Український державний університет залізничного транспорту

Кафедра експлуатації та ремонту рухомого складу

Розроблення пропозицій з удосконалення моніторингу стану підшипників зубчастих передач високошвидкісних поїздів

Пояснювальна записка і розрахунки
до кваліфікаційної роботи магістра

МКРМЕ 410.10.01 ПЗ

Розробив: студент групи 221-ЛЛГ-Д24
Спеціальності 273 Залізничний транспорт
Болотов О.Д.



Керівник: проф., д.т.н.
Дацун Ю.М.

Рецензент: доц., к.т.н.
Сумцов А.Л.

2026

Український державний університет залізничного транспорту

Факультет механіко-енергетичний
Кафедра експлуатації та ремонту рухомого складу
Освітньо-кваліфікаційний рівень: магістр
Спеціальність: 273. Залізничний транспорт («Локомотиви та локомотивне господарство»)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри,
професор, д-р техн. наук
(підпис) В.Г. Пузир
«___» _____ 2026 р.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ МАГІСТРА

Болотова Олексія Дмитровича

1. Тема: «Розроблення пропозицій з удосконалення моніторингу стану підшипників зубчастих передач високошвидкісних поїздів»
Керівник: Дацун Юрій Миколайович проф., д.т.н.
затверджено розпорядженням по механіко-енергетичному факультету
від «24» лютого 2026 року № 8.
2. Строк подання студентом закінченої роботи «12» червня 2026 року.
3. Вихідні дані Методичні вказівки по збору статистичної інформації в локомотивних депо (№471) _____
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки: - Тягова передача; - Загальні положення; - Вимоги, що ставляться до тягових передач; - Загальні відомості про тягові муфти; - Редуктор високошвидкісного електропоїзду; - Модель динаміки, пов'язаної з транспортним засобом та колією, з системою зубчастої передачі; - Динамічна модель підсистеми зубчастої передачі; - Динамічні характеристики зубчастої трансмісії; - Впровадження інтелектуальних підшипників з датчиками моніторингу.
5. Перелік графічного матеріалу - Редуктор високошвидкісного електропоїзду; - Модель сполученої динаміки транспортного засобу та колії із зубчастою передачею; - Система зубчастої передачі високошвидкісного залізничного транспорту; - Перевірка адекватності математичної моделі ; - Сили зачеплення шестерень та прискорення вібрації валу шестерні; - Порівняння навантажень на підшипники переднього та заднього редукторів; - Тимчасова діаграма

контактного навантаження між роликом №1 та внутрішньою доріжкою кочення, а також статистичні результати для всіх роликів; - Контактне навантаження між роликом та доріжкою кочення, а також кишенею сепаратора, а також сила тертя внутрішнього та зовнішнього кілець на ролику; - Кути повороту підшипників; - Частоти контактного навантаження між роликом та внутрішнім кільцем підшипників.

6. Консультанти розділів проекту

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Техніко-економічне обґрунтування	Калабухін Ю.Є., проф., д.т.н.		

7 Дата видачі завдання «20» лютня 2026 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту	Строк виконання етапів проекту	**Примітка**
1	Отримання завдання на кваліфікаційну роботу. Формування змісту та етапів роботи.	20.02–06.03	Виконано
2	Збирання та обробка статистичної інформації	03.10–31.04	Виконано
3	Виконання роботи по розділам дипломного проекту. Аналіз одержаних даних, їх розрахунок та обробка	01.05–08.05	Виконано
4	Перевірка виконаних завдань у керівника дипломного проекту, виправлення помилок, виконання робіт по розділам консультантів	05.11–20.05	Виконано
5	Робота над оформленням графічної частини, проведення розрахунків та створення на їх підставі графічних матеріалів	21.05–01.06	Виконано
6	Перевірка виконаних робіт у керівника проекту, виправлення помилок, чистове виконання розділів дипломного проекту	02.06–06.06	Виконано
7	Нормоконтроль, виправлення помилок та підготовка до захисту	07.06–15.06	Виконано

Студент __Болотов О.Д.

(підпис)

Керівник _____Дацун Ю.М.

(підпис)

Зміст

Анотація	6
Вступ	7
1 Тягова передача	10
1.1 Загальні положення	10
1.2 Вимоги, що ставляться до тягових передач	11
1.3 Конструкції тягових передач в приводах І класу	12
1.4 Моторно-осьові підшипники	16
1.5 Зубчаста передача в приводах І класу	21
1.6 Особливості конструкції приводу ІІ класу	30
1.7 Загальні відомості про тягові муфти	31
1.8 Корпус редуктора	33
1.9 Особливості конструкції приводу ІІІ класу	46
1.10 Редуктор високошвидкісного електропоїзду	48
2 Модель динаміки, пов'язаної з транспортним засобом та колією, з системою зубчастої передачі	51
2.1 Модель динаміки, пов'язаної з транспортним засобом та колією	51
2.2 Динамічна модель підсистеми зубчастої передачі	56
2.3 Експериментальні вібраційні випробування у польових умовах	71
2.4 Динамічні характеристики зубчастої трансмісії	74
2.5 Динамічний відгук підшипників редуктора	78
3 Впровадження інтелектуальних підшипників з датчиками моніторингу	98
4 Економічний ефект від заміни підшипників редуктора на інтелектуальні підшипники	107

4.1 Коротка характеристика технічного рішення 107
4.2 Капітальні витрати при впровадженні 108
4.3 Розрахунок приросту економічного ефекту від інноваційного заходу 110
4.4 Розрахунок приросту економічного ефекту при використанні інноваційних технологій 114
Список використаних джерел 117

Анотація

Тягова трансмісійна система є ключовою частиною високошвидкісних електропоїздів (ЕП). Вона має вирішальне значення для безпечної експлуатації та динамічних характеристик поїзда. У цій роботі розроблена динамічна модель, що враховує зубчасту передачу високошвидкісного ЕП та запропоновано впровадження інтелектуальних підшипників. Трансмісійна система включає косозубу передачу, редуктор і три типи підшипників: конічні роликові підшипники на валу шестірні, два циліндричні роликові підшипники і чотириточковий кульковий підшипник на валу шестірні. У моделі ролики циліндричних та конічних роликових підшипників розділені на кілька перерізів для отримання навантажувального стану роликів підшипників. Модель зубчастої передачі включена в динамічну модель зв'язку вагона та шляхи для дослідження динамічних характеристик підшипників трансмісійної системи високошвидкісних ЕП. Після перевірки запропонованої моделі за допомогою результатів випробувань всебічно досліджено динамічні відгуки компонентів редуктора при нерівностях шляху та тягових моментах. Результати показують, що тяговий момент грає домінуючу роль в навантаженнях на підшипники редуктора. Вплив нерівностей шляху збільшує контактне навантаження на підшипники редуктора, кути нахилу та перекосу роликів і змінює силовий стан роликів у різних зрізах, особливо конічних роликових підшипників. При нерівностях шляху максимальне динамічне контактне навантаження конічних роликових підшипників на колісній парі збільшується на 486,8% та 394,1% відповідно. Стандартне відхилення контактного навантаження між роликом та доріжкою кочення підшипників NU215 та QJ214 показує бімодальний розподіл, з великими відхиленнями при вході та виході ролика із зони контакту та найбільш стабільним положенням у точці максимального контактного навантаження. Розподіл навантаження на підшипники в передньому і задньому редукторах різні. Запропонована модель також може бути використана для розрахунку терміну служби підшипників, прослизання роликів та вибору підшипників редуктора.

Вступ

Системи зубчастих передач широко використовуються в різних галузях промисловості, таких як транспорт, аерокосмічна промисловість та вітроенергетика.

У високошвидкісних залізницях система зубчастих передач грає вирішальну роль передачі крутного моменту від двигуна до колісної пари, цим приводячи поїзд у рух. Під час роботи сили взаємодії колеса та рейки, викликані випадковими нерівностями шляху, передаються на зубчасту передачу та її опорні підшипники. Крім того, складні внутрішні нелінійні характеристики, такі як жорсткість зачеплення шестерень, що змінюється в часі, нелінійний контакт підшипників і зазор у підшипниках, додатково впливають на безпеку і стійкість транспортного засобу [1, 2]. Тому необхідно дослідити ефекти зв'язку між системою передачі та системою «транспортний засіб-шлях», а також аналізувати динамічні відгуки компонентів редуктора.

Дослідники широко вивчали динамічні характеристики транспортних систем, починаючи від поділу колій та поїздів та закінчуючи їх ефектами зв'язку. Класична теорія динаміки залізничних транспортних засобів, запропонована Гаргом та Духіпаті [3], спочатку ігнорувала ефекти зв'язку шляхів та транспортних засобів. Однак зі збільшенням швидкості поїздів увага змістилася на динамічну взаємодію між рейками та залізничними вагонами. Чжай і Сунь [4] розробили типову вертикальну динамічну модель взаємодії між залізничними вагонами та рейками, а Чжай та ін [5] додатково створили тривимірну модель пасажирського вагона на баластному шляху, підтвердивши модель польовими випробуваннями. У цій моделі підсистеми вагона та колії були пов'язані за допомогою взаємодії колеса та рейки. Цай та ін [6] розробили динамічну модель взаємодії вагона та мосту та запропонували аналітичний метод для монорейкових вагонів підвісного типу, що проїжджають мостами. Численні дослідження вивчали вібрації таких компонентів, як рама візка, кузов вагона, колісна пара [7, 8] та взаємодія між рейкою та колесом [9, 10],

розглядаючи поїзд та шлях як пов'язану динамічну систему. Проте динамічні характеристики системи передачі цих дослідженнях ігнорувалися.

Останнім часом досліджуються зубчасті передачі високошвидкісних залізниць Вей та ін [11] розробили гібридну динамічну модель косозубого редуктора поїзда, враховуючи модифікацію зубів шестірні. Чжу та ін [12] вивчили вібрацію та шум редуктора високошвидкісного поїзда за допомогою теоретичного моделювання, чисельного моделювання та експериментальної перевірки.

Гоу та ін [13] проаналізували стійкість та нелінійну динаміку редуктора високошвидкісного поїзда з використанням теоретичної моделі.

Хоу та ін [14, 15] виміряли динамічне розподілене контактне навантаження в підшипнику редуктора високошвидкісного поїзда при різних вхідних швидкостях та умовах крутного моменту за допомогою стендових випробувань. Однак ці дослідження були зосереджені виключно на зубчастій передачі, не беручи до уваги вплив транспортного засобу.

Хуан та ін [16] розробили динамічну модель транспортного засобу з тяговою системою та проаналізували вплив внутрішнього динамічного збудження тягової системи на вібрацію рами та редуктора. Рен та ін [17] досліджували вплив зачеплення шестерень на динаміку високошвидкісних транспортних засобів. Ван та ін [18] створили просторову пов'язану динамічну модель високошвидкісного поїзда з тяговою трансмісією, використовуючи модель «локомотив -шлях», та підтвердили її достовірність за допомогою польових випробувань. Ван та ін [19, 20] додатково досліджували вплив дефектів коліс та ексцентриситету шестерень на динамічні характеристики трансмісійної системи, використовуючи пов'язану динамічну модель. Чен та ін [21-23] створили пов'язану динамічну модель «локомотив-шлях» із зубчастою передачею та проаналізували динамічні характеристики транспортного засобу в умовах тяги та гальмування. Однак у цих дослідженнях переважно розглядалося зачеплення шестерень у трансмісійної системі, ігноруючи підшипники коробки передач. Нещодавно Ван та ін [24] проаналізували

динамічну взаємодію між парою шестерень та підшипниками трансмісійної системи високошвидкісного поїзда на основі пов'язаної динамічної моделі «локомотив -шлях». Лю та ін [25] розробили динамічну модель, пов'язану із системою зубчастої передачі, та проаналізували динамічні характеристики високошвидкісних поїздів на кривих. У запропонованій моделі враховувалися опорні підшипники валу шестерні, а опорні підшипники коробки на колісній парі були спрощені до елемента жорсткості-демпфера.

Як згадувалося вище, лише деякі дослідники розглядали ефекти зв'язку між системами зубчастої передачі та транспортними засобами на високошвидкісних поїздах. У більшості досліджень ігнорувалися динамічні характеристики опорних підшипників системи передачі або спрощувалися підшипники до елементів жорсткості-демпфера, що не дозволяє повною мірою виявити ефект зв'язку між зубчастою передачею і її компонентами. Насправді система зубчастої передачі з'єднується з транспортним засобом з допомогою різних компонентів, особливо різних типів підшипників. Оскільки підшипники є найважливішими компонентами системи передачі, що обертаються, їх динамічні характеристики в системі передачі транспортного засобу вивчені не в повній мірі. У поточних дослідженнях немає обліку роликового руху підшипників системи передачі. Таким чином, у цьому дослідженні створено комплексну динамічну модель взаємодії транспортного засобу із зубчастою передачею. У моделі ролики циліндричних та конічних роликових підшипників розділені на кілька перерізів для отримання поступальних та обертальних рухів роликів підшипника у різних напрямках, а також стану навантаження на ролики підшипника вздовж їхньої довжини. На основі запропонованої моделі досліджено динамічні характеристики зубчастої передачі при різних тягових моментах. Також досліджено вплив робочих швидкостей, тягового моменту та нерівностей шляху на контактні навантаження між роликом та доріжкою кочення, сепаратора та розподіл навантаження на підшипники редуктора.

1 Тягова передача

1.1 Загальні положення

Для передачі обертального моменту від вала тягового електродвигуна (ТЕД) до колісної пари служить тяговий редуктор. Положення колісної пари в компонувальній схемі екіпажа однозначно визначене її опорними і напрямними функціями. Для вала ж тягового двигуна існує декілька варіантів розташування, які можуть відрізнятися двома основними ознаками: - підресорений або непідресорений двигун відносно колісної пари; - взаємна орієнтація геометричних осей вала ТЕД і колісної пари (вони можуть бути співвісними, паралельними, непаралельними перетинаючими неперетинаючими). і непаралельними Двигун, розміщений на підресорених частинах візка або кузові, може переміщуватися відносно колісної пари. Для передачі обертання в умовах взаємних переміщень окремих елементів передачі необхідні рухомі сполучні муфти. У разі опори двигуна безпосередньо на вісь колісної пари необхідність в муфті відпадає. При неспіввісності геометричних осей вала двигуна і колісної пари необхідний редуктор, який, як правило, виконується на базі зубчастих передач (циліндрових або конічних). Таким чином, окрім вала ТЕД і колісної пари, передача може включати в себе тягові муфти і редуктори. Всі названі елементи можуть бути сполучені між собою безпосередньо або – при значному віддаленні один від одного – валопроводами [39, 43].

1.2 Вимоги, що ставляться до тягових передач

Елементи тягової передачі при роботі схильні до різних навантажень, які непостійні за абсолютним значенням і часом. Залежно від режиму ведення поїзда потужність, що реалізовується приводом, тяговий момент і частота обертання можуть змінюватися в широких межах. Так, у момент зрушення поїзда зубчаста передача працює в режимі «тихохідної передачі» з низькими частотами обертання і великим обертальним моментом. При русі на максимальних швидкостях режим роботи передачі наближається до типового для «швидкохідних передач». Температури, при яких працюють поїзди на вітчизняних залізницях, змінюються від плюс 50 до мінус 55 °С. Безпосередня близькість до тягових передач таких джерел тепла, як тяговий двигун і гальмівні пристрої, а також власне виділення тепла може істотно збільшувати верхній рівень робочих температур передачі. Вода, сніг, пил, що містять значну кількість абразивних і хімічно активних речовин, постійно наявні в атмосфері, що оточує елементи передачі. Значні перепади тиску, викликані аеродинамічними явищами при руху на великих швидкостях, також сприяють їх проникненню у внутрішні порожнини. Крім того, тягова передача є одним з небагатьох вузлів локомотива, що погано піддаються візуальному контролю не тільки під час руху, але і на стоянці. У зв’язку з перерахованими причинами до передач ставлять ряд вимог, що визначаються експлуатаційними умовами роботи локомотива. Найбільш важливі з них такі: - забезпечення пружного зв’язку якоря ТЕД з колісною парою; - забезпечення мінімальної ваги необресорених частин і мінімальної дії на колію; - забезпечення найбільш вигідної швидкості ТЕД і його високого ККД; - забезпечення такого розташування ТЕД, при якому вони легко доступні для огляду і ремонту і захищені від снігу, вогкості і пилу; - забезпечення високої безвідмовності в роботі, оскільки тягова передача не резервується і відмова її практично приводить до повної або часткової відмови локомотива. Для підвищення ККД необхідно зменшувати втрати в зубчастій передачі (передача повинна бути

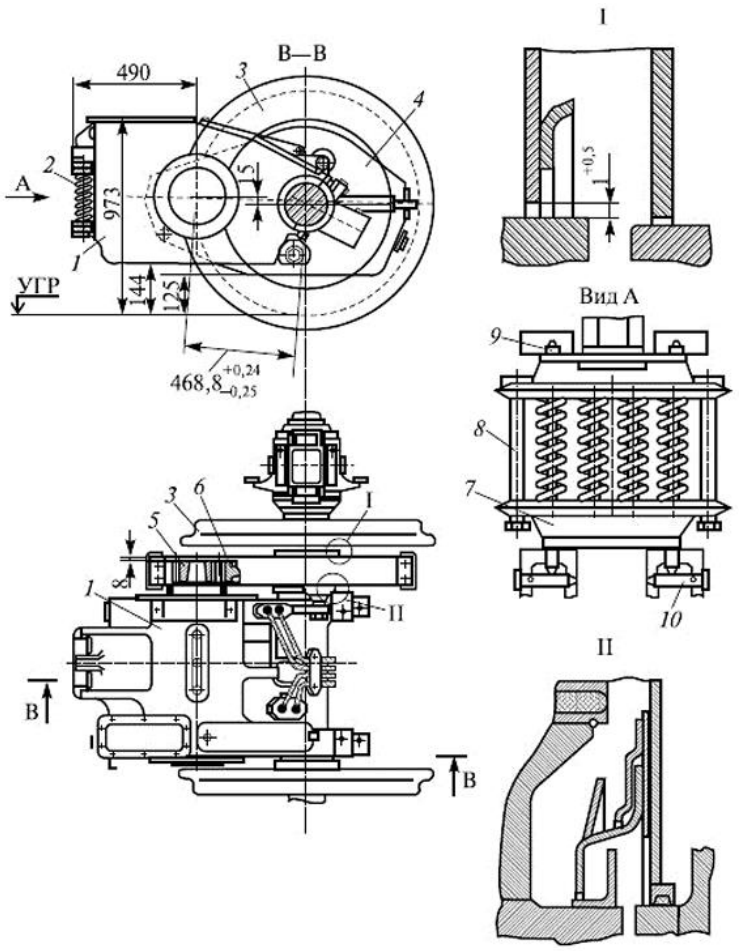
одноступінчатою і мати надійні ущільнення); для зменшення втрат на тертя слід використовувати підшипники кочення.

Дуже важливо, щоб привод мав хорошу ремонтопридатність, заміни дороговартісних вузлів не були б частими і щоб об'єм робіт з демонтажу і монтажу при ремонті був невеликим. Тягові передачі рухомого складу можна класифікувати за трьома класами: - привод I класу – опорно-осьове підвішування ТЕД і редуктора; - привод II класу – опорно-рамне підвішування ТЕД і опорноосьове редуктора; - привод III класу – опорно-рамне підвішування і ТЕД, і редуктора. Для високошвидкісного рухомого складу намітився напрям, пов'язаний з перенесенням великих мас тягового приводу на раму кузова.

1.3 Конструкції тягових передач в приводах I класу

Конструктивні особливості тягової передачі в приводі I класу переважно визначені тим, що тяговий двигун одним боком спирається на візок, а іншим – безпосередньо на вісь колісної пари. Зв'язок двигуна з колісною парою, що з'являється при цьому, дозволяє технічно просто (за допомогою моторно-осьових підшипників) забезпечити паралельність вала якоря двигуна і осі колісної пари і постійності відстані між ними. Це, у свою чергу, дає можливість застосувати найбільш просту тягову передачу, що складається з шестірні і зубчастого колеса, жорстко посаджених відповідно на вал двигуна і вісь колісної пари. При опорноосьовому підвішуванні двигуна кріплення його до рами візка виконують пружним, при цьому розрізняють траверсне, маятникове і люлькове підвішування. На вітчизняних тепловозах і електровозі ВЛ60ПК застосовано траверсне підвішування (рисунок 1.1). Привод включає електродвигун 1, що спирається з одного боку через моторно-осьові підшипники ковзання на вісь колісної пари 3, а з іншого за допомогою верхнього і нижнього приливків – на пружинний комплект 2 (вигляд А).

Пружинний комплект складається з чотирьох пружин, розташованих між двома балками 7, стягуваними болтами 8, і встановлюється між лапами кронштейна, привареного до поперечної балки рами візка, з попереднім натягом, що виключає деформацію пружин від реакції тягового моменту. Його положення в кронштейні фіксується двома стрижнями 9, що проходять через отвори в лапах і балках (стрижні утримуються поперечними валиками 10).

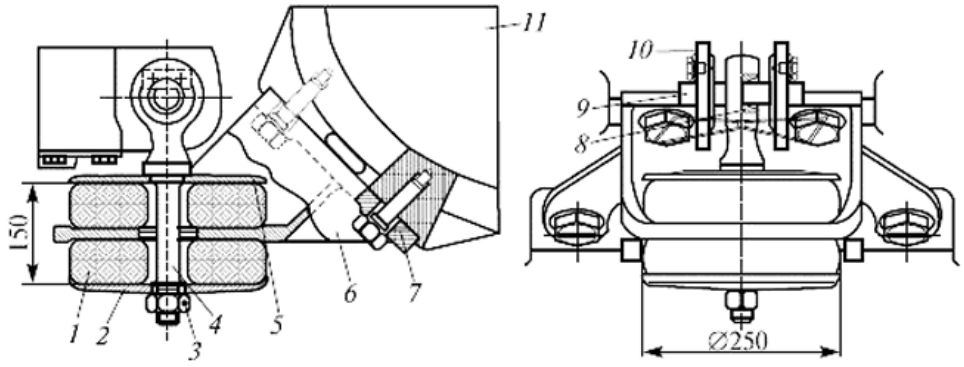


1 – ТЕД; 2 – пружинний комплект; 3 – колесо; 4 – кожух; 5 – провідна шестірня; 6 – зубчасте колесо; 7 – балки-опори пружинного комплекту; 8 – стягуючі болти; 9 – фіксуючі стрижні; 10 – поперечні валики

Рисунок 1.1 - Траверсне підвішування ТЕД

Передача обертального моменту здійснюється одностороннім редуктором, що складається з провідної шестірні 5, веденого зубчастого колеса 6 і кожуха 4. У кожух зубчастої передачі заливається 4,5÷5,5 л осіркованого

мастила або мастила СТП (влітку марки Л, взимку З). Для запобігання його витоку кожух забезпечений по горизонтальному рознімачу ущільнювальними пазами, а на осі колісної пари з боку зубчастої передачі – однокамерним лабіринтом (перетин II). Крім того, на рухомому складі використовується ще більш технологічне і конструктивно простіше кріплення ТЕД на маятниковій підвісці з пружними гумовими шайбами (рисунок 1.2), що складають блок амортизаторів. Така конструкція застосована на електровозах ВЛ80 і ВЛ10. Кронштейн 6 коробчастого типу прикріплений болтами 7 до ТЕД 11 і розташований між гумовими шайбами 1, які затиснуті з попереднім натягом між сталевими шайбами 2 і 5, надітими на підвіску 4 гайкою 3. Головка підвіски із запресованою втулкою 8 валиком 9 кріпиться до кронштейнів 10 рами візка.

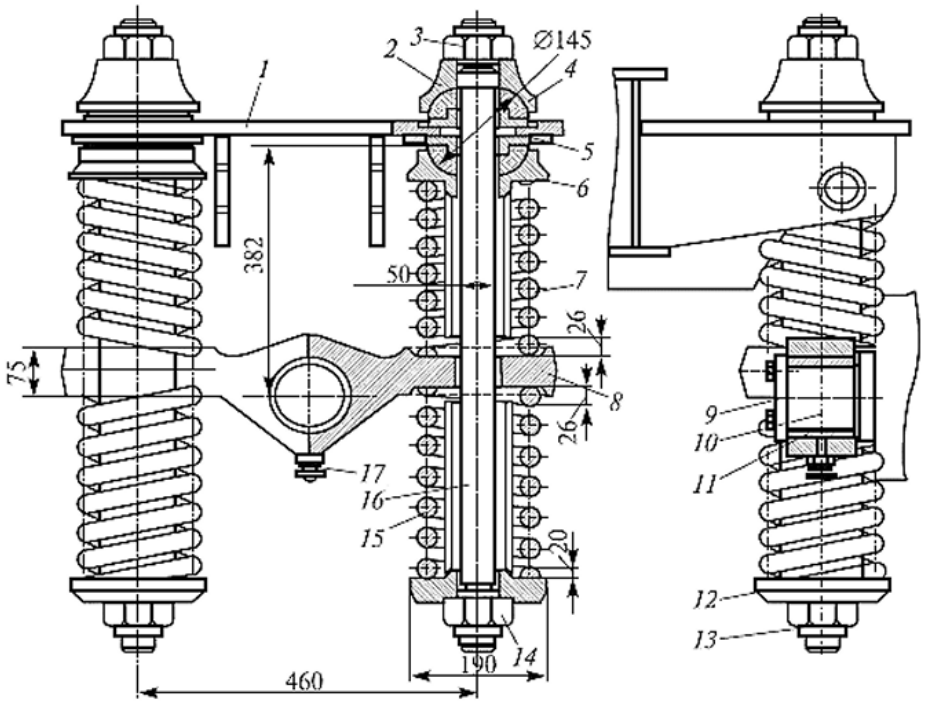


1 – гумові шайби; 2, 5 – сталеві шайби; 3 – гайка; 4 – підвіска;
6 – кронштейн тягового двигуна; 7 – болти кріплення кронштейна;
8 – втулка; 9 – валик; 10 – кронштейн рами візка; 11 – тяговий двигун

Рисунок 1.2 - Маятникове підвішування ТЕД

При люльковому підвішуванні (рисунок 1.3) тягового двигуна електровозів серії К (вантажні шестивісні електровози змінного струму з кремнієвими випрямлячами, замовлені в Західній Німеччині для ознайомлення з європейським досвідом; рік постачання 1961; побудовано 20 (ФРН); списання: до 1978; виготівники – Сіменс-Шукерт, Крупп; розшифровка

позначення: з кремнієвими випрямлячами; вага 138 т; навантаження на вісь 23 т; швидкість 100 км/год; потужність 5760 л.с.) застосовується конструкція, що складається з балансира 8, підвісок 16, піддонів 6 і 12 з привареними до них напрямними втулками, кульових шарнірів і верхніх 7 і нижніх 15 пружин. До корпусу тягового двигуна болтами кріпиться цапфа 10, на яку напресовується втулка 11. На цапфу заводиться балансир 8 і кріпиться до неї трьома болтами.



1 – кронштейн поперечної балки рами візка; 2 – ковпак; 3 – корончаті гайки; 4, 5 – верхня і нижня півсфери; 6, 12 – піддони; 7, 15 – верхні і нижні пружини; 8 – балансир; 9 – шайба; 10 – цапфа; 11 – втулка; 13 – шплінт; 14 – корончаті гайки; 16 – підвіски; 17 – маслянка

Рисунок 1.3 - Люлькове підвішування ТЕД

Змащення поверхонь балансира і втулки, що труться, здійснюється маслянкою 17. Вага тягового двигуна через балансир передається на нижні пружини, піддони, корончаті гайки 14, підвіски 16 і корончаті гайки 3 на ковпаки 2. Кульове з’єднання підвісок з кронштейном 1 поперечної балки рами візка складається з двох півсфер: верхньої 4 і нижньої 5, піддону 6 і ковпака 2.

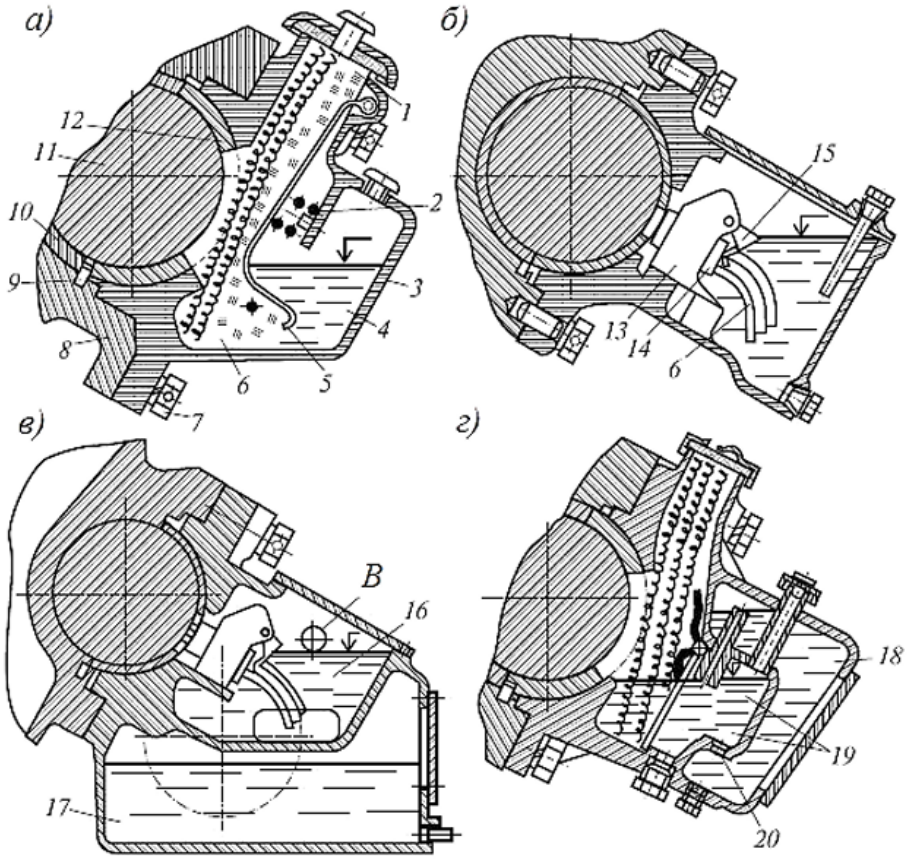
Підвіска 16 має діаметр 50 мм і виконана зі сталі 25СгМо4. Кульова поверхня ковпака, виготовленого зі сталі СК45, шліфується. Півсфери 4 і 5 виконані із сталевого графітизованого матеріалу, що не вимагає змащення, і приклеєні до сталевих фланців, розміщених в гніздах кронштейна. Корончаті гайки М48Х3 стопоряться шплінтами 13.

1.4 Моторно-осьові підшипники

Застосування моторно-осьових підшипників ковзання пояснюється тим, що в умовах дуже великих динамічних навантажень, що є наслідком поєднання великих вертикальних прискорень колісної пари і великої маси двигуна, пропоновані промисловістю підшипники кочення не забезпечують необхідної довговічності, а зміна їх украй трудомістка, оскільки вимагає розпресування колеса. Основна умова довговічності моторноосьових підшипників – забезпечення хороших умов змащення. Для розміщення моторно-осьових підшипників на остові тягового двигуна відліті два кронштейни, до них чотирма болтами кріпляться шапки моторно-осьових підшипників, відліті зі сталі, після чого внутрішня поверхня кронштейнів і шапок розточується під установлення вкладишів моторно-осьових підшипників. Вкладиші моторно-осьових підшипників відліті з латуні з двох половин у вигляді напівциліндрів з буртами з одного боку. Внутрішня поверхня вкладишів залита бабітом. Зовнішній вкладиш має вікно для змащення. Для запобігання прокручуванню вкладишів у кронштейні тягових двигунів встановлена шпонка на стику між половинами вкладишів.

Потім бабіт усередині вкладишів розточується за діаметром шийки осі колісної пари під моторно-осьові підшипники із зазором 0,25÷0,5 мм, після чого пришабрюється по шийці осі пари. При встановленні моторно-осьових підшипників враховують їх бракувальні розміри: - радіальний зазор між бабітом вкладишів і віссю колісної пари – не більше 2,5 мм (заміряється щупом

з канави через прорізи в кожусі, що закриває середню частину осі колісної пари). Після поточного ремонту ПР-3 цей зазор повинен складати 0,25÷0,5 мм; - розгін ТЕД уздовж осі колісної пари – не більше 6 мм (після ПР-3 – 0,5÷2 мм). Розгін заміряється на ПР-2 при знятих кожухах зубчастої передачі як сума зазорів з двох сторін між буртом вкладиша моторно-осьового підшипника і торцем маточини колісного центру. При гнотовій (рос. фитильной) системі змащування осі і вкладишів шапка моторно-осьових підшипників розділена усередині на три камери: камеру для гноту (рос. фитилей), камеру постійного рівня мастила, камеру-резервуар для мастила (рисунок 1.4, а). У камеру для гноту зверху через отвір з кришкою закладають три гноти (рос. фитиля), сплетені з шерстяних ниток (завдовжки 800 мм), просочені в мастилі протягом доби, складені удвічі на дерев'яній лопатці. Ці гноти через вікно в зовнішньому вкладиші стикаються з віссю колісної пари. Потім камерурезервуар заповнюють мастилом під тиском 3 атм, після чого через верх ніпеля (трубочки) заповнюється нижня камера постійного рівня мастила – до початку виходу мастила назовні. з На рухомому складі застосовують також моторно-осьові підшипники польстерною системою змащення, з циркуляційною системою змащення і системи з постійним рівнем мастила. Польстерний механізм (рисунок 1.4, б) складається з остова 13, пригвинченого до днища шапки і забезпеченого U-подібними напрямними пластинками. Усередині напрямних розташована коробка 14 із закріпленим в ній гнотом 6, складеним з трьох пластин каркасної повсті (рос. войлок) або її замінника. На верхній і нижній поверхнях коробки встановлені пластинчасті пружини, які ковзають по U-подібних напрямних. Гніт притискається до шийки осі двома пружинами і важелем 15, що спирається на бурти польстерної коробки. Шапка моторноосьового підшипника має збільшений резервуар для мастила місткістю 4 л, що забезпечує пробіг локомотива між черговими дозаправками не менше 1000 км. Передбачені також зливна пробка і щуп для контролю рівня мастила.



1 – запобіжна набивка; 2 – пружина; 3 – корпус шапки; 4 – мастило; 5 – притискна пластина; 6 – гніт; 7 – болт; 8 – остов двигуна; 9 – шпонка; 10, 12 – бабітові вкладиші; 11 – вісь колісної пари; 13 – остов; 14 – коробка; 15 – важіль; 16 – верхні камери; 17 – мастилозбірник; 18, 19 – камери; 20 – отвір

Рисунок 1.4 - Моторно-осьові підшипники ковзання ТЕД в приводах I класу з гнотовою (а), польстерною (б), циркуляційною (в) системами змащування і з системою постійного рівня мастила (г)

Циркуляційна система змащення (рисунок 1.4, в) має таку конструкцію: у одній загальній шапці розміщені, окрім вкладишів, два польстери, мастилозбірник 17 місткістю 35 л і шестеренна помпа, що приводиться в дію від рознімного зубчастого колеса, встановленого на осі колісної пари. Мастило з колеса по спеціальних каналах подається в праву і ліву верхні камери 16, де постійно забезпечується його необхідний рівень. У камерах встановлені польстери, за допомогою яких мастило через вікна у вкладишах надходить

безпосередньо в зону тертя. Відпрацьоване в підшипниках мастило, а також його надлишки в камерах 16 по спеціальних каналах і через вікно В зливаються назад в мастилозбірник 17. Польстери забезпечують змащення моторно-осьових підшипників при зрушенні з місця і на малих швидкостях руху, а також відіграють роль дублюючої системи змащення у разі виходу з ладу шестеренної помпи.

Для запобігання витоку мастила передбачені двокамерні лабіринтові ущільнення, які на перших зразках моторно-осьових підшипників виконувалися як єдине ціле з вкладишами. В результаті моторно-осьові підшипники з циркуляційною системою мастила забезпечують пробіг локомотива між черговими дозаправками не менше ніж 10 тис. км.

На електровозах питомі навантаження на вкладиші моторноосьових підшипників унаслідок симетрії двосторонньої зубчастої передачі значно нижче, ніж у тепловозів, тому на них з успіхом застосовують моторно-осьові підшипники з постійним рівнем мастила (рисунок 1.4, г), які мають дві камери. В одній з камер – 19, рівень мастила в якій залежить від висоти ніпеля, що сполучає його з камерою 18, знаходиться шерстяна набивка. Система працює таким чином: як тільки рівень мастила в камері 19 знизиться настільки, що мастило не буде торкатися ніпеля, повітря, що знаходиться в ній, почне надходити в камеру 18, розрідження в якій зменшиться. Внаслідок цього мастило надходитиме через отвір 20 в камеру 19 до тих пір, поки не закриє ніпель. Поповнення мастила і підтримка його постійного рівня продовжуватимуться, поки не витратиться мастило із запасної камери. Ревізія моторно-осьових підшипників здійснюється через три ПР-1. При цьому виконуються такі роботи:

- зливається мастило з шапок моторно-осьових підшипників (через два нижні отвори з пробками);

- з шапок виймаються шерстяні гноти, промиваються гасом (рос. керосином), просушуються, замінюються порвані шерстяні нитки, після чого

вони просочуються мастилом протягом доби (лежать у відрі з машинним маслом);

- заміряється знос бабіту вкладишів, тобто радіальний зазор моторно-осьових підшипників, який повинен бути не більше 2,5 мм;

- у шапки заправляються гноти і заливається мастило під тиском.

Заправка мастила в моторно-осьові підшипники з постійним рівнем здійснюється під тиском 0,35 МПа через спеціальний шланг з наконечником, що вставляється в конічний отвір 20. Після однієї заправки забезпечується пробіг локомотива не менше 1000 км.

Для зменшення шкідливої дії на колію необресореної частини тягового двигуна при опорно-осьовому підвішуванні часто намагалися помістити в моторно-осьові підшипники пружини, проте забезпечити незмінну централь (відстань між центром осі колісної пари і віссю ТЕД) не вдавалося.

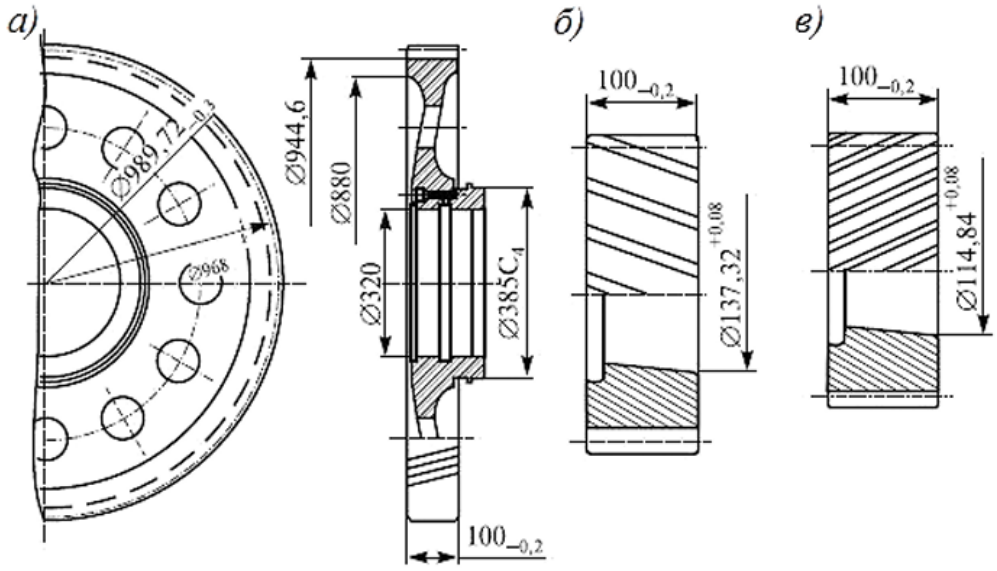
Незважаючи на відмічені переваги, конструкції моторноосьових підшипників залишаються трудомісткими в обслуговуванні і ремонті, вимагають великої витрати мастила і кольорових металів; неможливість надійної герметизації вузлів веде до забруднення навколишнього середовища. У результаті наявність моторно-осьових підшипників можна розглядати як довід на користь відмови від застосування приводів I класу. Ще одним доводом може служити і те, що в даному типі приводу практично неможливо забезпечити герметичність кожуха редуктора.

Разом з тим промислове освоєння потужних тиристорних перетворювачів трифазного струму регульованої частоти відкрило ряд напрямів вдосконалення приводу за умови застосування асинхронних тягових двигунів, що володіють значно більшою питомою потужністю, ніж двигуни постійного струму. Практично двократне зниження маси двигуна і менша сприйнятливість до вібрацій, а також поява вібростійких підшипників кочення у ряді випадків (в першу чергу для швидкостей до 120 км/год) роблять виправданим повернення до приводу I класу зі спиранням на вісь через підшипники кочення. Так виконані приводи тепловоза DE6400 для

голландських залізниць, який розглядається як прототип загальноєвропейського тепловоза 2000 р. і електровоза для КНР, що поставляється рядом європейських фірм.

1.5 Зубчаста передача в приводах I класу

Зубчаста передача в приводах I класу виконується залежно від передаваної потужності одно- або двосторонньою. На вітчизняних вантажних електровозах привод має двосторонню косозубу передачу з кутом нахилу зубів 24° (рисунок 1.5), на пасажирських електровозах і електропоїздах (окрім ЕМ4) – односторонню прямозубу.



а – ведене зубчасте колесо; б – шестірні електровоза ВЛ80; в – шестірня електровоза ВЛ80К, ВЛ10

Рисунок 1.5 - Велике зубчасте колесо вітчизняних вантажів електровозів

Рівність статичних навантажень з правого і лівого боку двосторонньої зубчастої передачі забезпечується застосуванням протилежного нахилу зубів на різних сторонах.

На електровозах ВЛ80 застосовуються шестерні, виковані з хромонікелевої сталі, потім обточені з усіх боків. Усередині шестірня має конічний отвір з ухилом 1:10 – для напресовування на вал якоря тягового двигуна. Збоку отвору виконана виточка шириною 15 мм – для гайки. Зовні на шестірні нарізається 21 косий зуб. Модуль зубів – 11 мм. Зуби піддаються термообробці – цементуються і гартуються.

Готові шестерні конічним отвором притираються пастами до конічних кінців вала якоря тягового двигуна (не менше 85 %). Потім шестерні нагріваються (до 150÷180 °С) і напресовуються на кінці вала якоря тягового двигуна (з натягом уздовж вала 2,5÷3,0 мм). Одна шестірня напресовується на кінець вала якоря ТЕД довільно, а інша шестірня на протилежний кінець вала якоря ТЕД – після розмітки по зубах зубчастого колеса колісної пари.

Для нормальної роботи зубчастого зачеплення необхідно, щоб відстань між центром осі колісної пари і віссю ТЕД (централь) зубчастого колеса і шестірні не мінялася. Робота зубчастої передачі не порушується тоді, коли зв’язок тягового двигуна з колісною парою незмінний, при цьому мінімізується знос моторно-осьових підшипників.

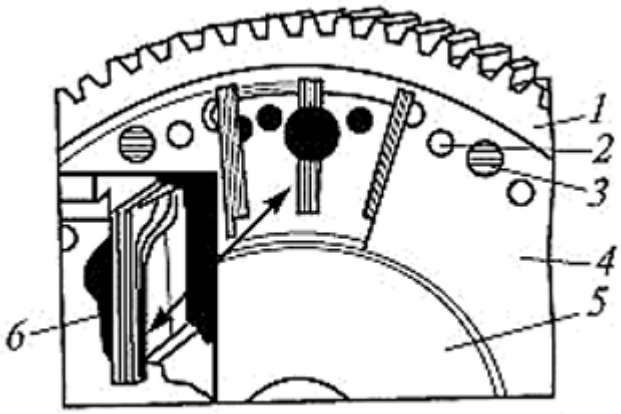
Розпірні сили, що з’являються при роботі односторонньої передачі, викликають нерівномірне навантаження і знос моторноосьових підшипників і зубчастої передачі тягового двигуна, що порушує нормальну роботу зубчастого зачеплення (з’являються перенапруження і клиноподібний знос зубчастих коліс).

При двосторонній зубчастій передачі також спостерігається односторонній знос зубчастих коліс. Для виключення цього необхідно забезпечити однакове навантаження обох шестерень, що і досягається застосуванням косозубого зачеплення, коли на обох сторонах встановлюють шестерні з нахилом зубів у протилежних напрямах.

При цьому у разі неточностей монтажу при зачепленні шестірні тільки з одного боку передачі, аксіальна складова, що з’являється, від косого зуба коліс на шестірню примушує якір переміщатися до тих пір, поки не увійде до зачеплення шестірня з іншого боку.

Одним з основних недоліків передачі при опорно-осьовому підвішуванні тягового двигуна є збільшення непідресореної ваги, що при проходженні колісною парою нерівностей колії викликає значні напруження в шестернях, які зростають зі збільшенням інерції якорі. Для зменшення дії колії на зубчасту передачу застосовують зубчасті колеса з пружними вінцями. Пружні вінці забезпечують при двосторонній передачі більш рівномірний розподіл зусиль між обома передачами, причому розподіл залежить від жорсткості пружного механізму вінців і початкового їх зусилля. У пружних зубчастих передачах застосовуються листові і циліндричні пружини.

Конструкція пружної передачі з листовими пружинами подана на рисунку 1.6. При передачі обертального моменту від двигуна вінець 1 повертається відносно центру зубчастого колеса 2 і викликає додатковий вигин пружних пластин 3. Щоб не допустити випадання пакетів, з обох боків центру зубчастого колеса встановлюють шайби 4 з листової сталі і стягують їх заклепками з потайними головками. Центр 5 має по зовнішньому боку залежно від передавального числа від 22 до 25 пазів, в які закладаються пакети листових пружин. Кожен пакет складається з восьми пластин і прокладки 6. Пластини поміщені в два ряди по чотири з кожного боку прокладки, яка створює попередній натяг. За станом пакетів спостерігають через отвори в шайбах 4.

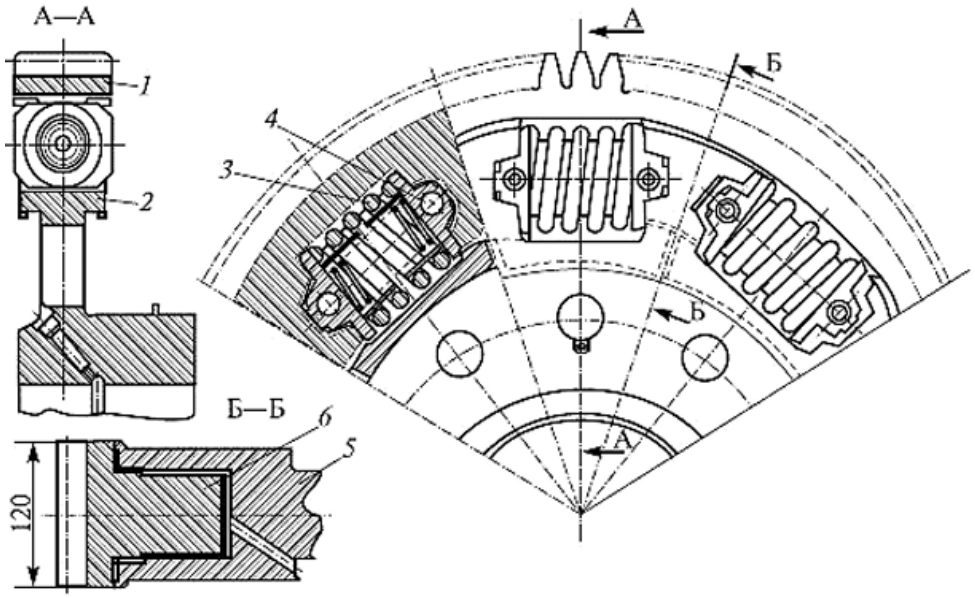


1 – зубчастий вінець; 2 – зубчасте колесо; 3 – пружні пластини; 4 – шайба; 5 – центр колеса; 6 – прокладка

Рисунок 1.6 - Ведене зубчасте колесо вантажних електровозів з листовими пружинами

Пружні вінці з ресорними пакетами мають велику жорсткість, тому навіть при незначній невідповідності в розташуванні зубів шестерень і зубчастих коліс на обох боках колісної пари при русі в одному напрямі передача часто працює одним боком, а при русі у зворотному – іншим.

Вінець з циліндричними пружинами виходить менш жорстким. Вінець 1 зубчастого колеса електровоза Ф (електровоз змінного струму, що будувався у Франції на замовлення СРСР в 1957 р. для набуття досвіду експлуатації і конструювання електровозів змінного струму напругою 25 кВ, – 50 електровозів змінного струму типу 30-30 з ігнітронами – ртутними випрямлячами; на сьогодні зберігся лише 1 електровоз ФК-07 – експонат залізничного музею у Варшавському вокзалі Санкт-Петербургу) (рисунок 1.7) нерозрізний, забезпечений виступами 6, що проходять між парними виступами 5 в тілі центру зубчастого колеса 2. Щоб вінець можна було надіти на центр, вирізи між виступами повинні дещо перевищувати виступи.



1 – вінець; 2 – центр зубчастого колеса; 3 – пружини; 4 – упори;
5 – виступи в центрі зубчастого колеса; 6 – виступи вінця

Рисунок 1.7 - Зубчасте колесо з циліндричними пружинами

Після установлення вінця виступами проти пазів у зубчастому колесі і повороту його таким чином, щоб виступи вінця опинилися усередині парних виступів центру зубчастого колеса, у вільні простори, що утворилися, між виступами ставлять пружини 3 з упорами 4.

Шестерні виготовляють зі сталі 20ХН3А або 37ХН3А; після нарізки їх цементують, гартують і шліфують. Ведені зубчасті колеса електровозів виготовляють зі сталі 55, заготовки піддаються загартуванню і високому відпуску. На їх довговічність впливають не лише технологія, але і точність виготовлення. При відхиленні основного кроку і профілю зачеплення від норми не відбувається плавного пересполучення зубів, виникають удари, сила яких через великі частоти пересполучень і значні взаємодіючі маси може вимірюватися десятками тонн. Внаслідок цього в процесі роботи передачі відбувається знос зубів, викришування металу, поява втомних тріщин в основі зуба і порушення евольвентного профілю. Одночасно з цим йде припрацювання зубів, у процесі якого знижуються негативні наслідки

спотворення профілю і віброактивність зубчастої колісної пари може залишатися помірною.

Однією з причин утомних руйнувань зубчастих коліс є їх недостатнє поверхневе зміцнення, тому після механічної обробки зубів проводять поверхневе загартування струмами високої частоти. При цьому час нагрівання одного зуба становить 12÷15 с, охолодження 6÷8 с при температурі 50 °С в розчині соди і мила. Після загартовування проводиться відпуск при нагріванні до 200 °С з повільним повітряним охолодженням, потім шліфуфіння зубів. З обох боків робочої поверхні зубів залишають незагартований шар на 2±1 мм до краю. Западину і головку також залишають незагартованими. Товщина загартованого шару складає 1,5÷4 мм.

Загартування тільки робочої поверхні має той недолік, що в загартованому шарі виникають стискальні напруження, а в місці переходу від загартованого до незагартованого шару – розтягальні, які разом з робочими розтягальними напруженнями є причиною утворення тріщин і утомних руйнувань. Щоб уникнути цього, рекомендується механічне зміцнення западин між зубами, яке виконують роликом на спеціальному накатному верстаті. Хороші результати дає загартовування струмами високої частоти по всьому контуру колеса, включаючи западини, що виключає утворення перехідних зон.

Якщо з якої-небудь причини редуктор «розпарений», тобто одне з припрацьованих зубчастих коліс замінено, то відбувається різке зростання зносу зубів обох коліс, навіть якщо у знову поставленого колеса робочі поверхні зубів не зношені.

Пружне самоустановлюване колесо (рисунок 1.8) складається з зубчастого вінця 1, маточини 8, двох фланців 6, з’єднаних з маточиною болтами 9. У співвісних отворах вінця і фланців у почерговому порядку встановлені вісім еластичних 2 і вісім упорних 4 гумометалевих блоків. Блок в осьовому напрямку фіксується стопорними кільцями 5 і упорними дисками

3, прикріпленими зовні до бічних фланців колеса. Вінець спирається на маточину через насипний роликовий підшипник.

Еластичний гумометалевий блок складається з трьох гумових елементів. При зрушенні локомотива з місця і розгоні до зубчастого колеса прикладений великий крутний момент. Під його дією вінець повертається щодо маточини, деформуючи спочатку еластичні, а потім і упорні гумометалеві блоки.

Зі збільшенням швидкості руху крутний момент зменшується і упорні гумометалеві блоки виводяться з роботи.

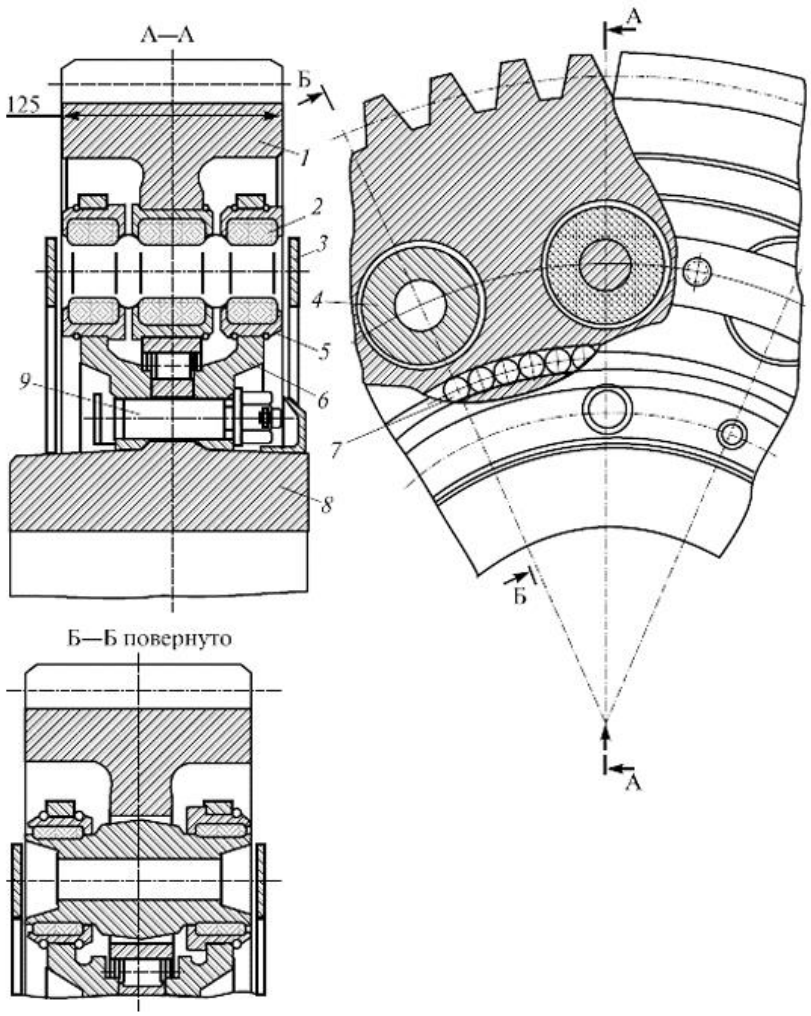
Застосування даного типу передачі позитивно вплинуло на надійність роботи тягових електродвигунів та інших вузлів приводу. Так, більш ніж дворазове зниження динамічних навантажень в пружній тяговій передачі зменшило її віброактивність, в результаті чого скоротилися пошкодження болтових кріплень кожуха редуктора до остова тягових електродвигунів. Зменшилася також схильність локомотива до буксування, на 15 % знизилася інтенсивність зносу бандажів.

Незважаючи на постійне вдосконалення конструкції, тягові приводи класу I мають ряд непереборних недоліків, які знижують надійність і ускладнюють експлуатацію та ремонт. До них відносяться:

- слабкий віброзахист тягових електродвигунів і, як наслідок, пошкодження ТЕД через високе вібронавантаження;

- високий рівень вібрації в контакті коліс з рейками, обумовлений значною величиною непідресореної маси і високими динамічними навантаженнями в передачі, що приводить до збільшення зносу бандажа колісної пари і поверхні кочення рейки;

- наявність моторно-осьових підшипників ковзання і неможливість забезпечення герметичності кожуха редуктора (так як двигуни колекторні, то при великих вібраціях щітка може відірватися від колектора, що вкрай небажано).



1 – зубчастий вінець; 2, 4 – еластичні і упорні гумометалеві блоки; 3 – упорні диски; 5 – стопорні кільця; 6 – фланці; 7 – насипний роликовий підшипник; 8 – маточина; 9 – болти

Рисунок 1.8 - Пружне самоустановлюване зубчасте колесо

На електровозах ВЛ10 і ВЛ80 кожух зубчастої передачі – зварний, зі сталі, у вигляді коробки з двох (верхньої і нижньої) частин. По лінії рознімання і по горловині кожуха виконані канавки, в які закладається повсть для ущільнення, що виступає назовні на 6 мм (в депо цю повсть просочують парафіном). Верхня і нижня частини кожуха скріплюються між собою болтами і шпильками.

Складений кожух зубчастої передачі одним боком кріпиться до двох кронштейнів остова тягового двигуна і до підшипникового щита ТЕД трьома болтами М42.

У верхній частині кожуха зубчастої передачі виконаний люк з кришкою на болтах – для огляду зубів шестірні і зубчастого колеса при ремонті без зняття кожухів зубчастої передачі; на кришці люка приварена трубка-сапун для вирівнювання тиску всередині кожуха зубчастої передачі з атмосферою.

У нижній частині кожуха збоку приварена маслянка з кришкою – для заливання мастила і трубка зі щупом – для заміру рівня мастила.

Для змащення зубчастої передачі застосовується осірковане мастило по 3,5÷4 кг в кожен кожух. При виконанні ТО-2 замірюється рівень мастила щупом в кожному кожусі, за необхідності мастило додається.

На електровозі ВЛ80 кожухи зубчастої передачі виконані клеєними з просоченої смолою склотканини.

Перевірка зубчастої передачі проводиться при ТР-2 і через три ТР-1 таким чином:

- знімаються кожухи зубчастої передачі, зливається мастило, кожухи промиваються, оглядаються, за необхідності заміняються повстяні ущільнення в канавках кожухів;

- перевіряються всі бракувальні розміри зубчастої передачі – при піддомкрачених колісних парах;

- всі зуби шестірні і зубчасті колеса очищаються від мастила і оглядаються за допомогою лупи;

- пальцевим ключем підтягуються гайки в торцях валів тягових двигунів;

- кріпляться кожухи зубчастої передачі, в кожен кожух заливається 3,5÷4 кг осіркованого мастила.

1.6 Особливості конструкції приводу II класу

До основних особливостей приводу II класу (рисунок 1.9) відносяться:

- установлення ТЕД на підресорені частини локомотива (рамне підвішування);

- наявність опорно-осьового редуктора, що спирається на вісь колісної пари;

- передача реакцій від дії моментів у тяговому приводі на раму візка не через двигун, як в приводі I класу, а через корпус редуктора і підвіску;

- з'єднання вала якоря ТЕД (підресорена частина приводу) з валом шестірні редуктора (безпружинна частина) через тягову муфту.

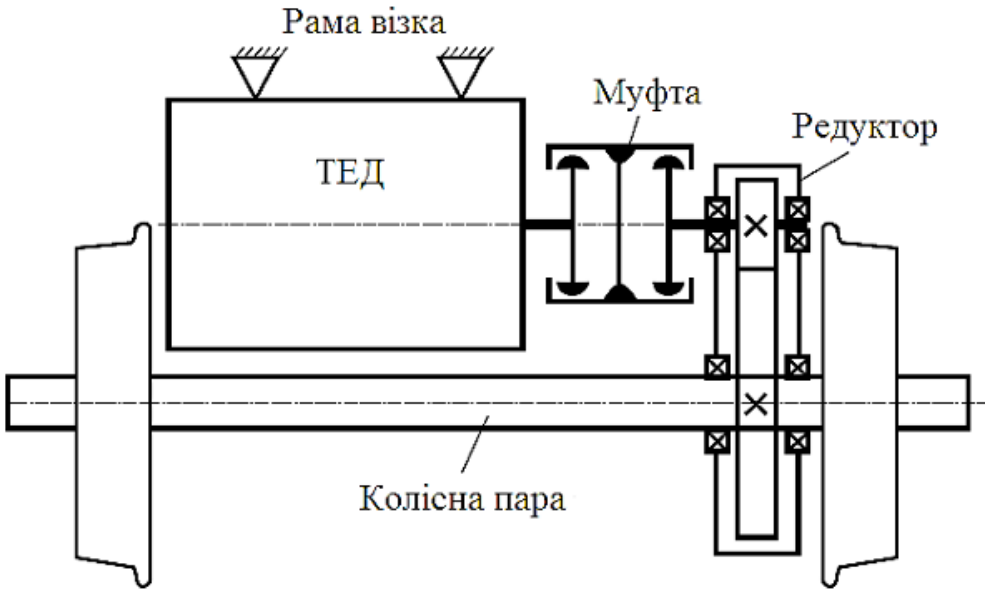


Рисунок 1.9 - Кінематична схема приводу II класу

Тягова муфта призначена для передачі тягового моменту за умови взаємних переміщень двох валів. Для зниження динамічних моментів, що передаються на вал якоря, вона повинна мати низьку торсіонну жорсткість.

Так як редуктор віддалений від двигуна, то для забезпечення паралельності осей шестірні і зубчастого колеса і постійної відстані між ними несучий корпус редуктора повинен мати підшипникові вузли для валів ведучої

шестірні і веденого зубчастого колеса, закріпленого на осі колісної пари. Редуктор повинен спиратися не тільки на вісь колісної пари, а й ще на одну опору, віддалену від першої на деяку відстань, яка називається базою обпирання редуктора. Ця опора повинна бути шарнірною і допускати відносні переміщення редуктора і рами візка в точці кріплення. Вузол рухомої опори зазвичай називають підвіскою, або реактивною тягою редуктора.

Тяговий електродвигун кріпиться на рамі візка. Найбільшою конструктивною простотою відрізняється консольна схема, застосована для тягових двигунів невеликої маси. У ній передбачене одностороннє кріплення тягового двигуна до середньої поперечної балки рами візка. Таке підвішування двигуна застосоване на електропоїздах.

Двигуни великої маси спирають на дві поперечні балки. Для цього необхідно встановлювати або додаткову балку, або опорний кронштейн великої довжини на корпусі тягового двигуна, щоб «дотягнутися» до сусідньої поперечної балки (електровози ЕП1, ЧС4Т).

У приводах II класу в порівнянні з приводом I класу можливе значне зниження непідресореної маси. Так, сумарна безпружинна маса (у розрахунку на одну колісну пару) електровоза ВЛ80 з приводом I класу становить 5490 кг, а електровоза ЧС4 з приводом II класу – 3700 кг. Разом з тим ТЕД приводу II класу має дещо жорсткіші габаритні обмеження, ніж в приводі I класу, з таких причин: великі розміри корпуса редуктора; між тяговим двигуном і редуктором встановлена тягова муфта. У більш складних умовах працює також рама візка, що несе повну масу ТЕД.

1.7 Загальні відомості про тягові муфти

Конструкція тягових муфт досить різноманітна, проте їх можна розділити на дві групи. До першої групи належать муфти поздовжньої компенсації (рисунок 1.10), в яких шарнірне з’єднання (точка 1) ведучого і

проміжного валів розташоване в одній площині (площина а), а шарнірне з'єднання (точка 2) проміжного і віденого валів – в іншій (площина б). У цих муфтах при паралельній розцентровці ведучого і віденого валів проміжний вал повертається в поздовжній площині (площина в), що проходить через осі двох валів. У цю групу входять шарнірні механізми різних типів з проміжним валом, як такі використовуються модифікації шарнірів Гука (передача Жакмен), кулачкові елементи (передачі вагонів метро типу Д і Е), гнучкі діафрагми і пластини (передачі фірми «Сешерон»), зубчасті муфти (передачі тепловозів ТЕ136, 2ТЕ121, електровоза ЕП1 (ЕП1М)). Муфти поздовжньої компенсації використовуються в тягових приводах II і III класів.

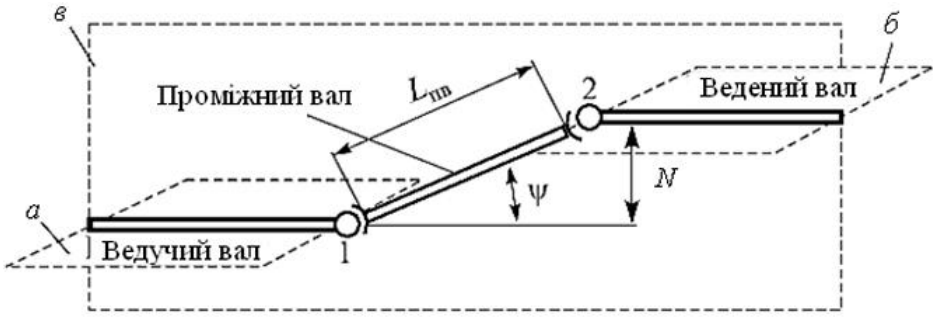


Рисунок 1.10 - Схема муфти поздовжньої компенсації

До другої групи належать муфти поперечної компенсації (рисунок 1.11), в яких елементи шарнірного з'єднання ведучого вала з проміжним і проміжного вала з веденим розташовані в одній площині. В таких муфтах паралельне зміщення двох валів здійснюється в результаті повороту повідків, що пов'язують вали з проміжним валом (плаваючою шайбою) в поперечній площині (площина г), перпендикулярній осі обертання. У цю групу входять важільно-шарнірні (повідкові) муфти різних типів (Альстом, Ерлікон, ОРП4), що використовуються в приводах класу III. Муфтами поперечної компенсації оснащені тепловози ТЕП60, ТЕП70, дослідний електровоз ВЛ84 і електропоїзд ЕД6, електровоз ЕП2К.

Тягова муфта повинна забезпечувати передачу обертання при відносних переміщеннях з'єднувальних валів, які впливають на роботу шарнірних вузлів. Домінуючими тут є розцентровка – паралельне зміщення осей ведучого і веденого валів, викликане вертикальними коливаннями екіпажа, і кутовий зсув у поперечній до осі площині, що виникає при бічному нахилі надресорної будови локомотива. Слабким місцем муфти є проміжний вал, умови роботи якого залежать від величини кута закручування шарнірів муфти.

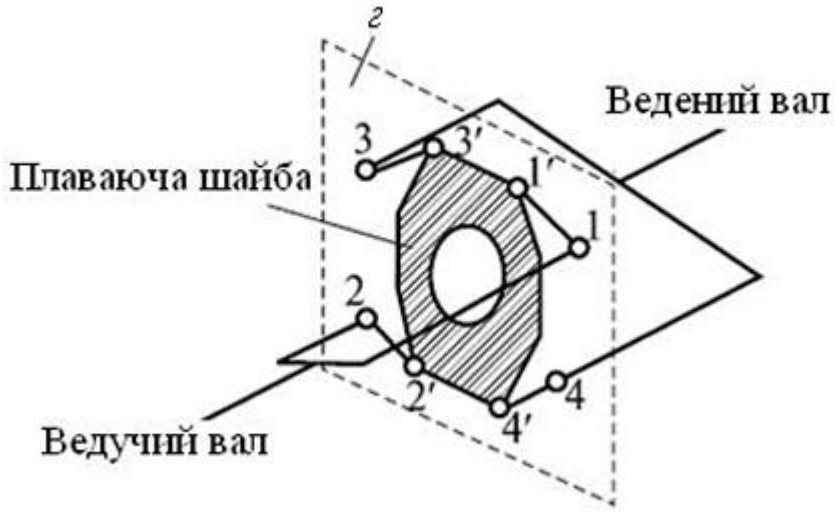


Рисунок 1.11 - Схема муфти поперечної компенсації

1.8 Корпус редуктора

У приводах II класу корпус редуктора є важко навантаженою конструкцією. Він об'єднує велике і мале зубчасті колеса редуктора, забезпечує паралельність їх осей і сталість централі в умовах дії опорних реакцій в підшипникових вузлах і зовнішніх сил, що передаються через муфту і підвіску редуктора. Водночас, як і в приводі I класу, він служить резервуаром для мастила, захищає передачу від вологи і пилу.

На електрорухомому складі і тепловозах з електричною передачею для осьових редукторів застосовують, як правило, сталеві литі (електропоїзди ЕР), зварні (електровози ЧС) і зварнолиті (тепловози 2ТЕ121) несучі корпуси. Для підвищення жорсткості їх забезпечують ребрами, розташованими зовні. Корпус редуктора є непідресореною масою і по можливості повинен бути полегшений. Найбільший ефект у зниженні маси досягається при застосуванні литих корпусів з алюмінієвих сплавів. Корпуси редукторів можуть бути рознімними і нерознімними, з асиметричним і симетричним розташуванням опорних підшипників відносно площини зубчастого колеса.

Специфічним для приводу класу II є вузол підвіски редуктора. Підвіска редуктора повинна володіти необхідною несучою здатністю, а також допускати переміщення колісноредукторного блоку щодо рами візка, що потрібно для роботи пружних зв'язків буксового вузла.

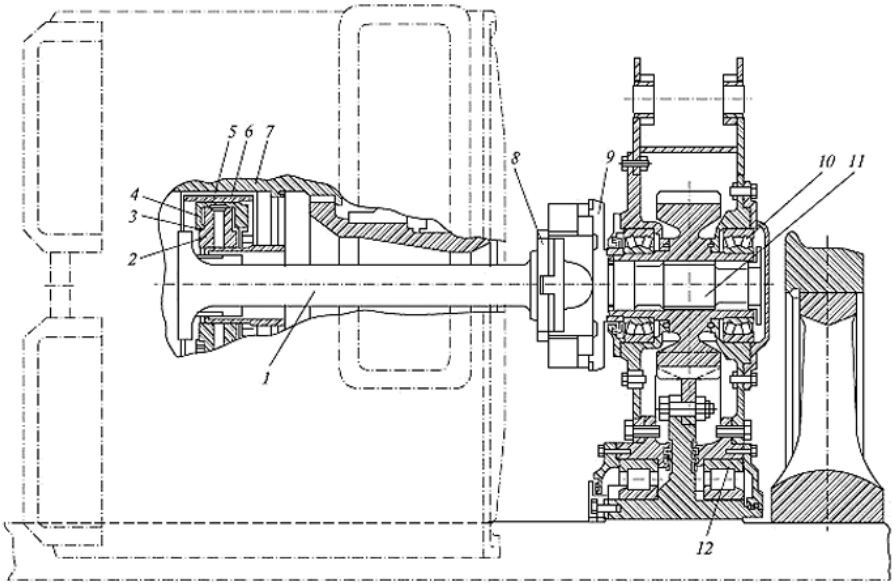
У більшості випадків підвіска редуктора виконується регульованою, щоб можна було встановлювати початкову розцентровку муфти. Необхідність у регулюванні виникає, наприклад, в тягових приводах електропоїздів та складів метрополітену, де встановлюються муфти, що допускають невеликі розцентровки.

На електровозах серії ЧС4 і ЧС4Т використовується нерегульована підвіска, так як застосована шарнірна (карданна) муфта з голковими підшипниками допускає великі розцентровки.

Передача крутного моменту від вала двигуна до колісної пари з допомогою карданного вала з шарнірними муфтами забезпечує компенсацію неспіввісності валів якоря і зубчастого колеса, що виникає при кутових і лінійних переміщеннях рами візка щодо колісних пар (рисунок 1.12).

Конструктивне виконання шарнірного приводу наступне. Вал якоря ТЕД 7 порожнистий. У середині вала є зачеплення 6, що передає обертальний момент на поршень 5 шарнірної муфти, за рахунок чого знімаються осьові навантаження на підшипники, що несприятливо впливають на їх працездатність. Зачеплення між внутрішньою порожниною якоря і поршнем

шарнірної муфти здійснюється на великому діаметрі, що забезпечує незначний рівень напружень, які виникають при передачі крутного моменту. З поршня обертальний момент передається на шарнірні муфти. Конструкції шарнірних муфт, встановлених з боку якірного підшипника (внутрішня муфта) і з боку шестірні (зовнішня муфта), аналогічні: через хрестовину і шарнірні цапфи 2 з голковими підшипниками 4 обертальний момент з повідка, зачепленого на одній деталі, яка обертається, передається на поводок, закріплений на спряженій деталі. Повідки розташовані у взаємно перпендикулярних площинах і з'єднуються з шарнірними цапфами за допомогою болтів.



1 – вал якоря; 2 – шарнірна цапфа; 3 – запобіжне кільце; 4 – голчаті підшипники; 5 – поршень шарнірної муфти; 6 – зачеплення; 7 – порожнистий вал ТЕД; 8 – поводок карданного вала; 9 – поводок редуктора; 10 – підшипник; 11 – вал редуктора; 12 – підшипник кочення

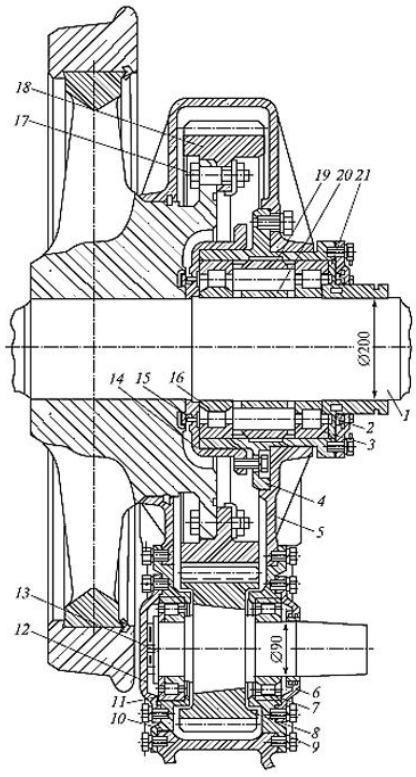
Рисунок 1.12 - Редуктор і карданний привод електровоза ЧС4Т

Шарнірна муфта забезпечена голковим підшипником, який забезпечує кочення при взаємному кутовому зсуві площин хрестовини і поводка. Голки в

підшипнику утримуються в радіальному напрямку упорними кільцями, які у свою чергу фіксуються запобіжними кільцями.

Підшипникові цапфи внутрішньої (з боку якірного підшипника) і зовнішньої (з боку шестірні) муфт відрізняються тільки пазами під ущільнення, запобігають витіканню масла з порожнини підшипника і попаданню в неї пилу. У підшипникових цапфах зовнішньої муфти ущільнення виконано гумовими манжетами з пружинними фіксаторами.

На електропоїздах тягова передача складається з редуктора і пружної муфти (рисунок 1.13). Зубчаста передача включає в себе два циліндричних прямозубих колеса редуктора, укладених у відлитий сталевий корпус. Передавальне число зубчастої передачі 3,17 (електропоїзда ЕР2) і 3,41 (ЕР2Т). Ці числа показують, у скільки разів зменшується частота обертання при передачі його від двигуна до колісної пари.



1 – вісь колісної пари; 2 – лабіринтова кришка; 3 – передній підшипник; 4 – стакан; 5 – корпус редуктора; 6, 12 – передня і задня малі

кришки; 7 – передній підшипник; 8 – шестірня; 9, 10 – передня і задня великі кришки; 11 – задній підшипник шестерень; 13 – шайба; 14 – кришка; 15, 21 – лабіринтові кільця; 16 – задній підшипник; 17 – призонний болт; 18 – велике зубчасте колесо; 19, 20 – зовнішнє і внутрішнє розпірні кільця

Рисунок 1.13 - Редуктор електропоїзда ЕР2

Мале зубчасте колесо (шестірня) 8 являє собою вінець, виготовлений із хромонікелевої сталі. Напресовують його в нагрітому стані при температурі 110÷120 °С на конічну поверхню вала. Вал шестірні обертається у двох роликових підшипниках 3, 16, внутрішні кільця яких мають тугу посадку, а зовнішні – ковзну (для полегшення складання і розбирання). Підшипники встановлюють у великі кришки 9 і 10, які кріплять до корпусу редуктора болтами і зв'язують попарно дротом. Підшипники зовні закріплені малими кришками 6, 12, передня має отвір для хвостовика вала, а задня глуха. Малі кришки кріплять болтами до великих кришок 9 і 10. Для подачі мастила до підшипників шестірні в малі кришки вкручені штуцери, які закриваються різними пробками.

Шестірня має 23 зуби (у електропоїзда ЕР2Т – 22), що пройшли цементацію і загартування. Глибина цементованого шару складає 1,5÷2 мм. Зуби мають шліфовані робочі поверхні.

Велике зубчасте колесо 18 являє собою вінець з 73 зубами (у електропоїзда ЕР2Т – 75), прикріплений до фланця маточини правого колісного центру призонними болтами 17, що входять в отвір з натягом. Гайки болтів закріплені від самовідкручування пластинчастими шайбами. Зубчасте колесо виготовляють з хромонікелевої сталі куванням і прокаткою.

Зуби мають шліфовані робочі поверхні і загартовані по всьому контуру на глибину 2÷5 мм, що збільшує термін їх служби.

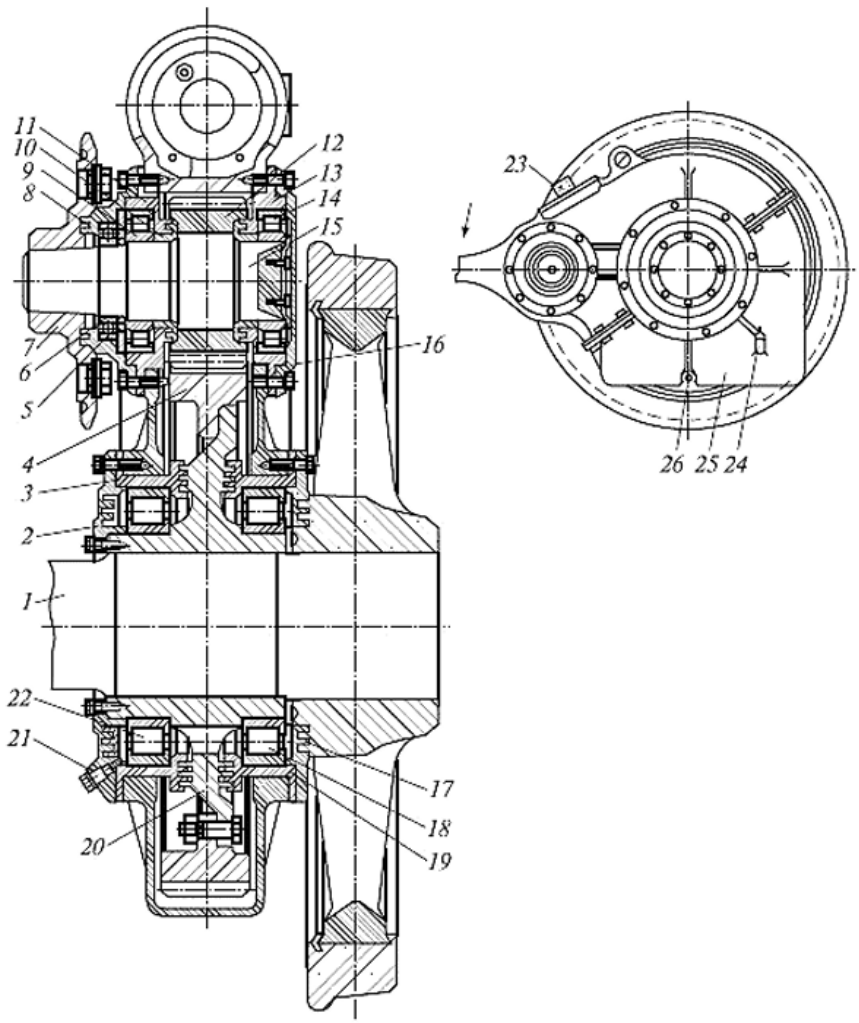
Редуктор електропоїзда ЕР2Т (рисунок 1.14) має деякі конструктивні відмінності в порівнянні з редуктором електропоїзда ЕР2: у вузлі малої

шестірні встановлені три підшипники (замість двох), два з яких (роликові) 9, 14 є опорними і сприймають тільки радіальні навантаження, а третій (кульковий) 6 – осьові; корпус редуктора 25 спирається на вісь 1 з двох боків через опорні підшипники 18, 22, встановлені симетрично щодо осі зубчастого колеса.

Внаслідок цього виключається перевантаження підшипників, що виникає при односторонньому обпиранні корпусу редуктора на підшипники, усувається перекіс пари зубчастих коліс; велике зубчасте колесо 4 кріплять до фланця маточини зубчастого колеса 20 призонними болтами. Завдяки цим конструктивним особливостям покращені умови роботи підшипників, корпусу редуктора та зубчастого зачеплення.

Корпус редуктора 5 є несучою конструкцією (товщина бічних стінок 12 мм) і складається з двох половин – верхньої і нижньої, які скріплені болтами і зафіксовані двома штифтами. Ці половини з одного боку спираються на опорний стакан, усередині якого на осі колісної пари напресовані два роликових підшипники, а з іншого обхоплюють своєю горловиною з зазором 0,5÷0,7 мм циліндричну частину подовженої маточини колісного центру. Для утримання мастила в горловині є лабіринтні канавки. Верхню і нижню половини редуктора кріплять бічною стінкою до фланця опорного стакана 4 вісьмома болтами.

Передній підшипник 3 корпусу редуктора має бортик на внутрішньому кільці і упорне кільце, задній 16 виконаний без бортика. Між ними на осі встановлені зовнішнє 19 і внутрішнє 20 розпірні кільця. Опорний стакан з обох боків закритий лабіринтовими кришками 2 і 14, що запобігають витіканню мастила з підшипників редуктора.



1 – вісь колісної пари; 2, 17 – кришки; 3, 19 – обойми підшипника; 4 – велике зубчасте колесо; 5, 10 – дистанційні кільця; 6 – кульковий підшипник; 7 – фланець муфти; 8 – передня кришка; 9, 14 – роликові підшипники; 11, 13 – передня і задня великі кришки; 12 – вінець шестірні; 15 – вал малої шестірні; 16– задня кришка; 18, 22 – підшипники; 20 – маточина зубчастого колеса; 23 – люк з сапуном; 24 – щуп-вимірювач: 25 – корпус редуктора; 21, 26 – пробки

Рисунок 1.14 - Редуктор електропоїзда ЕР2Т

У нижній половині корпусу редуктора передбачені два отвори для заливки свіжого і випуску відпрацьованого мастила. Один отвір закритий пробкою, а в інший – вставлений вимірювач рівня масла. У верхній частині редуктора для змащування підшипників є нарізні отвори в корпусі і в стакані,

які також закриті пробками. Вгорі розташований люк, закритий кришкою з трубкою-сапуном. Люк служить для огляду зубчастої передачі, а трубка-сапун – для вирівнювання тиску всередині редуктора з атмосферним. Трубка закрита фільтром з розпушеної повсті. Бічні стінки корпусу редуктора посилені ребрами для збільшення жорсткості. Крім того, у верхній частині корпусу редуктора є спеціальний приливок, призначений для підвіски редуктора, і два циліндричних отвори для підшипників малої шестірні.

Підвіска редуктора складається зі стрижня 5 (рисунок 1.15), що має нарізку на обох кінцях. Нижній кінець кріплять до приливка редуктора за допомогою двох гумових гасителів 2, армованих сталевими шайбами і стягнутих гайками 3, а верхній кінець – до кронштейну 7 поперечної балки рами візка такими ж гасителями і гайками. Гумові гасителі служать для зменшення вертикальних і бічних навантажень, що діють на систему підвіски редуктора при проходженні стиків і кривих колії. Вони знижують напругу в металі приблизно на 30 %. Для захисту гайок від самовідкручування служать стопорні шайби 8 з шестикутними отворами, які кріплять болтами до бобишок, приварених до верхнього армування гасителя.

Гасителі зафіксовані штифтами 6, запресованими в кронштейн і в приливок корпусу редуктора. Для рівномірної затяжки гасителів на стрижень між верхньою і нижньою гайками надіта розпірна втулка 1, яка обмежує затяжку незалежно від пружних властивостей гуми.

Стрижень 5 має по довжині запас нарізки, достатній для регулювання редуктора і пружної муфти. Для утримування стрижня від обертання встановлена стопорна скоба 9, а для запобігання падінню редуктора на колію в разі обриву стрижня служить запобіжна скоба 10, на яку спирається в цьому випадку хвостова частина редуктора.

На електропоїзді ЕМ4 у зв’язку із застосуванням колісної пари С201 конструкція редуктора і його корпуса дещо відрізняється. У редукторі застосований модульний вузол малої шестірні (рисунок 1.16, 1,17). Вузол малої шестірні забезпечує високоточне регулювання осьових зазорів в

підшипниках, виконане в заводських умовах, а також надійний ступінь захищеності підшипникових порожнин від впливу зовнішнього середовища; значно скорочується час простою поїзда при заміні вузла малої шестірні на редукторі в умовах депо.

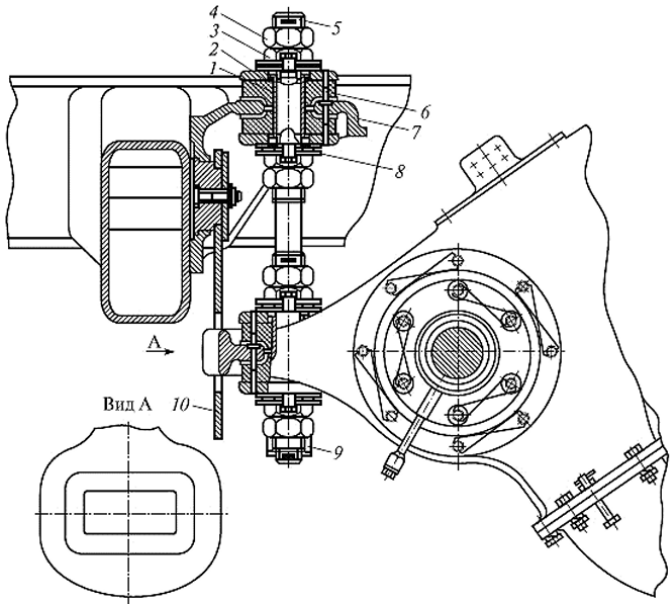
На цьому електропоїзді також застосовують модернізований корпус редуктора (рисунок 1.18), який має ряд переваг в порівнянні з використовуваними раніше, а саме:

- забезпечує надійність роботи зубчастих коліс без перекосів в зоні контакту зубів;

- забезпечує підвищену точність монтажу редуктора відносно бандажів коліс;

- дозволяє використовувати рідинні масла з антизадирними присадками для зниження зносу зубчастого зачеплення;

- забезпечує надійну експлуатацію в зимових умовах, так як обладнаний незамерзаючим «лабіринтовим» сапуном (без набивання).

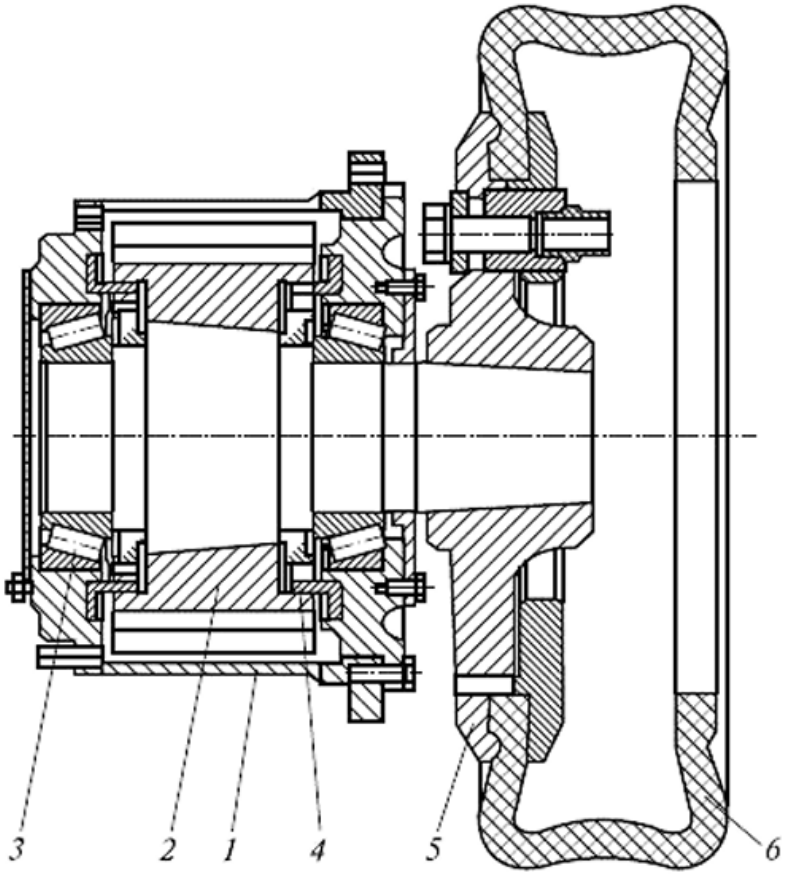


1 – розпірна втулка; 2 – гумовий гаситель; 3 – гайка; 4 – контргайка; 5 – стрижень; 6 – штифт; 7 – кронштейн; 8 – стопорна шайба; 9 – стопорна скоба; 10 – запобіжна скоба

Рисунок 1.15 - Підвіска редуктора



Рисунок 1.16 - Загальний вигляд модульного вузла малої шестірні електропоїзда ЕМ4



1 – корпус; 2 – мала шестірня; 3 – конічний підшипник; 4 – підшипник; 5 – фланець; 6 – гумокордова муфта

Рисунок 1.17 - Конструкція модульного вузла малої шестірні електропоїзда ЕМ4

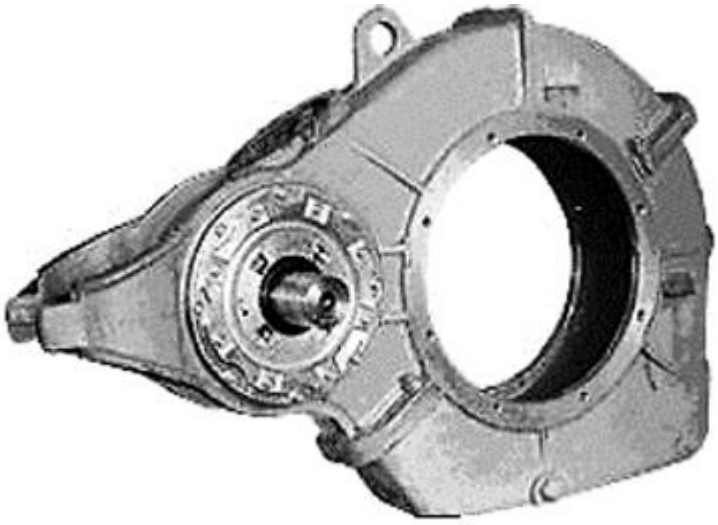
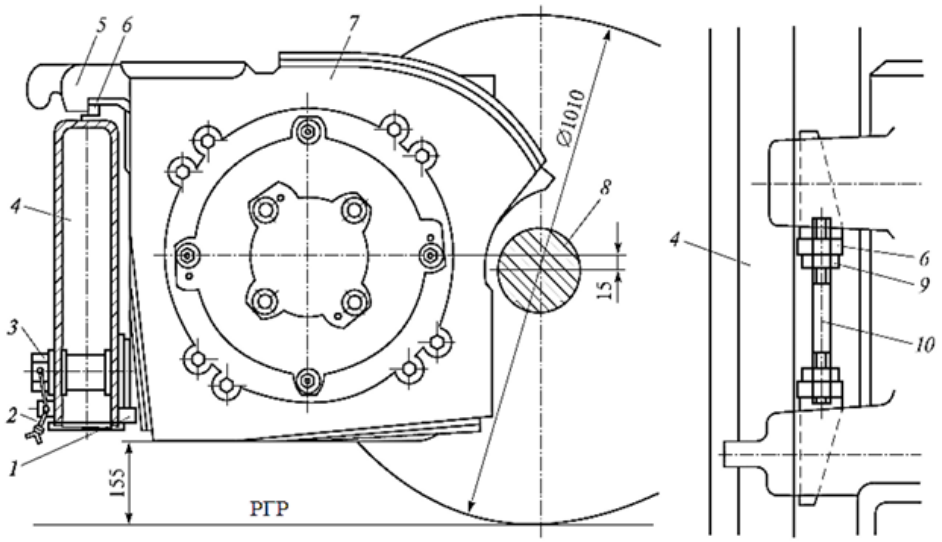


Рисунок 1.18 - Загальний вигляд корпусу тягового редуктора з модульним вузлом малої шестірні

Тяговий двигун, що встановлюється на візок моторного вагона, жорстко кріплять до поперечної балки рами візка (рисунок 1.19). Тяговий двигун 7 має у верхній частині остова два приливка з виступами 5, а в нижній частині – дві опорні поверхні з просвердленими в них отворами з нарізкою. Опорними поверхнями тяговий двигун спирається на кронштейни поперечної балки 1 рами візка. Через отвори в них і в поперечній балці проходять болти 3, якими двигун кріплять до рами. Під головки болтів встановлені шайби. Верхні приливки двигуна кріплять до приварених виступів поперечної балки двома клинами 6, які розпирають болтом 10 з лівою і правою нарізкою, завдяки чому клини переміщаються, притягаючи двигун до рами. Клини повинні бути щільно притиснуті розпірним болтом 10 з контргайками 9 для уникнення прокручування. Таке кріплення знизу болтами, а зверху клинами забезпечує щільне прилягання остова двигуна до поперечної балки рами візка.

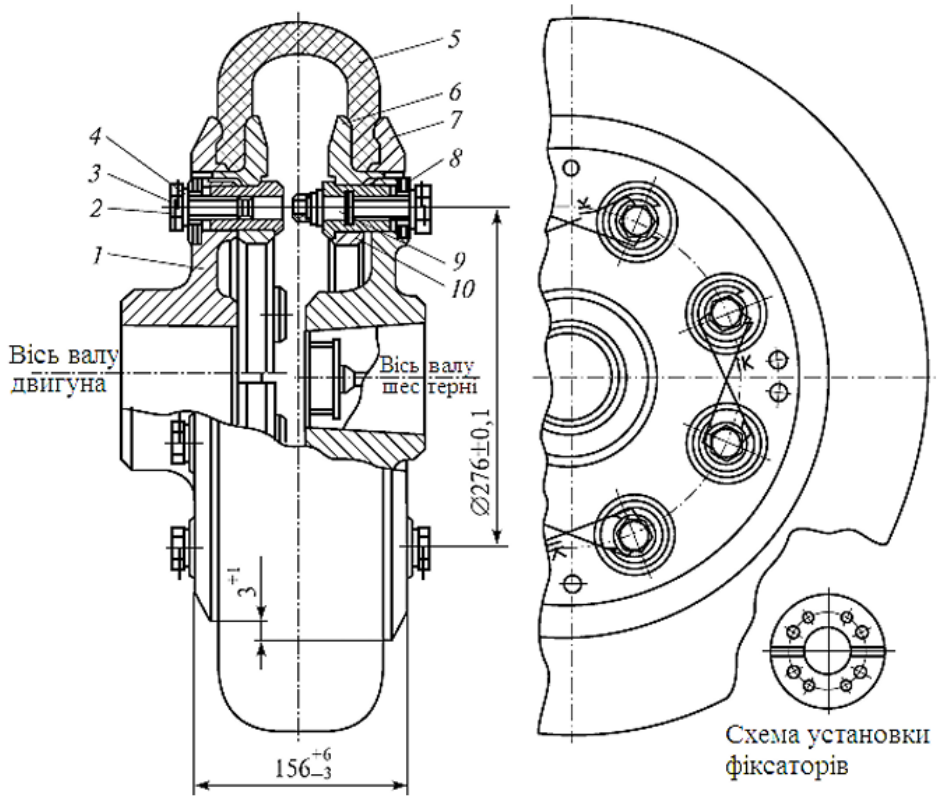


1 – кронштейн поперечної балки; 2 – дріт; 3 – болт; 4 – поперечна балка рами візка; 5 – уступ; 6 – клин; 7 – тяговий двигун; 8 – вісь колісної пари; 9 – контргайка; 10 – розпірний болт; РГР – рівень головки рейок

Рисунок 1.19 - Схема рамної підвіски тягового двигуна

Регулювання редуктора і пружної муфти здійснюють підвісним болтом. Конструкція підвіски редуктора допускає необхідний поворот при проходженні по кривих ділянках колії, крім того, пружна муфта компенсує неспіввісність вала двигуна і вала шестірні, що виникає в результаті переміщення колісної пари відносно візка під час руху вагона.

Пружна муфта складається з двох сталевих фланців 1 і 7 (рисунок 1.20), гумокордової пружної оболонки 5 і деталей кріплення оболонки до фланців.



1, 7 – сталеві фланці; 2 – дріт; 3 – болт; 4 – шайба; 5 – пружна оболонка; 6 – півкільце; 8 – шайба з прорізом; 9 – фіксатор; 10 – втулка

Рисунок 1.20 - Пружна муфта електропоїздів

Оболонка виготовлена з гуми з прошарком з кордної тканини, краї її посилені армуванням зі сталевого дроту. Фланці насаджують на конічні поверхні хвостовиків валів двигуна і шестірні в гарячому стані. Пружну оболонку кріплять до фланців за допомогою півкілець 6 вісьмома болтами 3, укрученими в запресовані втулки 10 цих півкілець. Втулки в той же час призначені для розвантаження болтів від дії поперечних зрізуючих зусиль.

Під втулки півкілець з боку редуктора запресовані чотири фіксатори 9, які служать для монтажу муфти. Для зручності складання і розбирання півкілець і фланців на болти надіті шайби 8 з прорізом, що входять в поглиблення на фланці. Для запобігання самовідкрученню головки болтів 3 попарно з’єднані дротом 2.

У пружній муфті відсутні деталі, які труться і змащуються, для їх виготовлення не потрібно дорогих матеріалів. Внаслідок гнучкості пружної оболонки муфти знижуються динамічні навантаження в приводі.

Регулювання муфти полягає в установленні правильної ширини її по фланцях і зміщенні вниз осі вала шестірні відносно осі вала тягового двигуна на 1 мм. Пружна муфта допускає паралельне зміщення осей валів двигуна і шестірні до 15 мм, поздовжнє зміщення – до 20 мм, кутове – до 4°.

1.9 Особливості конструкції приводу III класу

Тяговий привод III класу (рисунок 1.21) володіє такими основними конструктивними особливостями: - необхідність установлення як тягового двигуна, так і редуктора на підресорених частинах (зазвичай на візку) локомотива;

- з’єднання вала великого зубчастого колеса з колісною парою через тягову муфту, яка, на відміну від муфт приводу II класу, повинна бути розрахована на великі моменти;

- необхідність в пристрої порожнистого вала веденого зубчастого колеса, в якому проходить вісь колісної пари з зазором, який забезпечує вертикальних переміщень. можливість розрахункових

Таким чином, всі основні елементи приводу виявляються підресореними, що зменшує вплив на них динамічних навантажень, знижує непідресорені маси локомотива і тим самим його вплив на колію.

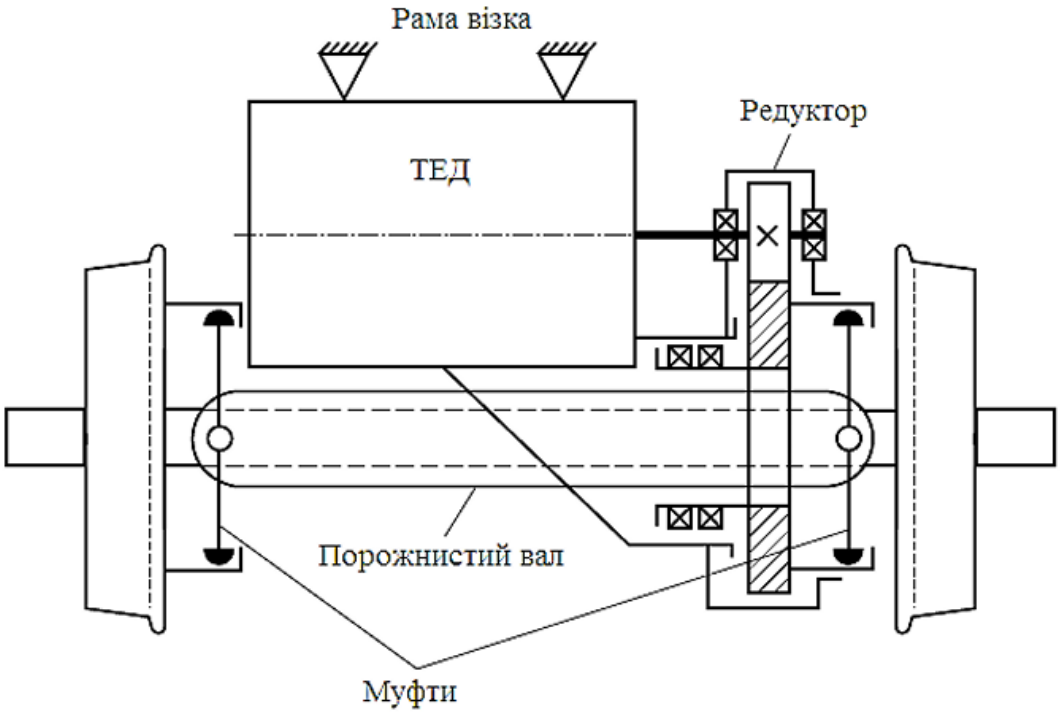


Рисунок 1.21 - Кінематична схема приводу III класу

Підресорювання тягового редуктора створює додаткові габаритні обмеження:

- внаслідок збільшення кліренсу (висоти положення нижньої точки редуктора над головкою рейки) до 180 мм необхідно зменшити граничний діаметр великого зубчастого колеса в порівнянні з його діаметром в приводах I і II класів;

- поява зазора між порожнистим валом великого зубчастого колеса і віссю колісної пари обумовлює збільшення централі.

Все це призводить до зменшення максимального, реалізованого в одному ступені, передавального відношення редуктора, що не відіграє великої ролі для пасажирських локомотивів, але дуже суттєво для вантажних.

Корпус редуктора зазвичай складає єдиний блок з двигуном, а в ряді конструкцій – і з візком, приймаючи в тому числі на себе функцію її несучого елемента.

Відмінною особливістю більшості редукторів III класу є наявність підшипникового вузла порожнистого вала веденого зубчастого колеса з

великим внутрішнім діаметром, що дозволяє пропустити через нього вісь колісної пари (з зазором) і порожнистий вал зубчастого колеса. У конструкції тягового приводу III класу електропоїзда ЕД6 використані дві тягові муфти типу ОРП4, що являють собою чотириповідковий механізм. Кожен поводок муфти одним кінцем шарнірно кріпиться до порожнистого вала, іншим кінцем також шарнірно - до фланців зубчастого колеса. Корпус редуктора спирається на раму візка у двох точках і одночасно прикріплений до остова ТЕД болтами. Тягові двигуни також спираються на середню балку рами візка.

1.10 Редуктор високошвидкісного електропоїзду

Редуктор є ключовим компонентом високошвидкісних поїздів реалізації передачі потужності [1]. Основні частини включають: провідну шестерню, ведену шестерню, підшипник вала шестерні, вал шестерні і корпус редуктора [2], як показано на рисунку 1.22. Статистика несправностей при фактичній експлуатації високошвидкісних поїздів показує, що провідна шестерня, шестерня, підшипник і корпус редуктора є частинами з високою частотою пошкоджень і серйозними пошкодженнями. Під час експлуатації поїзда редуктор одночасно піддається впливу рейок, вібрації та ударів, створюваних кузовом транспортного засобу та інших зовнішніх впливів [3].

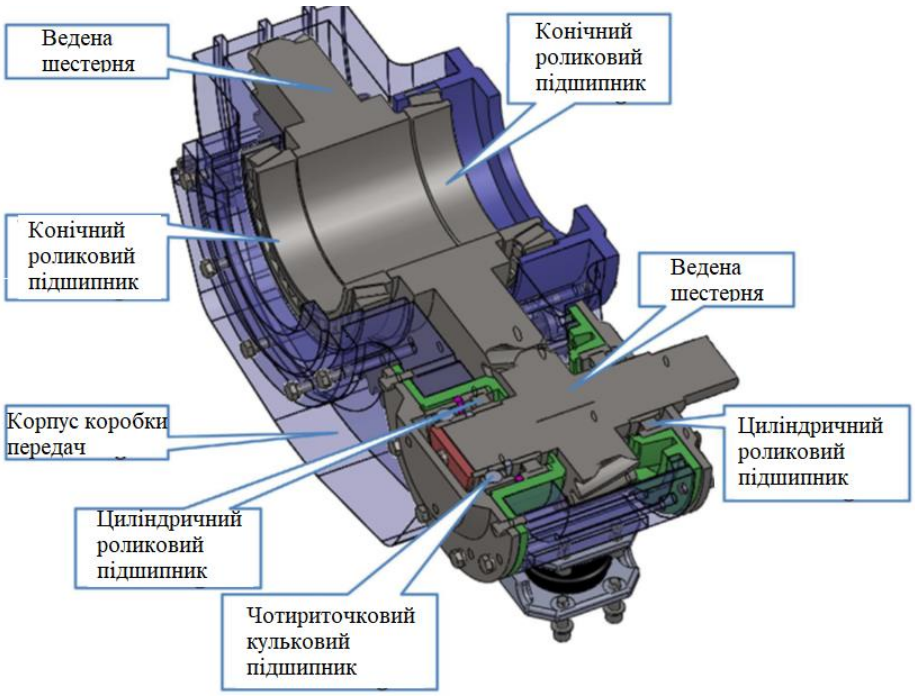


Рисунок 1.22 - Коробка передач високошвидкісного поїзда

Між різними частинами редуктора існує прямий контакт і взаємопов'язані інтерфейси [4], що призводить до певної кореляції між режимами відмов. Надійність частин і рівень кореляції відмов між частинами спільно визначають надійність редуктора [5], [6]. Ближче до інженерної практики вимірювати надійність послідовної механічної системи, враховуючи динамічну зміну навантаження на редуктор, зниження міцності деталей та кореляцію відмов між деталями.

Теорія інтерференції напруги та міцності є основою для проектування надійності механічних деталей [7]. Теорія показує, що надійність переважно залежить від ступеня інтерференції між напругою та міцністю. Модель інтерференції напруг і міцності, запропонована Фройденталем [8], поступово набула широкого поширення у проектуванні надійності при втомі у 1960-х роках. Традиційно теорія інтерференції напруги та міцності використовується для вирішення завдань, пов'язаних з надійністю деталей і конструкцій при статичній інтерференції напруги та міцності [9]. Однак під час роботи механічної системи напруги та міцність механічних деталей є випадковими, і міцність деталей знижуватиметься через такі фактори, як корозія та старіння.

Коли напруга в деталях перевищує їхню міцність, відбувається руйнування. В останні роки теорія взаємодії напруги та міцності широко використовується у дослідженнях надійності залізничних транспортних засобів.

На рисунку 1.23 показано розташування підшипників вхідного та вихідного валів

редуктора. Циліндричні роликові підшипники на обох кінцях ведучої шестерні вхідного валу сприймають радіальне навантаження при обертанні провідного валу, а чотириточковий кульковий підшипник сприймає осьове навантаження при обертанні провідної шестерні двигуном. Конічні роликові підшипники на обох кінцях веденої шестерні на вихідному валу сприймають як радіальні, і осьові навантаження. Розподіл контактних напруг та розподіл міцності підшипників кочення розглядаються як нормальний розподіл [31].

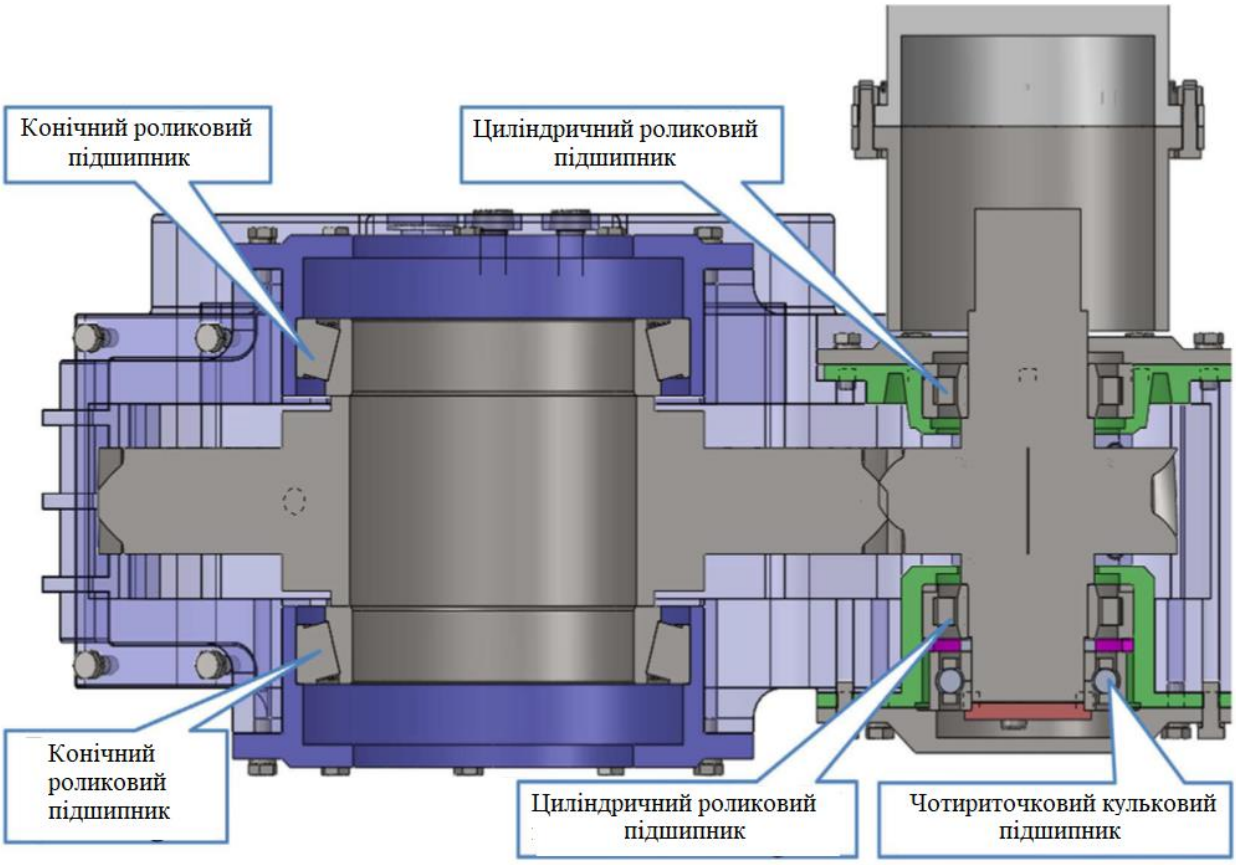


Рисунок 1.23 - Підшипниковий пристрій редуктора

2 Модель динаміки, пов'язаної з транспортним засобом та колією, з системою зубчастої передачі

2.1 Модель динаміки, пов'язаної з транспортним засобом та колією

Для проведення дослідження представлена модель динаміки сполучення транспортного засобу та колії. У цій роботі розроблено модель динаміки зубчастої передачі. Як показано на рисунку 2.1, модель динаміки сполучення транспортного засобу та колії, що включає зубчасту передачу, складається з підсистеми транспортного засобу, підсистеми колії та підсистеми тягової передачі.

Система сполучення транспортного засобу та колії складається з одного кузова, двох рам візків, чотирьох тягових двигунів, чотирьох редукторів, восьми осьових коробок та чотирьох колісних пар. Кузов та рами візків з'єднані вторинною підвіскою. Рама візка та колісні пари з'єднані первинною підвіскою. Два двигуни симетрично встановлені на рамі візка.

Редуктор з'єднаний з рамою візка пружною підвісною балкою на одному зі своїх кінців. Інший кінець редуктора встановлений на колісній парі двома роликовими конічними підшипниками R200. Двигун та редуктор з'єднані валом шестерні.

Для з'єднання валу шестерні та редуктора використовуються два циліндричні роликові підшипники і чотириточковий кульковий підшипник, позначені як NU214, NU215 і QJ214. Два редуктори симетрично встановлені на візку.

Усі компоненти транспортного засобу та трансмісійної системи розглядаються як багатоланкова система із зосередженою масою та моментом інерції кожного компонента. Гнучкість лівої та правої рейок моделюється як балки Тимошенко [5].

Ступені свободи компонентів, за винятком підшипників, наведені у таблиці 1 пов'язаної динамічної моделі.

Всі жорсткі тіла транспортного засобу віднесені до інерційної системи координат, де вісь X збігається з напрямком руху поїзда, вісь Y перпендикулярна до поздовжнього напрямку, а вісь Z вертикальна по відношенню до колії. Обертальні рухи компонентів представлені кутом крену ϕ, кутом тангажу β і кутом ривка ψ. У таблиці 2.1 представлена номенклатура кожного параметра системи транспортного засобу.

Таблиця 2.1 – Ступені свободи системи транспортного засобу

Компоненти транспортного засобу	Поздовжня	Бічна	Вертикальна	Кренова	Тангажна	Ривок
кузов	*Xc*	*Yc*	*Zc*	ϕ*c*	β*c*	ψ*c*
рама візка (i=1,2)	*Xti*	*Yti*	*Zti*	ϕ*ti*	β*ti*	ψ*ti*
колісна пара (i=1~4)	*Xwi*	*Ywi*	*Zwi*	ϕ*wi*	θ w*i*	ψ*wi*
двигун (i=1~4)	*Xmi*	*Ymi*	*Zmi*	ϕ*mi*	β*mi*	ψ*mi*
ротор (i=1~4)	-	-	-	-	θ r*i*	-
коробка передач (i=1~4)	*Xgbi*	*Ygbi*	*Zgbi*	ϕ*gbi*	β*gbi*	ψ*gbi*
вал-шестерня (i=1~4)	*Xpi*	*Ypi*	*Zpi*	ϕ*pi*	θ p*i*	ψ*pi*
механізм (i=1~4)	*Xgi*	*Ygigi*	*Zgi*	ϕ*gi*	θ g*i*	ψ*gi*
буксу (i=1~8)	-	-	-	-	βab*i*	-

Таблиця 2.2 – Номенклатура кожного параметра системи транспортного засобу

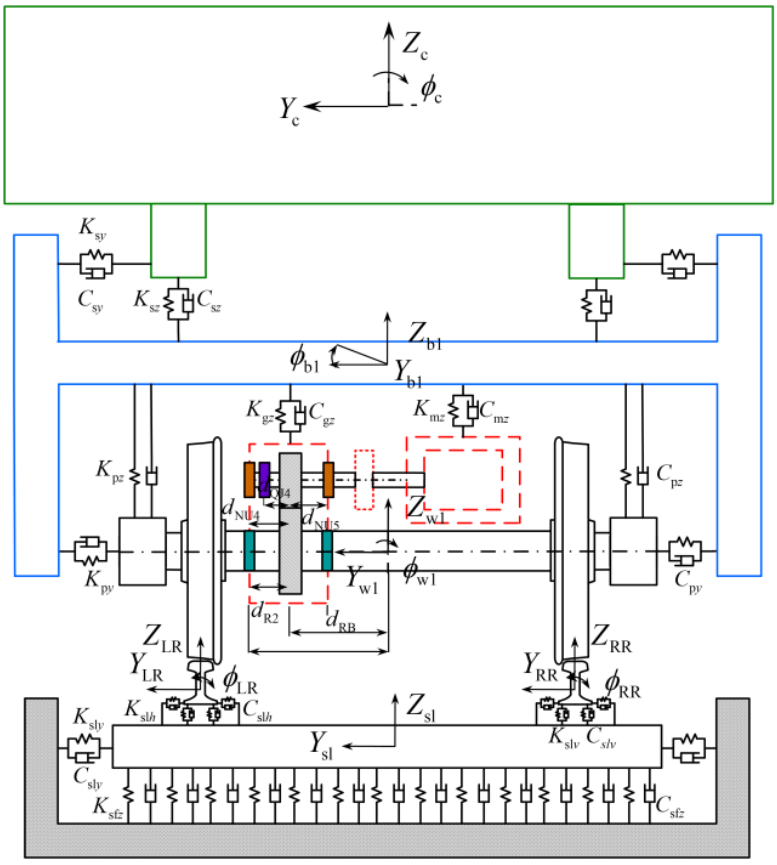
Специфікація	Позначення
1	2
Mc	Маса кузова
Icx	Момент інерції кузова щодо осі x
Icy	Момент інерції кузова щодо осі y
Icz	Момент інерції кузова щодо осі z
Mb	Маса рами візка
Ibx	Момент інерції рами візка щодо осі x
Iby	Момент інерції рами візка щодо осі y
Ibz	Момент інерції рами візка щодо осі z
Mw	Маса колісної пари
Iwx	Момент інерції колісної пари щодо осі x
Iwy	Момент інерції колісної пари щодо осі y
Iwz	Момент інерції колісної пари щодо осі z
Lc	Половина поздовжньої відстані між центром ваги переднього та заднього візків
Lw	Половина колісної бази
R	Номінальний радіус колеса
Cpz	Демпфування вертикального первинного демпфера
Csx	Демпфування демпфера нишпорення
Csy	Демпфування бічного демпфера
Csz	Демпфування вертикального вторинного демпфера
Kpx	Жорсткість поздовжньої пружини первинної підвіски
Kpy	Жорсткість бічної пружини первинної підвіски
Kpz	Жорсткість вертикальної пружини первинної підвіски
Kgx	Поздовжня жорсткість тяги підвіски коробки передач
Kgy	Бічна жорсткість тяги підвіски коробки передач

Продовження таблиці 2.2

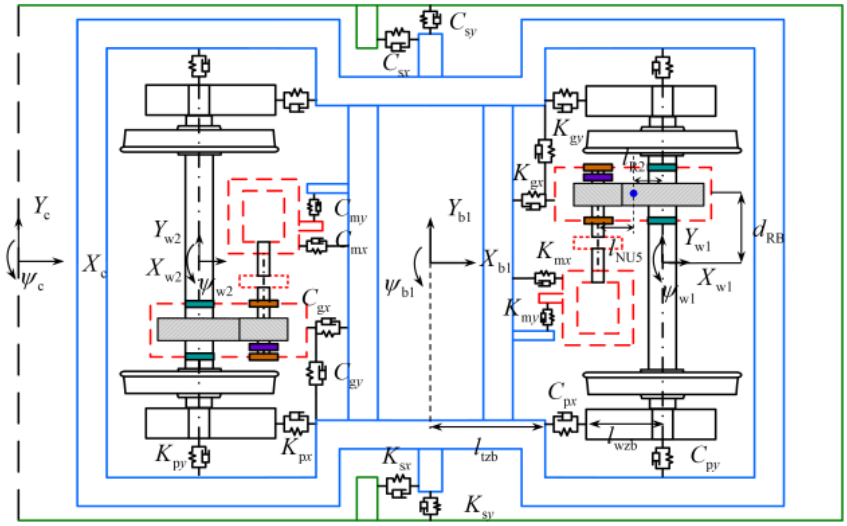
1	2
Kgz	Вертикальна жорсткість тяги підвіски коробки передач
Cgx	Поздовжнє демпфування тяги підвіски коробки передач
Cgy	Бокове демпфування тяги підвіски коробки передач
Cgz	Вертикальне демпфування тяги підвіски коробки передач
Kmx	Поздовжня жорсткість тяги підвіски двигуна
Kmy	Бокове демпфування тяги підвіски двигуна
Kmz	Вертикальне демпфування тяги підвіски двигуна
Cmx	Поздовжнє демпфування тяги підвіски двигуна
Cmy	Бокове демпфування тяги підвіски двигуна
Cmz	Вертикальне демпфування тяги підвіски двигуна
dQJ4	Бічна відстань між підшипником QJ214 та центром ваги валу шестерні
dNU4	Бічна відстань між підшипником NU214 та центром ваги валу шестерні
dNU5	Бічна відстань між підшипником NU215 та центром ваги валу шестерні
dR2	Бічна відстань між підшипником TL/TR та центром ваги великої шестерні
dRB	Бічна відстань між центром тяжіння великої шестерні та центром тяжіння колісної пари
lR2	Поздовжня відстань між центром тяжіння коробки передач і центром тяжіння колісної пари гравітація
lNU5	Поздовжня відстань між центром ваги шестерні і центром тяжкості редуктора
ltzb	Поздовжня відстань між вузлом важеля буксового вузла та центром ваги рами візка
Rp	Радіус базового кола шестерні (провідної шестерні)

Продовження таблиці 2.2

1	2
Rg	Радіус базового кола веденої шестерні (відомої шестерні)
km	Жорсткість зачеплення пари косозубих шестерень, що змінюється в часі
cm	Демпфування пари косозубих шестерень Pcd
Pcd	Зазор підшипника
Zp	Кількість зубів шестерні
Zg	Кількість зубів шестерні
β	Кут нахилу спіралі пари шестерень
α	Кут зачеплення пари шестерень



(a)



(b)

(а) вид з торця, (б) вид зверху

Рисунок 2.1 - Модель сполученої динаміки транспортного засобу та колії із зубчастою передачею

2.2 Динамічна модель підсистеми зубчастої передачі

Підсистема зубчастої передачі високошвидкісного електропоїзда (ЕПС) включає пару косозубих шестерень, три типи опорних підшипників і корпус редуктора. Розроблена у цій роботі модель підсистеми зубчастої передачі показано на рисунку 2.2. З точки зору динаміки зубчастої передачі, сили зачеплення шестерень, навантаження на підшипники та рівняння руху мають вирішальне значення для вібрацій компонентів.

2.2.1 Метод розрахунку сил зачеплення шестерень

У моделі враховується ефект сполучення вигину, кручення та гойдання зубчастої передачі. Відповідно до [18], сили зачеплення Fmeshi (i = x, y, z)

переднього редуктора можуть бути розраховані з використанням рівнянь (1)–(3).

$$\mathbf{F}_{mesh} = \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{bmatrix} = F_m \begin{bmatrix} \sin\alpha\cos\beta \\ \sin\beta \\ \cos\alpha\cos\beta \end{bmatrix} \tag{2.1}$$

$$\begin{aligned} F_m &= k_m\delta + c_m\dot{\delta} + e_0 \\ F_m &= k_m\delta + c_m\dot{\delta} + e_0 \\ F_m &= k_m\delta + c_m\dot{\delta} + e_0 \end{aligned} \tag{2.2}$$

де km і cm - жорсткість зачеплення і демпфування косозубих шестерень, що змінюються в часі, які розраховуються за методом Цая [26], як показано в рівнянні (4). α – кут зачеплення; β – кут нахилу спіралі зубчастої пари. xi, yi, zi(i=p,w) - переміщення валу шестерні та колісної пари в різних напрямках відповідно. Rp і Rg - радіуси базового кола шестірні та зубчастого колеса відповідно.

$$k = k_p \exp(C_a X_p) \tag{2.3}$$

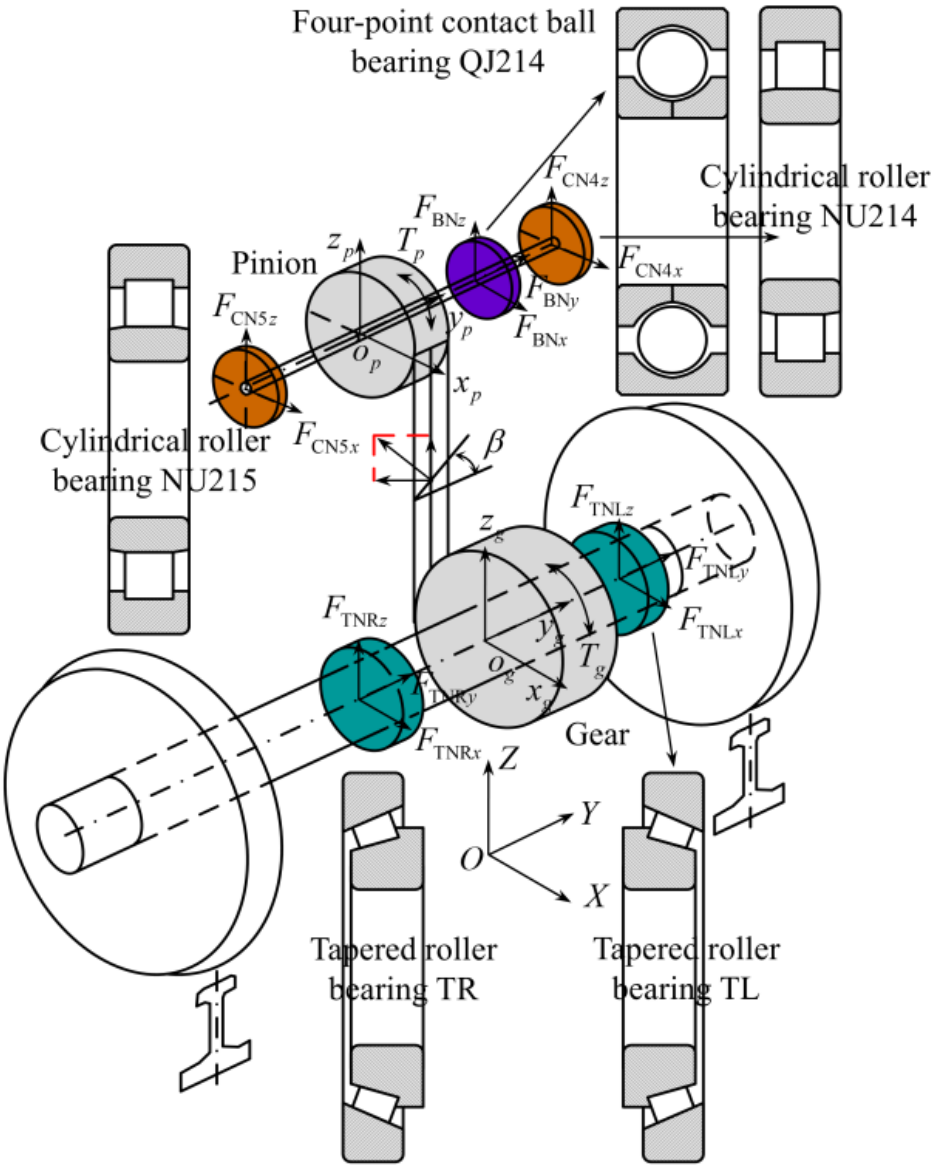
Рівняння руху валу шестерні (i=1, 2, 3, 4) можуть бути виражені рівнянням (2.5).

$$
\begin{cases}
m_{\mathrm{p}}\ddot{x}_{\mathrm{p}i} = F_{\mathrm{CN5}xi} + F_{\mathrm{BN4}xi} + F_{\mathrm{CN4}xi} - F_{\mathrm{meshx}i}, \\
m_{\mathrm{p}}\left[\ddot{y}_{\mathrm{p}i} + \dfrac{\dot{x}_{\mathrm{p}i}^2}{R_{\mathrm{p}i}} + r_0\ddot{\phi}_{\mathrm{sep}i}\right] = F_{\mathrm{BN4}yi} - F_{\mathrm{meshy}i} + m_{\mathrm{p}}g\phi_{\mathrm{sep}i}, \\
m_{\mathrm{p}}\left[\ddot{z}_{\mathrm{p}i} - a_0\ddot{\phi}_{\mathrm{sep}i} - \dfrac{\dot{x}_{\mathrm{p}i}^2}{R_{\mathrm{p}i}}\phi_{\mathrm{sep}i}\right] = F_{\mathrm{CN5}zi} + F_{\mathrm{BN4}zi} \\
+F_{\mathrm{CN4}zi} - F_{\mathrm{meshz}i} + m_{\mathrm{p}}g, \\
I_{\mathrm{p}y}(\ddot{\phi}_{\mathrm{p}i} + \ddot{\phi}_{\mathrm{sep}i}) = (-1)^i F_{\mathrm{CN5}zi}d_{\mathrm{NU5}} + (-1)^{i-1}F_{\mathrm{BN4}zi}d_{\mathrm{QJ4}} \\
+(-1)^{i-1}F_{\mathrm{CN4}zi}d_{\mathrm{NU4}}, \\
I_{\mathrm{p}y}\ddot{\beta}_{\mathrm{p}i} = (-1)^{i-1}F_{\mathrm{meshz}i}R_{\mathrm{p}i} - T_{\mathrm{p}i} + T_{\mathrm{CN5}yi} + T_{\mathrm{CN4}yi} + T_{\mathrm{BN4}yi}, \\
I_{\mathrm{p}z}\left[\ddot{\psi}_{\mathrm{p}i} + \dot{x}_{\mathrm{p}i}\dfrac{d}{dt}\left(\dfrac{1}{R_{\mathrm{p}i}}\right)\right] = (-1)^{i-1}F_{\mathrm{CN5}xi}d_{\mathrm{NU5}} \\
+(-1)^i F_{\mathrm{BN4}xi}d_{\mathrm{QJ4}} + (-1)^i F_{\mathrm{CN4}xi}d_{\mathrm{NU4}} + (-1)^i F_{\mathrm{meshy}i}R_{\mathrm{p}},
\end{cases}
\tag{2.4}
$$

де mp та Ipi (I = x, y, z) - маса та момент інерції валу шестерні;

Rpi та ϕsepi - перевищення і радіус кривизни зовнішньої напрямної, що відповідають центру валу шестерні, відповідно.

FCN4ji (j = x, z), FCN5ji (j = x, z), FBN4ji (j = x, y, z) - результуюча сила всіх роликів, що діють на внутрішнє кільце підшипників NU214, NU215 та QJ214, відповідно. TCN4yi TCN5yi TBN4yi - момент тертя, створюваний роликами на внутрішньому кільці підшипників NU214, NU215 та QJ214, відповідно. dNU4, dQJ4 і dNU5 - це бічні відстані між підшипниками NU214, QJ214 та NU215 та центром ваги валу шестерні відповідно. Tpi – момент сили, що діє на вал шестірні.



три типи підшипників у системі передачі, включаючи два циліндричні роликові підшипники NU215 з боку двигуна і NU214 з боку колеса; чотириточковий кульковий підшипник QJ214 між шестернею та підшипником NU214; і два конічні роликові підшипники TR і TL на колісній парі для підтримки редуктора

Рисунок 2.2 - Система зубчастої передачі високошвидкісного залізничного транспорту

2.2.2 Навантаження на підшипники та рівняння руху циліндричних роликових підшипників

Внутрішнє кільце кожного підшипника встановлено на відповідному валу, що обертається, а зовнішнє кільце змонтовано на редукторі.

Усі навантаження, що діють на підшипники, визначаються їх параметрами руху та контакту. Зміщення внутрішньої та зовнішньої доріжок кочення циліндричних підшипників НУ214 та НУ215 може бути виражене наступним чином.

(1) Зміщення внутрішньої та зовнішньої доріжок кочення підшипника НУ214 (I = 1, 2, 3, 4)

$$\begin{cases} X_{\mathrm{INU4}i} = X_{\mathrm{p}i} + (-1)^{i} \psi_{\mathrm{p}i} d_{\mathrm{NU4}}, \\ Y_{\mathrm{INU4}i} = Y_{\mathrm{p}i}, \\ Z_{\mathrm{INU4}i} = Z_{\mathrm{p}i} + (-1)^{i-1} \phi_{\mathrm{p}i} d_{\mathrm{NU4}}, \end{cases} \tag{2.5}$$

$$\begin{cases} X_{\mathrm{ONU4}i} = X_{\mathrm{gb}i} + (-1)^{i} \psi_{\mathrm{gb}i} d_{\mathrm{NU4}}, \\ Y_{\mathrm{ONU4}i} = Y_{\mathrm{gb}i} + (-1)^{i} \psi_{\mathrm{gb}i} l_{\mathrm{NU4}}, \\ Z_{\mathrm{ONU4}i} = Z_{\mathrm{gb}i} + (-1)^{i-1} \phi_{\mathrm{gb}i} d_{\mathrm{NU4}} + (-1)^{i-1} \beta_{\mathrm{gb}i} l_{\mathrm{NU4}}. \end{cases} \tag{2.6}$$

(2) Зміщення внутрішньої та зовнішньої доріжок кочення підшипника NU215 (I = 1, 2, 3, 4)

$$\begin{cases} X_{\mathrm{INU5}i} = X_{\mathrm{p}i} + (-1)^{i-1} \psi_{\mathrm{p}i} d_{\mathrm{NU5}}, \\ Y_{\mathrm{INU5}i} = Y_{\mathrm{p}i}, \\ Z_{\mathrm{INU5}i} = Z_{\mathrm{p}i} + (-1)^{i} \phi_{\mathrm{p}i} d_{\mathrm{NU5}}, \end{cases} \tag{2.7}$$

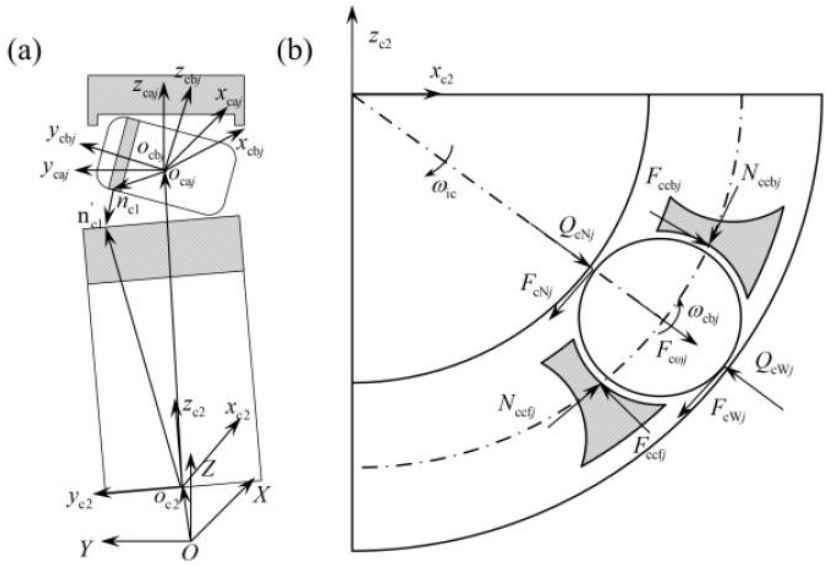
$$\begin{cases} X_{\text{ONU5}i} = X_{\text{gb}i} + (-1)^{i-1}\psi_{\text{gb}i} d_{\text{NU5}}, \\ Y_{\text{ONU5}i} = Y_{\text{gb}i} + (-1)^{i}\psi_{\text{gb}i} l_{\text{NU5}}, \\ Z_{\text{ONU5}i} = Z_{\text{gb}i} + (-1)^{i}\phi_{\text{gb}i} d_{\text{NU5}} + (-1)^{i-1}\beta_{\text{gb}i} l_{\text{NU5}}, \end{cases} \quad (2.8)$$

де lNU4 і l NU5 - поздовжні відстані між підшипниками NU214 та NU215 та центром тяжкості редуктора відповідно.

Контактне навантаження підшипників може бути розраховане на основі усунення внутрішньої та зовнішньої доріжок кочення. Динамічні моделі трьох типів підшипників були представлені у засланнях [27]. Тут як приклад взятий циліндричний роликовий підшипник, щоб показати, як зміщення внутрішнього та зовнішнього кілець підшипника працює в динамічних моделях підшипника. На рисунку 2.3 показано схему контакту циліндричного роликового підшипника. Ролик розділений на k елементарних зрізів, де точка nc1 на k зрізі ролика перебуває у контакті з точкою n'c1 на внутрішній доріжці кочення. Вектор положення може бути записаний як рівняння (10) [28,29].

$$\boldsymbol{n}_{\text{c1}}\boldsymbol{n}'^{\,\text{cbj}}_{\text{c1}} = \boldsymbol{T}_{\text{cacbj}}\boldsymbol{T}_{\text{ica}}\boldsymbol{T}^{\text{T}}_{\text{icr}}\boldsymbol{o}_{\text{c2}}\boldsymbol{n}'^{\text{r}}_{\text{c1}} - \boldsymbol{T}_{\text{cacbj}}\boldsymbol{T}_{\text{ica}}\boldsymbol{o}_{\text{c2}}\boldsymbol{o}^{\text{i}}_{\text{cbj}} - \boldsymbol{o}_{\text{cbj}}\boldsymbol{n}^{\text{b}}_{\text{c1}}, \quad (2.9)$$

де Ticr та Tica - матриці перетворення з інерційної системи координат у систему координат центроїду внутрішнього кільця та азимутальну систему координат ролика відповідно. Tcacbj - матриця перетворення з азимутальної системи координат систему координат, пов'язану з тілом j-го ролика.



(а) Взаємодія між роликовою пластиною та внутрішнім кільцем (б)

Рисунок 2.3 - Схема контакту циліндричного роликового підшипника

Деформація ролика та внутрішньої доріжки кочення розраховується за такою формулою з урахуванням модифікації секції ролика Cck та радіального зазору Pcd [30]:

$$\delta_{\mathrm{cgn}k} = \left| \boldsymbol{n}_{\mathrm{c1}} \boldsymbol{n}'^{\,\mathrm{cbj}}_{\mathrm{c1}} \right| - 0.25 P_{\mathrm{cd}} - C_{ck}. \tag{2.10}$$

Отже, контактне навантаження між j-м роликом і внутрішньою доріжкою кочення можна записати так:

$$Q_{\mathrm{cN}j} = \begin{cases} \sum_{k=1}^{N_{\mathrm{ck}}} \dfrac{w_{\mathrm{c}} \delta_{\mathrm{cgn}k}^{1.11}}{l_{\mathrm{c}}^{0.11} \left(1.36 E_{\mathrm{c}}^{0.9}\right)^{1.11}}, & \delta_{\mathrm{cgn}k} > 0, \\ 0, & \delta_{\mathrm{cgn}k} \le 0. \end{cases} \tag{2.11}$$

Контактне навантаження між роликом і зовнішньою доріжкою кочення можна розрахувати, використовуючи описаний вище метод. На рисунку 2.3(b) показано контактне навантаження j-го ролика. Тут QcNj і QcWj – контактні

навантаження внутрішнього та зовнішнього кілець на j-й ролик, відповідно, а FcNj та FcWj – тангенціальні сили тертя внутрішнього та зовнішнього кілець на j-й ролик, відповідно. Nccbj, Nccfj та Fccfj, Fccbj - контактне навантаження та тангенціальне тертя між кишенею сепаратора та j-м роликом, відповідно. Fcωj – відцентрова сила j-го ролика.

Сила опору масла j-го ролика дорівнює FcNj = μc QcNj, де μc - коефіцієнт опору масляної плівки, μc = (A+ Bu) exp (-Cu) +D, для якого A, B, C і D є функціями нормального навантаження, температури мастила на вході та швидкості контактної поверхні відповідно; та u - коефіцієнт ковзання j-го ролика [31].

На рисунку 2.4 показано взаємозв'язок взаємодії між роликом та кишенею сепаратора. Контактна деформація між певною ділянкою ролика та сепаратором може бути представлена рівняннями (2.12) та (2.13)

$$\boldsymbol{o}_{\text{cbj}}\boldsymbol{o}_{\text{cpj}}^{\text{cp}} = \boldsymbol{T}_{\text{chcp}}\boldsymbol{T}_{\text{ich}}\left(\boldsymbol{oo}_{\text{ch}}^{\text{i}} + \boldsymbol{o}_{\text{ch}}\boldsymbol{o}_{\text{cpj}}^{\text{i}} - \boldsymbol{oo}_{\text{cbj}}^{\text{i}}\right), \tag{2.12}$$

$$\delta_{\text{cgb}k} = \boldsymbol{o}_{\text{cbj}}\boldsymbol{o}_{\text{cpj}}^{\text{cp}} - y(j)\sin\left(\beta_{\text{cj}}\right) - C_{\text{cg}k}, \tag{2.13}$$

де Tich - матриця перетворення з інерційної системи координат в систему координат сепаратора, Tchcp - матриця перетворення системи координат сепаратора в систему координат кишені сепаратора. y(j) - значення координати по осі y у площині ролика. βcj - кут повороту ролика вздовж осі z.

Таким чином, контактні навантаження між j-м роликом і поперечними балками передньої та задньої кишень сепаратора можуть бути виражені такими рівняннями:

$$N_{ccf} = \sum \frac{1.36}{w} l E^{0.9} \delta_{cgb}^{1.11} \tag{2.14}$$

$$N_{ccb} = \sum \frac{1.36}{w} l E^{0.9} \delta_{cgb}^{1.11} \tag{2.15}$$

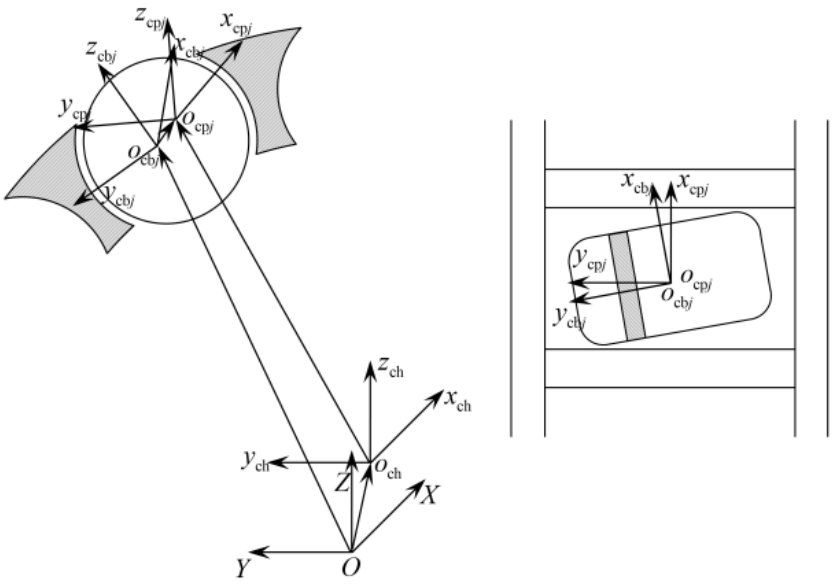


Рисунок 2.4 - Діаграма контактного навантаження циліндричного роликового підшипника між роликом та сепаратором

Діаграма сил для k-го сегмента j-го ролика показано на рис. 5. qcNjk та qcWjk - контактні навантаження внутрішнього та зовнішнього кілець на сегменти ролика. fcNjk та fcWjk - сили тертя внутрішнього та зовнішнього кілець на сегменти ролика.

nccfjk та nccbjk - контактні навантаження між передньою та задньою кишенями каркасу та роликовими пластинами. fccfjk і fccbjk являють собою силу тертя передньої та задньої кишень каркасу об ролик. Fcωj – відцентрова сила ролика. ψcbj – кутова швидкість обертання ролика. yjk та zjk - горизонтальна та вертикальна координати центральної точки ролика відповідно. Dcw – діаметр ролика. В азимутальної системі координат j-го ролика сила і момент, що діють на j-й ролик, можуть бути наступними рівняннями.

$$\begin{cases} F_{cxj} = F_{cNj} + F_{cWj} + N_{ccfj} + N_{ccbj}, \\ F_{cyj} = 0, \\ F_{czj} = Q_{cNj} + Q_{cWj} + F_{ccfj} + F_{ccbj}, \end{cases} \tag{2.16}$$

$$\begin{cases} M_{cxj} = \sum_{k=1}^{N_{ck}} (q_{cNjk} + q_{cWjk} + f_{ccbjk} + f_{ccfjk}) * y_{jk}, \\ M_{cyj} = \sum_{k=1}^{N_{ck}} (-f_{cNjk} + f_{cWjk} + f_{ccbjk} - f_{ccfjk}) * (D_{cw} / 2), \\ M_{czj} = \sum_{k=1}^{N_{ck}} (-f_{cNjk} - f_{cWjk} - n_{ccbjk} - n_{ccfjk}) * y_{jk}. \end{cases} \tag{2.17}$$

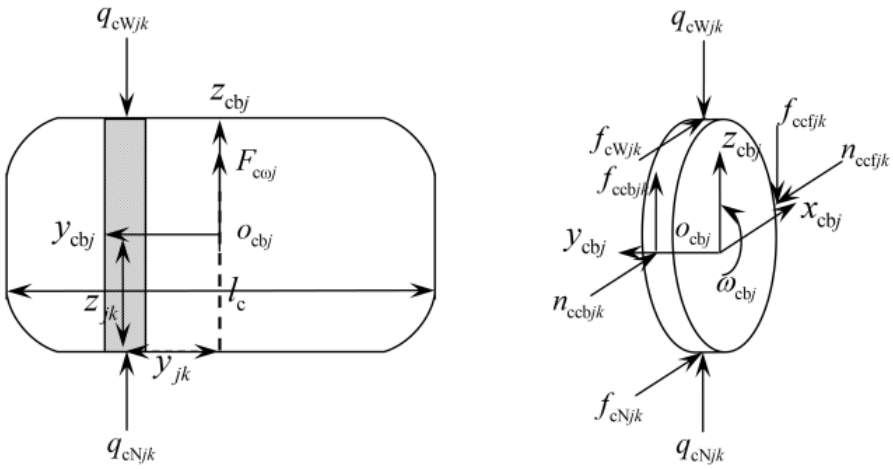


Рисунок 2.5 - Діаграма контактного навантаження роликової пластини.

Таким чином, динамічне рівняння j-го ролика в циліндричному роликовому підшипнику може бути наступним чином.

$$\begin{cases} F_{cxj} / m_{cbj} + g \sin \varphi_{cj} - 2\dot{z}_{cbj}\dot{\varphi}_{cj} = \ddot{\varphi}_{cj}(z_{cbj} + z_{cb0j}), \\ m_{cbj}\ddot{z}_{cbj} = F_{caj} - m_{cbj} g \sin \varphi_{cj} + m_{cbj}(z_{cbj} + z_{cb0j})\dot{\varphi}_{cj}^{\,2}, \\ I_{cbxj}\ddot{\phi}_{cbj} \models M_{cxj}, \\ I_{cbyj}\ddot{\beta}_{cbj} = M_{cyj}, \\ I_{cbzj}\ddot{\psi}_{cbj} = M_{czj}. \end{cases} \tag{2.18}$$

2.2.3 Навантаження на підшипники конічного роликового підшипника та чотириточкового кулькового підшипника

Зміщення внутрішньої та зовнішньої доріжок кочення чотириточкового кулькового підшипника QJ214 та конічних роликових підшипників TL і TR можна виразити таким чином.

(1) Зміщення внутрішньої та зовнішньої доріжок кочення підшипника QJ214 (i = 1, 2, 3, 4)

$$\begin{cases} X_{\mathrm{IQJ4}i} = X_{\mathrm{pi}} + (-1)^{i}\psi_{\mathrm{pi}} d_{\mathrm{QJ4}}, \\ Y_{\mathrm{IQJ4}i} = Y_{\mathrm{pi}}, \\ Z_{\mathrm{IQJ4}i} = Z_{\mathrm{pi}} + (-1)^{i-1}\phi_{\mathrm{pi}} d_{\mathrm{QJ4}}, \end{cases} \tag{2.19}$$

$$\begin{cases} X_{\mathrm{OQJ4}i} = X_{\mathrm{gb}i} + (-1)^{i}\psi_{\mathrm{gb}i} d_{\mathrm{QJ4}}, \\ Y_{\mathrm{OQJ4}i} = Y_{\mathrm{gb}i} + (-1)^{i}\psi_{\mathrm{gb}i} l_{\mathrm{QJ4}}, \\ Z_{\mathrm{OQJ4}i} = Z_{\mathrm{gb}i} + (-1)^{i-1}\phi_{\mathrm{gb}i} d_{\mathrm{QJ4}} + (-1)^{i-1}\beta_{\mathrm{gb}i} l_{\mathrm{QJ4}}. \end{cases} \tag{2.20}$$

(3) Зміщення внутрішньої та зовнішньої доріжок кочення підшипника TR (i = 1, 2, 3, 4)

$$\begin{cases} X_{\mathrm{ITL}i} = X_{\mathrm{w}i} + (-1)^{i}\psi_{\mathrm{w}i}(d_{\mathrm{RB}} + (-1)^{i-1} d_{\mathrm{R2}}), \\ Y_{\mathrm{ITL}i} = Y_{\mathrm{w}i}, \\ Z_{\mathrm{ITL}i} = Z_{\mathrm{w}i} + (-1)^{i-1}\phi_{\mathrm{w}i}(d_{\mathrm{RB}} + (-1)^{i-1} d_{\mathrm{R2}}), \end{cases} \tag{2.21}$$

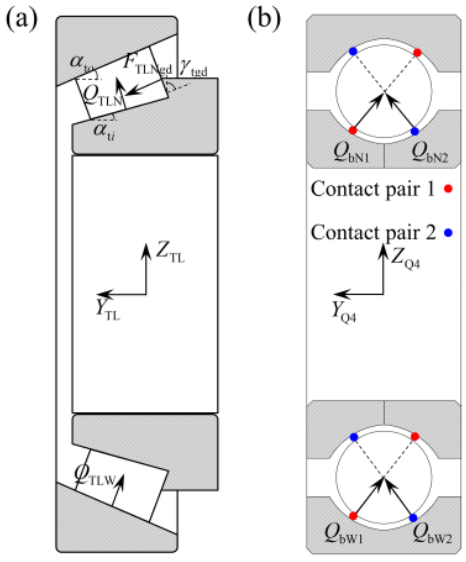
$$\begin{cases} X_{\mathrm{OTL}i} = X_{\mathrm{gb}i} - \psi_{\mathrm{gb}i} d_{\mathrm{R2}}, \\ Y_{\mathrm{OTL}i} = Y_{\mathrm{gb}i} + (-1)^{i-1}\psi_{\mathrm{gb}i} l_{\mathrm{R2}}, \\ Z_{\mathrm{OTL}i} = Z_{\mathrm{gb}i} + \phi_{\mathrm{gb}i} d_{\mathrm{R2}} + (-1)^{i}\beta_{\mathrm{gb}i} l_{\mathrm{R2}}. \end{cases} \tag{2.22}$$

де dRB - бічна відстань між місцем встановлення шестірні та центром ваги колісної пари.

dR2 - половина бічної відстані між місцями встановлення двох конічних роликових підшипників TL та TR.

lR2 - поздовжня відстань між конічним роликовим підшипником та центром тяжкості редуктора.

Динамічні моделі конічних роликових підшипників та чотириточкових кулькових підшипників також використовують теорію динаміки підшипників Гупти [32, 33]. На рис. 5 показана схема навантаження конічного роликового підшипника та чотириточкового кулькового підшипника. На рис. 6(a) QTLN і QTLW - контактні навантаження внутрішнього кільця та зовнішнього кільця на ролики конічного роликового підшипника відповідно. FTLNgd – контактне навантаження ребра внутрішнього кільця на ролик. αti та αto - напівконусні кути внутрішнього та зовнішнього кілець щодо осі підшипника, відповідно. У процесі навантаження між кулькою та доріжкою кочення чотириточкового шарикопідшипника є дві пари контактів, як показано на рис. 6(b). QbN1, QbN2, QbW1 і QbW2 -контактні навантаження внутрішнього кільця і пари контактів 1 і 2 зовнішнього кільця на кульку, відповідно.



(а) конічний роликовий підшипник та (б) чотириточковий кульковий підшипник

Рисунок 2.6 - Схема підшипників

Навантаження, що діє на внутрішнє та зовнішнє кільця підшипника з боку роликів або кульок, може бути отримане з використанням динамічної моделі.

Вона також визначається як навантаження, що діє на вал шестерні, колісну пару та редуктор з боку підшипників.

Результуючі компоненти сили циліндричного роликового підшипника NU214, що діють на внутрішнє та зовнішнє кільця, наведені нижче.

$$\begin{Bmatrix} F_{\mathrm{CN4}x} \\ F_{\mathrm{CN4}y} \\ F_{\mathrm{CN4}z} \end{Bmatrix} = \sum_{j=1}^{N_{4c}} \boldsymbol{T}_{\mathrm{ica}}^{T} \boldsymbol{T}_{\mathrm{cacb}j}^{T} \begin{bmatrix} -F_{\mathrm{cN}j} \\ 0 \\ -Q_{\mathrm{cN}j} \end{bmatrix}, \tag{2.23}$$

$$\begin{Bmatrix} F_{\mathrm{CW4}x} \\ F_{\mathrm{CW4}y} \\ F_{\mathrm{CW4}z} \end{Bmatrix} = \sum_{j=1}^{N_{4c}} \boldsymbol{T}_{\mathrm{ica}}^{T} \boldsymbol{T}_{\mathrm{cacb}j}^{T} \begin{bmatrix} -F_{\mathrm{cW}j} \\ 0 \\ -Q_{\mathrm{cW}j} \end{bmatrix}. \tag{2.24}$$

Результуючі компоненти сили конічного роликового підшипника TL, що діють на внутрішнє та зовнішнє кільця, визначаються таким чином:

$$\begin{Bmatrix} F_{\mathrm{TNL}x} \\ F_{\mathrm{TNL}y} \\ F_{\mathrm{TNL}z} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \sum_{j=1}^{N_{\mathrm{TL}}} \begin{bmatrix} -F_{\mathrm{TLN}j} \cos\phi_{tj} \\ +(-Q_{\mathrm{TLN}j} \cos\alpha_{ti} \\ +F_{\mathrm{TLNgd}j} \cos\gamma_{\mathrm{tgd}}) \sin\phi_{tj} \end{bmatrix} \\ \sum_{j=1}^{N_{TL}} \left[-Q_{\mathrm{TLN}j} \sin\alpha_{ti} - F_{\mathrm{TLNgd}j} \sin\gamma_{\mathrm{tgd}} \right] \\ \sum_{j=1}^{N_{\mathrm{TL}}} \begin{bmatrix} F_{\mathrm{TLN}j} \cos\alpha_{ti} \sin\phi_{tj} + (-Q_{\mathrm{TLN}j} \cos\alpha_{ti} \\ +F_{\mathrm{TLNgd}j} \cos\gamma_{\mathrm{tgd}}) \cos\phi_{tj} \end{bmatrix} \end{Bmatrix}, \tag{2.25}$$

$$\begin{Bmatrix} F_{\mathrm{TLW}x} \\ F_{\mathrm{TLW}y} \\ F_{\mathrm{TLW}z} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \sum_{j=1}^{N_{\mathrm{TL}}} \left[-F_{\mathrm{TLW}j} \cos\phi_{tj} \right] \\ \sum_{j=1}^{N_{\mathrm{TL}}} \left[-Q_{\mathrm{TLW}j} \cos\alpha_{to} \sin\phi_{tj} \right] \\ \sum_{j=1}^{N_{\mathrm{TL}}} \left[-Q_{\mathrm{TLW}j} \sin\alpha_{to} \right] \\ \sum_{j=1}^{N_{\mathrm{TL}}} \left[F_{\mathrm{TLW}j} \cos\alpha_{to} \sin\phi_{tj} \right] \\ \sum_{j=1}^{N_{\mathrm{TL}}} \left[-Q_{\mathrm{TLW}j} \cos\alpha_{to} \cos\phi_{tj} \right] \end{Bmatrix} \tag{2.26}$$

Наведені результуючі компоненти сил чотириточкового контакту шарикопідшипника QJ214, що діють на внутрішнє та зовнішнє кільця, визначаються таким чином:.

$$\begin{Bmatrix} F_{\mathrm{BN4}x} \\ F_{\mathrm{BN4}y} \\ F_{\mathrm{BN4}z} \end{Bmatrix} = \sum_{j=1}^{N_{\mathrm{b}}} \left\{ -\boldsymbol{T}_{\mathrm{iba}j}^{T} \begin{bmatrix} F_{\mathrm{bN1}j} + F_{\mathrm{bN2}j} \\ Q_{\mathrm{bN1}j} \sin(-\alpha_{\mathrm{bn1}}) + Q_{\mathrm{bN2}j} \sin\alpha_{\mathrm{bn2}} \\ Q_{\mathrm{bN1}j} \cos(-\alpha_{\mathrm{bn1}}) + Q_{\mathrm{bN2}j} \cos\alpha_{\mathrm{bn2}} \end{bmatrix} \right\}, \tag{2.27}$$

$$\begin{Bmatrix} F_{\mathrm{BW4}x} \\ F_{\mathrm{BW4}y} \\ F_{\mathrm{BW4}z} \end{Bmatrix} = \sum_{j=1}^{N_{\mathrm{b}}} \left\{ -\boldsymbol{T}_{\mathrm{iba}j}^{T} \begin{bmatrix} F_{\mathrm{bW1}j} + F_{\mathrm{bW2}j} \\ Q_{\mathrm{bW1}j} \sin(-\alpha_{\mathrm{bw1}}) + Q_{\mathrm{bW2}j} \sin\alpha_{\mathrm{bw2}} \\ Q_{\mathrm{bW1}j} \cos(-\alpha_{\mathrm{bw1}}) + Q_{\mathrm{bW2}j} \cos\alpha_{\mathrm{bw2}} \end{bmatrix} \right\}, \tag{2.28}$$

де FTLN і FTLW є тангенціальні сили тертя внутрішнього і зовнішнього кілець на ролику конічного роликового підшипника TL. FbN1, FbN2 і FbW1, FbW2 позначають тангенціальні сили тертя внутрішнього та зовнішнього кілець контактної пари 1 та контактної пари 2 на кульці відповідно. Крім того, N4c, NTL і Nb є кількістю елементів кочення циліндричного роликового підшипника NU214, конічного роликового підшипника TL і чотириточкового кулькового підшипника QJ214 відповідно.

Таким чином, формула руху сполученої системи транспортних засобів може бути однаково виражена таким чином:

$$[M]\{\ddot{X}\}+[C]\{\dot{X}\}+[K]\{X\}=\{F\}, \quad (2.29)$$

де M , C , K - матриці маси, демпфування та жорсткості багатоланкової системи відповідно. X - усунення системи транспортного засобу. F – вектор навантажень, доданих до компонентів транспортного засобу.

У роботі для розрахунку кінетичних рівнянь, наведених вище, використовується простий явний метод інтегрування, розроблений Чжай [34]. Динамічний відгук кожного компонента системи транспортного засобу може бути отриманий зі зв'язаної динамічної моделі, створеної в розділі 2. Основні динамічні та структурні параметри системи транспортного засобу можна знайти в таблиці 2.4 у засланні [35]. Крім того, у таблиці 3 наведено ключові параметри пари косозубих шестерень у системі передачі, а в таблиці 4 представлені основні параметри підшипників редуктора. У сполученій динамічній моделі застосовуються дії шляху WG (від станції Ухань до станції Гуанчжоу в Китаї) для отримання динамічних характеристик системи.

Таблиця 2.4 - Основні параметри косозубої зубчастої передачі

Позначення	Специфікація	Шестерня	Значення	Механізм
m	Модуль		6	
αn	Тиск (°)		20	
β	Кут нахилу гвинтової осі (°)		18	
W	Ширина зубчастого колеса (мм)		66	
Z	Кількість зубів	35		85

Таблиця 2.5 - Основні параметри підшипників редуктора

Предмети	NU214	NU215	QJ214	R200
Кількість роликів підшипника:	17	18	15	29
Діаметр кроку (мм):	98,5	103,5	102,83	260
Діаметр ролика (мм):	15	15	18	20
Довжина ролика (мм):	15	15	-	35
Зазор підшипника (мкм)	0-90	0-90	-	100-200

2.3 Експериментальні вібраційні випробування у польових умовах

У лютому 2015 року було проведено польові випробування для вимірювання вібрацій коробки високошвидкісного поїзда. Випробування включали два кругові рейси загальною протяжністю 1944 км. Акселерометр був встановлений на коробці для реєстрації прискорень вібрації, як показано на рис. 7. Потяг експлуатувався у реальних умовах на максимальній швидкості 300 км/год. Зареєстроване прискорення вібрації коробки передач у режимі роботи порівнювалося з результатами моделювання динамічної моделі транспортного засобу з трансмісійною системою.

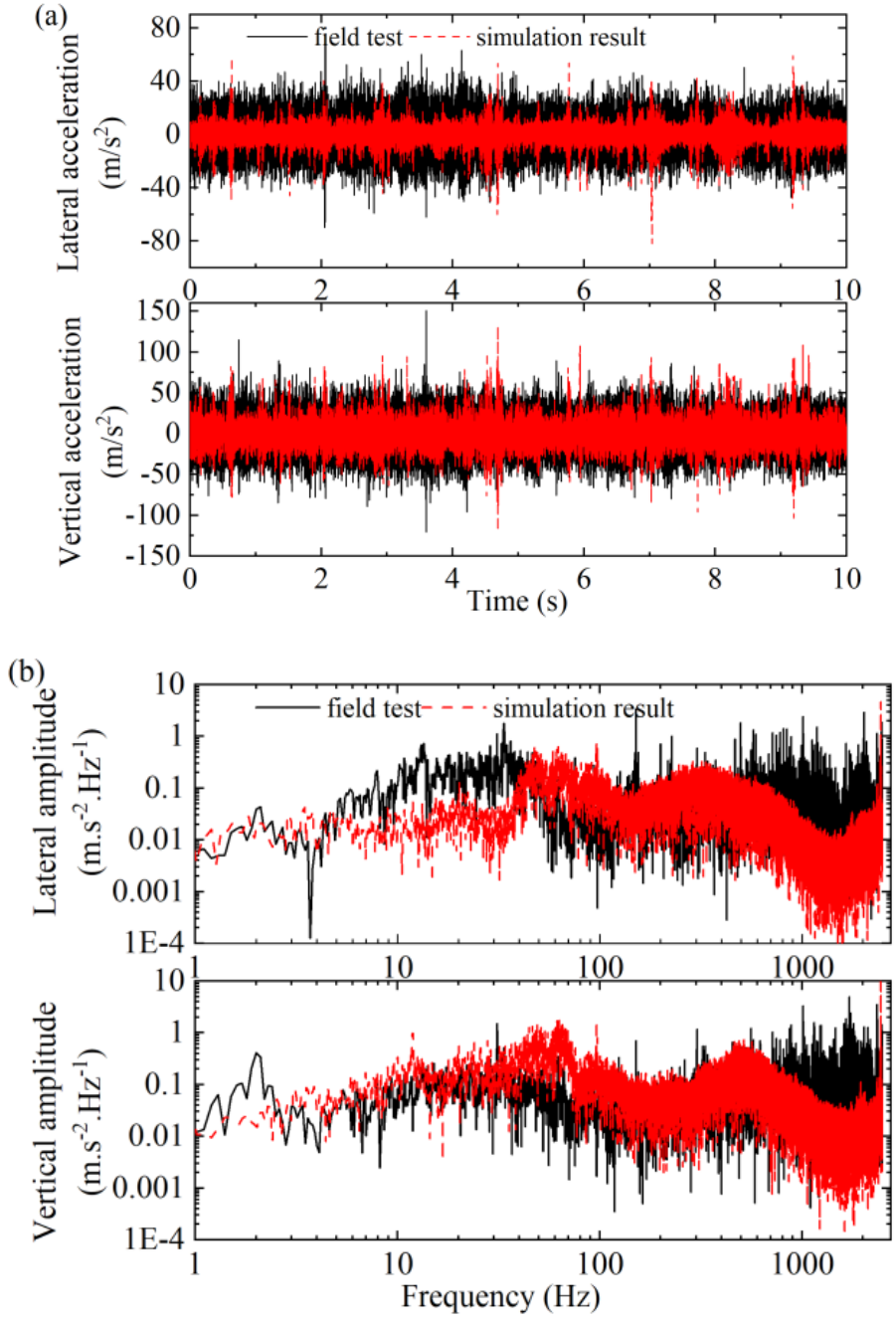


Рисунок 2.7 - Акселерометр на редукторі для польового експерименту

Прискорення вібрації, одержане в результаті моделювання редуктора, порівнюється з даними польових випробувань, як показано на рис.8. Вертикальне прискорення, отримане в результаті моделювання редуктора, трохи менше, ніж у даних польових випробувань у тимчасовій області, тоді як бічне прискорення, отримане в результаті моделювання, менше, ніж у даних польових випробувань у тимчасовій області. У частотній ділянці результати моделювання прискорення вібрації редуктора практично збігаються з результатами польових випробувань.

Різниця між результатами моделювання та результатами польових випробувань в основному обумовлена відсутністю особливих нерівностей у впливі на шлях, що використовується в моделі. До особливих нерівностей відносяться збудження, викликане довжиною бетонної плити та прольотом кріпильних елементів. Крім того, дія на шлях, використана в моделі, була зібрана на новому початковому етапі експлуатації складної лінії. Після 6 років експлуатації та технічного обслуговування умови на шляху змінилися, що призвело до появи більш складних нерівностей, таких як короткохвильові нерівності на залізницях. Однак короткохвильові збудження не були включені в нерівності шляху, що використовуються в динамічній сполученій моделі. У

той же час, редуктор у сполученій динамічній моделі є жорсткою конструкцією, що також має деякі відмінності від результатів польових випробувань, тому результати, розраховані за допомогою моделі, трохи менше, ніж результати польових випробувань.



(а) Порівняння в часовій області та (б) Порівняння в частотній області

Рисунок 2.8 - Порівняння результатів моделювання та даних польових випробувань прискорення коробки передач

2.4 Динамічні характеристики зубчастої трансмісії

2.4.1 Сили зачеплення шестерень та прискорення вібрації валу шестерні

На рисунку 2.9 показані окружна сила, радіальна сила та осьова сила зачеплення шестерень у двох коробках при швидкості руху транспортного засобу 300 км/год. Сили зачеплення у всіх трьох напрямках діють на шестірні. Амплітуди радіальних і окружних сил на валах шестерень у двох коробках однакові, а напрямки протилежні.

Амплітуда та напрямок осьових сил у двох коробках передач приблизно однакові. Це означає, що навантаження на підшипники у двох коробках передач не однакові, що відображається у різних контактних навантаженнях на підшипники коробки передач.

Коливання колісної пари, спричинені нерівностями шляху, передаються в зубчасту передачу через шестірню, викликаючи коливання сил зачеплення. Коливання сил зачеплення передаються контактне навантаження підшипників коробки передач.

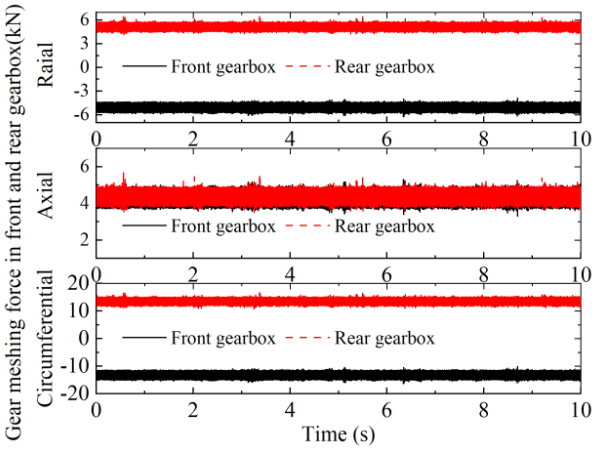


Рисунок 2.9 - Сили зачеплення шестерень передньої та задньої коробок передач

На рисунку 2.10 показані прискорення вібрації валу шестерні з нерівностями колії та без них. Це показує, що нерівності колії впливають на вібрації валу шестірні. Без нерівностей колії максимальні амплітуди поздовжнього, поперечного та вертикального прискорень вібрації валу шестерні у передній коробці передач становлять 78,2, 53,7 та 119,5 м/с², відповідно. З нерівностями колії максимальні амплітуди вібрації валу шестерні у трьох напрямках збільшуються до 196,7, 145,8 та 274,1 м/с², відповідно.

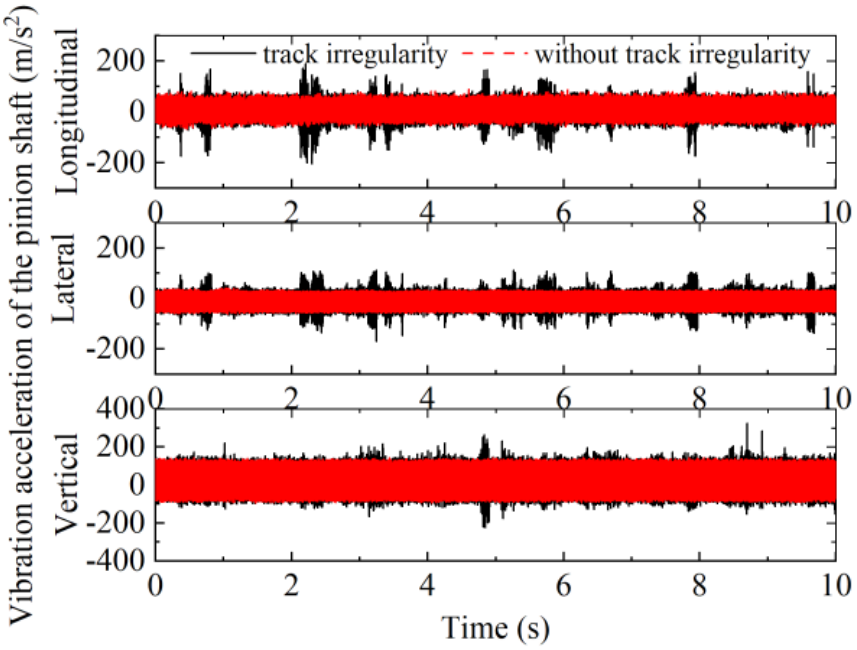
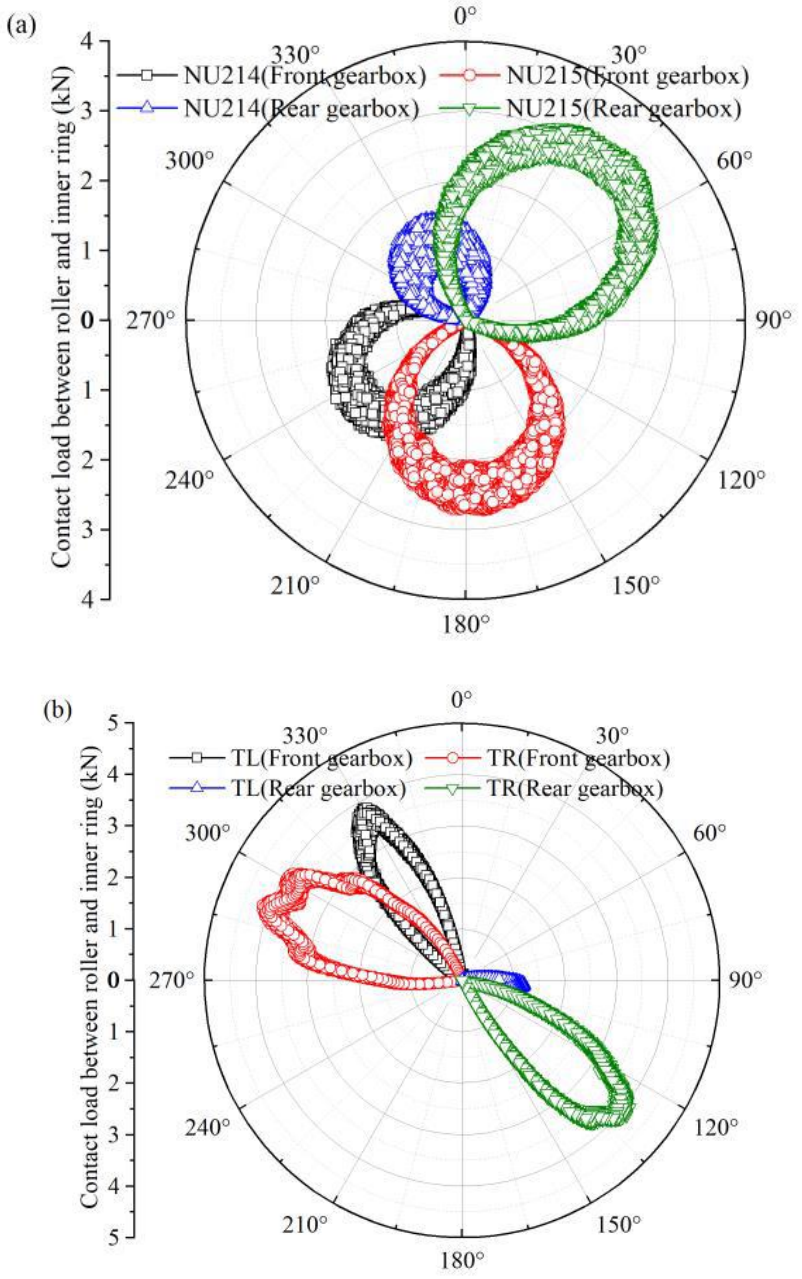


Рисунок 2.10 - Прискорення валу шестерні переднього редуктора

Вібрації, спричинені впливом рейок, передаються на редуктори через контакт колеса та рейки. Це викликає як коливання сил зачеплення шестерень, а й впливає вібрацію компонентів трансмісійної системи. Тому необхідно вивчити вплив рейок на трансмісійну систему, особливо вплив на внутрішні компоненти трансмісійної системи.

2.4.2 Порівняння навантажень на підшипники переднього та заднього редукторів

У розділі 4.1 представлена різниця в силах зачеплення у трансмісійних системах переднього та заднього редукторів. Різниця може зачеплення призводить до нерівномірності навантажень на підшипники редуктора. Для детального аналізу нерівномірності навантажень у цьому розділі порівнюються навантажувальні характеристики підшипників переднього та заднього редукторів. Динамічні характеристики підшипників отримані без урахування нерівностей рейок, щоб уникнути впливу випадкової дії рейок. На рис. 11 показана діаграма в полярних координатах, що відображає контактні навантаження на доріжки кочення підшипників NU214, NU215, TL і TR у передньому та задньому редукторах. Положення точок виникнення максимального контактного навантаження підшипників у двох редукторах різняться. Максимальні контактні навантаження на доріжки кочення підшипників NU214 і NU215 в передньому редукторі розташовані під кутами 229,2 і 176,2 відповідно, тоді як в задньому редукторі максимальні навантаження знаходяться під кутами 338,4 і 39,8 відповідно. Для підшипників TL і TR максимальні навантаження розташовані під кутами 327 і 289 в передньому редукторі і під кутами 95 і 125 в задньому редукторі відповідно. Це результат різних кутів відхилення валу шестерні, обумовлених положенням кріплення підшипника валу шестерні, і різного напрямку сил зачеплення в передній та задній передачах зубчастих. Це також означає, що максимальні контактні навантаження між усіма роликами та доріжками кочення цих підшипників зосереджені у цих конкретних місцях. Це відображає нерівномірне навантаження на внутрішні та зовнішні доріжки кочення підшипників, які більш схильні до зносу. На ці місця максимальних навантажень необхідно звертати особливу увагу під час експлуатації та технічного обслуговування поїзда.



(a) підшипники NU214 та NU215 та (b) підшипники TL і TR

Рисунок 2.11 - Діаграма в полярних координатах контактного навантаження між роликом та внутрішньою доріжкою кочення

2.5 Динамічний відгук підшипників редуктора

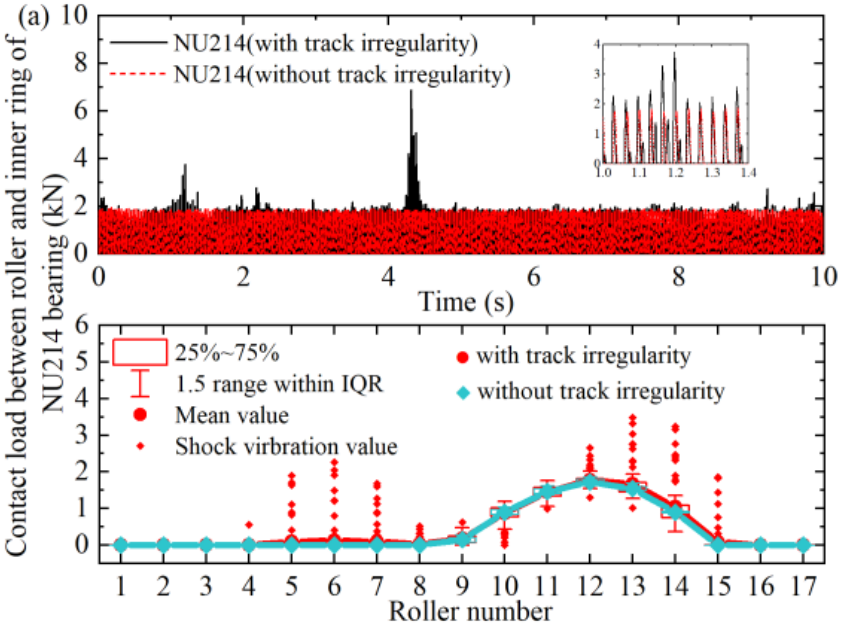
2.5.1 Вплив нерівностей шляху на редуктор

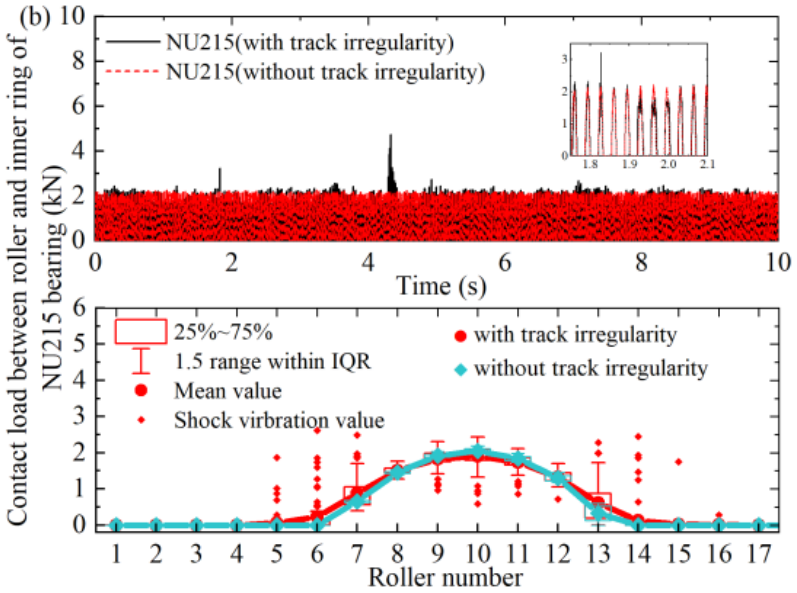
Навантаження на підшипники. Як було проаналізовано у розділі 4, збудження від рейок передається на систему передачі та посилює вібрацію внутрішніх компонентів. На рисунку 2.12 показано контактне навантаження між роликом та внутрішньою доріжкою кочення підшипників у передньому редукторі з урахуванням і без урахування нерівностей доріжки при робочій швидкості 300 км/год. На малюнку вище представлена діаграма в часовій області контактного навантаження між роликом № 1 і внутрішньою доріжкою кочення всіх підшипників редуктора, а на малюнку нижче - багатоперіодні статистичні результати контактного навантаження між усіма роликами та внутрішньою доріжкою кочення при обертанні роликів всіх типів підшипників у вихідне. Це свідчить про те, що контактні навантаження зростають при вплив на рейки. Відбувається сильний удар, який змінює стан контакту. Максимальні контактні навантаження між роликом та внутрішньою доріжкою кочення підшипників NU214, NU215, TL, TR та QJ214 без нерівностей доріжки становлять 2,0 кН, 2,3 кН, 3,2 кН, 3,6 кН та 1,0 кН відповідно. За наявності нерівностей доріжки максимальні контактні навантаження підшипників збільшуються до 7,2 кН, 5,6 кН, 18,7 кН, 17,6 кН та 1,5 кН відповідно. Максимальні контактні навантаження п'яти підшипників збільшуються на 267,4%, 145,3%, 486,8%, 394,1% та 42,1% відповідно.

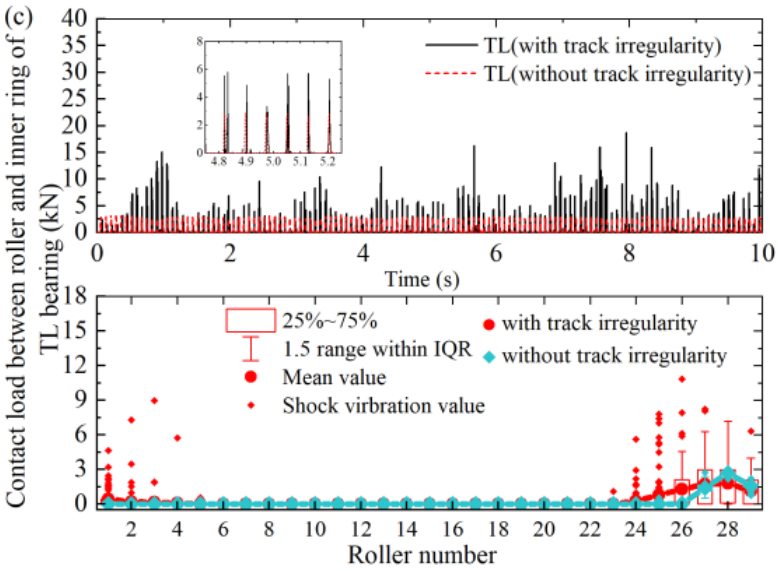
Вплив коливань доріжки призводить до аномального удару між роликом і доріжкою кочення, і середнє навантаження між роликом і доріжкою кочення незначно збільшується. Це більш очевидно в конічних роликових підшипниках в порівнянні з циліндричними роликовими підшипниками і чотириточковим кульковим підшипником. Це пов'язано з тим, що вплив коливань доріжки, що передається від колісної пари до редуктора та валу шестерні, послаблюється. Більш того, у двох конічних роликових підшипниках ударна вібрація

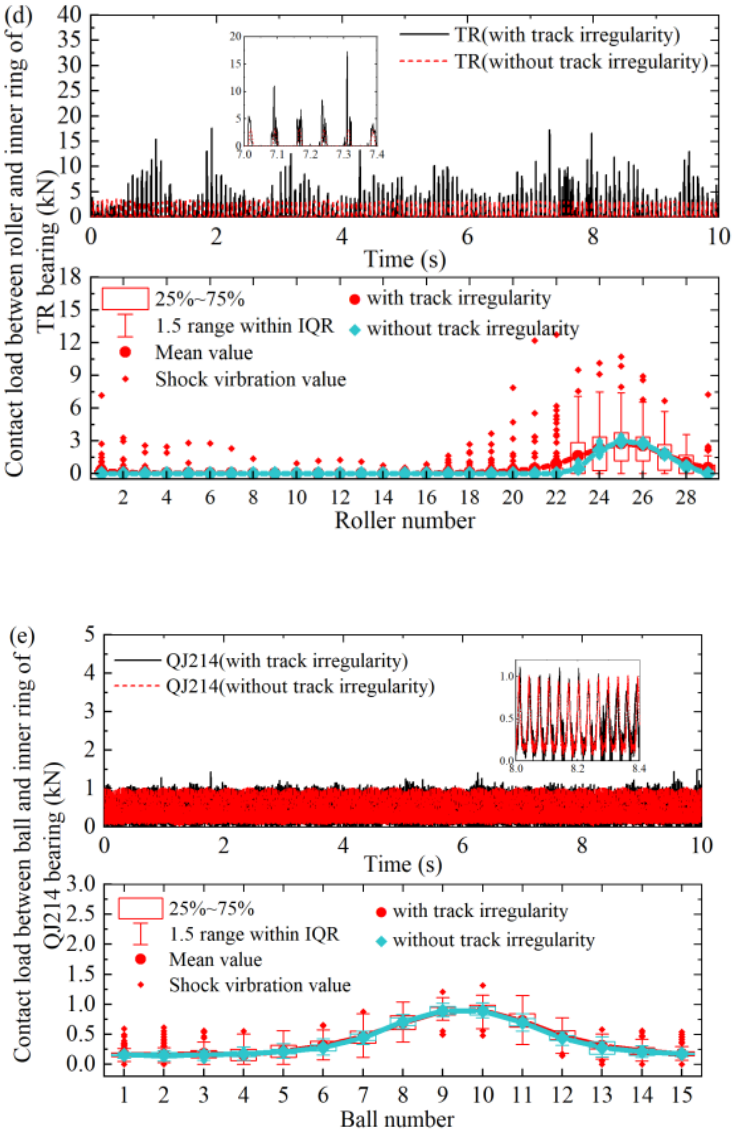
підшипника TR інтенсивніша, і ця ударна вібрація може навіть викликати аномальне ударне навантаження на ролики в неконтактній зоні. Це з позитивної силою зачеплення, показаної на рис. 8, яка призводить до зменшення контактних навантажень підшипника TL та збільшення навантажень підшипника TR. Через напрям сили зачеплення навантаження припадає тільки на контактну пару 2 в підшипнику QJ214, і на рисунку 12(e) показано лише контактне навантаження контактної пари 2 між кулькою та доріжкою кочення.

Крім того, оскільки поїзд рухається по прямій лінії, а бічне вплив рейкового шляху незначно, контактне навантаження підшипника QJ214 меншою мірою піддається впливу рейкового руху.




(b)
NU215(with track irregularity)
NU215(without track irregularity)
Contact load between roller and inner ring of NU215 bearing (kN)
Time (s)
25%~75%
1.5 range within IQR
Mean value
Shock virbration value
with track irregularity
without track irregularity
Roller number


(c)
TL(with track irregularity)
TL(without track irregularity)
Contact load between roller and inner ring of TL bearing (kN)
Time (s)
25%~75%
1.5 range within IQR
Mean value
Shock virbration value
with track irregularity
without track irregularity
Roller number



(a) NU214, (b) NU215, (c) TL, (d) TR та (e) QJ214

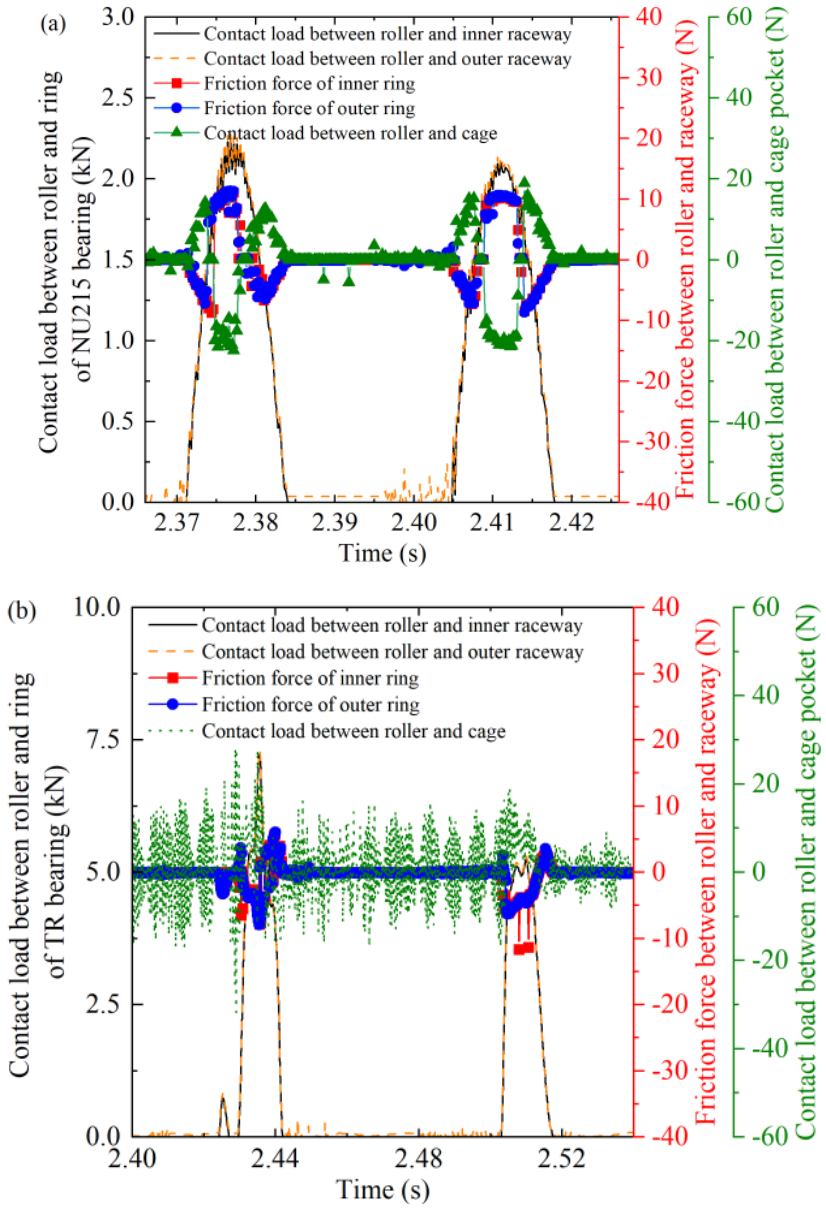
Рисунок 2.12 - Тимчасова діаграма контактного навантаження між роликом №1 та внутрішньою доріжкою кочення, а також статистичні результати для всіх роликів

На рисунку 2.13 показані контактні навантаження між роликом та доріжкою кочення, а також кишенею сепаратора, і сила тертя внутрішнього та зовнішнього кілець на ролику підшипника NU215 та підшипника TR. Для підшипника NU215 у ненавантаженій зоні сила тертя, створювана внутрішнім та зовнішнім кільцями на роликах, відносно мала. Після входу в навантажену зону сила тертя внутрішнього і зовнішнього кілець на роликах спочатку

збільшується в негативному напрямку, потім змінює напрямок і досягає максимуму в точці максимального навантаження, залишається на цьому рівні деякий час, а потім зменшується до максимального негативного значення і зменшується в міру зменшення контактного навантаження на доріжку кочення ролика. Причина зміни спрямування сили тертя між роликом і доріжкою кочення полягає в тому, що напрям відносної швидкості в точці контакту між роликом і доріжкою кочення змінився. Це відбувається через невідповідність швидкості обертання ролика в зоні навантаження та в зоні без навантаження. Швидкість обертання ролика в зоні без навантаження трохи вища; швидкість зменшується при вході в зону навантаження, а потім знову збільшується після виходу із контактної зони. У початковий момент входу в зону контакту швидкість ролика більша, ніж швидкість внутрішнього кільця підшипника. Внутрішнє і зовнішнє кільця надають перешкоджає вплив руху ролика, і напрям сили тертя негативне. Потім він поступово уповільнюється, і швидкість стає меншою за швидкість внутрішнього кільця до досягнення положення максимального контактного навантаження. Отже, напрям сили тертя внутрішнього кільця змінюється на позитивне, що сприяє руху ролика. При виході із зони контакту швидкість роликів поступово перевищує швидкість доріжки кочення, тому сила тертя внутрішнього та зовнішнього кілець на роликах стає негативною, що перешкоджає руху роликів. Це явище також відбивається на контактному навантаженні між роликами та кишенею сепаратора. При вході у зону контакту сила сепаратора на роликах стає позитивною, тобто сепаратор сприяє обертанню роликів. Пізніше, через тертя внутрішнього та зовнішнього кілець, ролики сповільнюються. У цей час сила сепаратора на роликах поступово зменшується до негативного значення і сепаратор перешкоджає руху роликів. Потім, при виході з максимального контакту, сила сепаратора на роликах знову стає позитивною, тобто сепаратор продовжує сприяти руху роликів.

Що стосується конічного роликового підшипника TR, ролики постійно знаходяться в контакті з кишенями сепаратора в зоні, що не є зоною контакту.

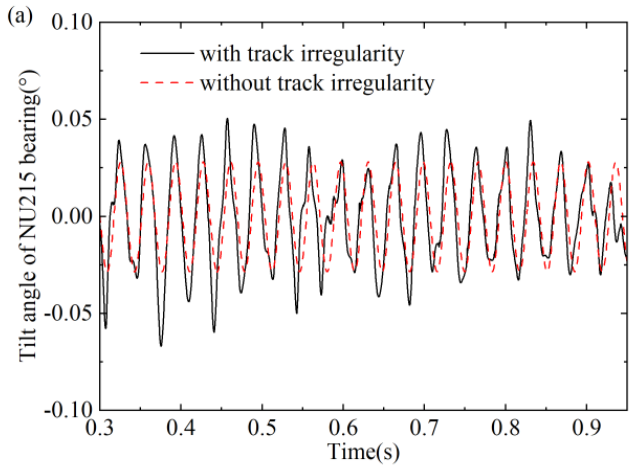
У зоні контакту контактне навантаження сепаратора на ролик позитивне, штовхаючи ролик до руху. Коли ролики входять у зону контакту, сила тертя внутрішнього кільця підшипника на роликах стає негативною, уповільнюючи рух роликів. Коли ролики залишають зону контакту, сила тертя внутрішнього кільця ролики стає позитивною, оскільки ролики рухаються з меншою швидкістю, ніж внутрішнє кільце, але цей процес триває недовго.

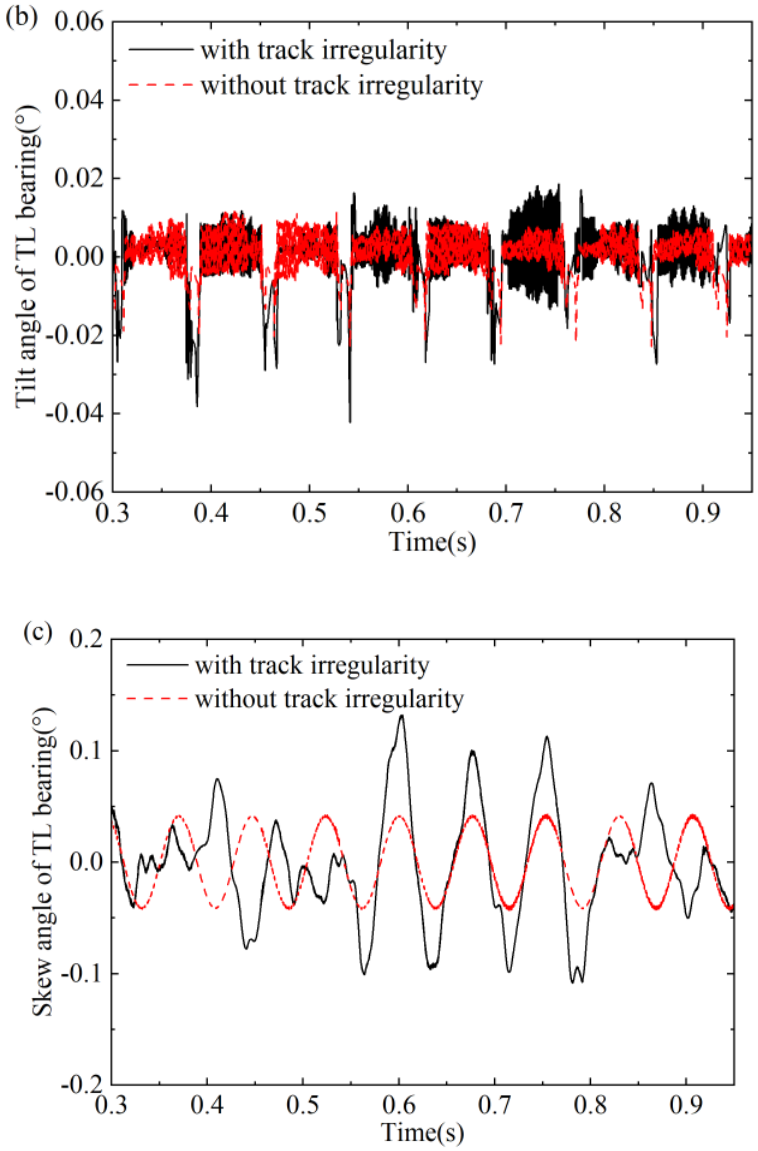


(а) підшипник NU215 та (б) підшипник TR

Рисунок 2.13 - Контактне навантаження між роликом та доріжкою кочення, а також кишенею сепаратора, а також сила тертя внутрішнього та зовнішнього кілець на ролику

Як показано на рисунку 2.14, порівнюються кут нахилу підшипника NU215, а також кут перекосу та кут нахилу підшипника TL в умовах наявності та відсутності нерівностей доріжки. Для підшипника NU215 тенденції зміни кутів повороту ролика загалом залишаються однаковими як за наявності, і за відсутності нерівностей доріжки. Проте за наявності нерівностей доріжки кут нахилу ролика трохи збільшується. Що стосується підшипника TL, то за відсутності порушення доріжки кут нахилу ролика в безконтактній зоні коливається близько нуля. Як тільки ролик входить у зону контакту, він повертається в негативному напрямку осі x під впливом контактного навантаження ролика та доріжки кочення та інших факторів, а потім повертається у вихідне положення після виходу із зони контакту, при цьому істотного ефекту нахилу не спостерігається. Зокрема, без впливу доріжки максимальний кут нахилу ролика становить -0,02 °, тоді як при впливі доріжки він збільшується до -0,04 °, що відповідає збільшенню на 100,0%. На відміну від цього, кут перекосу ролика залишається довкола нуля. Максимальний кут перекосу становить 0,04 ° без впливу доріжки, але збільшується до 0,13 ° при дії доріжки, що відповідає збільшенню на 225,0%. Ці результати показують, що вплив доріжки надає виражений вплив на рух ролика, призводячи до жорсткішого динамічного поведінки ролика.



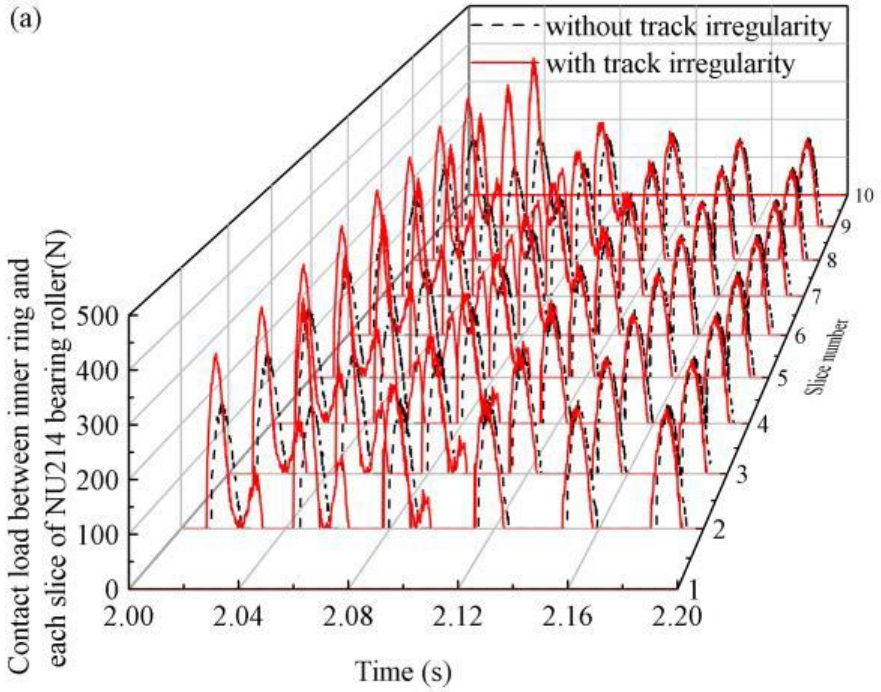


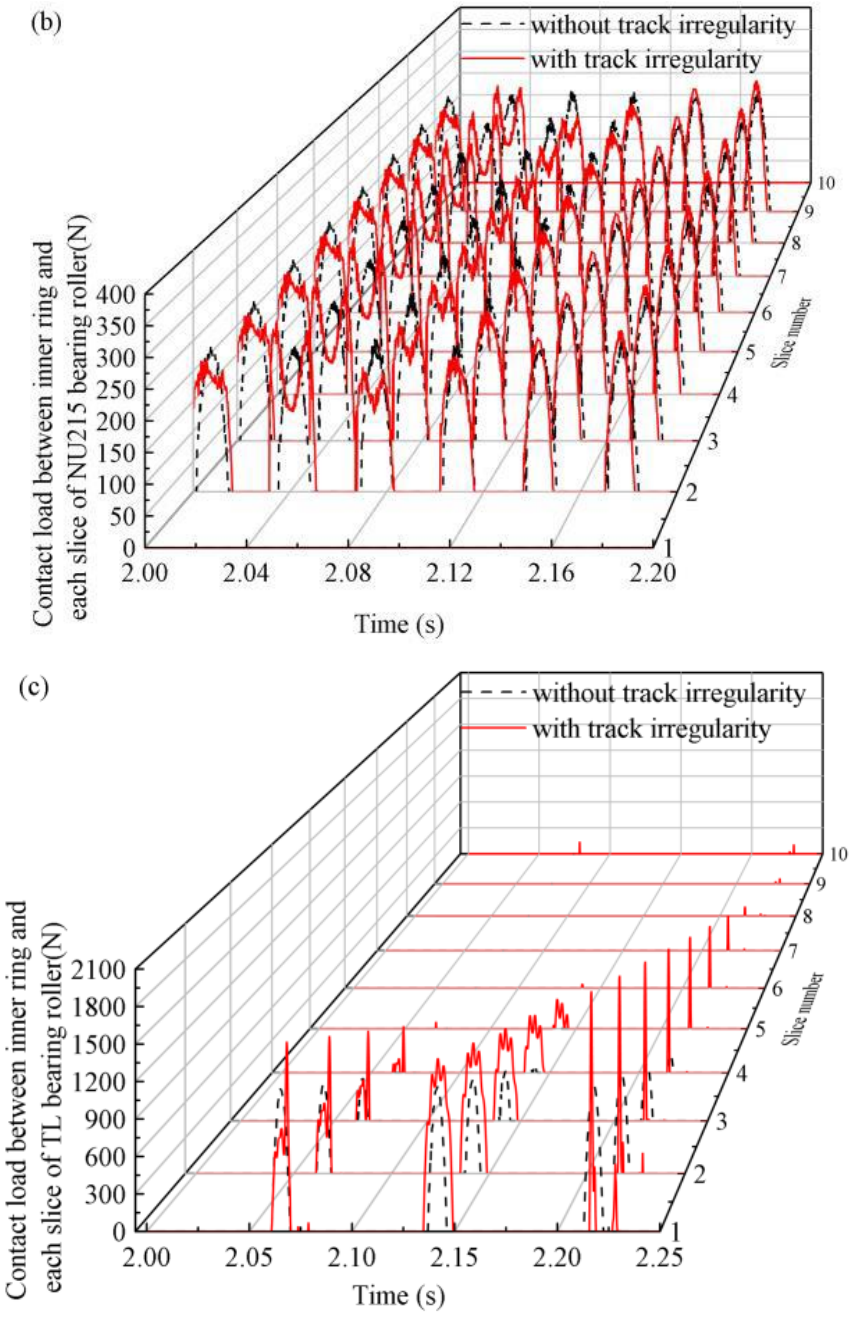
(а) кут нахилу підшипника NU215, (б) кут нахилу підшипника TL та (в) кут перекосу підшипника TL

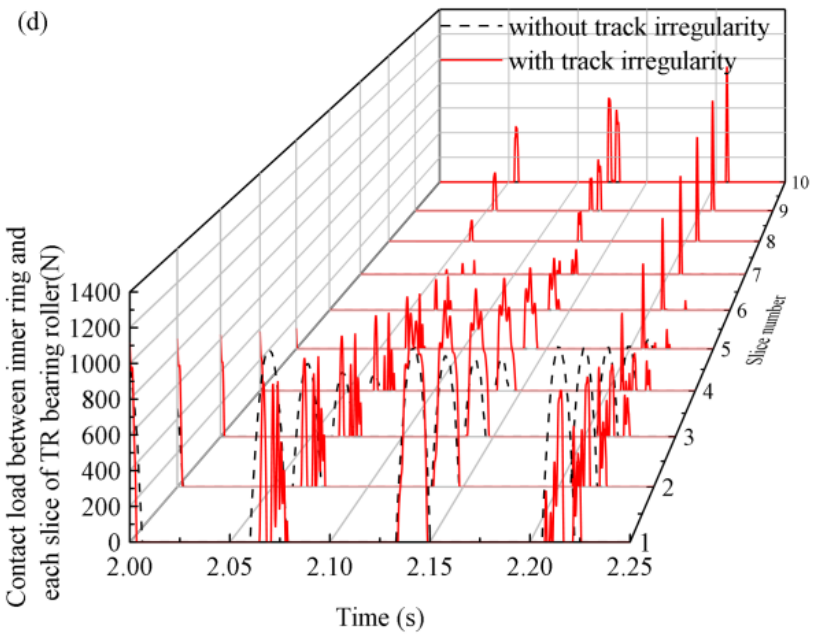
Рисунок 2.14 - Кути повороту підшипників

На рисунку 2.15 показані контактні навантаження між внутрішнім кільцем і кожною пластиною роликів підшипників NU214, NU215, TL і TR з нерівностями доріжки і без них. Видно, що контактне навантаження між пластинами роликів і внутрішнім кільцем складніше при нерівностях доріжки. Пластини на кінцях підшипників NU214 та NU215 не навантажені, оскільки ролики розвантажені. Через поперечну силу зачеплення та кута нахилу роликів підшипники TL і TR навантажені тільки на пластинах з 1 по 5, а інші пластини

не навантажені за відсутності нерівностей доріжки. Всі пластини ролика TR підшипника навантажені при нерівностях доріжки. З-за кута нахилу роликів навантаження на пластини обох кінцях ролика більше, ніж середні пластини ролика. Контактне навантаження між пластинами ролика та внутрішньою доріжкою кочення підшипника TL також збільшується при нерівностях доріжки. Однак через дію бічної сили зачеплення навантаження на підшипник TL зменшується, і амплітуда коливань його контактного навантаження не така велика, як у підшипника TR.




(b)
without track irregularity
with track irregularity
Contact load between inner ring and each slice of NU215 bearing roller(N)
0
50
100
150
200
250
300
350
400
2.00
2.04
2.08
2.12
2.16
2.20
Time (s)
Slice number
1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
(c)
without track irregularity
with track irregularity
Contact load between inner ring and each slice of TL bearing roller(N)
0
300
600
900
1200
1500
1800
2100
2.00
2.05
2.10
2.15
2.20
2.25
Time (s)
Slice number
1
2
3
4
5
6
7
8
9
10

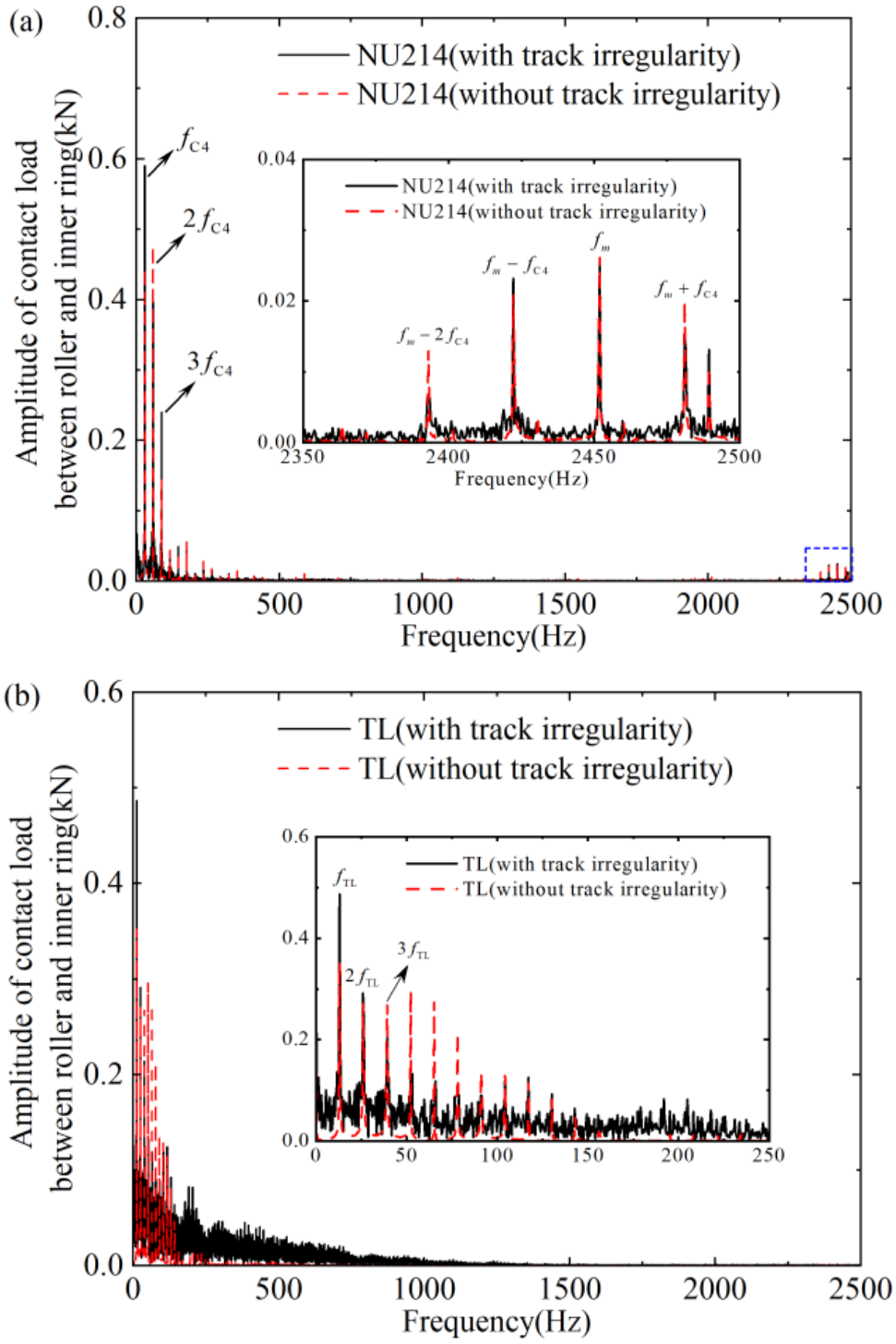


(a) підшипник NU214, (b) підшипник NU215, (c) підшипник TL та (d) підшипник TR.

Рисунок 2.15 - Контактне навантаження між внутрішнім кільцем та кожною частиною ролика підшипника

На рисунку 2.16 представлена діаграма контактного навантаження на доріжці кочення ролика підшипника NU214 і TL підшипника в частотній області.

Для підшипника NU214 низька частота відповідає частоті обертання ролика fc4 та її кратним значенням, тоді як високі частоти відповідають частоті зачеплення зубчастих коліс fm, модуляції частоти зачеплення зубчастих коліс fm та частоті обертання ролика fc4. Що стосується підшипника TL, то частотної області переважають частота обертання ролика fTL і її гармоніки, при цьому низькочастотна область значно залежить від збудження доріжки. Отже, контактне навантаження на доріжці кочення ролика залежить від збудження доріжки, а й від сили зачеплення.



з нерівностями доріжки та без них, (а) підшипник NU214 та (б) підшипник TL

Рисунок 2.16 - Частоти контактного навантаження між роликом та внутрішнім кільцем підшипників

Підшипники NU214 та TL встановлені на колісній парі та валу шестерні відповідно. На рисунку 2.17 показано контактне навантаження між роликом і

доріжкою кочення, а також вертикальне зміщення внутрішнього та зовнішнього кілець двох підшипників. Контактне навантаження пов'язане з різницею зсувів між внутрішнім та зовнішнім кільцями. Це різниця зсувів між положеннями установки двох підшипників на валу шестірні та колісної пари та відповідними положеннями установки двох підшипників на редукторі. Зміщення внутрішнього та зовнішнього кілець двох підшипників мають однакову тенденцію.

Різниця зсувів між внутрішнім та зовнішнім кільцями підшипника TL більша, ніж у підшипника NU214.

У міру збільшення зміщення внутрішнього та зовнішнього кілець підшипника TL контактне навантаження між роликом та внутрішнім та зовнішнім кільцями доріжки кочення сильно коливається.

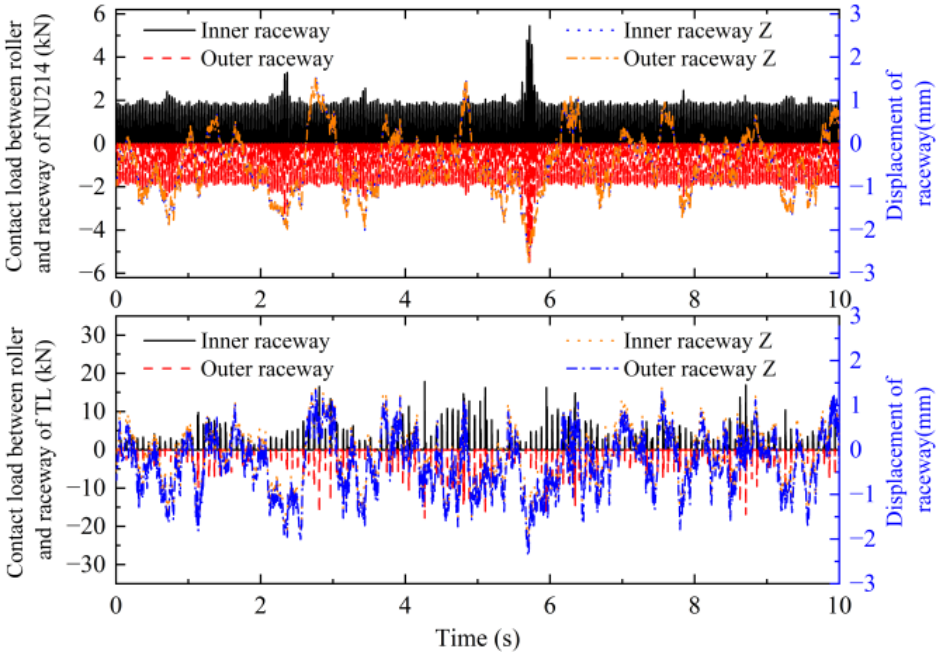


Рисунок 2.17 - Контактне навантаження між роликом та доріжкою кочення та зміщення внутрішньої та зовнішньої доріжок кочення підшипників: NU214 та TL

У цьому розділі уточнюються відмінності та закономірності характеристик навантаження на підшипники у трансмісійній системі під час роботи поїзда.

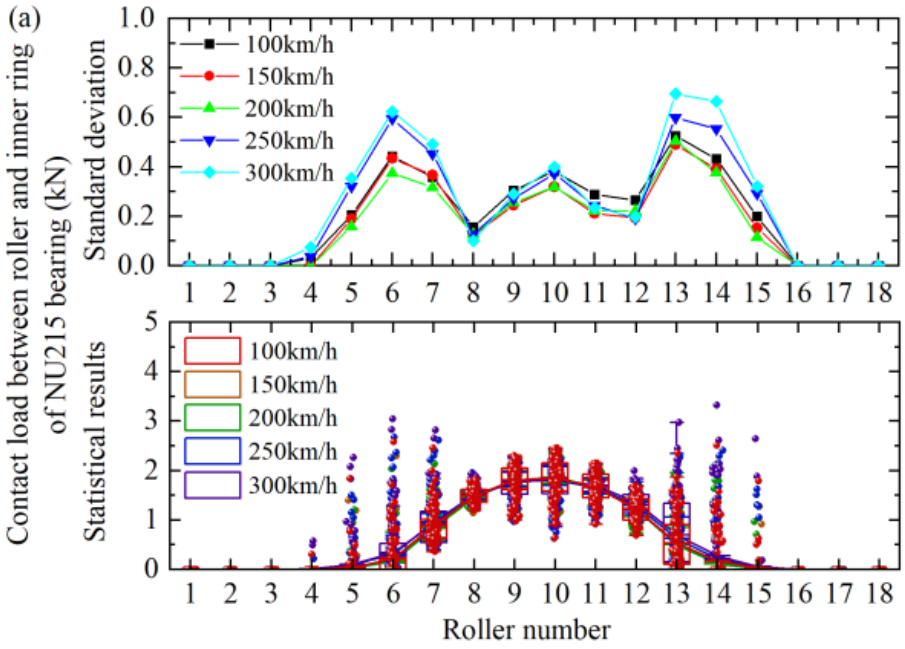
При технічному обслуговуванні та проектуванні слід звертати увагу на місце виникнення максимального контактного навантаження на підшипник редуктора та вплив рейкової колії на контактні навантаження підшипника.

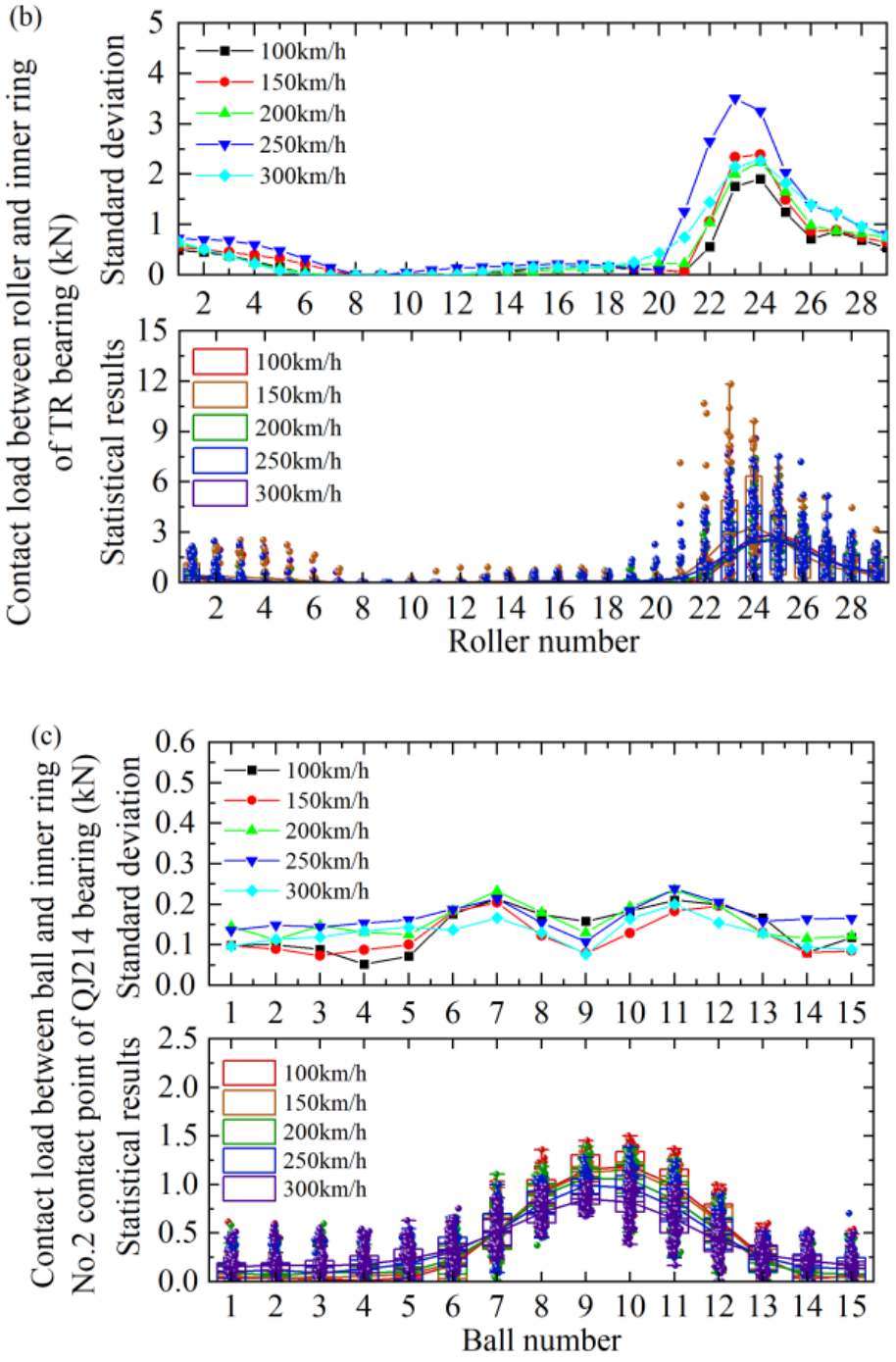
2.5.2 Вплив швидкості руху поїзда на навантаження на підшипники редуктора

Для дослідження впливу швидкості руху поїзда на розподіл навантажень на підшипники розраховано навантаження на підшипники при різних швидкостях з використанням однакового тягового моменту за наявності нерівностей шляху. На рисунку 2.18 показані статистичні результати та стандартні відхилення контактних навантажень між усіма роликами та внутрішніми доріжками кочення за кілька циклів обертання. Загалом зміна робочої швидкості не впливає на розподіл контактних навантажень між роликами та доріжками кочення. Однак зі збільшенням швидкості стандартне відхилення контактного навантаження між роликом та доріжкою кочення поступово зростає, досягаючи максимуму при 250 км/год.

Це вказує на те, що при 250 км/год вплив доріжки має найбільший вплив на навантаження на підшипники. Для підшипників NU215 та QJ214 стандартне відхилення контактного навантаження між роликом та доріжкою кочення демонструє бімодальний розподіл, з великими відхиленнями коли ролики входять та виходять із зони контакту. Це з тим, що радіальне зміщення зовнішнього кільця відчуває найбільші коливання між максимальним і мінімальним положеннями зазору підшипника. Зокрема, ролик переміщається всередину та назовні зони контакту з ненавантаженої зони, що призводить до більшого значення удару та більшої мінливості контактного навантаження між

роликом та доріжкою кочення. Навпаки, в положенні максимального навантаження ролик залишається стабільнішим, що призводить до зменшення розкиду контактного навантаження між роликом і доріжкою кочення. Для конічних роликових підшипників TR, оскільки вібрація внутрішнього та зовнішнього кілець, тобто вібрація колісної пари та вібрація редуктора, є більш інтенсивними та складними, стандартне відхилення контактного навантаження ролика та доріжки кочення досягає максимуму до досягнення становища максимального контактного навантаження, а потім поступово зменшується.





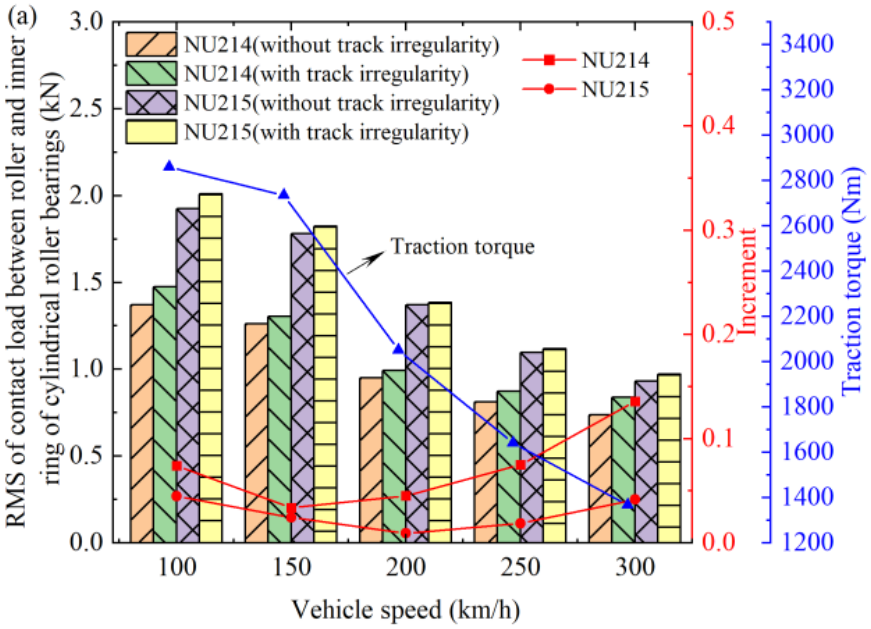
(a)NU215, (b) TR та (c) QJ214

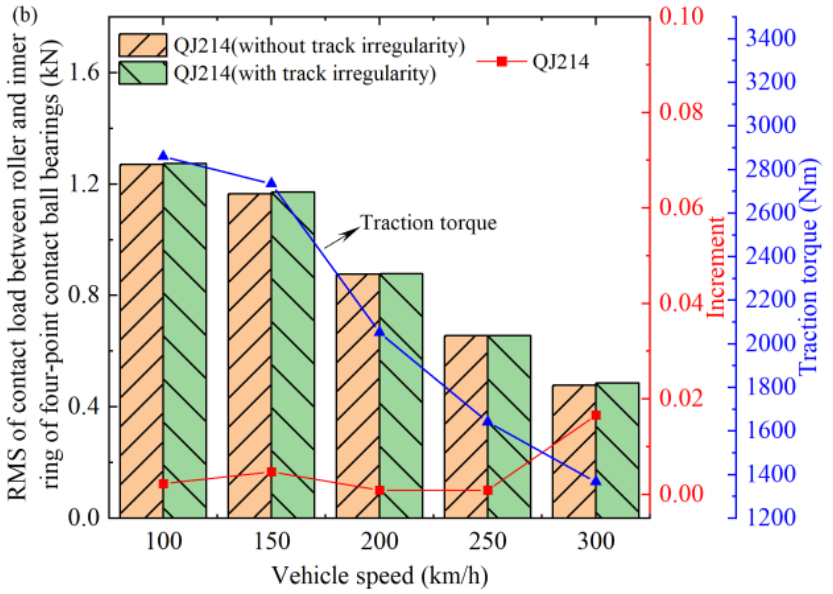
Рисунок 2.18 - Статистичні результати контактного навантаження між усіма роликами та внутрішньою доріжкою кочення підшипників при різних швидкостях руху транспортного засобу

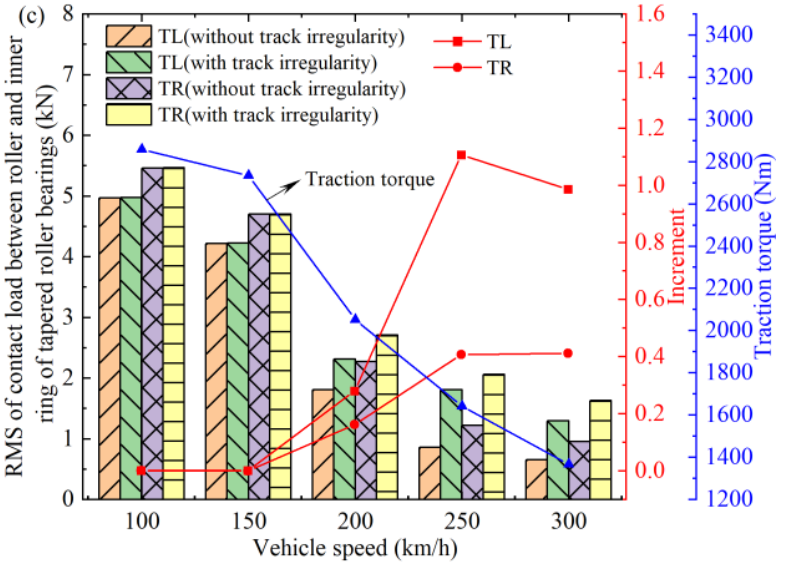
2.5.3 Динамічний відгук підшипників редуктора під час процесу прискорення транспортного засобу

У цьому розділі розраховується динамічний відгук системи зчеплення транспортного засобу під час прискорення. Статистично розраховується середньоквадратичне значення контактного навантаження підшипника. На рисунку 2.19 показані середньоквадратичні значення контактних навантажень підшипника за різних умов експлуатації. Це показує, що середньоквадратичне значення навантаження підшипника під час прискорення в основному залежить від моменту зачеплення. Зі збільшенням швидкості збудження від доріжки робить більший вплив на середньоквадратичне значення контактного навантаження конічних роликових підшипників TL і TR. Вплив збудження від доріжки на середньоквадратичне значення контактного навантаження доріжки кочення ролика очевидно на високих швидкостях. Це з посиленням вібрації системи зі збільшенням швидкості. Як було проаналізовано раніше, вплив коливань шляху на конічні роликові підшипники проявляється більш явно.

Під час руху поїзда коливання колії передаються до трансмісійної системи через колісні рейки, що призводить до збільшення контактних навантажень на підшипники редуктора. Крутний момент грає домінуючу роль середньоквадратичному значенні контактного навантаження на підшипники редуктора, а коливання шляху збільшують контактне навантаження на конічні роликові підшипники, встановлені на колісній парі, більш явно.


(a)
NU214(without track irregularity)
NU214(with track irregularity)
NU215(without track irregularity)
NU215(with track irregularity)
NU214
NU215
Traction torque
RMS of contact load between roller and inner ring of cylindrical roller bearings (kN)
Increment
Traction torque (Nm)
Vehicle speed (km/h)


(b)
QJ214(without track irregularity)
QJ214(with track irregularity)
QJ214
Traction torque
RMS of contact load between roller and inner ring of four-point contact ball bearings (kN)
Increment
Traction torque (Nm)
Vehicle speed (km/h)


(c)
TL(without track irregularity)
TL(with track irregularity)
TR(without track irregularity)
TR(with track irregularity)
TL
TR
Traction torque
RMS of contact load between roller and inner ring of tapered roller bearings (kN)
Increment
Traction torque (Nm)
Vehicle speed (km/h)

(a) Підшипники NU214 та NU215; (b) Підшипник QJ214 та (c) Підшипники TL та TR

Рисунок 2.19 - Середньоквадратичні значення контактного навантаження між роликом і доріжкою кочення внутрішнього кільця різних підшипників за різних умов тертя

Висновки

Розроблено нову динамічну модель високошвидкісної залізниці із зубчастою передачею для дослідження ефектів сполучення кожного компонента. Детально розглянуті внутрішні компоненти зубчастої передачі, особливу увагу приділено підшипникам редуктора, включаючи конічні роликові підшипники, циліндричні роликові підшипники та чотириточкові кулькові підшипники, які не були вивчені в попередніх моделях. У моделі враховані деякі складні чинники, такі як жорсткість зачеплення, що змінюється в часі, люфт зубчастих передач, зазор підшипника, нелінійна жорсткість підшипника і рух роликів. Проаналізовано динамічні характеристики компонентів системи передачі у різних умовах експлуатації.

Запропонована модель підтверджена порівнянням результатів з даними польових випробувань. У цій моделі досліджено вплив тягового моменту, швидкості руху вагона та нерівностей шляху на характеристики навантаження на підшипники у системах передачі високошвидкісних поїздів. Через відмінності в силах зачеплення зубчастих передач у передньому та задньому редукторах високошвидкісного електропоїзда максимальне контактне навантаження на підшипники у двох редукторах виникає у різних місцях. Вплив гусеничного навантаження посилює вібрацію різних компонентів трансмісійної системи та збільшує сили зачеплення шестерень, кути нахилу та перекосу роликів, а також контактні навантаження підшипників, змінюючи силовий стан роликів у різних областях, особливо для конічних роликових підшипників на колісній парі при високошвидкісній роботі. Зокрема,

максимальне навантаження контактних конічних роликових підшипників TL і TR на колісній парі збільшується на 486,8% і 394,1% відповідно при впливі гусеничного навантаження. Навпаки, вплив гусеничного навантаження слабшає під час передачі на вал шестерні; його вплив на контактне навантаження циліндричних роликових підшипників мінімально, а на чотириточкові шарикопідшипники – ще менше. Наприклад, при впливі гусеничного навантаження максимальне контактне навантаження циліндричних роликових підшипників NU214 і NU215 на вал шестерні зростає на 267,4% і 145,3% відповідно, тоді як на чотириточковий шарикопідшипник збільшення становить порівняно невеликі 42,1%. Стандартне відхилення контактного навантаження між роликом та доріжкою кочення підшипників NU215 та QJ214 демонструє бімодальний розподіл, з великими відхиленнями при вході та виході ролика із зони контакту та найбільш стабільним положенням у точці максимального контактного навантаження. Величина моменту натягу визначає середньоквадратичне значення (RMS) контактного навантаження між роликом і доріжкою кочення підшипників редуктора.

Запропонована у цьому дослідженні пов'язана динамічна модель може бути цінним орієнтиром для проектування, технічного обслуговування та вибору типу підшипників редуктора. Крім того, за допомогою цієї моделі можна додатково вивчити динамічні характеристики системи трансмісії в різних позаштатних умовах експлуатації, таких як відмова підшипників та відмова шестерень.

3 Впровадження інтелектуальних підшипників з датчиками моніторингу

Інтелектуальні підшипники з вбудованими датчиками є революційною технологією в галузі діагностики устаткування, що обертається. Ці системи перетворюють традиційні підшипники із простих механічних компонентів на складні діагностичні станції, здатні безперервно відстежувати власний стан та передавати дані для аналізу.

Технологія інтелектуальних підшипників базується на інтеграції мініатюрних датчиків, мікропроцесорів та бездротових модулів передачі безпосередньо в конструкцію підшипника. Такий підхід дозволяє отримувати інформацію про стан підшипника у режимі реального часу, що кардинально змінює підходи до технічного обслуговування промислового обладнання.

В основі інноваційної технології SKF Insight™ лежить інтелектуальна бездротова система, вбудована у підшипник. Поступовий розвиток прогресивних технологій дозволив SKF забезпечити можливість безперервної передачі даних від підшипника про його поточний робочий стан за допомогою датчиків і пристроїв збору даних, що автономно живляться. Довгий час підшипники вважалися серцем промислового обладнання, тепер завдяки SKF їх можна назвати ще його мозком.

Особливо корисна нова технологія для критично важливого обладнання та технічно складних сфер застосування. Вона сприятиме ширшому поширенню систем моніторингу стану устаткування, особливо там, де це вважалося неможливим чи недоцільним. Завдяки вбудованій системі діагностики клієнти тепер можуть ще краще стежити за своїм обладнанням протягом усього терміну служби, що призводить до зниження загальних витрат, підвищення надійності та довговічності.

Усі системи моніторингу, що існували до SKF Insight, могли виявити лише пошкодження, що вже виникло. Тепер, коли датчики встановлені прямо

на підшипнику, можна відстежити несправність з моменту появи найменших ознак. Маючи таку інформацію, клієнти можуть негайно вжити заходів щодо усунення причини несправності, наприклад, внести мастило, усунути навантаження тощо.

Крім того, вимірюючи навантаження прямо на підшипнику, SKF Insight уможливлює визначення навантаження, яке насправді впливає на підшипник, а не того, на яке він розрахований. Ця корисна інформація може бути врахована під час розробки для вдосконалення підшипника та всієї конструкції.

Технологія SKF Insight – це нова парадигма моніторингу стану, яка визначає несприятливі умови роботи. В основі даного інноваційного підходу лежить використання вбудованих у підшипник бездротових датчиків для реєстрації важливих параметрів, які дають користувачеві можливість не просто спрогнозувати відмову підшипника, а спланувати обслуговування системи з метою його запобігання.

Створення інтелектуальних підшипників вимагало вирішення складних технічних завдань щодо мініатюризації електронних компонентів та забезпечення їхньої надійної роботи в екстремальних умовах експлуатації. Вбудовані датчики повинні витримувати високі температури, вібрацію, механічні навантаження та вплив мастильних матеріалів.

Таблиця 3.1 - Типи вбудованих датчиків

Тип датчика	Вимірюваний параметр	Діапазон вимірювань	Точність	Застосування
1	2	3	4	5
Акселерометр	Вібрація	0.1-10000 Гц	±0.1g	Діагностика стану доріжок кочення
Термодатчик	Температура	-40°C до +150°C	±0.5°C	Моніторинг мастила та навантаження
Магнітний датчик	Швидкість обертання	0.1-50000 об/хв	±0.01%	Контроль режимів роботи

Продовження таблиці 3.1

1	2	3	4	5
Тензодатчик	Навантаження	10Н-100кН	±0.1%	Аналіз розподілу навантажень
Акустичний	Звукова емісія	20Гц-100кГц	40дБ	Ранне виявлення дефектів

Система енергозабезпечення. Однією із ключових технічних проблем є забезпечення автономного живлення вбудованої електроніки. Сучасні рішення використовують кілька підходів для генерації енергії безпосередньо від працюючого підшипника:

П'єзоелектрична генерація: Використовує механічні деформації для вироблення електрики. Потужність генерації становить 10-100 мкВт за нормальних умов експлуатації.

Електромагнітна індукція: Генерує енергію від обертання ротора щодо статора. Забезпечує потужність до 1 мВт при швидкості обертання понад 1000 об/хв.

Термоелектрична генерація: Використовує різницю температур між підшипником та навколишнім середовищем. Ефективність становить 3-5% при перепаді температур понад 20°C.

Бездротова передача даних. Інтелектуальні підшипники використовують різні протоколи бездротового зв'язку передачі діагностичних даних. Вибір протоколу залежить від вимог до дальності зв'язку, енергоспоживання та швидкості передачі даних.

Таблиця 3.2 - Бездротова передача даних

Протокол зв'язку	Дальність	Швидкість передачі	Енергоспоживання	Особливості застосування
Bluetooth LE	10-30 м	1 Мбіт/с	Дуже низький	Локальний моніторинг
LoRaWAN	2-15 км	0.3-50 кбіт/с	Низьке	Віддалені об'єкти
NB-IoT	До 35 км	200 кбіт/с	Низьке	Промисловий IoT
Wi-Fi 6	50-100 м	9.6 Гбіт/с	Середнє	Високошвидкісні дані
Zigbee 3.0	10-100 м	250 кбіт/с	Низьке	Mesh-мережі

Параметри моніторингу та типи датчиків. Інтелектуальні підшипники здійснюють безперервний моніторинг безлічі параметрів, що характеризують технічний стан як самого підшипника, так і пов'язаного з ним обладнання. Комплексний аналіз цих параметрів дозволяє отримати повну картину роботи механізму та прогнозувати можливі відмови.

Таблиця 3.3 - Основні контрольовані параметри

Параметр	Фізична величина	Нормальний діапазон	Критичні значення	Індикатор проблеми
Температура підшипника	°C	40-80°C	>120°C	Нестача мастила, перевантаження
RMS вібрації	мм/с	0.7-2.8	>11.2	Зношування доріжок кочення
Частота обертання	об/хв	Залежить від застосування	Відхилення >5%	Проблеми приводу
Осьове навантаження	кН	10-80% від номінальної	>110% від номінальної	Перевантаження системи
Радіальне навантаження	кН	10-70% від номінальної	>100% від номінальної	Неспіввісність валів

Аналіз вібраційних характеристик. Вібраційна діагностика є основним методом оцінки технічного стану підшипників кочення. Вбудовані акселерометри дозволяють проводити спектральний аналіз вібрацій у режимі

реального часу, виявляючи характерні частоти дефектів різних елементів підшипника.

Розрахунок характерних частот дефектів підшипника

Частота дефекту зовнішнього кільця (BPFO):

$$BPFO = (n \times Z \times f_r) / 60 \times (1 - D_w/D_p \times \cos(\alpha)) \quad (3.1)$$

Частота дефекту внутрішнього кільця (BPFI):

$$BPFI = (n \times Z \times f_r) / 60 \times (1 + D_w/D_p \times \cos(\alpha)) \quad (3.2)$$

Частота дефекту тіла кочення (BSF):

$$BSF = (n \times D_p \times f_r) / (2 \times 60 \times D_w) \times (1 - (D_w/D_p \times \times \cos(\alpha))^2) \quad (3.3)$$

де: Z – кількість тіл кочення, D_w – діаметр тіла кочення, D_p – діаметр сепаратора, α – кут контакту, f_r – частота обертання

Контроль мастильного матеріалу. Стан мастила критично важливий для довговічності підшипників. Інтелектуальні системи моніторингу аналізують різні параметри, що характеризують якість та кількість мастильного матеріалу.

Методи контролю мастила. Діелектрична проникність: Вимірювання зміни діелектричних властивостей мастила дозволяє визначити рівень забруднення та окислення.

В'язкість у реальному часі: Вбудовані датчики в'язкості контролюють зміну реологічних властивостей мастильного матеріалу.

Аналіз частинок зносу: Оптичні та магнітні датчики визначають концентрацію та розмір частинок металу в мастилі.

Температурний градієнт: Розподіл температури всередині підшипника вказує на рівномірність розподілу мастила.

Алгоритми діагностики та обробки даних. Ефективність інтелектуальних підшипників багато в чому визначається якістю алгоритмів обробки даних та діагностики. Сучасні системи використовують комбінацію традиційних методів аналізу сигналів та передових технологій машинного навчання для точної оцінки технічного стану.

Методи цифрової обробки сигналів. Базові алгоритми обробки включають класичні методи аналізу часових та частотних характеристик вимірюваних сигналів. Ці методи забезпечують швидку оцінку основних діагностичних параметрів як реального часу.

Таблиця 3.4 - Методи цифрової обробки сигналів

Метод аналізу	Область застосування	Дефекти, що виявляються	Чутливість	Обчислювальна складність
FFT аналіз	Спектральна діагностика	Дефекти доріжок кочення	Висока	Середня
Envelope аналіз	Виявлення ударних імпульсів	Локальні дефекти	Дуже висока	Висока
Cepstrum аналіз	Гармонічні компоненти	Численні дефекти	Середня	Висока
Wavelet перетворення	Нестаціонарні сигнали	Перехідні процеси	Висока	Дуже висока
Statistical moments	Загальний стан	Зміна характеру вібрації	Низька	Низька

Застосування штучного інтелекту. Інтеграція алгоритмів машинного навчання дозволяє інтелектуальним підшипникам адаптуватися до специфічних умов експлуатації та підвищувати точність діагностики. Системи

штучного інтелекту здатні виявляти складні залежності між різними параметрами та прогнозувати розвиток дефектів.

Архітектура нейронної мережі для діагностики підшипників:

Вхідний шар: 50 нейронів (спектральні компоненти, статистичні параметри);

Приховані шари: 3 шари по 100, 50, 25 нейронів відповідно;

Вихідний шар: 5 нейронів (норма, знос внутрішнього кільця, знос зовнішнього кільця, дефект тіл кочення, дефект сепаратора);

Функція активації: ReLU для прихованих шарів, Softmax для вихідного шару;

Точність класифікації: до 97% на тестові дані.

Прогнозування залишкового ресурсу. Однією з ключових функцій інтелектуальних підшипників є прогнозування залишкового ресурсу (RUL – Remaining Useful Life). Це дозволяє планувати технічне обслуговування та уникати раптових відмов обладнання.

Модель прогнозування RUL.

Сучасні алгоритми використовують комбінацію фізичних моделей зносу та статистичних методів. Основні підходи включають:

Модель Парижа для зростання тріщин:

$$da/dN = C(\Delta K)^m, \tag{3.4}$$

де da/dN - швидкість зростання тріщини, ΔK - розмах коефіцієнта інтенсивності напруг

Модель Арреніуса для температурної деградації:

Rate = A × exp(-Ea/kT), що враховує вплив температури на швидкість зносу.

Стохастичні моделі: Враховують випадкові фактори та невизначеність у прогнозах

Переваги та економічна ефективність. Використання інтелектуальних підшипників із вбудованими датчиками забезпечує значні переваги порівняно з традиційними методами обслуговування обладнання. Основні вигоди включають зниження експлуатаційних витрат, підвищення надійності та оптимізацію виробничих процесів.

Технічні переваги. Інтеграція датчиків безпосередньо в підшипник забезпечує унікальні можливості моніторингу, недоступні при використанні зовнішніх систем діагностики. Близькість до джерела сигналу мінімізує спотворення та підвищує чутливість вимірів.

Таблиця 3.5 - Технічні переваги

Характеристика	Традиційні методи	нтелектуальні підшипники	Поліпшення
Час виявлення дефекту	2-4 тижні	В реальному часі	99% скорочення
Чутливість до ранніх дефектів	Помірна	Дуже висока	У 10 разів вища
Покриття моніторингу	Вибіркове	Безперервне 24/7	100% покриття
Вимоги до кваліфікації персоналу	Високі	Мінімальні	Автоматизація
Точність прогнозування відмов	60-70%	85-95%	В 1.5 рази вище

Економічні вигоди. Перехід до прогнозного обслуговування на основі даних від інтелектуальних підшипників дозволяє суттєво оптимізувати витрати на технічне обслуговування та мінімізувати втрати від позапланових простоїв обладнання.

Розрахунок економічного ефекту:

Зниження витрат за обслуговування: 20-30% з допомогою оптимізації інтервалів ТО;

Скорочення простоїв: 50-70% завдяки ранньому виявлення проблем;

Збільшення терміну служби підшипників: 15-25% за рахунок оптимального режиму експлуатації;

Зниження складських запасів: 30-40% завдяки точному плануванню замін;

Період окупності: 12-18 місяців для критично важливого обладнання

Підвищення безпеки виробництва. Інтелектуальні підшипники відіграють важливу роль у забезпеченні безпеки промислових об'єктів, запобігаючи аварійним ситуаціям, які можуть призвести до травм персоналу або екологічних збитків.

4 Економічний ефект від заміни підшипників редуктора на інтелектуальні підшипники

4.1 Коротка характеристика технічного рішення

Розвиток високошвидкісного залізничного транспорту є одним із пріоритетних напрямів модернізації транспортної галузі, оскільки забезпечує швидке, безпечне та екологічно ефективне перевезення пасажирів. Надійність роботи високошвидкісних поїздів значною мірою залежить від технічного стану тягових приводів та редукторів, важливими елементами яких є підшипники зубчастих передач. Саме підшипники сприймають значні радіальні та осьові навантаження, працюють в умовах високих швидкостей обертання, вібраційних впливів і змінних температурних режимів, що зумовлює їх поступове зношування та підвищує ризик виникнення відмов. Аварійні пошкодження підшипників зубчастих передач можуть призводити до руйнування елементів редуктора, незапланованих простоїв рухомого складу, збільшення витрат на ремонт і технічне обслуговування, а також до зниження безпеки перевезень. Тому своєчасне виявлення дефектів та прогнозування залишкового ресурсу підшипників є важливим завданням для експлуатаційних і ремонтних підприємств залізничного транспорту.

Метою дослідження є розроблення пропозицій щодо удосконалення системи моніторингу технічного стану підшипників зубчастих передач високошвидкісних поїздів шляхом впровадження сучасних засобів діагностування, аналізу вібраційних і температурних параметрів та використання інтелектуальних підшипників для своєчасного виявлення дефектів, підвищення надійності роботи тягового редуктора і забезпечення безпеки руху поїздів.

4.2 Капітальні витрати при впровадженні

Розрахунок капітальних вкладень включає в себе розрахунок усіх витрат, пов'язаних з проектуванням, розробкою та впровадженням продукції (заходу) на підприємстві. До складу капіталовкладень включають вартість обладнання, витрати на монтаж, доставку та налагодження.

Розрахунок капітальних витрат Кв, грн,

$$K_в = Ц_о + МН + ТЗ \quad (4.1)$$

де $Ц_о$ - обладнання, грн;

МН – витрати на монтаж та налагодження, грн;

ТЗ – транспортно-складські витрати та націнка постачальних організацій, грн.

При впровадженні нового обладнання у виробництво необхідно оцінити річні витрати на експлуатацію такого продукту, оскільки не завжди нова техніка є ефективною з точки зору експлуатаційних витрат, навіть якщо вона є досить дешевою, порівняно з іншими продуктами.

Експлуатаційні витрати ЕВ, грн,

$$ЕВ = ЗП + Н_{зп} + Р_{то} + С_е + П_р, \quad (4.2)$$

де ЗП – заробітна плата основних робітників, зайнятих обслуговуванням обладнання, грн;

$Н_{зп}$ – нарахування на заробітну плату основних робітників (22 % від основної заробітної плати), грн;

$Р_{то}$ – витрати на поточний ремонт і технічне обслуговування обладнання, грн;

$С_е$ – вартість спожитої електричної енергії, сировини обладнанням протягом року, грн ;

$П_р$ – інші витрати (1-2 % від загальної вартості обладнання), грн.

Заробітна плата ЗП, грн,

$$ЗП = \sum_{1}^{n} ТЗ_i \cdot Ч_{Ci} \cdot К_д \,, \qquad (4.3)$$

де n – кількість робітників, зайнятих обслуговуванням установки, чол.;

$ТЗ_i$ – річні витрати робочого часу *і*-го робітника, год;

$К_Д$ – коефіцієнт, що враховує додаткову заробітну плату (як правило, $К_Д$ =1,2);

$Ч_{Ci}$ – годинна тарифна ставка, грн.

Кошторис впровадження інтелектуальних підшипників, приведений у таблиці 4.1

Таблиця 4.1 – Калькуляція впровадження інтелектуальних підшипників

Елементи витрат	Витрати, грн.			Всього витрат, грн
	Машинний цех	Інструментальний цех	Ремонтний цех	
1	2	3	4	5
Затрати електроенергії		187,26		187,26
Покупні матеріали	17008,21	326,55	49,64	17384,4
Основна заробітна плата	1111,7	1571,51	51,5	2734,71
Додаткова заробітна плата	444,7	628,6	22,6	1095,9

Продовження таблиці 4.1

1	2	3	4	5
Відрахування на єдиний внесок загального обов'язкового соціального страхування (22 %)	244,57	345,73	11,33	601,63
Загальновиробничі витрати	295,73	418,02	9,35	723,1
Загальні витрати на один двигун	19104,91	3477,67	144,42	22727

Повна собівартість інтелектуальних підшипників 22727 гривень

4.3 Розрахунок приросту економічного ефекту від інноваційного заходу

Економічний ефект заходу з НТП визначається згідно з умовами використання продукції за розрахунковий період. Сукупний економічний ефект визначається як перевищення вартісної оцінки результатів над вартісною оцінкою сукупних витрат ресурсів за строк здійснення заходу НТП ЕТ, грн.

$$E_T = P_T - З_T \quad (4.4)$$

де Рт – вартісна оцінка результатів від здійснення заходу з НТП за розрахунковий період, грн;

З – вартісна оцінка затрат на здійснення заходу з НТП за розрахунковий період, грн.

Визначення економічного ефекту проводиться за умови обов'язкового приведення різнотермінових вартісних оцінок результатів і затрат до єдиного моменту часу – розрахункового року tp.

Приведення різнотермінових результатів і затрат усіх років періоду реалізації заходу до розрахункового року, здійснюється множенням їх вартісної оцінки за кожний рік на коефіцієнт приведення (дисконтування) α*t,*

$$\alpha_t = \frac{(1+E)^{t_K}}{(1+I)^{t_K}} = \left(\frac{1+E}{1+I}\right)^{t_K} \qquad (4.5)$$

де *Et* – середня річна ставка комерційних банків за депозитними внесками. При 20 % річних *E*=0,2;

I – середньорічний темп інфляції, що прогнозується в період здійснення проекту (18 %);

tk – кількість років, що відділяють розрахунковий рік від року, витрати якого приводяться до розрахункового року.

Вартісна оцінка результатів за розрахунковий період P_T, грн

$$P_T = \sum_{t=t_н}^{t_к} P_t \cdot \alpha_t \qquad (4.6)$$

де P_t - вартісна оцінка результатів у *t*-тому році, грн;

$t_н$ - початковий, $t_к$ - кінцевий рік розрахункового періоду.

Початковим роком розрахункового періоду є рік початку фінансування робіт щодо здійснення заходів НТП (включити науково-дослідні, проектні, конструкторські роботи). Кінцевим роком розрахункового періоду є рік завершення «життєвого циклу» заходу з НТП.

Витрати на утримання і експлуатацію ВУТР, грн,

$$В_{УТР} = В_{ТО} + В_{ПР} + В_{НР}, \quad (4.7)$$

де $В_{ТО}$ - вартість планових технічних оглядів, грн;

$В_{ПР}$ - вартість планових періодичних ремонтів, грн;

$В_{НР}$ - вартість позапланових ремонтів, грн.

Витрати позапланових ремонтів ВНР, грн,

$$В_{НР} = В_{ВІД} + В_{ВІДН}, \quad (4.8)$$

де $В_{ВІД}$ - вартість позапланових ремонтів при відмовах, грн;

$В_{ВІДН}$ - вартість відновлювальних робіт і деталей, що виробили ресурс в залежності від режиму роботи дизель-поїзда в експлуатації, грн.

Вартість експлуатації $В_{ЕКС}$, грн,

$$В_{ЕКС} = В_{П} + В_{М} + В_{ТН} + В_{ЛБ}, \quad (4.9)$$

де $В_{П}$ - вартість витраченого дизельного палива, грн;

$В_{М}$ - вартість витраченої оливи, грн;

$В_{ТН}$ - вартість витрачених теплоносіїв, грн;

$В_{ЛБ}$ - вартість утримання локомотивних бригад, грн.

Витрати на ліквідацію незначні і, як правило, не враховуються.

Витрати на позапланові ремонти $В_{ВІД}$, грн,

$$В_{ВІД} = [\lambda (t) \cdot t] \cdot [В_{МАТ} + (Т_{ПР} \cdot В_{РГ})], \quad (4.10)$$

де $В_{МАТ}$ - середня вартість матеріалів ремонту, грн;

$T_{ПР}$ - середня трудомісткість ремонту, год;

$B_{РГ}$ - вартість робочої години при ремонтах, грн/год;

t - час роботи електропоїзду, год/рік.

Вартість позапланових ремонтів $B_{ВІД}$ визначається з використанням функції інтенсивності відмов λ(t), включаючи всі елементи електропоїзду. Функцію λ(t) оцінюють з використанням методів прогнозування надійності.

Вартість спожитої електроенергії, сировини, матеріалів за рік

$$C_e = O_e \cdot T_e, \tag{4.11}$$

де Ое – обсяг спожитої електроенергії, сировини, матеріалів за рік, кВт·год, кг, $м^3$;

Те – вартість електроенергії, сировини, матеріалів грн/кВт·год, грн/кг, грн/$м^3$.

Калькуляції поточних витрат однієї одиниці до і після введення розраховані за даними депо приведені в таблицях 4.2 та 4.3.

Таблиця 4.2 – Калькуляція поточних витрат на один редуктор до введення інноваційних технологій

Стаття калькуляції	Витрати, грн.
Сировина та основні матеріали	25,38
Транспортно заготівельні витрати	8,84
Заробітна плата виробничих працівників	156,32
нарахування на фонд заробітної плати (22 %)	34,39
Загально виробничі витрати	81,2
Разом виробнича собівартість	306,13

Таблиця 4.3 – Калькуляція поточних витрат на один редуктор після введення інноваційних технологій

Стаття калькуляції	Витрати, грн.
Сировина та основні матеріали	18,56
Транспортно-заготівельні витрати	8,84
Заробітна плата виробничих працівників	119,2
нарахування на фонд заробітної плати (22 %)	26,22
Загально виробничі витрати	56,57
Разом виробнича собівартість	229,39

4.4 Розрахунок приросту економічного ефекту при використанні інноваційних технологій

Розрахунок приросту економічного ефекту при використанні інноваційних технологій приведений у таблиці 4.4

Таблиця 4.4 – Розрахунок приросту економічного ефекту

№ п/п	Показник	Роки реалізації заходу					
		2026	2027	2028	2029	2030	2031
1	2	3	4	5	6	7	8
1	Одноразові витрати на придбання нового обладнання, грн.	-22727					
2	Об'єм діагностування одиниць, од.	160	160	160	160	160	160
3	Собівартість одиниці до введення комплексу, грн.	306,13	306,13	306,13	306,13	306,13	306,13

Продовження таблиці 4.4

1	2	3	4	5	6	7	8
4	Витрати на річний об'єм до введення, грн.	48980,8	48980,8	48980,8	48980,8	48980,8	48980,8
5	Ліквідаційне сальдо, грн.	-	0	0	0	0	23,5
6	Собівартість одиниці після введення комплексу, грн.	229,39	229,39	229,39	229,39	229,39	229,39
7	Витрати на річний об'єм після введення, грн.	36702,4	36702,4	36702,4	36702,4	36702,4	36725,9
8	Економія витрат від впровадження нового обладнання, грн.	-22727	12278,4	12278,4	12278,4	12278,4	12301,9
9	Економічний ефект, грн.	-22727	12278,4	12278,4	12278,4	12278,4	12301,9
10	Коефіцієнт приведення.	1,54	1,42	1,3	1,19	1,09	1
11	Економічний ефект з урахуванням коефіцієнту приведення, грн.	-34999,58	17435,328	22665,93	14611,29	13383,46	12301,9
12	Економічний ефект з наростаючим підсумком, грн.	-16167,69	-17564,25	5101,68	19712,97	33096,42	45398,32

Висновок: використання інтелектуальних підшипників є економічно доцільним. Період повернення коштів не перевищує трьох років. Економічний ефект на п’ятий рік використання складає 45,398 тис. грн на ордин редуктор, або 181,592 тис. грн на один електропоїзд.

Список використаних джерел

[1] L Y Mao, W J Wang, Z M Liu, et al. Research on causes of fatigue cracking in the motor hangers of high-speed trains induced by current fluctuation. *Engineering Failure Analysis*, 2021: 127.

[2] Z Wang, G Mei, W Zhang, et al. Effects of polygonal wear of wheels on the dynamic performance of the gearbox housing of a high-speed train. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, 2018, 232(6): 1852-1863.

[3] V K Garg, R V Dukhipati. Dynamics of railway vehicle systems, Academic Press, Orlando, 1984.

[4] W Zhai, X Sun. A detailed model for investigating vertical interaction between railway vehicle and track. *Vehicle System Dynamics*, 2008, 23 (sup1): 603-615.

[5] W Zhai, K Wang, C Cai. Fundamentals of vehicle–track coupled dynamics. *Vehicle System Dynamics*, 2009, 47(11): 1349-1376.

[6] C B Cai, Q L He, S Y Zhu, et al. Dynamic interaction of suspension-type monorail vehicle and bridge: Numerical simulation and experiment. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2019, 118 388-407.

[7] G Kouroussis, K E Vogiatzis, D P Connolly. Assessment of railway ground vibration in urban area using in-situ transfer mobilities and simulated vehicletrack interaction. *International Journal of Rail Transportation*, 2017, 6(2): 113-130.

[8] L Xu, W M Zhai. Probabilistic assessment of railway vehicle-curved track systems considering track random irregularities. *Vehicle System Dynamics*, 2018, 56(10): 1552-1576.

[9] L Xu, W Zhai. A three-dimensional dynamic model for train-track interactions. *Applied Mathematical Modelling*, 2019, 76: 443-465.

[10] B Y An, P Wang, J L Xiao, et al. Dynamic response of wheel-rail interaction at rail weld in high-speed railway. *Shock and Vibration*, 2017: 1-11.

[11] J Wei, A Q Zhang, G Q Wang, et al. A study of nonlinear excitation modeling of helical gears with modification: Theoretical analysis and experiments. *Mechanism and Machine Theory*, 2018, 128: 314-335.

[12] W A Zhu, H Lin, W Sun, et al. Vibration performance of traction gearbox of a high-speed train: theoretical analysis and experiments. *Actuators*, 2023, 12(3):103.

[13] X F Gou, H Wang, L Y Zhu, et al. Modeling and analyzing of torsional dynamics for helical gear pair considered double and three teeth drive-side meshing. *Meccanica*, 2021, 56(12): 2935-2960.

[14] Y Hou, X Wang, H B Que, et al. Variation in contact load at the most loaded position of the outer raceway of a bearing in high-speed train gearbox. *Acta Mechanica Sinica*, 2021, 37(11): 1683-1695.

[15] Y Hou, X Wang. Measurement of load distribution in a cylindrical roller bearing with an instrumented housing: Finite element validation and experimental study. *Tribology International*, 2021, 155: 106785.

[16] G H Huang, N Zhou, W H Zhang. Effect of internal dynamic excitation of the traction system on the dynamic behavior of a high-speed train. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part F-Journal of Rail and Rapid Transit*, 2016, 230(8): 1899-1907.

[17] Z S Ren, X Xin, G Sun, et al. The effect of gear meshing on the high-speed vehicle dynamics. *Vehicle System Dynamics*, 2021, 59(5): 743-764.

[18] Z Wang, G Mei, Q Xiong, et al. Motor car–track spatial coupled dynamics model of a high-speed train with traction transmission systems. *Mechanism and Machine Theory*, 2019, 137: 386-403.

[19] Z Wang, Y Cheng, G Mei, et al. Torsional vibration analysis of the gear transmission system of high-speed trains with wheel defects. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, 2019, 234(2): 123-133.

[20] Z W Wang, Z H Yin, R C Wang, et al. Coupled dynamic behaviour of a transmission system with gear eccentricities for a hi gh-speed train. *Vehicle System Dynamics*, 2021, 59(4): 613-634.

[21] Z Chen, W Zhai, K Wang. A locomotive–track coupled vertical dynamics model with gear transmissions. *Vehicle System Dynamics*, 2016, 55(2): 244-

[22] Z Chen, W Zhai, K Wang. Locomotive dynamic performance under traction/braking conditions considering effect of gear transmissions. *Vehicle System Dynamics*, 2017, 56(7): 1097-1117.

[23] Z G Chen, W M Zhai, K Y Wang. Dynamic investigation of a locomotive with effect of gear transmissions under tractive conditions. *Journal of Sound and Vibration*, 2017, 408: 220-233.

[24] Z W Wang, Z H Yin, P Allen, et al. Dynamic analysis of enhanced gear transmissions in the vehicle-track coupled dynamic system of a high-speed train. *Vehicle System Dynamics*, 2022, 60(8): 2716-2738.

[25] Y Q Liu, Z G Chen, K Y Wang, et al. Dynamic characteristics analysis of gear transmission and its support bearings of high-speed train on the curve. *Vehicle System Dynamics*, 2024, 62(3): 623-650.

[26] Y Cai. Simulation on the rotational vibration of helical gears in consideration of the tooth separation phenomenon - (A new stiffness function of helical involute tooth pair). *Journal of Mechanical Design*, 1995, 117(3): 460-469.

[27] J Cao, Z Ren, H Cha, et al. Load Characteristics of gearbox bearing of high-speed EMU. *Journal of Mechanical Engineering*, 2024, 60(15): 173-184.(in Chinese).

[28] P K Gupta. *Advanced dynamics of rolling elements.* New York: Springer-Verlag; 1984.

[29] Y C Cui, S Deng, R J Niu, et al. Vibration effect analysis of roller dynamic unbalance on the cage of high-speed cylindrical roller bearing. *Journal of Sound and Vibration*, 2018, 434: 314-335.

[30] W H Zhang, S E Deng, G D Chen, et al. Study on the impact of roller convexity excursion of high-speed cylindrical roller bearing on roller's dynamic characteristics. *Mechanism and Machine Theory*, 2016, 103: 21-39.

[31] W Zhang, Z Wu, S Deng, et al. Safety characteristic evaluation of cage in cylindrical roller bearing at the stage of start-up and stop. *Shock and Vibration*, 2020: 1-11.

[32] C Zhang, L Gu, Y Mao, et al. Modeling the frictional torque of a dry-lubricated tapered roller bearing considering the roller skewing. *Friction*, 2018, 7(6): 551-563.

[33] R Liu, H Wang, B T Pang, et al. Load distribution calculation of a four-point-contact slewing bearing and its experimental verification. *Experimental Techniques*, 2018, 42(3): 243-252.

[34] W M Zhai. Two simple fast integration methods for large-scale dynamic problems in engineering. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 1996, 39(24): 4199-4214.

[35] J L Ren, Q Li, Z S Ren, et al. A new hydraulic damper dynamics model and the availability on high speed vehicle dynamics investigation. *Vehicle System Dynamics*, 2023, 61(1): 356-374.

Додаток А

АКТ

перевірки кваліфікаційної роботи магістра на наявність ознак академічного плагіату

Відповідно до даних сервісу Strikeplagiarism.com кваліфікаційна робота магістра на тему: «Розроблення пропозицій з удосконалення моніторингу стану підшипників зубчастих передач високошвидкісних поїздів» автора: Болотова Олексія Дмитровича містить 0,35% запозичень. Ознаки академічного плагіату – відсутні.

Перевірку виконав
ст. викладач кафедри
експлуатації та ремонту
рухомого складу _____ Олександр АНАЦЬКИЙ
(підпис)

10.06.2026 р.