

**УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ**

МЕХАНІКО-ЕНЕРГЕТИЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра електроенергетики, електротехніки та електромеханіки

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до проведення практичних занять з освітнього компонента

***«КОНСТРУКЦІЯ ТА ДИНАМІКА
ЕЛЕКТРИЧНОГО РУХОМОГО СКЛАДУ»***

Харків – 2026

Методичні вказівки розглянуто та рекомендовано до друку на засіданні кафедри електроенергетики, електротехніки та електромеханіки 21 вересня 2026 року, протокол № 2.

Рекомендуються для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня спеціальностей G3 «Електрична інженерія» (освітня програма «Електричний транспорт») та J7 «Залізничний транспорт» (освітня програма «Електровози та електропоїзди») всіх форм здобуття освіти.

Укладач

доц. В. П. Нерубацький

Рецензент

доц. Д. Л. Сушко

ЗМІСТ

ВСТУП	4
ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ 1	
Інженерні методи дослідження динаміки електричного рухомого складу	8
ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ 2	
Дослідження збурень, що впливають на динаміку електричного рухомого складу з боку колії	18
ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ 3	
Дослідження бічних коливань жорсткого двовісного візка на прямій ділянці колії	30
ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ 4	
Дослідження руху електричного рухомого складу у кривих ділянках колії	38
ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ 5	
Дослідження коливань двомасової механічної системи	44
ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ 6	
Дослідження вертикально-поздовжніх коливань екіпажа типу 2_0-2_0	52
ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ 7	
Дослідження динамічної взаємодії струмоприймача і контактної мережі	60
ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ 8	
Оцінювання динамічних якостей різних механічних моделей електричного рухомого складу	67
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	75

ВСТУП

Електричний рухомий склад залізниць є одним із ключових елементів сучасної транспортної системи, що визначає ефективність, безпеку та конкурентоспроможність залізничних перевезень. У сучасних умовах розвитку залізничного транспорту спостерігається стійка тенденція до підвищення швидкостей руху, зростання осьових навантажень, удосконалення конструкцій екіпажної частини, а також широкого впровадження цифрових технологій проектування та експлуатаційного моніторингу [1]. Усі ці фактори зумовлюють необхідність глибокого розуміння динамічних процесів, що виникають у системі «рухомий склад – колія», оскільки саме вони безпосередньо визначають рівень безпеки руху, плавність ходу, довговічність елементів конструкції та комфорт перевезень.

Особливого значення набуває вивчення закономірностей динамічної взаємодії електричного рухомого складу та залізничної колії, оскільки ця система є складною багатофакторною механічною структурою, поведінка якої залежить від великої кількості конструктивних і експлуатаційних параметрів [2, 3]. До таких параметрів належать характеристики ресорного підвішування, масові та інерційні властивості екіпажної частини, геометричні параметри ходових частин, стан рейкової колії, а також характер зовнішніх збурень, що виникають під час руху [4, 5]. Сукупна дія цих факторів формує складну картину коливальних процесів, аналіз яких є необхідною складовою підготовки сучасного інженера-електромеханіка залізничного транспорту.

Навчальний освітній компонент «Конструкція та динаміка електричного рухомого складу» є одним із базових у підготовці здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня за спеціальністю І7 «Залізничний транспорт» освітньої програми «Електровози та електропоїзди». Він забезпечує формування системного уявлення про

конструктивні особливості електровозів та електропоїздів, а також про фізичні процеси, що відбуваються під час їх руху в різних експлуатаційних умовах. Опанування цього освітнього компонента є необхідною передумовою для подальшого вивчення спеціальних дисциплін, пов'язаних із проєктуванням, випробуванням та експлуатацією рухомого складу.

Практична складова освітнього компонента відіграє визначальну роль у формуванні професійних компетентностей здобувачів вищої освіти. Вона спрямована не лише на закріплення теоретичних знань, а й на розвиток інженерного мислення, здатності аналізувати складні технічні системи, встановлювати причинно-наслідкові зв'язки між конструктивними рішеннями та динамічною поведінкою рухомого складу. У процесі виконання практичних занять здобувачі вищої освіти набувають навичок інтерпретації фізичних явищ, що виникають під час руху, та формують здатність до критичного аналізу технічних рішень, які застосовуються в сучасному залізничному машинобудуванні.

Методичні вказівки до проведення практичних занять розроблено відповідно до освітньо-професійної програми підготовки фахівців і спрямовано на забезпечення єдиного підходу до організації навчального процесу. Вони орієнтовані на формування у здобувачів вищої освіти системи знань щодо основних методів аналізу динамічних процесів, які виникають у механічній частині електричного рухомого складу, а також на розвиток умінь застосовувати ці знання для вирішення практичних інженерних задач.

Важливою особливістю представлених методичних вказівок є їхня орієнтація на сучасні підходи до навчання, що передбачають поєднання фундаментальних теоретичних положень із елементами аналітичного осмислення технічних процесів. Практичні заняття побудовані таким чином, щоб забезпечити поступове формування у здобувачів вищої освіти здатності аналізувати складні динамічні системи, оцінювати вплив

параметрів конструкції на характер коливальних процесів та робити обґрунтовані інженерні висновки. Окрему увагу приділено питанням динамічної взаємодії електричного рухомого складу та залізничної колії, оскільки саме цей аспект визначає основні експлуатаційні характеристики рухомого складу, зокрема плавність ходу, рівень вібрацій, стійкість руху в різних режимах експлуатації, а також інтенсивність впливу на інфраструктуру колійного господарства [6–8]. Розуміння цих процесів є критично важливим для майбутніх фахівців, оскільки дозволяє обґрунтовувати технічні рішення, спрямовані на підвищення надійності та ефективності експлуатації залізничного транспорту.

Практичні заняття охоплюють широкий спектр питань динаміки електричного рухомого складу, включаючи дослідження збурень від нерівностей колії, аналіз коливальних процесів у різних механічних моделях, вивчення руху екіпажів у прямолінійних та криволінійних ділянках колії, а також аналіз взаємодії струмоприймача з контактною мережею. Такий комплексний підхід дозволяє сформувати у здобувачів вищої освіти цілісне уявлення про динамічні процеси, що супроводжують експлуатацію електричного рухомого складу.

У сучасних умовах цифровізації залізничного транспорту особливого значення набуває використання методів математичного та комп'ютерного моделювання для дослідження динамічних процесів. Це дозволяє не лише якісно аналізувати поведінку складних механічних систем, а й прогнозувати їхню реакцію на різні типи збурень, що є важливим елементом сучасного інженерного проєктування. Хоча в межах даних методичних вказівок не передбачено виконання розрахункових процедур, акцент зроблено на формуванні концептуального розуміння принципів побудови моделей та інтерпретації результатів досліджень.

Результатом вивчення освітнього компонента є формування у здобувачів вищої освіти здатності аналізувати динамічні властивості

електричного рухомого складу, оцінювати вплив конструктивних і експлуатаційних факторів на його поведінку, а також застосовувати отримані знання для розв'язання інженерних задач у сфері залізничного транспорту. При цьому особлива увага приділяється розвитку системного інженерного мислення, що дозволяє розглядати електричний рухомий склад як складну багатофакторну механічну систему, у якій взаємодіють конструктивні елементи, зовнішні збурення та умови експлуатації. Здобувачі вищої освіти повинні навчитися не лише описувати окремі фізичні процеси, а й встановлювати взаємозв'язки між ними, що є ключовим для подальшого професійного аналізу технічних систем. Важливим аспектом є формування здатності інтерпретувати результати досліджень динаміки рухомого складу, незалежно від того, чи отримані вони аналітичним, експериментальним або чисельним шляхом у спеціалізованих програмних середовищах. Це передбачає розуміння фізичної сутності коливальних процесів, уміння оцінювати їх вплив на показники безпеки руху, плавності ходу та довговічності елементів екіпажної частини. Окрім цього, здобувачі повинні вміти критично аналізувати отримані результати, виявляти можливі обмеження моделей та робити обґрунтовані інженерні висновки щодо доцільності застосування тих чи інших конструктивних рішень. Завершальним результатом є формування у майбутніх фахівців цілісного уявлення про динамічну взаємодію системи «рухомий склад – колія», що дозволяє їм орієнтуватися в сучасних тенденціях розвитку залізничного транспорту, зокрема підвищенні швидкісних характеристик, впровадженні інноваційних конструктивних рішень та використанні цифрових технологій проєктування і моніторингу. Це створює основу для подальшого професійного зростання, участі у науково-дослідних роботах та практичної діяльності в галузі проєктування, випробування й експлуатації електричного рухомого складу в умовах сучасних вимог до безпеки, ефективності та енергоощадності залізничних перевезень.

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ 1

Інженерні методи дослідження динаміки електричного рухомого складу

1.1 Мета практичного заняття

Сформувати у здобувачів вищої освіти системне розуміння інженерних методів дослідження динаміки електричного рухомого складу та базових критеріїв оцінювання його динамічних властивостей.

1.2 Теоретичні відомості до проведення практичного заняття

Основні задачі динаміки електричного рухомого складу. Динаміка електричного рухомого складу є одним із ключових розділів теорії руху рейкових екіпажів, що вивчає закономірності їх механічної взаємодії з залізничною колією під час руху. Її розвиток зумовлений необхідністю забезпечення безпечної, стійкої та економічно ефективної експлуатації рухомого складу в умовах постійного зростання швидкостей руху, підвищення осьових навантажень та ускладнення конструкцій екіпажної частини сучасних локомотивів і електропоїздів. Основною метою динаміки електричного рухомого складу є дослідження та регулювання коливальних процесів, які виникають у системі «рухомий склад – колія» в процесі руху [4]. Ця система є складною механічною структурою з багатьма ступенями свободи, у якій взаємодіють масові, пружні та демпфувальні елементи. У результаті цього рухомий склад зазнає просторових коливань різної природи, що включають вертикальні, поперечні та поздовжні складові.

Однією з основних задач динаміки є аналіз умов стійкого руху екіпажа. Стійкість руху визначається здатністю системи зберігати задану траєкторію руху без виникнення неконтрольованих коливань або

автоколивальних процесів [3]. Особливо важливим є дослідження явищ, пов'язаних із втратою стійкості при високих швидкостях, коли навіть незначні збурення можуть призводити до суттєвого погіршення динамічних характеристик [9].

Іншою важливою задачею є визначення впливу конструктивних параметрів екіпажної частини на його динамічну поведінку. До таких параметрів належать масові характеристики кузова і візків, жорсткість ресорного підвішування, демпфувальні властивості гідравлічних або фрикційних елементів, а також геометрія ходових частин. Зміна будь-якого з цих параметрів безпосередньо впливає на спектр власних коливань системи та її реакцію на зовнішні збурення.

Важливою складовою задач динаміки є дослідження взаємодії колісної пари з рейковою колією. Ця взаємодія визначає характер передачі навантажень, формування сил тертя та виникнення додаткових динамічних ефектів, таких як ковзання, пружне проковзування та коливання колісної пари в поперечному напрямку [1]. Неврахування цих явищ може призвести до суттєвих похибок при оцінюванні динамічних характеристик рухомого складу.

Окрему групу задач становлять дослідження резонансних явищ. При певних швидкостях руху частота збурень від нерівностей колії може збігатися з власними частотами коливань екіпажа, що призводить до різкого зростання амплітуд коливань. Такі режими є критичними з точки зору безпеки руху та довговічності елементів конструкції [10].

Таким чином, задачі динаміки електричного рухомого складу охоплюють широкий спектр інженерних проблем – від аналізу коливальних процесів до оцінювання стійкості та надійності системи. Їх розв'язання є необхідною умовою для проектування сучасного високошвидкісного рухомого складу та забезпечення його ефективної експлуатації в реальних умовах залізничної інфраструктури.

Критерії оцінювання динамічної взаємодії екіпажа та колії.

Оцінювання динамічної взаємодії між електричним рухомих складом і залізничною колією є одним із ключових напрямів прикладної динаміки рейкових екіпажів. Його основна мета полягає у визначенні кількісних показників, які дозволяють об'єктивно характеризувати якість руху, рівень навантаження на елементи інфраструктури та загальну безпеку експлуатації рухомого складу.

У загальному випадку система «екіпаж – колія» розглядається як взаємопов'язана динамічна система, в якій будь-яке збурення з боку колії або конструкції екіпажа викликає відповідну реакцію у вигляді коливальних процесів [11]. Тому критерії оцінювання повинні відображати не лише миттєві значення параметрів руху, але й їх зміну в часі, частотні характеристики та інтегральні показники.

Однією з основних груп критеріїв є кінематичні показники, до яких належать прискорення елементів екіпажа у вертикальному, поперечному та поздовжньому напрямках. Вертикальні прискорення безпосередньо пов'язані з комфортом пасажирів і навантаженням на ресорне підвішування, тоді як поперечні прискорення визначають стійкість руху та ризик виникнення бічних коливань. Поздовжні прискорення, у свою чергу, характеризують динаміку розгону та гальмування [4].

Наступною важливою групою є силові критерії, що описують величини взаємодії між колесом і рейкою. До них відносяться нормальні реакції, бічні сили та поздовжні сили тертя. Особливе значення має співвідношення між вертикальним навантаженням і горизонтальними силами, оскільки воно визначає запас стійкості проти сходу колісної пари з рейок. Перевищення критичних значень цих сил може призвести до аварійних ситуацій, тому їх контроль є обов'язковим у процесі проектування та експлуатації.

Важливим інтегральним критерієм є показник плавності ходу, який відображає загальний рівень вібраційного впливу на екіпаж. Він формується

на основі спектрального аналізу прискорень і дозволяє оцінити комфортність руху, а також ступінь динамічного навантаження на конструктивні елементи. Чим нижчий рівень високочастотних коливань, тим кращими вважаються динамічні характеристики рухомого складу [12].

Окрему групу становлять критерії стійкості руху, які визначають здатність екіпажа зберігати задану траєкторію без розвитку автоколивальних процесів [3]. До таких критеріїв належать критичні швидкості втрати стійкості, амплітуди бічних коливань та характер їх затухання. Визначення цих параметрів є особливо важливим для високошвидкісного рухомого складу [1].

Сучасні підходи до оцінювання динамічної взаємодії також передбачають використання комплексних показників, що поєднують у собі кілька фізичних параметрів. Це дозволяє отримати більш об'єктивну картину поведінки системи «екіпаж – колія» в реальних експлуатаційних умовах, де одночасно діють різні типи збурень.

Таким чином, система критеріїв оцінювання динамічної взаємодії є багаторівневою та охоплює як локальні фізичні параметри, так і інтегральні показники, що дозволяє комплексно аналізувати динамічні властивості електричного рухомого складу.

Методи математичного моделювання динамічних процесів.

Математичне моделювання є базовим інструментом дослідження динаміки електричного рухомого складу, який дозволяє формалізувати складні фізичні процеси взаємодії екіпажа з колією у вигляді математичних залежностей. Його застосування є необхідним, оскільки реальні експериментальні дослідження рухомого складу є дорогими, складними та не завжди дозволяють охопити весь спектр можливих експлуатаційних режимів.

У загальному випадку математична модель динамічної системи являє собою систему диференціальних рівнянь, які описують рух масових елементів під дією зовнішніх і внутрішніх сил. До таких сил належать сили тяжіння, пружні сили, демпфувальні сили, а також сили взаємодії колісної

пари з рейковою колією [4]. Формування моделі починається з ідеалізації реальної конструкції та виділення основних елементів, що суттєво впливають на динамічну поведінку системи.

Одним із ключових етапів математичного моделювання є вибір ступенів свободи системи. Ступені свободи визначають кількість незалежних координат, які необхідні для повного опису положення екіпажа в просторі. Найпростіші моделі можуть містити один або два ступені свободи, тоді як більш складні просторові моделі враховують десятки координат, що дозволяє більш точно описувати реальні умови руху.

Для опису динаміки використовуються різні підходи, серед яких найбільш поширеними є метод Ньютона–Ейлера, принцип Даламбера та аналітичні методи, засновані на рівняннях Лагранжа другого роду. Кожен із цих підходів має свої переваги та застосовується залежно від складності задачі та необхідної точності результатів.

Метод Ньютона–Ейлера базується на безпосередньому застосуванні законів механіки до кожного елемента системи та дозволяє отримувати рівняння руху у векторній формі. Принцип Даламбера вводить поняття інерційних сил, що дозволяє звести задачу динаміки до задачі рівноваги сил. Метод Лагранжа є найбільш універсальним і дозволяє отримувати рівняння руху через енергетичні характеристики системи, що особливо зручно для складних багатомасових моделей.

Важливим етапом є лінеаризація отриманих рівнянь, яка полягає у спрощенні нелінійних залежностей шляхом їх наближення в околі рівноважного стану. Це дозволяє застосовувати методи аналітичного аналізу, зокрема дослідження власних частот, форм коливань та стійкості руху. У випадках значної нелінійності системи застосовуються чисельні методи розв'язання, які реалізуються за допомогою сучасних обчислювальних програмних комплексів [13].

Таким чином, методи математичного моделювання є основою сучасної інженерної практики в галузі динаміки рухомого складу, оскільки

дозволяють не лише описати поведінку системи, але й прогнозувати її реакцію на різні експлуатаційні умови.

Складання диференціальних рівнянь руху механічної системи.

Складання диференціальних рівнянь руху є одним із ключових етапів математичного опису динаміки електричного рухомого складу. Саме на цьому етапі фізична модель системи «екіпаж – колія» перетворюється на формалізований математичний опис, придатний для подальшого аналітичного або чисельного дослідження.

У загальному випадку будь-яка механічна система рухомого складу представляє собою сукупність масових елементів, з'єднаних пружними та демпфувальними зв'язками [5]. До таких елементів належать кузов, візки, колісні пари, ресорні комплекти та інші конструктивні частини. Рух кожного з цих елементів описується відповідними узагальненими координатами, які визначають їх положення у просторі.

Формування рівнянь руху базується на фундаментальних законах механіки. Найбільш поширеним підходом є застосування принципу Даламбера, згідно з яким динамічна задача зводиться до задачі умовної рівноваги шляхом введення інерційних сил. Альтернативним і більш універсальним підходом є використання рівнянь Лагранжа другого роду, які базуються на енергетичному описі системи через кінетичну та потенціальну енергію.

При використанні методу Лагранжа спочатку визначається кількість ступенів свободи системи, після чого вводяться узагальнені координати, що повністю описують її конфігурацію. Далі записується функція Лагранжа як різниця між кінетичною та потенціальною енергією системи. На основі цієї функції формуються рівняння руху, які мають вигляд системи диференціальних рівнянь другого порядку.

У процесі побудови математичної моделі особливу увагу приділяють врахуванню всіх суттєвих силових факторів. До них належать сили тяжіння,

реакції опор, сили пружності ресорних елементів, сили демпфування, а також сили взаємодії колеса з рейкою. Останні є найбільш складними для опису, оскільки мають нелінійний характер і залежать від умов контакту поверхонь.

Отримана система диференціальних рівнянь є основою для подальшого аналізу динамічної поведінки екіпажа. Вона дозволяє досліджувати власні коливання системи, визначати її частотні характеристики, а також оцінювати стійкість руху при різних режимах експлуатації [4].

У практичних задачах динаміки рухомого складу часто застосовується лінеаризація рівнянь руху, яка дозволяє спростити математичну модель шляхом заміни нелінійних залежностей їх наближеними лінійними аналогами в околі рівноважного стану. Це значно полегшує подальший аналіз і дає можливість використовувати класичні методи теорії коливань.

Таким чином, складання диференціальних рівнянь руху є фундаментальним етапом дослідження динаміки електричного рухомого складу, оскільки саме на цьому рівні закладається точність і адекватність усієї подальшої моделі.

Імітаційне моделювання динамічних систем рухомого складу.
Імітаційне моделювання є сучасним інструментом дослідження динаміки електричного рухомого складу, який дозволяє відтворювати поведінку складних механічних систем у віртуальному середовищі з урахуванням реальних фізичних закономірностей. Його застосування є особливо важливим у випадках, коли аналітичне розв'язання системи диференціальних рівнянь є надто складним або неможливим через наявність нелінійностей, великої кількості ступенів свободи та складних граничних умов.

Основною ідеєю імітаційного моделювання є побудова комп'ютерної моделі, яка максимально точно відтворює поведінку реального екіпажа в умовах дії різних видів збурень. Така модель включає математичний опис

руху, алгоритми чисельного інтегрування та засоби візуалізації результатів. У результаті дослідник отримує можливість спостерігати зміну параметрів системи в часі та аналізувати її реакцію на різні експлуатаційні сценарії.

У контексті динаміки рухомого складу імітаційне моделювання дозволяє враховувати широкий спектр факторів, які впливають на поведінку системи. До них належать нерівності колії, змінні швидкості руху, нелінійні характеристики ресорного підвішування, а також складні контактні явища між колесом і рейкою [3, 4]. Завдяки цьому модель наближається до реальних умов експлуатації та забезпечує високу достовірність отриманих результатів.

Важливою складовою імітаційного моделювання є чисельні методи інтегрування диференціальних рівнянь руху. Найчастіше використовуються методи типу Рунге–Кутти, які забезпечують достатню точність при відносно невеликих обчислювальних витратах. Вибір кроку інтегрування та алгоритму розрахунку безпосередньо впливає на стабільність і точність моделювання.

Окрему роль відіграє візуалізація результатів, яка дозволяє інженеру інтерпретувати отримані дані у наочній формі. Графічне подання переміщень, швидкостей, прискорень та силових факторів дає можливість швидко виявляти критичні режими роботи системи та оцінювати вплив конструктивних змін на її динамічні характеристики [6].

Сучасні програмні середовища імітаційного моделювання дозволяють створювати складні багатомасові моделі рухомого складу, інтегрувати їх з даними реальних вимірювань та проводити параметричні дослідження. Це значно розширює можливості інженерного аналізу та скорочує час розробки нових конструкцій.

Таким чином, імітаційне моделювання є невід’ємною складовою сучасної інженерної практики в галузі динаміки електричного рухомого складу, оскільки забезпечує поєднання теоретичних методів аналізу з

можливістю практичного відтворення складних фізичних процесів у цифровому середовищі.

1.3 Теми для індивідуальних доповідей здобувачів вищої освіти

1.3.1 Розвиток теорії динаміки електричного рухомого складу в сучасному машинобудуванні.

1.3.2 Основні інженерні задачі аналізу коливальних процесів рухомого складу.

1.3.3 Показники оцінювання динамічної взаємодії системи «екіпаж—колія».

1.3.4 Критерії безпеки та плавності ходу залізничних екіпажів.

1.3.5 Сучасні методи математичного моделювання механічних систем рухомого складу.

1.3.6 Порівняльний аналіз аналітичних і чисельних методів моделювання.

1.3.7 Застосування принципу Даламбера в задачах динаміки екіпажів.

1.3.8 Використання рівнянь Лагранжа для моделювання рухомого складу.

1.3.9 Сучасні підходи до імітаційного моделювання рейкових екіпажів.

1.3.10 Використання комп'ютерних технологій у дослідженні динаміки рухомого складу.

1.4 Питання для самоконтролю

1.4.1 Які задачі вирішує динаміка електричного рухомого складу?

1.4.2 Які види коливань розглядаються в динаміці екіпажів?

1.4.3 Як динаміка пов'язана з безпекою руху?

- 1.4.4 Яке значення мають конструктивні параметри екіпажа?
- 1.4.5 Яке значення має дослідження динаміки для швидкісного руху?
- 1.4.6 Які основні показники використовуються для оцінювання динаміки екіпажа?
- 1.4.7 Що характеризує плавність ходу рухомого складу?
- 1.4.8 Які сили враховуються при оцінюванні взаємодії колеса і рейки?
- 1.4.9 Як визначається стійкість руху екіпажа?
- 1.4.10 Яке значення має співвідношення вертикальних і горизонтальних сил у контакті колеса з рейкою?
- 1.4.11 Що таке математична модель динамічної системи?
- 1.4.12 Які підходи до математичного моделювання застосовуються?
- 1.4.13 Які особливості методів розв'язання задач динаміки?
- 1.4.14 Що таке ступені свободи механічної системи?
- 1.4.15 Чому необхідна лінеаризація математичних моделей у динаміці рухомого складу?
- 1.4.16 Які методи використовуються для складання рівнянь руху?
- 1.4.17 У чому полягає принцип Даламбера?
- 1.4.18 Які сили враховуються у рівняннях руху екіпажа?
- 1.4.19 Що описують рівняння Лагранжа другого роду?
- 1.4.20 Чому узагальнені координати є важливими при складанні рівнянь руху?
- 1.4.21 У чому полягає сутність імітаційного моделювання?
- 1.4.22 Які переваги має комп'ютерне моделювання динаміки?
- 1.4.23 Які процеси можна відтворювати за допомогою імітаційних моделей?
- 1.4.24 Яке значення має візуалізація результатів моделювання?
- 1.4.25 Чому імітаційне моделювання є ефективним інструментом інженерного аналізу?

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ 2

Дослідження збурень, що впливають на динаміку електричного рухомого складу з боку колії

2.1 Мета практичного заняття

Сформувати у здобувачів вищої освіти уявлення про основні види збурень, що діють на електричний рухомий склад з боку залізничної колії, та їх вплив на динамічні процеси екіпажа.

2.2 Теоретичні відомості до проведення практичного заняття

Гармонічне збурення нерівностей колії. Гармонічне збурення нерівностей колії є базовою математичною моделлю, яка застосовується для опису регулярних періодичних відхилень геометрії рейкової колії від її номінального положення. У динаміці електричного рухомого складу така модель використовується як стандартний тестовий вплив, що дозволяє досліджувати реакцію екіпажа на контрольовані періодичні збурення різної інтенсивності та частоти.

Фізично гармонічні нерівності колії можуть виникати внаслідок періодичних похибок укладання рейок, зносу колійної структури, технологічних особливостей виготовлення рейкових елементів або резонансних процесів у системі «колія–основа» [4]. Хоча реальна колія має складний випадковий характер відхилень, гармонічна складова дозволяє виділити основну періодичну компоненту, яка найбільш суттєво впливає на коливання екіпажа.

Математично гармонічна нерівність колії описується синусоїдальною функцією просторової координати. Основними параметрами такої моделі є амплітуда нерівності, яка визначає максимальне відхилення рейкової нитки

від її середнього положення, та довжина хвилі, що характеризує просторовий період повторення нерівності [3]. Саме ці параметри визначають енергетичний рівень збурення, яке передається на колісні пари та елементи підвішування.

При русі екіпажа по гармонічно нерівній колії відбувається перетворення просторового збурення у часову форму впливу. Це означає, що нерівність, яка існує у координаті шляху, сприймається системою як періодична дія в часі. Частота цього збурення визначається швидкістю руху екіпажа та довжиною хвилі нерівності. Таким чином, зі збільшенням швидкості руху зростає і частота впливу на екіпаж.

Важливим аспектом є можливість виникнення резонансних явищ у системі «екіпаж–колія». Якщо частота гармонічного збурення наближається до власних частот коливальних підсистем екіпажа, таких як кузов, візок або ресорне підвішування, спостерігається суттєве зростання амплітуд коливань. Це призводить до збільшення динамічних навантажень на елементи конструкції та погіршення плавності ходу [14].

Крім того, гармонічна модель дозволяє аналізувати частотні властивості системи, визначати області підвищеної чутливості екіпажа до зовнішніх впливів та оцінювати вплив конструктивних параметрів на динамічну поведінку рухомого складу. Вона також широко використовується при чисельному моделюванні як базовий вхідний сигнал для перевірки адекватності математичних моделей [2].

Таким чином, гармонічне збурення нерівностей колії є фундаментальною моделлю в теорії динаміки електричного рухомого складу, яка дозволяє описати періодичні впливи колії, дослідити частотні ефекти та оцінити умови виникнення резонансних коливань у системі «екіпаж–колія».

Детерміновані нерівності поздовжнього профілю колії.
Детерміновані нерівності поздовжнього профілю колії являють собою

заздалегідь визначені геометричні відхилення рейкової колії від її номінального положення, які можуть бути описані аналітичними функціями або задані у вигляді дискретного профілю. На відміну від випадкових збурень, такі нерівності мають чітко визначену форму та можуть бути відтворені в будь-який момент часу, що робить їх зручними для математичного моделювання динаміки електричного рухомого складу.

До детермінованих нерівностей належать плавні підйоми та спуски колії, ділянки з поступовою зміною ухилу, локальні просадки, а також систематичні викривлення профілю, що виникають внаслідок особливостей будівництва або експлуатаційного зносу колійної інфраструктури [1, 3]. Такі нерівності не мають випадкового характеру і можуть бути заздалегідь виміряні та закладені у розрахункову модель.

Математичне описання детермінованих нерівностей здійснюється через функції просторової координати або часу, залежно від постановки задачі. У випадку руху екіпажа з постійною швидкістю просторовий профіль колії може бути безпосередньо перетворений у часову функцію збурення. Це дозволяє аналізувати динамічну реакцію системи у процесі руху вздовж заданої ділянки колії.

Особливістю детермінованих нерівностей є їх поступовий характер зміни, що зумовлює виникнення квазістаціонарних коливальних процесів у системі «екіпаж–колія». У таких умовах екіпаж не зазнає різких ударних навантажень, однак тривала дія плавних відхилень може призводити до накопичення коливальної енергії в елементах підвішування [15].

Аналіз впливу детермінованих нерівностей дозволяє оцінювати загальну поведінку рухомого складу на протяжних ділянках колії, визначати рівень навантаження на ресорне підвішування та кузов, а також досліджувати зміну показників плавності ходу залежно від геометрії профілю. Особливе значення такі дослідження мають при проєктуванні високошвидкісних залізничних систем, де навіть незначні відхилення

профілю можуть суттєво впливати на динамічні характеристики руху [1]. Крім того, детерміновані нерівності широко використовуються як тестові профілі при чисельному моделюванні, оскільки дозволяють перевірити коректність математичних моделей та оцінити реакцію системи на контрольовані зміни геометрії колії.

Таким чином, детерміновані нерівності поздовжнього профілю колії є важливим елементом інженерного аналізу динаміки електричного рухомого складу, що дозволяє досліджувати квазістаціонарні режими руху, оцінювати плавність ходу та визначати вплив геометрії колії на динамічні характеристики екіпажа.

Одиночні (ударні) нерівності колії та їх моделювання. Одиночні (ударні) нерівності колії являють собою локальні відхилення геометрії рейкової колії, які мають обмежену протяжність і характеризуються різкою зміною положення поверхні кочення рейки. На відміну від гармонічних або детермінованих нерівностей, що мають регулярний або плавний характер, одиночні нерівності викликають короткочасний, але інтенсивний динамічний вплив на екіпаж. Саме тому їх розглядають як один із найбільш несприятливих видів збурень, здатних суттєво збільшувати динамічні навантаження на елементи рухомого складу та верхню будову колії [5].

Причинами виникнення одиночних нерівностей можуть бути дефекти рейок, просідання окремих шпал, нерівномірне ущільнення баластного шару, локальні деформації земляного полотна, пошкодження рейкових стиків, а також механічний знос поверхні кочення рейок. Окрему групу становлять нерівності, що виникають унаслідок тривалої експлуатації колії без своєчасного виконання ремонтних робіт або в результаті впливу несприятливих природно-кліматичних факторів. Незалежно від причин виникнення, усі вони створюють додаткові ударні навантаження, які впливають як на рухомий склад, так і на елементи колійної інфраструктури.

Під час проходження екіпажем одиночної нерівності відбувається різка зміна вертикального положення колісної пари, що супроводжується

виникненням значних інерційних сил. У результаті цього збільшуються прискорення кузова, візків та інших елементів механічної частини електричного рухомого складу. Якщо конструкція ресорного підвішування не забезпечує достатнього демпфування коливань, ударний вплив може спричинити багаторазове збільшення динамічних навантажень порівняно зі статичними [4].

Інтенсивність реакції екіпажа на проходження одиночної нерівності визначається сукупністю кількох чинників. До основних із них належать висота та довжина нерівності, швидкість руху, жорсткість і демпфувальні властивості ресорного підвішування, маса кузова та візків, а також конструктивні особливості ходової частини. Зі збільшенням швидкості руху тривалість проходження нерівності зменшується, проте інтенсивність ударної взаємодії між колесом і рейкою, як правило, зростає [16]. Саме тому контроль стану колії набуває особливого значення на високошвидкісних залізницях.

Для дослідження впливу одиночних нерівностей застосовують математичні моделі, які дозволяють відтворити короткочасний характер збурення та оцінити реакцію динамічної системи. При цьому сама нерівність може задаватися різними функціями залежно від поставленої задачі та необхідної точності моделювання. Такі моделі використовують для визначення максимальних динамічних сил, прискорень, переміщень елементів екіпажа, а також для аналізу навантажень, що виникають у контакті колеса з рейкою [17]. Отримані результати є важливою основою для оцінювання міцності конструкції, вибору параметрів ресорного підвішування та прогнозування експлуатаційної надійності рухомого складу.

Дослідження одиночних нерівностей має велике практичне значення і при розробленні нормативних вимог до технічного стану залізничної колії. Аналіз реакції екіпажа на локальні дефекти дозволяє встановлювати допустимі значення геометричних відхилень, визначати періодичність

діагностування колії та обґрунтовувати необхідність виконання ремонтних робіт. Крім того, результати таких досліджень використовуються при створенні сучасних систем моніторингу технічного стану інфраструктури, які забезпечують безперервний контроль параметрів колії в процесі експлуатації.

Таким чином, одиночні (ударні) нерівності колії є одним із найнебезпечніших видів збурень, що виникають під час руху електричного рухомого складу. Їхній локальний характер зумовлює виникнення значних динамічних навантажень, які впливають на плавність ходу, довговічність конструкції екіпажа та безпеку руху. Саме тому дослідження таких нерівностей і методів оцінювання їх впливу є важливою складовою аналізу динаміки електричного рухомого складу.

Вплив геометричних нерівностей колії на динаміку екіпажа.

Геометричний стан залізничної колії є одним із найважливіших чинників, що визначають динамічну взаємодію електричного рухомого складу з рейковою інфраструктурою. Навіть за умови високої якості виготовлення та технічної справності локомотива або моторвагонного рухомого складу наявність геометричних нерівностей колії призводить до виникнення додаткових динамічних навантажень, які впливають на характер руху екіпажа, умови взаємодії колеса і рейки, довговічність конструктивних елементів та безпеку експлуатації. Під геометричними нерівностями розуміють будь-які відхилення положення рейкової колії від її проєктної геометрії у вертикальній та горизонтальній площинах [3]. До них належать нерівності поздовжнього профілю, відхилення рівня рейкових ниток, перекося колії, локальні просідання, хвилеподібний знос рейок, відхилення ширини колії та інші дефекти, що виникають у процесі будівництва або тривалої експлуатації. Кожен із цих видів нерівностей по-різному впливає на характер коливального процесу екіпажа, тому їх розглядають як окремі джерела динамічного збурення [5].

Під час руху екіпажа геометричні нерівності спричиняють зміну положення колісних пар відносно рейок, унаслідок чого виникають додаткові переміщення, швидкості та прискорення елементів механічної частини. Спочатку ці збурення сприймаються колісними парами, після чого через буксові вузли, ресорне підвішування та рами візків вони передаються на кузов рухомого складу. Таким чином формується складний коливальний процес, у якому одночасно можуть виникати вертикальні, поперечні, поздовжні та кутові коливання.

Інтенсивність динамічної реакції екіпажа значною мірою визначається конструктивними параметрами механічної частини. До таких параметрів належать маса кузова, характеристики ресорного підвішування, жорсткість пружних елементів, коефіцієнти демпфування, база візків, відстань між осями колісних пар та інші конструктивні особливості. Правильний вибір цих параметрів дозволяє істотно зменшити негативний вплив нерівностей колії та забезпечити необхідний рівень плавності ходу.

Важливу роль відіграє і швидкість руху. Зі збільшенням швидкості змінюється частота дії геометричних нерівностей, що може призвести до суттєвого збільшення амплітуди коливань окремих елементів екіпажа [1]. Якщо частота зовнішнього збурення наближається до власних частот коливальної системи, виникають резонансні явища, які супроводжуються різким зростанням динамічних навантажень. Саме тому при проектуванні сучасного електричного рухомого складу велика увага приділяється узгодженню параметрів ресорного підвішування з експлуатаційними швидкостями руху.

Негативний вплив геометричних нерівностей проявляється не лише у збільшенні навантажень на елементи екіпажа. Підвищені динамічні сили прискорюють зношування коліс, буксових вузлів, деталей ресорного підвішування та рейок, сприяють виникненню контактної втоми металу й скорочують ресурс механічної частини рухомого складу [18]. Крім того,

значні коливання кузова погіршують комфорт пасажирів, а для локомотивних бригад можуть призводити до підвищення втомлюваності під час тривалих поїздок.

Взаємодія екіпажа з нерівною колією також безпосередньо впливає на показники безпеки руху. Надмірні горизонтальні або вертикальні сили в зоні контакту колеса і рейки можуть погіршувати стійкість руху, збільшувати ризик розвантаження колісної пари, підвищувати ймовірність сходу рухомого складу з рейок та негативно впливати на стан верхньої будови колії [8]. Саме тому контроль геометричних параметрів колії та своєчасне усунення дефектів є одним із головних напрямів забезпечення безпечної експлуатації залізничного транспорту.

У сучасних умовах оцінювання впливу геометричних нерівностей здійснюється комплексно. Використовуються спеціалізовані вагони-колієвимірювачі, діагностичні комплекси, цифрові системи моніторингу та математичні моделі, що дозволяють не лише визначати фактичний стан колії, а й прогнозувати зміну її геометричних параметрів у процесі експлуатації. Отримана інформація використовується для планування ремонтних робіт, оптимізації режимів руху та вдосконалення конструкції екіпажної частини сучасного електричного рухомого складу.

Таким чином, геометричні нерівності колії є одним із головних джерел динамічних збурень, що визначають характер взаємодії екіпажа з рейковою інфраструктурою. Їхній вплив проявляється у зміні параметрів коливального процесу, збільшенні динамічних навантажень, прискоренні зношування конструктивних елементів і погіршенні показників безпеки та плавності руху. Тому дослідження впливу геометричних нерівностей є необхідною складовою аналізу динаміки електричного рухомого складу та важливою передумовою підвищення ефективності його експлуатації.

Методи врахування збурень колії у динамічних моделях екіпажа.
Дослідження динаміки електричного рухомого складу неможливе без

урахування зовнішніх збурень, що надходять від залізничної колії. Саме геометричні нерівності, пружні властивості колії та особливості контакту колеса з рейкою формують входні впливи, які визначають характер коливального процесу екіпажа. Тому одним із найважливіших етапів побудови динамічної моделі є правильне врахування збурень колії та їх адекватне математичне представлення.

У найпростішому випадку збурення задаються у вигляді функцій переміщення рейкової нитки. Такі функції можуть бути періодичними, детермінованими або випадковими. Вибір конкретної моделі залежить від мети дослідження. Якщо необхідно оцінити частотні властивості системи, використовують гармонічні збурення.

Для аналізу руху по конкретній ділянці колії застосовують детерміновані профілі, а для моделювання реальних експлуатаційних умов – випадкові збурення, що відтворюють статистичні характеристики нерівностей колії [3, 9].

Важливим елементом динамічної моделі є спосіб введення збурення в систему рівнянь руху. Найчастіше нерівності колії розглядаються як кінематичні збурення, тобто як задані переміщення точок контакту колеса з рейкою. У такому випадку реакція екіпажа визначається не безпосередньо прикладеними силами, а зміною геометричних умов взаємодії колеса і рейки. Такий підхід дозволяє більш точно описувати реальний процес проходження нерівностей.

Для більш складних задач застосовують моделі, у яких враховуються пружні властивості колії та контактні деформації в зоні взаємодії колеса з рейкою. У цьому випадку колія розглядається не як абсолютно жорстка основа, а як пружно-деформівна система, що має власні масові та жорсткісні характеристики [4]. Такий підхід дозволяє досліджувати взаємний вплив рухомого складу та колії, а також оцінювати динамічні навантаження, що передаються на елементи верхньої будови колії.

Особливе значення має врахування випадкових збурень. Реальна залізнична колія містить велику кількість нерівностей різної довжини та амплітуди, які неможливо описати однією аналітичною функцією. Тому використовуються статистичні методи, що дозволяють задавати нерівності у вигляді випадкових процесів із заданими спектральними характеристиками. Це дає можливість моделювати експлуатаційні умови, максимально наближені до реальних.

У сучасній інженерній практиці для врахування збурень колії широко застосовуються чисельні методи та спеціалізовані програмні комплекси. Вони дозволяють створювати багатомасові просторові моделі екіпажів, враховувати нелінійні характеристики підвішування, контактні явища між колесом і рейкою та змінні параметри колії. Результатом такого моделювання є часові залежності переміщень, швидкостей, прискорень і динамічних сил, які використовуються для оцінювання плавності ходу, стійкості руху та міцності конструкції [5].

Застосування різних методів врахування збурень дозволяє вирішувати широкий спектр інженерних задач: визначати критичні швидкості руху, оцінювати ефективність ресорного підвішування, прогнозувати навантаження на колію та обґрунтовувати конструктивні рішення при проєктуванні нового рухомого складу. Вибір конкретного методу залежить від необхідної точності розрахунку, складності математичної моделі, поставленої мети дослідження та наявної інформації про технічний стан колії.

Таким чином, методи врахування збурень колії є невід'ємною складовою динамічного моделювання електричного рухомого складу. Вони забезпечують адекватне відтворення умов взаємодії екіпажа з рейковою інфраструктурою, дозволяють оцінювати вплив нерівностей колії на коливальні процеси та створюють основу для підвищення безпеки, плавності ходу й експлуатаційної надійності сучасного рухомого складу.

2.3 Теми для індивідуальних доповідей здобувачів вищої освіти

- 2.3.1 Гармонічні нерівності колії та їх математичний опис.
- 2.3.2 Геометричні дефекти залізничної колії як джерело збурень.
- 2.3.3 Моделювання детермінованих профілів колії.
- 2.3.4 Ударні збурення в системі «колія–екіпаж».
- 2.3.5 Методи вимірювання нерівностей колії.
- 2.3.6 Вплив довжини хвилі нерівності на динаміку руху.
- 2.3.7 Частотні характеристики збурень колії.
- 2.3.8 Випадкові та регулярні збурення колії.
- 2.3.9 Чисельне моделювання профілю колії.
- 2.3.10 Вплив стану колії на стійкість руху екіпажа.

2.4 Питання для самоконтролю

- 2.4.1 Що називають гармонічним збуренням нерівностей колії?
- 2.4.2 Якими параметрами описується гармонічна нерівність колії?
- 2.4.3 Що таке довжина хвилі нерівності колії?
- 2.4.4 Як амплітуда гармонічної нерівності впливає на коливання екіпажа?
- 2.4.5 Як швидкість руху екіпажа впливає на дію гармонічного збурення колії?
- 2.4.6 Що таке детерміновані нерівності колії?
- 2.4.7 Які типи геометричних нерівностей колії розглядаються в динаміці?
- 2.4.8 Як описується профіль детермінованої нерівності поздовжнього профілю колії математичними залежностями?
- 2.4.9 Який вплив мають детерміновані нерівності на вертикальні коливання екіпажа під час його руху колією?
- 2.4.10 Як враховується форма нерівності при моделюванні руху електричного рухомого складу по колії?

- 2.4.11 Що таке одиночна (ударна) нерівність колії?
- 2.4.12 Які динамічні процеси виникають при проходженні екіпажем ударної нерівності?
- 2.4.13 Які параметри визначають інтенсивність ударного збурення під час проходження екіпажем нерівностей колії?
- 2.4.14 Як моделюється одиночна нерівність у розрахунках динаміки електричного рухомого складу?
- 2.4.15 Який вплив має ударна нерівність на прискорення екіпажа та динамічні навантаження його елементів?
- 2.4.16 Як геометричні нерівності колії впливають на коливання екіпажа під час руху електричного рухомого складу?
- 2.4.17 Які види коливань виникають при русі по нерівній колії та чим вони характеризуються?
- 2.4.18 Як швидкість руху впливає на реакцію екіпажа на нерівності залізничної колії різного типу?
- 2.4.19 Чому нерівності колії є критичним фактором формування динамічних процесів в екіпажі?
- 2.4.20 Як змінюється навантаження на екіпаж при різних типах нерівностей залізничної колії?
- 2.4.21 Які методи використовуються для врахування збурень колії у динамічних моделях електричного рухомого складу?
- 2.4.22 Як збурення колії вводяться у диференціальні рівняння руху динамічної моделі екіпажа?
- 2.4.23 Яку роль відіграє спектральний підхід у аналізі збурень під час дослідження динаміки рухомого складу?
- 2.4.24 Як використовується імітаційне моделювання для врахування нерівностей при дослідженні динаміки електричного рухомого складу?
- 2.4.25 Як оцінюється вплив збурень на стійкість руху екіпажа під час експлуатації електричного рухомого складу?

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ 3

Дослідження бічних коливань жорсткого двовісного візка на прямій ділянці колії

3.1 Мета практичного заняття

Сформуванати у здобувачів вищої освіти системне уявлення про фізичні закономірності бічних коливань жорсткого двовісного візка, умови їх виникнення та вплив на стійкість руху електричного рухомого складу на прямій ділянці колії.

3.2 Теоретичні відомості до проведення практичного заняття

Звивистий рух колісної пари. Звивистий рух колісної пари є одним із фундаментальних явищ динаміки рейкових екіпажів, що проявляється у вигляді періодичних поперечних переміщень колісної пари відносно осі колії під час руху прямою ділянкою. Це явище виникає навіть за ідеально прямолінійної геометрії колії та зумовлене внутрішніми властивостями системи «колесо–рейка», насамперед конічністю поверхні кочення коліс, особливостями профілю рейки та кінематикою контакту в зоні взаємодії [4].

При відхиленні колісної пари від центрального положення виникає різниця ефективних радіусів кочення правого і лівого колеса, що призводить до формування відновлювального моменту, який прагне повернути систему у рівноважний стан. Одночасно змінюється напрямок руху колісної пари, що викликає складну комбінацію поступального та обертального рухів. Через інерційність маси колісної пари процес повернення не є миттєвим, що й зумовлює виникнення коливального характеру руху.

Характер звивистого руху визначається сукупністю параметрів, серед яких геометрія профілю коліс, маса колісної пари, жорсткість системи зв'язків у візку, швидкість руху, стан рейкової колії та умови контакту

«колесо–рейка» [19]. При малих швидкостях коливання мають згасаючий характер і поступово зникають за рахунок внутрішнього демпфування системи. Проте зі збільшенням швидкості руху зростає роль інерційних сил, і система наближається до критичного режиму, при якому можливий перехід до стійких або самозбуджених коливань.

Важливою особливістю звивистого руху є його залежність від так званої конічності колісної пари, яка визначає відновлювальні властивості системи [3]. При певних співвідношеннях геометричних і динамічних параметрів може виникати явище втрати стійкості прямолінійного руху, що проявляється у вигляді стійкого бічного коливального процесу з характерною довжиною хвилі та частотою.

Також слід враховувати, що звивистий рух є не лише кінематичним ефектом, але й динамічним процесом, у якому беруть участь сили інерції, реакції в контакті колеса з рейкою та внутрішні сили системи підвішування. У реальних умовах цей процес додатково ускладнюється наявністю нерівностей колії, пружних деформацій елементів екіпажа та змінних режимів руху.

Таким чином, звивистий рух колісної пари є комплексним кінематично-динамічним явищем, що визначає початкові умови виникнення бічних коливань і відіграє ключову роль у формуванні стійкості руху електричного рухомого складу на прямій ділянці колії.

Фізична модель бічних коливань жорсткого двовісного візка. Для аналізу бічних коливань електричного рухомого складу застосовується фізична модель жорсткого двовісного візка, яка дозволяє спростити складну просторову систему взаємодії «екіпаж–колія» до керованої динамічної схеми з обмеженою кількістю ступенів свободи. Така модель є базовою в теорії динаміки рейкових екіпажів і використовується для дослідження стійкості руху, поперечних коливань та умов виникнення автоколивальних режимів. У рамках даної моделі візок розглядається як абсолютно жорстке тіло, що складається з рами та двох колісних пар, які з'єднані між собою без

урахування деформацій самої рами [5]. Це припущення дозволяє зосередити увагу на основних механізмах виникнення бічних коливань, пов'язаних із геометрією контакту та кінематикою руху колісних пар по рейках.

Основними ступенями свободи такої системи є поперечне зміщення центра мас візка та його кутове відхилення відносно вертикальної осі. Саме ці параметри визначають положення візка відносно осі колії та дозволяють описати його бічний рух у горизонтальній площині. Колісні пари при цьому взаємодіють із рейками через контактні сили, які залежать від положення візка та його швидкості.

У моделі враховується також пружна взаємодія між візком і кузовом через елементи підвішування, які формують відновлювальні сили та моменти. Ці сили відіграють ключову роль у формуванні стійкості руху, оскільки забезпечують повернення системи до рівноважного положення після відхилення. Додатково враховується вплив геометрії колії та конічності коліс, що призводить до виникнення кінематичного зв'язку між поперечним зміщенням і напрямком руху візка [20]. Саме цей зв'язок є причиною появи звивистого руху та подальших бічних коливань.

Фізична модель дозволяє якісно та кількісно аналізувати вплив основних параметрів системи, таких як маса візка, жорсткість підвішування, геометрія колісних пар та швидкість руху. Завдяки цьому можна визначати умови виникнення нестійких режимів руху та оцінювати ефективність конструктивних рішень.

Таким чином, фізична модель жорсткого двовісного візка є спрощеним, але достатньо адекватним представленням реальної динамічної системи, яке дозволяє досліджувати основні закономірності бічних коливань та аналізувати умови забезпечення стійкості руху на прямій ділянці колії.

Рівняння руху та їх фізична інтерпретація. Рівняння руху жорсткого двовісного візка при дослідженні бічних коливань формуються на основі загальних законів динаміки, зокрема другого закону Ньютона або

принципу Даламбера [4]. Вони дозволяють описати зміну поперечного положення візка та його кутового відхилення в часі під дією внутрішніх і зовнішніх сил, що виникають у системі «екіпаж–колія».

У найзагальнішому вигляді динамічна модель зводиться до системи диференціальних рівнянь другого порядку, які враховують інерційні сили, відновлювальні сили підвішування та силові фактори, що виникають у контакті коліс із рейками. Інерційні складові визначаються масою візка та моментом інерції відносно вертикальної осі, тоді як відновлювальні сили формуються пружними елементами ресорного підвішування.

Особливістю рівнянь руху є наявність зв'язку між поступальними та обертальними координатами. Це означає, що поперечне зміщення центра мас візка безпосередньо впливає на кут повороту, і навпаки. Такий зв'язок зумовлений геометрією розташування колісних пар та кінематикою їх контакту з рейками.

У рівняннях також враховується вплив швидкості руху, оскільки вона визначає інтенсивність кінематичних збурень та характер розвитку бічних коливань [1]. При певних значеннях швидкості система може втрачати стійкість, що проявляється у вигляді зростання амплітуди коливань у часі.

Фізична інтерпретація отриманих рівнянь полягає у тому, що вони описують баланс між енергією, яка надходить у систему внаслідок руху по колії, та енергією, що розсіюється за рахунок демпфування. Якщо дисипативні процеси не компенсують збудження, виникає режим зростаючих коливань. Окрему роль відіграє структура коефіцієнтів рівнянь, яка визначається конструктивними параметрами екіпажа. Зміна жорсткості підвішування, маси візка або геометрії колісних пар безпосередньо впливає на характер розв'язку системи та умови її стійкості.

Таким чином, рівняння руху жорсткого двовісного візка є математичним відображенням складної динамічної взаємодії між екіпажем і колією, а їх аналіз дозволяє визначати характер бічних коливань та умови збереження стійкого руху на прямій ділянці колії.

Стійкість руху та критична швидкість екіпажа. Стійкість руху жорсткого двовісного візка є однією з ключових характеристик динамічної поведінки електричного рухомого складу, що визначає здатність системи зберігати прямолінійний рух без виникнення зростаючих бічних коливань. У контексті теорії коливань під стійкістю розуміють властивість системи повертатися до рівноважного стану після малих збурень або відхилень від траєкторії руху [3].

У разі рейкових екіпажів стійкість безпосередньо пов'язана з характером взаємодії колісних пар із рейковою колією. При малих швидкостях руху відновлювальні сили, що виникають унаслідок конічності коліс та геометрії контакту «колесо–рейка», забезпечують затухання поперечних відхилень. Однак зі збільшенням швидкості інерційні сили починають переважати відновлювальні, що призводить до погіршення стійкості системи [21].

Критична швидкість є граничним значенням швидкості руху, при якому характер руху змінюється: від затухаючих коливань до сталих або зростаючих бічних коливань. При досягненні критичної швидкості система переходить у стан нейтральної стійкості, а подальше її перевищення може призвести до втрати стійкості прямолінійного руху та виникнення автоколивальних режимів. Величина критичної швидкості залежить від багатьох конструктивних і експлуатаційних параметрів. До основних із них належать маса візка, жорсткість і демпфування елементів підвішування, геометрія колісних пар, конічність поверхні кочення, а також стан і геометричні параметри колії [2]. Зміна будь-якого з цих факторів може суттєво впливати на запас стійкості системи.

Важливо зазначити, що критична швидкість не є сталою величиною для конкретного типу екіпажа, оскільки вона може змінюватися залежно від умов експлуатації та технічного стану елементів ходової частини. Знос коліс, зміна жорсткості ресорного підвішування або погіршення стану колії

можуть знижувати рівень стійкості та зменшувати допустиму швидкість руху. Аналіз стійкості руху здійснюється на основі дослідження характеристичних рівнянь динамічної системи, а також за допомогою критеріїв стійкості, які дозволяють визначати межі безпечного функціонування екіпажа [22]. У практичних задачах це дозволяє обґрунтовувати максимальні експлуатаційні швидкості та вимоги до конструкції рухомого складу.

Таким чином, стійкість руху та критична швидкість є визначальними параметрами динамічної поведінки електричного рухомого складу, які характеризують межу між стійким прямолінійним рухом і виникненням небажаних бічних коливань.

Вплив конструктивних параметрів екіпажа на бічні коливання.

Динамічні властивості жорсткого двовісного візка та характер його бічних коливань значною мірою визначаються конструктивними параметрами електричного рухомого складу. Саме конструкція ходової частини, геометрія колісних пар та характеристики ресорного підвішування формують базові умови виникнення, розвитку та затухання поперечних коливальних процесів. Одним із ключових параметрів є маса візка та її розподіл. Зі збільшенням маси зростають інерційні сили, що впливають на характер коливань, зокрема зменшують частоту власних коливань системи та можуть змінювати умови виникнення резонансних режимів [5]. Розподіл маси між елементами конструкції також має значення, оскільки він визначає моменти інерції відносно вертикальної осі.

Важливу роль відіграє жорсткість елементів ресорного підвішування, яка формує відновлювальні сили та моменти, що діють на візок при його відхиленні від рівноважного положення. Надмірна жорсткість може призводити до підвищення динамічних навантажень, тоді як недостатня жорсткість знижує здатність системи до стабілізації руху, що негативно впливає на стійкість. Демпфувальні характеристики підвішування

визначають рівень розсіювання енергії коливань у системі [4]. Достатній рівень демпфування сприяє швидкому затуханню бічних коливань, тоді як його недостатність може призводити до їх тривалого існування або навіть наростання при певних умовах руху. Геометрія колісних пар, зокрема конічність поверхні кочення та профіль бандажів, безпосередньо впливає на кінематичні властивості системи «колесо–рейка» [23]. Від цих параметрів залежить характер відновлювальних сил, які виникають при поперечному зміщенні колісної пари, а також схильність системи до звивистого руху.

Окремо слід відзначити вплив бази візка та взаємного розташування колісних пар. Зміна геометричних розмірів конструкції призводить до зміни кінематичних зв'язків у системі та може суттєво впливати на критичну швидкість і загальну стійкість руху.

Таким чином, конструктивні параметри екіпажа є визначальними факторами формування бічних коливань жорсткого двовісного візка, оскільки вони безпосередньо впливають на інерційні, пружні та демпфувальні властивості системи, а отже визначають стійкість руху та динамічну якість електричного рухомого складу.

3.3 Теми для індивідуальних доповідей здобувачів вищої освіти

- 3.3.1 Звивистий рух колісної пари та його фізичні причини.
- 3.3.2 Конічність коліс і її вплив на бічну динаміку екіпажа.
- 3.3.3 Механізми втрати стійкості прямолінійного руху візка.
- 3.3.4 Вплив швидкості руху на характер бічних коливань.
- 3.3.5 Роль демпфування у забезпеченні стійкості руху екіпажа.
- 3.3.6 Критична швидкість руху та методи її визначення.
- 3.3.7 Вплив геометрії колісних пар на динамічну поведінку візка.
- 3.3.8 Моделювання бічних коливань двовісного візка.
- 3.3.9 Взаємодія системи «колесо–рейка» при поперечних коливаннях.
- 3.3.10 Конструктивні заходи підвищення стійкості рухомого складу.

3.4 Питання для самоконтролю

- 3.4.1 Що таке звивистий рух колісної пари?
- 3.4.2 Які фізичні причини виникнення бічних коливань?
- 3.4.3 Як конічність коліс впливає на стійкість руху?
- 3.4.4 Які параметри визначають динаміку двовісного візка?
- 3.4.5 Що таке критична швидкість руху екіпажа?
- 3.4.6 Як змінюється стійкість із ростом швидкості руху?
- 3.4.7 Яку роль відіграє демпфування у коливаннях візка?
- 3.4.8 Як жорсткість підвішування впливає на бічну динаміку?
- 3.4.9 Які сили діють у системі «колесо–рейка»?
- 3.4.10 Як формується відновлювальний момент у колісній парі?
- 3.4.11 Чому виникає перехід до нестійкого режиму руху?
- 3.4.12 Як впливає база візка на коливальні процеси?
- 3.4.13 Які параметри визначають частоту бічних коливань?
- 3.4.14 Як змінюється характер коливань при зростанні маси?
- 3.4.15 Які умови забезпечують стійкий прямолінійний рух?
- 3.4.16 Як впливає стан колії на бічну динаміку візка?
- 3.4.17 Які види коливань виникають у двовісному візку?
- 3.4.18 Як взаємодіють інерційні та відновлювальні сили?
- 3.4.19 Що характеризує звивистий рух у динаміці екіпажа?
- 3.4.20 Які параметри підвищують критичну швидкість руху?
- 3.4.21 Як впливає профіль коліс на динаміку руху?
- 3.4.22 Чому важливо враховувати геометрію колії?
- 3.4.23 Як оцінюється стійкість руху екіпажа?
- 3.4.24 Які фактори викликають зростання амплітуди коливань?
- 3.4.25 Які фактори визначають бічну стійкість руху екіпажа?

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ 4

Дослідження руху електричного рухомого складу у кривих ділянках колії

4.1 Мета практичного заняття

Сформувати у здобувачів вищої освіти системне уявлення про особливості руху електричного рухомого складу у кривих ділянках колії та вплив геометрії кривої на динаміку екіпажа.

4.2 Теоретичні відомості до проведення практичного заняття

Геометричні особливості руху екіпажа в кривих ділянках колії. Рух електричного рухомого складу у кривих ділянках колії є складним просторовим процесом, який суттєво відрізняється від руху на прямій ділянці. Основною особливістю є необхідність узгодження кінематичних параметрів руху екіпажа з геометрією кривої, що визначається радіусом кривизни, наявністю перехідних кривих та параметрами колії у плані [5].

Під час входження екіпажа в криву відбувається перерозподіл навантажень між колесами правої та лівої рейкових ниток. Це пов'язано з дією відцентрових сил інерції, які виникають при русі по криволінійній траєкторії [24]. У результаті змінюється вертикальне навантаження на колісні пари, а також виникають додаткові бічні сили, що впливають на контакт «колесо–рейка».

Важливу роль у забезпеченні безпечного проходження кривих відіграє конструкція екіпажа, зокрема база візків, система ресорного підвішування та можливість радіального встановлення колісних пар. Від цих параметрів залежить здатність рухомого складу адаптуватися до кривизни колії без надмірних додаткових навантажень.

Окремо слід враховувати вплив швидкості руху, оскільки зі збільшенням швидкості зростають відцентрові сили, що можуть призводити до збільшення горизонтального тиску колеса на рейку та погіршення умов взаємодії в контактi. Для компенсації цих ефектів у кривих ділянках колії передбачаються підвищення зовнішньої рейки та використання перехідних кривих.

Таким чином, геометричні особливості руху екіпажа в кривих визначають характер перерозподілу навантажень у системі «колесо–рейка» та є ключовим фактором динаміки електричного рухомого складу на криволінійних ділянках колії.

Сили, що діють на екіпаж при русі в кривій ділянці колії. Під час руху електричного рухомого складу в кривій ділянці колії на екіпаж діє система сил, яка суттєво відрізняється від сил, характерних для прямолінійного руху. Основними серед них є сили інерції, сили тяжіння, реакції рейок та контактні сили в системі «колесо–рейка» [4]. Сукупність цих сил формує складний просторовий баланс, який визначає характер руху екіпажа в кривій.

Найбільш суттєвий вплив має відцентрова сила інерції, яка виникає внаслідок руху екіпажа по криволінійній траєкторії. Вона спрямована від центра кривої назовні та призводить до додаткового навантаження на зовнішню рейку. Величина цієї сили залежить від маси екіпажа, швидкості руху та радіуса кривої, і зростає пропорційно квадрату швидкості.

Протидією відцентровій силі виступає складова ваги екіпажа, пов'язана з підвищенням зовнішньої рейки (підвищення колії). За рахунок цього частина навантаження компенсується, що дозволяє зменшити бічний тиск у контактi колеса з рейкою [7]. Однак повна компенсація можлива лише при певній розрахунковій швидкості, яка в практичних умовах часто відрізняється від експлуатаційної.

Додатково в системі виникають сили тертя в контактi «колесо–рейка», які залежать від стану поверхонь кочення, наявності зносу та умов

змащення. Ці сили впливають на процес вписування екіпажа в криву та можуть як стабілізувати рух, так і сприяти виникненню додаткових коливань. Важливу роль відіграють також реакції ресорного підвішування, які забезпечують розподіл навантажень між елементами екіпажа. Вони визначають ступінь передачі динамічних зусиль між кузовом і візками та впливають на плавність проходження кривих ділянок колії.

Таким чином, система сил, що діє на екіпаж у кривій, визначає складний баланс між інерційними, гравітаційними та контактними взаємодіями, який безпосередньо впливає на стійкість і безпеку руху електричного рухомого складу.

Вплив підвищення зовнішньої рейки. Підвищення зовнішньої рейки у кривих ділянках колії є важливим конструктивним заходом, спрямованим на часткову компенсацію відцентрових сил інерції, що виникають під час руху електричного рухомого складу. Його основною метою є перерозподіл вертикальних навантажень між внутрішньою та зовнішньою рейковими нитками для зменшення бічного тиску в контакті «колесо–рейка».

При русі екіпажа в кривій підвищення зовнішньої рейки створює додаткову складову ваги, яка спрямована проти дії відцентрової сили. Це дозволяє зменшити перевантаження зовнішньої рейки та покращити умови контакту колісних пар із рейковою колією [25]. Ефективність цього заходу залежить від радіуса кривої, швидкості руху та масових характеристик екіпажа. Оптимальне значення підвищення визначається таким чином, щоб при розрахунковій швидкості руху забезпечувався рівномірний розподіл навантаження між рейками. Однак у реальних умовах експлуатації швидкість руху змінюється, тому повна компенсація відцентрових сил досягається лише в окремих режимах. Недостатнє або надмірне підвищення зовнішньої рейки може призводити до появи додаткових динамічних ефектів. При недостатньому підвищенні зростає навантаження на зовнішню рейку, а при надмірному – на внутрішню, що також негативно впливає на стійкість руху та знос елементів колії.

Таким чином, підвищення зовнішньої рейки є важливим засобом регулювання силової взаємодії між екіпажем і колією, що дозволяє зменшити негативний вплив відцентрових сил та забезпечити більш рівномірний розподіл навантажень у кривих ділянках.

Бічна стійкість і вписування екіпажа у криву. Бічна стійкість електричного рухомого складу при русі в кривих ділянках колії визначається здатністю екіпажа зберігати стабільне положення без надмірних поперечних переміщень і ударних взаємодій у контакті «колесо—рейка». Вписування екіпажа у криву є складним динамічним процесом, що залежить від геометрії колії, конструкції екіпажа та режиму руху.

Основним критерієм ефективного вписування є мінімізація додаткових бічних сил, які виникають при проходженні кривої. Ідеальним є випадок, коли колісні пари займають радіальне положення відносно кривої, що забезпечує мінімальний опір руху та зменшення зносу гребенів коліс і рейок. У реальних умовах повне радіальне вписування досягається не завжди, тому виникають додаткові сили ковзання та тертя, які впливають на динаміку руху [26]. Важливу роль відіграє жорсткість візків та їх здатність до повороту відносно кузова, що визначає ступінь адаптації екіпажа до кривизни колії.

Зі збільшенням швидкості руху зростає інерційний вплив, що може погіршувати вписування екіпажа у криву та призводити до підвищення бічних навантажень [27]. Це особливо критично для малих радіусів кривих, де геометричні обмеження мають значний вплив на динаміку системи.

Таким чином, бічна стійкість і здатність екіпажа до вписування у криву визначають ефективність взаємодії між рухомим складом і колією та є ключовими факторами забезпечення безпечного руху в криволінійних ділянках.

Динамічні ефекти при проходженні кривих ділянок колії. Під час проходження кривих ділянок колії в електричному рухомому складі

виникає ряд специфічних динамічних ефектів, які зумовлені поєднанням геометричних і інерційних факторів. Ці ефекти проявляються у вигляді додаткових коливань, ударних навантажень та нерівномірного розподілу сил у системі екіпажа. Одним із основних динамічних ефектів є поперечні коливання кузова та візків, які виникають внаслідок перерозподілу інерційних сил при входженні в криву. Ці коливання можуть мати як затухаючий, так і періодичний характер залежно від параметрів системи та швидкості руху [4]. Додатково спостерігається явище перевантаження зовнішньої рейки, що призводить до збільшення контактних напружень і прискореного зносу елементів колії. У поєднанні з недостатнім вписуванням екіпажа це може викликати локальні динамічні удари в зоні контакту [28]. Також слід враховувати вплив перехідних ділянок кривої, де відбувається поступова зміна кривизни. У цих зонах виникають додаткові інерційні ефекти, пов'язані зі зміною напрямку руху, що може призводити до короткочасних пікових навантажень.

Таким чином, динамічні ефекти при проходженні кривих ділянок колії визначають складний характер взаємодії екіпажа з колією та є важливим фактором, який необхідно враховувати при проєктуванні та експлуатації електричного рухомого складу.

4.3 Теми для індивідуальних доповідей здобувачів вищої освіти

- 4.3.1 Геометрія кривих ділянок колії та її вплив на рух екіпажа.
- 4.3.2 Відцентрові сили та їх компенсація у кривих.
- 4.3.3 Підвищення зовнішньої рейки та його динамічний ефект.
- 4.3.4 Умови радіального вписування екіпажа у криву.
- 4.3.5 Бічні сили в системі «колесо–рейка» при русі в кривих.
- 4.3.6 Вплив швидкості руху на проходження кривих ділянок.
- 4.3.7 Знос коліс і рейок у кривих ділянках колії.
- 4.3.8 Динамічні навантаження при входженні в криву.

4.3.9 Перехідні криві та їх роль у плавності руху.

4.3.10 Методи зниження бічних навантажень у кривих.

4.4 Питання для самоконтролю

4.4.1 Що відрізняє рух у кривій від руху на прямій?

4.4.2 Які сили діють на екіпаж у кривій ділянці?

4.4.3 Що таке відцентрова сила в контексті руху екіпажа?

4.4.4 Як впливає радіус кривої на динаміку руху?

4.4.5 Яке призначення підвищення зовнішньої рейки?

4.4.6 Як змінюється навантаження на рейки в кривій?

4.4.7 Що таке радіальне вписування екіпажа?

4.4.8 Як конструкція візка впливає на проходження кривих?

4.4.9 Які сили виникають у контакті «колесо–рейка» в кривій?

4.4.10 Як швидкість впливає на бічні сили?

4.4.11 Чому виникає перевантаження зовнішньої рейки?

4.4.12 Які фактори визначають знос у кривих ділянках?

4.4.13 Як впливають перехідні криві на динаміку руху?

4.4.14 Які коливання виникають при входженні в криву?

4.4.15 Як маса екіпажа впливає на рух у кривій?

4.4.16 Які параметри визначають стійкість у кривих?

4.4.17 Як розподіляються навантаження між рейками в кривій?

4.4.18 Що таке компенсація відцентрової сили?

4.4.19 Які режими руху можливі в кривих ділянках?

4.4.20 Як впливає стан колії на проходження кривих?

4.4.21 Чому виникають додаткові динамічні удари в кривих?

4.4.22 Як жорсткість візка впливає на вписування у криву?

4.4.23 Які фактори покращують плавність проходження кривих?

4.4.24 Як оцінюється безпека руху в кривих ділянках?

4.4.25 Які основні динамічні проблеми виникають у кривих?

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ 5

Дослідження коливань двомасової механічної системи

5.1 Мета практичного заняття

Сформувані у здобувачів вищої освіти уявлення про динаміку двомасових коливальних систем та їх застосування для аналізу вертикальних коливань електричного рухомого складу.

5.2 Теоретичні відомості до проведення практичного заняття

Поняття двомасової коливальної системи та її фізичний зміст.

Двомасова коливальна система є однією з базових моделей у теорії коливань, яка широко застосовується для опису динаміки електричного рухомого складу. Вона дозволяє враховувати взаємодію між різними частинами екіпажа, зокрема між кузовом і візком, або між окремими елементами підресореної маси.

У найпростішому вигляді така система складається з двох зосереджених мас, які з'єднані між собою пружними та демпфувальними елементами. Перша маса зазвичай моделює кузов екіпажа, який має більшу інерційність, тоді як друга маса відповідає візку або підресореній частині ходової системи [4].

Взаємодія між масами здійснюється через пружні елементи, які формують відновлювальні сили при відхиленні системи від рівноважного положення. Демпфувальні елементи забезпечують розсіювання енергії коливань і впливають на швидкість затухання динамічних процесів.

Особливістю двомасової системи є наявність двох власних частот коливань, що відповідають різним формам руху: синфазному та протифазному. Це дозволяє моделювати більш складні динамічні процеси,

ніж у випадку одновісних моделей, і наближати результати до реальних умов роботи екіпажа [29].

У контексті електричного рухомого складу така модель дозволяє аналізувати вертикальні коливання, що виникають при русі по нерівностях колії, а також оцінювати вплив конструктивних параметрів на плавність ходу та комфорт руху.

Таким чином, двомасова коливальна система є базовою узагальненою моделлю, яка дозволяє описати взаємодію основних масових елементів екіпажа та дослідити його динамічні властивості у вертикальній площині.

Власні частоти та форми коливань двомасової системи. Власні частоти двомасової коливальної системи є ключовою характеристикою її динамічної поведінки, оскільки визначають спектр можливих коливальних режимів без зовнішнього збурення. Для двомасової системи характерною є наявність двох основних власних частот, які відповідають різним формам руху мас [5].

Перша форма коливань зазвичай відповідає синфазному руху, коли обидві маси переміщуються в одному напрямку. Такий режим характеризується відносно низькою частотою і пов'язаний переважно з коливанням системи як єдиного цілого відносно зовнішнього середовища.

Друга форма коливань є протифазною, коли маси рухаються у протилежних напрямках. Цей режим має вищу частоту і відображає внутрішню деформацію системи між її елементами. Саме ця форма найчастіше є критичною з точки зору динамічного навантаження на конструкцію.

Значення власних частот залежать від співвідношення мас, жорсткості пружних елементів та демпфування. Зміна будь-якого з цих параметрів призводить до перерозподілу енергії коливань і може суттєво впливати на динамічні характеристики системи [30].

Таким чином, аналіз власних частот і форм коливань дозволяє визначати характер динамічної взаємодії елементів двомасової системи та оцінювати її реакцію на зовнішні збурення.

Вплив демпфування на коливальні процеси. Демпфування є однією з найважливіших характеристик будь-якої коливальної системи, оскільки саме воно визначає інтенсивність розсіювання механічної енергії та швидкість затухання коливань після припинення дії збурення. У двомасовій системі демпфування забезпечує зменшення амплітуди взаємних переміщень мас, сприяє стабілізації руху та підвищує ефективність роботи ресорного підвішування [4].

У реальних конструкціях електричного рухомого складу демпфування забезпечується переважно гідравлічними гасителями коливань, а також частково внутрішнім тертям у пружних елементах підвішування та конструкційних матеріалах. Завдяки цьому кінетична енергія коливального процесу поступово перетворюється в теплову, що запобігає тривалому існуванню небажаних коливань.

Недостатній рівень демпфування призводить до повільного затухання коливань, унаслідок чого екіпаж тривалий час перебуває у несталому динамічному стані. Це негативно впливає на плавність ходу, збільшує навантаження на елементи ходової частини та погіршує комфорт пасажирів. Крім того, підвищуються контактні навантаження між колесами і рейками, що прискорює зношування як рухомого складу, так і елементів верхньої будови колії.

Разом із тим надмірне демпфування також не є оптимальним. Значне збільшення опору руху підвішування зменшує його здатність ефективно поглинати енергію короточасних ударних навантажень, унаслідок чого частина динамічних впливів передається безпосередньо на кузов екіпажа. Тому при проєктуванні ходової частини особлива увага приділяється вибору такого рівня демпфування, який забезпечує швидке затухання коливань без надмірного погіршення пружних властивостей системи.

У двомасовій системі демпфування впливає не лише на швидкість затухання коливань, але й на характер взаємодії між обома масами [31].

Воно змінює розподіл енергії між окремими формами коливань, знижує амплітуду резонансних явищ та сприяє більш рівномірному розподілу навантажень між елементами конструкції.

Практика експлуатації електричного рухомого складу свідчить, що ефективне демпфування є одним із найважливіших чинників забезпечення високих динамічних якостей екіпажа. Саме від нього значною мірою залежить плавність руху, довговічність деталей ходової частини, стійкість руху та безпека експлуатації локомотивів і моторвагонного рухомого складу.

Таким чином, демпфування є невід'ємною складовою двомасової коливальної системи, яка забезпечує ефективне розсіювання енергії, зменшення амплітуди коливань та покращення динамічних характеристик електричного рухомого складу.

Реакція двомасової системи на зовнішні збурення. У процесі експлуатації електричний рухомий склад постійно зазнає впливу різноманітних зовнішніх збурень, основним джерелом яких є нерівності рейкової колії. Крім того, на динаміку екіпажа можуть впливати стики рейок, стрілочні переводи, локальні дефекти колії, зміни режимів тяги та гальмування, а також аеродинамічні навантаження [1]. Реакція двомасової системи на такі збурення визначає рівень динамічних навантажень, що виникають у конструкції рухомого складу.

Під дією зовнішнього збурення обидві маси системи починають здійснювати взаємопов'язані коливання. При цьому їхні переміщення залежать не лише від величини прикладеного впливу, а й від інерційних властивостей системи, жорсткості підвішування та демпфування [32]. Якщо частота зовнішнього збурення є далекою від власних частот системи, коливання залишаються незначними та швидко затухають.

Особливу увагу приділяють випадкам, коли частота зовнішнього впливу наближається до однієї з власних частот двомасової системи. За

таких умов виникає явище резонансу, що супроводжується різким збільшенням амплітуди коливань. У реальних умовах експлуатації це може призводити до суттєвого зростання динамічних навантажень, погіршення плавності руху та прискореного зношування деталей ходової частини.

Важливою особливістю двомасової системи є її здатність частково ізолювати кузов від нерівностей колії. Завдяки наявності ресорного підвішування та демпфувальних елементів значна частина енергії збурення поглинається ще на рівні візка, що істотно зменшує передачу коливань до кузова. Саме цей принцип використовується при проєктуванні сучасних систем ресорного підвішування електровозів і електропоїздів [5].

Аналіз реакції системи на зовнішні збурення дозволяє оцінити ефективність конструкції підвішування, визначити рівень віброзахисту екіпажа та обґрунтувати вибір параметрів пружних і демпфувальних елементів. Отримані результати широко використовуються як під час проєктування нового рухомого складу, так і при модернізації існуючих конструкцій.

Таким чином, реакція двомасової системи на зовнішні збурення визначає характер динамічної взаємодії екіпажа з колією та є основою для оцінювання плавності ходу, динамічної навантаженості й ефективності роботи ресорного підвішування.

Практичне застосування двомасової моделі в динаміці екіпажів.

Двомасова коливальна система є однією з найпоширеніших динамічних моделей, що використовуються при дослідженні механічної частини електричного рухомого складу. Незважаючи на відносну простоту, вона достатньо точно відображає основні закономірності взаємодії кузова, візка та рейкової колії, що дозволяє використовувати її як для навчальних цілей, так і під час виконання інженерних розрахунків [3].

У динаміці електричного рухомого складу двомасова модель найчастіше застосовується для дослідження вертикальних коливань

екіпажа. При цьому одна з мас умовно характеризує кузов локомотива або вагона, а інша – візок разом із колісними парами. Такий підхід дає змогу аналізувати процес передачі динамічних навантажень від колії до кузова через систему ресорного підвішування та оцінювати ефективність її роботи.

Застосування двомасової моделі дозволяє визначати вплив конструктивних параметрів екіпажа на його динамічні характеристики. Зокрема, аналізу підлягають масові параметри кузова і візка, жорсткість та демпфувальні властивості підвішування, а також особливості взаємодії коліс із рейками. Отримані результати використовуються для вибору раціональних параметрів конструкції ще на етапі проєктування нового рухомого складу [33].

Важливим напрямом застосування двомасової моделі є оцінювання плавності ходу. За допомогою цієї моделі можна досліджувати, як зміна характеристик ресорного підвішування впливає на вертикальні прискорення кузова та рівень вібрацій, що передаються машиністу або пасажирам. Це має особливе значення для сучасних швидкісних електропоїздів, де комфорт перевезень є одним із ключових показників експлуатаційної якості.

Крім оцінювання плавності ходу, двомасова модель використовується для дослідження динамічних навантажень, які виникають у вузлах екіпажа під час руху по нерівностях колії [4]. Такі дослідження дають можливість прогнозувати довговічність деталей, визначати найбільш навантажені елементи конструкції та обґрунтовувати заходи щодо підвищення їх ресурсу.

Практичне значення моделі також полягає у можливості порівняння різних конструктивних рішень. Змінюючи окремі параметри моделі, можна оцінити вплив різних типів ресорного підвішування, гідравлічних гасителів коливань або конструкцій візків на загальні динамічні властивості екіпажа. Це значно скорочує обсяг експериментальних досліджень і дозволяє попередньо оцінити ефективність нових технічних рішень.

У сучасному локомотиво- та вагонобудуванні двомасова модель нерідко є початковим етапом створення більш складних багатомасових математичних моделей. Вона дозволяє встановити основні закономірності коливальних процесів, після чого результати уточнюються за допомогою моделей із більшою кількістю ступенів свободи. Завдяки цьому забезпечується раціональне поєднання простоти аналізу та достатньої точності отриманих результатів.

Таким чином, двомасова коливальна система є важливим інструментом дослідження динаміки електричного рухомого складу, що дозволяє оцінювати вплив конструктивних і експлуатаційних факторів на плавність ходу, динамічні навантаження, надійність механічної частини та безпеку руху, а також обґрунтовувати технічні рішення щодо вдосконалення конструкції сучасних локомотивів і моторвагонного рухомого складу.

5.3 Теми для індивідуальних доповідей здобувачів вищої освіти

5.3.1 Двомасові динамічні моделі в теорії коливань рухомого складу.

5.3.2 Вплив параметрів ресорного підвішування на коливання двомасової системи.

5.3.3 Власні частоти коливань екіпажа та методи їх визначення.

5.3.4 Вплив демпфування на динамічні характеристики екіпажа.

5.3.5 Резонансні явища у двомасових коливальних системах.

5.3.6 Вертикальні коливання електричного рухомого складу.

5.3.7 Оцінювання плавності ходу за допомогою двомасових моделей.

5.3.8 Вплив параметрів підвішування на динаміку екіпажа.

5.3.9 Практичне застосування двомасових моделей у локомотивобудуванні.

5.3.10 Перспективи розвитку моделей динаміки електричного рухомого складу.

5.4 Питання для самоконтролю

- 5.4.1 Що являє собою двомасова коливальна система?
- 5.4.2 Які елементи входять до двомасової системи?
- 5.4.3 Яке призначення двомасових моделей?
- 5.4.4 Які види коливань описує двомасова система?
- 5.4.5 Що таке власні частоти коливань?
- 5.4.6 Чим відрізняються форми власних коливань?
- 5.4.7 Від чого залежать власні частоти системи?
- 5.4.8 Яку роль відіграє жорсткість підвішування?
- 5.4.9 Як демпфування впливає на коливальний процес?
- 5.4.10 Чому недостатнє демпфування є небажаним?
- 5.4.11 Які наслідки надмірного демпфування?
- 5.4.12 Як демпфування впливає на плавність ходу?
- 5.4.13 Які зовнішні збурення діють на двомасову систему?
- 5.4.14 Як система реагує на нерівності колії?
- 5.4.15 За яких умов виникає резонанс?
- 5.4.16 Як резонанс впливає на динаміку екіпажа?
- 5.4.17 Як двомасова система забезпечує зменшення передачі коливань від візка до кузова екіпажа?
- 5.4.18 Як параметри ресорного підвішування впливають на динамічні характеристики двомасової системи?
- 5.4.19 Як двомасова модель застосовується в локомотивобудуванні?
- 5.4.20 Які параметри впливають на плавність ходу?
- 5.4.21 Як конструкція підвішування впливає на коливання?
- 5.4.22 Для чого визначають динамічні навантаження, що виникають у двомасовій системі?
- 5.4.23 Які переваги має двомасова модель екіпажа?
- 5.4.24 Як двомасова модель використовується при проєктуванні?
- 5.4.25 Чому двомасова система є базовою моделлю екіпажа?

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ 6

Дослідження вертикально-поздовжніх коливань екіпажа типу 2_0-2_0

6.1 Мета практичного заняття

Сформувати у здобувачів вищої освіти знання щодо закономірностей виникнення вертикально-поздовжніх коливань екіпажа типу 2_0-2_0 та впливу конструктивних і експлуатаційних параметрів на його динамічні характеристики.

6.2 Теоретичні відомості до проведення практичного заняття

Особливості конструкції екіпажа типу 2_0-2_0 . Екіпаж типу 2_0-2_0 використовується як розрахункова динамічна схема для дослідження вертикально-поздовжніх коливань електричного рухомого складу. Така модель дозволяє спростити реальну конструкцію до системи з узагальненими параметрами, зберігаючи при цьому основні закономірності її коливальної поведінки. Конструктивно екіпаж складається з кузова, двох візків, колісних пар і системи ресорного підвішування. Кузов є основною масою системи, яка сприймає експлуатаційні навантаження та характеризується інерційними властивостями, визначеними його масою та моментом інерції відносно поперечної осі. Саме ці параметри суттєво впливають на характер поздовжніх і вертикальних коливань.

Візки виконують функцію проміжної ланки між кузовом і рейковою колією. Вони сприймають первинні динамічні впливи від нерівностей колії та передають їх через елементи підвішування на кузов. У результаті цього формується складний характер коливального процесу, який залежить як від параметрів колії, так і від конструкції ходової частини [34].

Особливістю моделі типу 2_0-2_0 є врахування не лише вертикального переміщення кузова, але й його поздовжнього кутового відхилення відносно поперечної осі. Це дозволяє описувати явище галопування, яке виникає через різницю у фазах навантаження переднього та заднього візків під час руху по нерівностях рейкової колії. Таким чином, система набуває зв'язаного характеру коливань.

Ресорне підвішування в цій моделі розглядається як пружно-демпфувальний зв'язок між елементами екіпажа. Воно формує відновлювальні сили при відхиленнях від рівноважного положення та забезпечує часткове розсіювання енергії коливань. Завдяки цьому зменшується амплітуда переданих на кузов динамічних навантажень [5].

Під час побудови математичної моделі приймаються припущення про лінійність характеристик пружних і демпфувальних елементів, малі кути повороту кузова та жорсткість основних конструктивних елементів. Це дозволяє застосовувати методи класичної теорії коливань і отримувати диференціальні рівняння руху у лінійній формі.

Таким чином, екіпаж типу 2_0-2_0 є спрощеною, але фізично обґрунтованою моделлю, яка описує взаємопов'язані вертикальні та поздовжні коливання кузова через пружний і демпфувальний зв'язок із візками та дозволяє досліджувати основні закономірності динаміки електричного рухомого складу.

Основні види вертикально-поздовжніх коливань екіпажа.
Вертикально-поздовжні коливання екіпажа типу 2_0-2_0 є результатом складної взаємодії між масовими, інерційними та пружно-демпфувальними характеристиками системи, а також зовнішніми збуреннями, що виникають при русі по рейковій колії. Такі коливання відображають зміну просторового положення кузова у вертикальній площині з одночасним урахуванням його поздовжнього кутового відхилення [35].

Основною формою коливального руху є вертикальне переміщення кузова, яке проявляється як підстрибування всієї підресореної маси

відносно рейкової колії. Цей вид коливань виникає під дією нерівностей профілю колії, стиків рейок та змін жорсткості опорної поверхні. Його інтенсивність визначається загальною жорсткістю ресорного підвішування та масою кузова.

Другим важливим видом є поздовжнє кутове коливання кузова, яке виникає відносно поперечної осі екіпажа. Воно пов'язане з тим, що передній і задній візки проходять нерівності колії неодноразово, що створює різницю у вертикальних реакціях опор. У результаті кузов здійснює обертальний рух, який у теорії коливань часто описується як галопування [4].

Зазначені форми руху не існують окремо, а утворюють зв'язану коливальну систему, у якій вертикальні та кутові переміщення взаємно впливають одне на одне. Такий зв'язок зумовлює складний характер динамічного процесу та призводить до виникнення комбінованих коливальних режимів [36]. Характер коливань значною мірою залежить від параметрів ресорного підвішування, розподілу маси екіпажа та швидкості руху. Зі збільшенням швидкості зростає частота збудження з боку нерівностей колії, що може призводити до наближення до власних частот системи та появи резонансних явищ.

Окрему роль відіграють нерівності рейкової колії, які можуть мати періодичний або випадковий характер. Періодичні нерівності викликають більш передбачувані коливальні процеси, тоді як випадкові збурення формують стохастичний характер руху екіпажа з широким спектром частот.

Таким чином, вертикально-поздовжні коливання екіпажа типу 2_0-2_0 являють собою поєднання поступального вертикального руху та поздовжнього кутового відхилення кузова, які взаємодіють між собою та визначають загальний динамічний стан системи під час руху по рейковій колії.

Математична модель вертикально-поздовжніх коливань екіпажа типу 2_0-2_0 . Математичний опис вертикально-поздовжніх коливань екіпажа типу 2_0-2_0 базується на представленні кузова як твердого тіла, що має дві

узагальнені координати: вертикальне переміщення центра мас та кут повороту відносно поперечної осі. Такий підхід дозволяє звести реальну просторову систему до моделі з двома ступенями свободи, яка зберігає основні динамічні властивості.

Узагальнені координати вибираються таким чином, щоб описувати як поступальний, так і обертальний рух кузова. Вертикальне переміщення характеризує загальне піднімання або опускання кузова, тоді як кутовий параметр відображає його поздовжнє нахилання, яке виникає внаслідок нерівномірного навантаження переднього та заднього візків [37].

Дія ресорного підвішування враховується через пружно-демпфувальні сили, які виникають у місцях з'єднання кузова з візками. Ці сили приймаються пропорційними відповідним переміщенням і швидкостям, що дозволяє використовувати лінійні залежності у межах малих деформацій. Таким чином, система описується в межах класичної теорії лінійних коливань. Склад диференціальних рівнянь руху формується на основі другого закону Ньютона для поступального руху та рівняння моментів для обертального руху. У результаті отримується система зв'язаних диференціальних рівнянь другого порядку, яка відображає взаємодію між вертикальним і кутовим рухом кузова.

Особливістю отриманої моделі є наявність взаємного впливу координат: вертикальне переміщення впливає на кутовий рух і навпаки. Це пояснюється геометрією розташування точок прикладання реакцій ресорного підвішування відносно центра мас кузова [38].

У моделі також враховується вплив зовнішнього збурення з боку рейкової колії, яке задається як функція часу або просторової координати. Таке збурення передається через візки на кузов і є основним джерелом коливального процесу.

Отримана система рівнянь дозволяє досліджувати власні та вимушені коливання екіпажа, визначати резонансні режими та оцінювати вплив

параметрів підвішування на динамічну поведінку системи. Вона є базою для подальшого чисельного моделювання та аналізу плавності ходу.

Таким чином, математична модель вертикально-поздовжніх коливань екіпажа типу 2_0-2_0 являє собою систему зв'язаних диференціальних рівнянь другого порядку, що описує взаємодію поступального та обертального руху кузова під дією пружно-демпфувальних сил і зовнішніх збурень.

Вплив конструктивних і експлуатаційних параметрів на коливання екіпажа. Динамічні властивості екіпажа типу 2_0-2_0 значною мірою визначаються сукупністю конструктивних і експлуатаційних параметрів, які формують його реакцію на зовнішні збурення. До основних конструктивних факторів належать маса кузова, момент інерції відносно поперечної осі, жорсткість і демпфування ресорного підвішування, а також геометричні параметри розташування візків відносно центра мас.

Збільшення маси кузова, як правило, призводить до зниження власних частот коливань системи, що змінює її чутливість до високочастотних збурень колії. Водночас надмірне зменшення маси може підвищувати рівень прискорень, що негативно впливає на плавність ходу та комфорт руху.

Момент інерції кузова відносно поперечної осі визначає інтенсивність поздовжніх кутових коливань. Чим більший цей параметр, тим повільніше відбуваються зміни кутового положення, однак зростає інерційний опір системи при проходженні нерівностей, що може впливати на характер галопування. Жорсткість ресорного підвішування є одним із ключових параметрів, який визначає співвідношення між пружними силами та переміщеннями кузова [4]. Підвищення жорсткості зменшує статичні деформації, але водночас може призводити до зростання переданих на кузов динамічних навантажень. Зменшення жорсткості, навпаки, покращує віброзахисні властивості, але може викликати надмірні переміщення.

Демпфування впливає на швидкість затухання коливальних процесів та рівень резонансних явищ. Недостатній рівень демпфування призводить

до тривалого існування коливань після проходження збурення, тоді як надмірне демпфування погіршує здатність системи реагувати на короточасні удари. Серед експлуатаційних параметрів особливе значення має швидкість руху екіпажа. Зі збільшенням швидкості зростає частота збудження від нерівностей колії, що може призводити до наближення до власних частот системи та виникнення резонансних режимів [3]. У таких умовах навіть незначні нерівності здатні викликати значні коливальні реакції. Важливим фактором є також стан рейкової колії, який визначає характер зовнішнього збурення. Періодичні нерівності формують регулярні коливання, тоді як випадкові дефекти призводять до стохастичного характеру руху з широким спектром частотних складових.

Таким чином, динамічна поведінка екіпажа типу 2_0-2_0 є результатом складної взаємодії конструктивних параметрів та умов експлуатації, що визначають амплітуди, частоти та стійкість вертикально-поздовжніх коливань у процесі руху.

Практичне дослідження вертикально-поздовжніх коливань екіпажа типу 2_0-2_0 . Практичне дослідження вертикально-поздовжніх коливань екіпажа типу 2_0-2_0 передбачає використання математичної моделі для оцінювання динамічних характеристик системи в умовах дії реальних або ідеалізованих збурень від рейкової колії. Такий підхід дозволяє перейти від якісного аналізу до кількісного визначення параметрів коливального процесу. Основною метою розрахункового дослідження є визначення амплітуд вертикальних переміщень і поздовжніх кутових відхилень кузова, а також оцінювання власних частот системи. Отримані результати дають можливість встановити рівень динамічної навантаженості елементів екіпажа та характер його коливальної стійкості.

У процесі аналізу особлива увага приділяється впливу параметрів ресорного підвішування на поведінку системи. Зміна жорсткості та коефіцієнтів демпфування дозволяє дослідити перехідні та усталені режими

коливань, а також виявити умови, за яких можливе наближення до резонансних станів. Важливим етапом є моделювання впливу нерівностей рейкової колії, які задаються у вигляді детермінованих або випадкових функцій [5]. Це дозволяє оцінити реакцію екіпажа на різні типи збурень і визначити чутливість системи до зміни профілю колії.

Отримані в результаті розрахунків дані використовуються для оцінювання плавності ходу, рівня віброзахисту та динамічної безпеки руху. Крім того, вони дають змогу порівнювати різні варіанти конструктивних рішень та обирати раціональні параметри ресорного підвішування.

Практичне значення моделі полягає у можливості її застосування як на етапі проектування нового рухомого складу, так і при аналізі існуючих конструкцій з метою їх модернізації. Вона також слугує основою для побудови більш складних багатомасових моделей, що враховують додаткові ступені свободи.

Таким чином, практичне дослідження вертикально-поздовжніх коливань екіпажа типу 2_0-2_0 забезпечує кількісну оцінку його динамічних характеристик та дозволяє обґрунтовано підходити до вибору конструктивних параметрів, що визначають плавність ходу, стійкість і надійність роботи електричного рухомого складу.

6.3 Теми для індивідуальних доповідей здобувачів вищої освіти

- 6.3.1 Особливості моделі екіпажа типу 2_0-2_0 у теорії коливань.
- 6.3.2 Фізичний зміст вертикально-поздовжніх коливань.
- 6.3.3 Вплив ресорного підвішування на динаміку екіпажа.
- 6.3.4 Галопування кузова як форма поздовжніх коливань.
- 6.3.5 Власні частоти вертикально-поздовжніх коливальних систем.
- 6.3.6 Роль моменту інерції кузова у динаміці руху.
- 6.3.7 Математичне моделювання екіпажа типу 2_0-2_0 .
- 6.3.8 Вплив швидкості руху на коливання екіпажа.

6.3.9 Динамічна взаємодія колісних пар і рейкової колії.

6.3.10 Методи оцінювання плавності ходу рухомого складу.

6.4 Питання для самоконтролю

6.4.1 Що описує модель екіпажа типу 2_0-2_0 ?

6.4.2 Які основні елементи входять до конструкції екіпажа?

6.4.3 Які ступені свободи враховуються у моделі екіпажа типу 2_0-2_0 ?

6.4.4 Що таке вертикальні коливання екіпажа?

6.4.5 Що таке поздовжні кутові коливання кузова?

6.4.6 Які фактори викликають вертикально-поздовжні коливання?

6.4.7 Що характеризує галопування кузова?

6.4.8 Як взаємодіють вертикальні та кутові коливання?

6.4.9 Яку роль відіграє маса кузова?

6.4.10 Як впливає момент інерції на коливання?

6.4.11 Що таке ресорне підвішування?

6.4.12 Яку функцію виконує демпфування?

6.4.13 Як жорсткість впливає на динаміку системи?

6.4.14 Що таке власні частоти системи?

6.4.15 Від чого залежать власні частоти екіпажа?

6.4.16 Що таке резонанс у коливальних системах?

6.4.17 Як швидкість руху впливає на коливання?

6.4.18 Яку роль відіграє стан колії?

6.4.19 Які типи нерівностей колії враховуються?

6.4.20 Як визначається плавність ходу екіпажа?

6.4.21 Як моделюється зовнішнє збурення колії?

6.4.22 Який вплив має асиметрія навантаження візків?

6.4.23 Чому виникають зв'язані коливання?

6.4.24 Як оцінюється стійкість руху екіпажа?

6.4.25 Для чого використовується модель типу 2_0-2_0 ?

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ 7

Дослідження динамічної взаємодії струмоприймача і контактної мережі

7.1 Мета практичного заняття

Сформуванати у здобувачів вищої освіти знання щодо динамічних процесів взаємодії струмоприймача з контактною мережею та впливу конструктивних і експлуатаційних параметрів на стабільність струмознімання.

7.2 Теоретичні відомості до проведення практичного заняття

Загальні принципи роботи системи «струмоприймач – контактна мережа». Система «струмоприймач – контактна мережа» є ключовою частиною електричного рухомого складу, яка забезпечує безперервне живлення тягового обладнання під час руху. Її робота базується на механічному контакті між контактним проводом і струмознімальною головкою струмоприймача, через який передається електрична енергія.

У процесі руху електричного рухомого складу контактна мережа зазнає пружних деформацій під дією струмоприймача, який створює вертикальне навантаження на провід. Одночасно сам струмоприймач здійснює коливальні рухи, зумовлені нерівностями колії, динамікою екіпажа та аеродинамічними впливами.

Контактна мережа моделюється як пружна коливальна система з розподіленими параметрами, тоді як струмоприймач зазвичай розглядається як система з зосередженими масами та пружними елементами. Взаємодія між ними має характер зв'язаних коливань, у яких кожна з підсистем впливає на динаміку іншої [39].

Особливе значення має підтримання стабільної контактної сили, оскільки її коливання можуть призводити до втрати контакту або надмірного зношування контактного проводу і струмознімальних елементів. Саме тому система повинна забезпечувати мінімальні відхилення сили притискання у всьому діапазоні робочих швидкостей.

Динаміка взаємодії суттєво залежить від швидкості руху, жорсткості контактної мережі, характеристик підвішування струмоприймача та аеродинамічних навантажень. Зі збільшенням швидкості зростає ймовірність виникнення коливальних режимів, які можуть негативно впливати на якість струмознімання.

Таким чином, система «струмоприймач – контактна мережа» є складною динамічною взаємодією двох пружних підсистем, стабільність якої визначає надійність електропостачання рухомого складу під час руху.

Динамічна модель взаємодії та сили контакту. Динамічний аналіз системи «струмоприймач – контактна мережа» ґрунтується на представленні обох підсистем у вигляді взаємопов'язаних коливальних елементів. Контактна мережа розглядається як пружна система з розподіленою масою, тоді як струмоприймач моделюється як багатомасова або зведена система з зосередженими параметрами.

Основним параметром взаємодії є контактна сила, яка виникає в зоні дотику струмознімальної головки та контактного проводу. Ця сила має складну природу і формується як результат дії статичної складової притискання та динамічних компонент, що виникають під час коливань обох систем. Динамічна складова контактної сили визначається відносними переміщеннями струмоприймача і контактної підвіски.

При цьому враховуються вертикальні коливання рухомого складу, пружні деформації контактного проводу та інерційні властивості елементів струмоприймача [40]. У результаті система набуває характеру зв'язаних коливань із взаємним енергетичним обміном між підсистемами.

У математичних моделях контактна взаємодія часто описується через пружний елемент із певною жорсткістю та демпфувальною складовою, що дозволяє враховувати як накопичення, так і розсіювання енергії в зоні контакту. Такий підхід забезпечує можливість аналізу як усталених, так і перехідних режимів роботи.

Важливою особливістю є залежність контактної сили від швидкості руху. Зі збільшенням швидкості зростає частота збудження системи, що може призводити до появи коливальних режимів із періодичними втратами контакту або надмірним притисканням [41]. Це безпосередньо впливає на якість струмознімання та знос контактних елементів.

Таким чином, динамічна модель системи «струмоприймач – контактна мережа» описує взаємодію двох пружних підсистем через контактну силу, яка залежить від їхніх відносних переміщень, швидкості руху та параметрів жорсткості і демпфування.

Коливання контактного проводу та хвильові процеси. Контактний провід контактної мережі є пружним елементом із розподіленими параметрами, тому його динамічна поведінка принципово відрізняється від систем із зосередженими масами. Під дією рухомого струмоприймача в проводі виникають пружні коливання, які поширюються вздовж його довжини у вигляді хвиль.

Основним видом динамічного процесу є поперечні (вертикальні) коливання проводу, що виникають у точці контакту та розповсюджуються до опорних точок підвішування. Ці коливання мають хвильовий характер і супроводжуються частковим відбиттям енергії від опор, що формує складну картину суперпозиції хвиль.

Швидкість поширення хвиль у контактному проводі залежить від його натягу та маси на одиницю довжини. Зі збільшенням натягу швидкість поширення зростає, що позитивно впливає на стабільність контакту при високих швидкостях руху електричного рухомого складу.

Під час руху струмоприймача вздовж контактного проводу виникає збурення, яке переміщується разом із ним і водночас викликає локальні деформації. У результаті утворюється складна система змінних прогинів, що визначає миттєве положення контактної точки.

Важливим фактором є інтерференція хвиль, яка виникає через накладання прямої та відбитої хвиль. Це може призводити до утворення ділянок із підвищеними або зниженими амплітудами коливань, що безпосередньо впливає на стабільність струмознімання [42].

Таким чином, коливання контактного проводу мають хвильову природу та визначаються взаємодією рухомого збурення від струмоприймача, пружних властивостей проводу та умов його закріплення в опорних точках.

Динаміка струмоприймача та особливості його підвішування.
Струмоприймач електричного рухомого складу є пружною механічною системою, яка забезпечує підтримання контакту з контактним проводом у процесі руху. Його конструкція включає рухомі рамні елементи, шарнірні з'єднання та систему пружних елементів, що формують необхідне зусилля притискання.

Динамічна поведінка струмоприймача визначається його інерційними властивостями, жорсткістю підвішування та характеристиками демпфування. Під час руху він здійснює коливальні переміщення у вертикальній площині, які безпосередньо впливають на стабільність контакту з проводом.

Пружна система струмоприймача формує зусилля притискання, яке повинно забезпечувати надійний контакт у всьому діапазоні робочих швидкостей. При цьому надмірна жорсткість може призводити до збільшення динамічних навантажень на контактний провід, тоді як недостатня жорсткість підвищує ризик втрати контакту [43].

Важливу роль відіграє демпфування, яке зменшує амплітуду коливань та запобігає виникненню резонансних режимів. Завдяки цьому підвищується стабільність руху контактної системи та зменшується знос

елементів струмознімання. Особливістю динаміки струмоприймача є його взаємодія з контактною мережею, яка виступає як зовнішнє пружне середовище. У результаті виникає зв'язана коливальна система, в якій рух кожного елемента впливає на інший через контактну силу.

При збільшенні швидкості руху зростає частота збудження системи, що може призводити до виникнення коливальних режимів із підвищеною амплітудою. Це безпосередньо впливає на якість струмознімання та надійність електропостачання.

Таким чином, динаміка струмоприймача визначається сукупністю його конструктивних параметрів і умов взаємодії з контактною мережею, що формує складну коливальну систему з пружними та інерційними зв'язками.

Умови стабільного струмознімання та критерії якості контакту. Стабільність процесу струмознімання визначається здатністю системи «струмоприймач – контактна мережа» підтримувати безперервний механічний і електричний контакт у всьому діапазоні експлуатаційних режимів. Основною умовою є забезпечення такого рівня контактної сили, при якому відсутні як відриви, так і надмірні пікові навантаження.

Якість контакту характеризується стабільністю контактної сили, рівнем її коливань та частотою можливих втрат контакту. Збільшення амплітуди коливань призводить до погіршення електричного контакту, виникнення іскріння та прискореного зносу контактних поверхонь.

Важливим фактором є відповідність динамічних властивостей струмоприймача параметрам контактної мережі. Узгодження жорсткості, масових характеристик і демпфування дозволяє зменшити резонансні явища та стабілізувати контактну взаємодію при змінних швидкостях руху [41].

Суттєвий вплив має стан контактного проводу, включаючи його натяг, геометрію підвішування та наявність нерівномірностей. Недостатній натяг або нерівномірне підвішування можуть викликати локальні коливання, що погіршують умови струмознімання. Швидкість руху електричного

рухомого складу є одним із ключових експлуатаційних параметрів. З її збільшенням зростає частота збурень у системі, що вимагає підвищеної точності налаштування параметрів струмоприймача та контактної мережі для забезпечення стабільного контакту. Критеріями якості струмознімання є мінімальна кількість розривів контакту, низький рівень коливань контактної сили та рівномірний знос контактних елементів. Додатково враховується електрична стабільність процесу передачі струму.

Таким чином, стабільне струмознімання забезпечується узгодженням динамічних характеристик струмоприймача і контактної мережі, правильним вибором параметрів підвішування та дотриманням експлуатаційних вимог щодо стану контактної підсистеми.

7.3 Теми для індивідуальних доповідей здобувачів вищої освіти

7.3.1 Конструктивні особливості струмоприймачів електричного рухомого складу.

7.3.2 Фізичні основи взаємодії струмоприймача і контактної мережі.

7.3.3 Динамічні процеси у контактному проводі при русі поїзда.

7.3.4 Вплив швидкості руху на стабільність струмознімання.

7.3.5 Пружні та демпфувальні характеристики контактної мережі.

7.3.6 Хвильові процеси у контактному проводі та їх наслідки.

7.3.7 Моделювання системи «струмоприймач – контактна мережа».

7.3.8 Причини втрати контакту в системах струмознімання.

7.3.9 Методи підвищення якості струмознімання.

7.3.10 Динамічні навантаження в елементах струмоприймача.

7.4 Питання для самоконтролю

7.4.1 Що являє собою система «струмоприймач – контактна мережа»?

7.4.2 Яке призначення струмоприймача?

7.4.3 З яких основних конструктивних елементів складається контактна мережа?

7.4.4 Яким чином здійснюється передача електричного струму через систему контактного з'єднання?

7.4.5 Що таке контактна сила у системі струмознімання?

7.4.6 Які фактори впливають на стабільність контакту між струмоприймачем і контактною мережею?

7.4.7 Які види коливань виникають у струмоприймачі?

7.4.8 Чому виникають коливання контактного проводу?

7.4.9 Що таке хвильові процеси у контактній мережі?

7.4.10 Як швидкість руху впливає на струмознімання?

7.4.11 Яку роль відіграє натяг контактного проводу?

7.4.12 Що визначає жорсткість контактної мережі?

7.4.13 Яким чином демпфування впливає на коливання системи «струмоприймач – контактна мережа»?

7.4.14 Чому виникає втрата контакту між струмоприймачем і контактним проводом?

7.4.15 Що таке резонанс у системі струмознімання?

7.4.16 Як формується динамічна складова контактної сили?

7.4.17 Які наслідки нестабільного контакту?

7.4.18 Як впливає стан колії на струмознімання?

7.4.19 Які параметри впливають на струмоприймач?

7.4.20 Що характеризує якість струмознімання?

7.4.21 Як зменшити коливання струмоприймача?

7.4.22 Чому важлива узгодженість параметрів системи «струмоприймач – контактна мережа»?

7.4.23 Як впливають нерівності колії на контакт?

7.4.24 Які основні причини зносу контактного проводу?

7.4.25 Для чого аналізують динаміку струмознімання?

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ 8

Оцінювання динамічних якостей різних механічних моделей електричного рухомого складу

8.1 Мета практичного заняття

Сформуванати у здобувачів вищої освіти знання щодо методів оцінювання динамічних характеристик механічних моделей електричного рухомого складу та порівняння їх адекватності реальним умовам експлуатації.

8.2 Теоретичні відомості до проведення практичного заняття

Загальні принципи оцінювання динамічних якостей механічних систем. Динамічні якості електричного рухомого складу визначаються його здатністю забезпечувати стійкий та плавний рух при дії зовнішніх збурень, що виникають від нерівностей рейкової колії, зміни режимів руху та взаємодії з інфраструктурою. Для їх аналізу застосовуються різні механічні моделі, які відрізняються рівнем складності та кількістю врахованих ступенів свободи.

Оцінювання динамічних якостей базується на аналізі коливальних процесів у системі «екіпаж – колія». При цьому основними характеристиками є амплітуди переміщень, прискорення, частоти власних коливань та рівень динамічних навантажень у конструктивних елементах.

Механічні моделі можуть бути одновимірними, двовимірними або просторовими. Прості моделі дозволяють отримати аналітичні залежності та загальні закономірності, тоді як складні моделі забезпечують більш точний опис реальних процесів, але потребують чисельних методів розрахунку [44].

Важливим етапом оцінювання є визначення ступеня адекватності моделі реальній системі. Це передбачає порівняння отриманих результатів з експериментальними даними або з результатами більш детальних моделей.

Таким чином, оцінювання динамічних якостей механічних моделей дозволяє встановити їх придатність для аналізу поведінки електричного рухомого складу та вибору раціональних конструктивних параметрів.

Класифікація механічних моделей електричного рухомого складу.

Механічні моделі електричного рухомого складу класифікуються за кількома основними ознаками, що визначають їхню структуру, ступінь деталізації та область застосування. Такий поділ дозволяє обрати адекватну модель залежно від мети дослідження та необхідної точності розрахунків.

За кількістю ступенів свободи розрізняють одновимірні, двовимірні та просторові моделі. Одновимірні моделі використовуються для первинного аналізу вертикальних коливань і дають змогу отримати узагальнені оцінки динамічних процесів. Двовимірні моделі дозволяють враховувати взаємозв'язок вертикальних і поздовжніх або поперечних коливань, тоді як просторові моделі забезпечують найбільш повний опис руху системи [4].

За структурою розрахункової схеми моделі поділяються на зосереджені та розподілені. У моделях із зосередженими параметрами маса, жорсткість і демпфування концентруються у вузлових точках, що спрощує математичний опис. Моделі з розподіленими параметрами застосовуються для опису елементів, які мають протяжність, зокрема рейкової колії або контактної мережі.

За рівнем деталізації конструкції виділяють узагальнені та детальні моделі. Узагальнені моделі відображають основні динамічні властивості системи без врахування другорядних конструктивних елементів. Детальні моделі, навпаки, враховують значну кількість елементів екіпажа, включаючи візки, ресорні ступені та окремі вузли підвішування.

Вибір типу моделі визначається завданням дослідження, необхідною точністю результатів та обчислювальними можливостями. Спрощені моделі застосовуються для аналітичних оцінок і попередніх розрахунків, тоді як складні моделі використовуються для чисельного моделювання реальних експлуатаційних умов [45].

Таким чином, класифікація механічних моделей дозволяє систематизувати підходи до аналізу динаміки електричного рухомого складу та забезпечує обґрунтований вибір рівня складності моделі для конкретного інженерного завдання.

Основні показники оцінювання динамічних якостей. Оцінювання динамічних якостей механічних моделей електричного рухомого складу здійснюється за сукупністю кількісних показників, які характеризують поведінку системи під дією зовнішніх збурень. Ці показники дозволяють встановити рівень плавності ходу, стійкості руху та навантаженості елементів конструкції.

Одним із базових показників є амплітуда коливань основних мас системи, зокрема кузова та візків. Вона відображає максимальні відхилення від рівноважного положення і безпосередньо пов'язана з комфортом руху та рівнем динамічних навантажень [46, 47].

Важливе значення має прискорення коливальних рухів, яке характеризує інтенсивність динамічного впливу на конструкцію та пасажирів. Підвищені значення прискорень свідчать про несприятливі динамічні умови та можливе перевищення допустимих норм експлуатації.

Окремо оцінюються власні частоти коливань системи, які визначають її схильність до резонансних явищ. Зіставлення власних частот із частотами зовнішніх збурень дозволяє виявити потенційно небезпечні режими роботи.

Також використовується показник демпфування, який характеризує швидкість затухання коливальних процесів після припинення дії збурення. Недостатній рівень демпфування може призводити до тривалих коливань і

зниження стабільності руху. Додатково враховується коефіцієнт динамічності, який відображає співвідношення між динамічними та статичними навантаженнями. Він є узагальненим критерієм оцінювання навантаженості конструктивних елементів екіпажа.

Таким чином, система показників динамічних якостей дозволяє комплексно оцінити поведінку механічної моделі електричного рухомого складу та визначити її відповідність вимогам безпеки і комфорту руху.

Методи оцінювання динамічних характеристик механічних моделей. Оцінювання динамічних характеристик механічних моделей електричного рухомого складу здійснюється із застосуванням аналітичних, чисельних та експериментальних методів. Вибір конкретного підходу залежить від складності моделі, необхідної точності результатів та наявності вихідних даних [48, 49].

Аналітичні методи базуються на розв'язанні диференціальних рівнянь руху в замкненій формі. Вони дозволяють отримати загальні закономірності поведінки системи, визначити власні частоти та оцінити умови стійкості. Однак їх застосування обмежується переважно спрощеними моделями з невеликою кількістю ступенів свободи.

Чисельні методи використовуються для аналізу складних багатомасових систем, для яких аналітичний розв'язок є недосяжним. Найчастіше застосовуються методи інтегрування диференціальних рівнянь у часовій області, а також методи модального аналізу. Вони дозволяють досліджувати як усталені, так і перехідні режими руху.

Експериментальні методи ґрунтуються на вимірюванні параметрів реальних об'єктів або фізичних моделей. Отримані дані використовуються для верифікації математичних моделей та уточнення їх параметрів. Такий підхід забезпечує високу достовірність результатів, але потребує спеціального вимірювального обладнання [49, 50].

У практичних дослідженнях часто застосовується комбінований підхід, який поєднує переваги різних методів аналізу динамічних систем. Спочатку виконується аналітична оцінка для визначення загальних закономірностей і спрощених залежностей, далі проводиться чисельне моделювання для уточнення поведінки системи в реальних умовах, а отримані результати за можливості порівнюються з експериментальними даними або результатами натурних випробувань для перевірки адекватності моделі [51].

Таким чином, комплексне використання різних методів оцінювання дозволяє отримати найбільш повну та достовірну інформацію про динамічні характеристики механічних моделей електричного рухомого складу.

Порівняння ефективності різних механічних моделей. Порівняння ефективності механічних моделей електричного рухомого складу здійснюється з метою визначення їхньої придатності для аналізу конкретних динамічних процесів. Ефективність моделі оцінюється не лише за точністю отриманих результатів, але й за її обчислювальною складністю, наочністю фізичної інтерпретації та можливістю застосування в інженерній практиці [52].

Прості моделі з невеликою кількістю ступенів свободи характеризуються високою обчислювальною ефективністю та дозволяють швидко отримувати узагальнені оцінки динамічних параметрів. Водночас вони мають обмежену точність, оскільки не враховують локальні ефекти та складні зв'язки між елементами конструкції.

Багатомасові та просторові моделі забезпечують значно вищу точність опису динамічних процесів, оскільки враховують більшу кількість ступенів свободи та реальні геометричні й інерційні характеристики системи. Однак підвищення точності супроводжується збільшенням складності математичного апарату та часу розрахунку.

Важливим критерієм порівняння є здатність моделі відтворювати резонансні явища, перехідні процеси та взаємодію між різними видами коливань. Чим повніше модель відображає ці ефекти, тим вищою є її фізична адекватність [53]. Остаточний вибір моделі завжди є компромісом між точністю та складністю. У практичних задачах часто використовують ієрархічний підхід, коли прості моделі застосовуються для попереднього аналізу, а складні – для уточнюючих розрахунків [54].

Таким чином, ефективність механічної моделі визначається її здатністю забезпечувати оптимальне співвідношення між точністю результатів, складністю реалізації та можливістю практичного використання в інженерних розрахунках.

8.3 Теми для індивідуальних доповідей здобувачів вищої освіти

8.3.1 Проаналізувати основні види механічних моделей електричного рухомого складу та пояснити їх призначення в динамічних розрахунках.

8.3.2 Порівняти одновимірні та просторові моделі та обґрунтувати сфери їх застосування.

8.3.3 Описати, як кількість ступенів свободи впливає на точність динамічного моделювання.

8.3.4 Пояснити роль амплітуд коливань у оцінюванні плавності ходу рухомого складу.

8.3.5 Розглянути значення власних частот у визначенні стійкості механічних систем.

8.3.6 Проаналізувати вплив демпфування на зменшення коливальних процесів у моделях екіпажа.

8.3.7 Описати методи чисельного моделювання динаміки рухомого складу та їх особливості.

8.3.8 Пояснити, як експериментальні дані використовуються для перевірки математичних моделей.

8.3.9 Обґрунтувати критерії вибору механічної моделі для конкретної інженерної задачі.

8.3.10 Проаналізувати фактори, що визначають ефективність механічних моделей у практичних розрахунках.

8.4 Питання для самоконтролю

8.4.1 Що таке механічна модель електричного рухомого складу?

8.4.2 Які основні типи механічних моделей використовуються в динамічних розрахунках?

8.4.3 У чому полягає різниця між одновимірними та просторовими моделями?

8.4.4 Які переваги мають спрощені механічні моделі?

8.4.5 Які обмеження характерні для простих динамічних моделей?

8.4.6 Що означає кількість ступенів свободи у механічній моделі?

8.4.7 Як ступені свободи впливають на точність результатів моделювання?

8.4.8 Що таке амплітуда коливань і що вона характеризує в системі?

8.4.9 Який фізичний зміст прискорень у динамічних моделях?

8.4.10 Що таке власні частоти механічної системи?

8.4.11 Як визначаються умови виникнення резонансу в системі?

8.4.12 Яку роль виконує демпфування у коливальних процесах?

8.4.13 Як демпфування впливає на тривалість коливань?

8.4.14 Що таке коефіцієнт динамічності і що він показує?

8.4.15 Які методи використовуються для аналізу динаміки систем?

8.4.16 У чому полягає суть аналітичного підходу до розрахунків?

8.4.17 У чому переваги чисельного моделювання?

8.4.18 Яке значення мають експериментальні дослідження?

8.4.19 Як перевіряється адекватність математичної моделі?

- 8.4.20 Чому важливо порівнювати різні механічні моделі?
- 8.4.21 Які фактори впливають на вибір моделі для розрахунків?
- 8.4.22 Як співвідносяться точність і складність моделі?
- 8.4.23 Що означає ефективність механічної моделі?
- 8.4.24 Яку роль відіграє ієрархічний підхід у моделюванні?
- 8.4.25 Для чого застосовують механічні моделі в інженерній практиці?

Список літератури

1 Ткаченко В., Сапронова С., Брайковська Н., Твердомед В. Динамічна взаємодія рухомого складу і колії на лініях швидкісного руху суміщеного з вантажним: монографія. Вінниця: ГО «Європейська наукова платформа», 2021. 240 с.

2 Handbook of railway vehicle dynamics. Ed. by Simon Iwnicki. CRC Press, 2006. 526 p.

3 Устенко О. В., Візняк Р. І., Ловська А. О., Рибін А. В. Основи теорії коливань та стійкості рухомого складу : навч. посіб. Харків: УкрДУЗТ, 2021. 130 с.

4 Панченко С. В., Бабаєв М. М., Блиндюк В. С., Нерубацький В. П. Конструкція та динаміка електричного рухомого складу: підручник. Харків: УкрДУЗТ, 2018. Ч. 2. 204 с.

5 Маслієв В. Г. Сучасні конструкції та динаміка рухомого складу залізниць : навч. посіб. Харків: Вид-во «Підручник НТУ «ХПІ»», 2014. 106 с.

6 Solonenko V. G., Musayev J. S., Makhmetova N. M., Malik A. A., Yermoldina G. T., Akhatov S. T., Ivanovtseva N. V. Dynamic analysis of railway vehicle–track interaction: Modeling elastic–viscous track properties and experimental validation. *Applied Sciences*. 2025. Vol. 15, Iss. 13. 7152. <https://doi.org/10.3390/app15137152>.

7 Kuzyshyn A., Kovalchuk V., Korendiy V. Evaluation of the ride smoothness of railway rolling stock with a pneumatic suspension system. *Mechatronic Systems and Materials Proceedings*. 2026. Vol. 1. 25361. <https://doi.org/10.21595/msmp.2025.25361>.

8 Kuzyshyn A., Kovalchuk V., Royko Y., Hermaniuk Y., Tereshchak Y., Pulariia A. Determining the dynamic indicators of the pneumatic spring for high-speed rolling stock in the zone of a rail joint along a railroad track. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2024. Vol. 6, No. 7(132). P. 65–74. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2024.315183>.

9 Bruni S., Meijaard J. P., Rill G., Schwab A. L. State-of-the-art and challenges of railway and road vehicle dynamics with multibody dynamics approaches. *Multibody System Dynamics*. 2020. Vol. 49. P. 1–32. <https://doi.org/10.1007/s11044-020-09735-z>.

10 Pagaimo J., Millan P., Ambrósio J. Flexible multibody formulation using finite elements with 3 DoF per node with application in railway dynamics. *Multibody System Dynamics*. 2023. Vol. 58. P. 83–112. <https://doi.org/10.1007/s11044-023-09875-y>.

11 Montenegro P. A., Calçada R. Wheel–rail contact model for railway vehicle–structure interaction applications: development and validation. *Railway Engineering Science*. 2023. Vol. 31. P. 181–206. <https://doi.org/10.1007/s40534-023-00306-4>.

12 Wang Z., Yang L., Mo J., Zhu S., Jin W. A trailer car dynamics model considering brake rigging of a high-speed train and its application. *Railway Engineering Science*. 2023. Vol. 31. P. 269–280. <https://doi.org/10.1007/s40534-023-00305-5>.

13 Yang F., Zhang P., Wang Y., Wei K., Dong L., Wang P. Refined nonlinear fractional derivative model of vehicle-track coupling dynamics. *International Journal of Non-Linear Mechanics*. 2023. Vol. 154. 104444. <https://doi.org/10.1016/j.ijnonlinmec.2023.104444>.

14 True H., Christiansen L. E., Plesner A. L., Ammitzbøll A. L., Dahl B. J. On the problem of the dynamical reactions of a rolling wheelset to real track irregularities. *Railway Engineering Science*. 2023. Vol. 31. P. 1–19. <https://doi.org/10.1007/s40534-022-00288-9>.

15 Guo X., Li C., Luo Z., Cao D. Identification of track irregularities with the multi-sensor acceleration measurements of vehicle dynamic responses. *Vehicle System Dynamics*. 2024. Vol. 62, Iss. 4. P. 906–931. <https://doi.org/10.1080/00423114.2023.2200193>.

16 Tian Y., Hao X., Sun X., Yang F. Dynamic Estimation of Track Irregularities via Deep Learning. *2025 IEEE International Conference on Intelligent Rail Transportation (ICIRT)*. 2025. <https://doi.org/10.1109/ICIRT66379.2025.11216769>.

17 Chang W., Cai X., Wang Q., Tang X., Sun J., Yang F. The influence of track irregularity in front of the turnout on the dynamic performance of vehicles. *Applied Sciences*. 2022. Vol. 12, Iss. 9. 4169. <https://doi.org/10.3390/app12094169>.

18 Xie Q., Peng F., Tao G., Ren Y., Liu F., Yang J., Wen Z. Monitoring track irregularities using multi-source on-board measurement data. *Railway Engineering Science*. 2025. Vol. 33. P. 746–765. <https://doi.org/10.1007/s40534-024-00374-0>.

19 Bustos A., Tomas-Rodriguez M., Rubio H., Castejon C. On the nonlinear hunting stability of a high-speed train bogie. *Nonlinear Dynamics*. 2023. Vol. 111. P. 2059–2078. <https://doi.org/10.1007/s11071-022-07937-y>.

20 Guo J., Shi H., Luo R., Zeng J. Bifurcation analysis of a railway wheelset with nonlinear wheel–rail contact. *Nonlinear Dynamics*. 2021. Vol. 104. P. 989–1005. <https://doi.org/10.1007/s11071-021-06373-8>.

21 Sun J., Chi M., Cai W., Jin X. Numerical investigation into the critical speed and frequency of the hunting motion in railway vehicle system. *Mathematical Problems in Engineering*. 2019. Vol. 2019. 7163732. <https://doi.org/10.1155/2019/7163732>.

22 Uyulan C., Gokasan M., Bogosyan S. Dynamic investigation of the hunting motion of a railway bogie in a curved track via bifurcation analysis. *Mathematical Problems in Engineering*. 2017. Vol. 2017. 276245. <https://doi.org/10.1155/2017/8276245>.

23 Li W., Guan Q., Chi M., Wen Z., Sun J. An investigation into the influence of wheel–rail contact relationships on the carbody hunting stability of an electric locomotive. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*,

Part F: Journal of Rail and Rapid Transit. 2022. Vol. 236, Iss. 10.
<https://doi.org/10.1177/09544097221084412>.

24 Zboinski K., Dusza M. Bifurcation analysis of 4-axle rail vehicle models in a curved track. *Nonlinear Dynamics*. 2017. Vol. 89. P. 863–885.
<https://doi.org/10.1007/s11071-017-3489-y>.

25 Zboinski K., Golofit-Stawinska M. Investigation into nonlinear phenomena for various railway vehicles in transition curves at velocities close to critical one. *Nonlinear Dynamics*. 2019. Vol. 98. P. 1555–1601.
<https://doi.org/10.1007/s11071-019-05041-2>.

26 Кузишин А. Я. Визначення рамної сили електровоза ВЛ80 при русі на кривих ділянках колії. *Наука та прогрес транспорту*. 2017. № 3(69). С. 32–44. <https://doi.org/10.15802/stp2017/104343>.

27 Michálek T., Kohout M. On the problems of lateral force effects of railway vehicles in S-curves. *Vehicle System Dynamics*. 2022. Vol. 60, Iss. 8. P. 2739–2757. <https://doi.org/10.1080/00423114.2021.1917631>.

28 Morales-Ivorra S., Real J. I., Hernández C., Montalbán L. Derailment risk and dynamics of railway vehicles in curved tracks: Analysis of the effect of failed fasteners. *Journal of Modern Transportation*. 2016. Vol. 24. P. 38–47.
<https://doi.org/10.1007/s40534-015-0093-z>.

29 Hieu D. V. Analysis of nonlinear vibrations of two-degree-of-freedom systems. *World Journal of Advanced Engineering Technology and Sciences*. 2023. Vol. 08(02), P. 293–304. <https://doi.org/10.30574/wjaets.2023.8.2.0104>.

30 Barakat A. A., Weig E. M., Hagedorn P. Non-trivial solutions and their stability in a two-degree-of-freedom Mathieu–Duffing system. *Nonlinear Dynamics*. 2023. Vol. 111. P. 22119–22136. <https://doi.org/10.1007/s11071-023-08659-5>.

31 Seth S., Kudra G., Wasilewski G., Awrejcewicz J. Study the bifurcations of a 2DoF mechanical impacting system. *Nonlinear Dynamics*. 2024. Vol. 112. P. 1713–1728. <https://doi.org/10.1007/s11071-023-09119-w>.

32 Shabanalinezhad H., Svelto C., Malcovati P., Gatti G. Design of a two-degree-of-freedom mechanical oscillator for multidirectional vibration energy harvesting to power wireless sensor nodes. *Sensors*. 2024. Vol. 24, Iss. 14. 4531. <https://doi.org/10.3390/s24144531>.

33 Gorla A., Serkies P. Comparative study of analytical model predictive control and state feedback control for active vibration suppression of two-mass drive. *Actuators*. 2025. Vol. 14, Iss. 5. 254. <https://doi.org/10.3390/act14050254>.

34 Dumitriu M., Stănică D. I. Study on the evaluation methods of the vertical ride comfort of railway vehicle—mean comfort method and Sperling's method. *Applied Sciences*. 2021. Vol. 11, Iss. 9. 3953. <https://doi.org/10.3390/app11093953>.

35 Dumitriu M., Dihoru I. I. Influence of bending vibration on the vertical vibration behaviour of railway vehicles carbody. *Applied Sciences*. 2021. Vol. 11, Iss. 18. 8502. <https://doi.org/10.3390/app11188502>.

36 Dumitriu M., Apostol I. I. Influence of interference between vertical and roll vibrations on the dynamic behaviour of the railway bogie. *Vibration*. 2022. Vol. 5, Iss. 4. P. 659–675. <https://doi.org/10.3390/vibration5040039>.

37 Dumitriu M., Apostol I. I., Stănică D. I. Influence of the suspension model in the simulation of the vertical vibration behavior of the railway vehicle car body. *Vibration*. 2023. Vol. 6, Iss. 3. P. 512–535. <https://doi.org/10.3390/vibration6030032>.

38 Lyashchenko A. M., Glazunov D. V. Simulation of oscillations of a type 2a–2a underframe in the longitudinal vertical plane. *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*. 2025. Vol. 54. P. 894–899. <https://doi.org/10.1134/S1052618825700803>.

39 Song Y., Jiang T., Nåvik P., Rønnquist A. Geometry deviation effects of railway catenaries on pantograph–catenary interaction: a case study in Norwegian Railway System. *Railway Engineering Science*. 2021. Vol. 29. P. 350–361. <https://doi.org/10.1007/s40534-021-00251-0>.

40 Wang J., Mei G. Effect of pantograph's main structure on the contact quality in high-speed railway. *Shock and Vibration*. 2021. Vol. 2021, Iss. 1. 4037999. <https://doi.org/10.1155/2021/4037999>.

41 Yang J., Song Y., Lu X., Duan F., Liu Z., Chen K. Validation and analysis on numerical response of super-high-speed railway pantograph-catenary interaction based on experimental test. *Shock and Vibration*. Vol. 2021, Iss. 1. 9922404. <https://doi.org/10.1155/2021/9922404>.

42 Zhou H., Liu Z., Xiong J., Duan F. Characteristic analysis of pantograph–catenary detachment arc based on double-pantograph–catenary dynamics in electrified railways. *IET Electrical Systems in Transportation*. 2022. Vol. 12. P. 238–250. <https://doi.org/10.1049/els2.12049>.

43 Song Y., Rønnquist A., Jiang T., Nåvik P. Railway pantograph-catenary interaction performance in an overlap section: Modelling, validation and analysis. *Journal of Sound and Vibration*. 2023. Vol. 548. 117506. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2022.117506>.

44 Zhou Z., Chen Z., Spiriyagin M., Aghaei J., Cole C., Zhai W. Modeling and dynamic characteristics analysis of the locomotive considering the electric transmission system. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*. 2026. Vol. 39. 100099. <https://doi.org/10.1016/j.cjme.2025.100099>.

45 Sharma S. K., Sharma R. C., Choi Y., Lee J. Experimental and mathematical study of flexible–rigid rail vehicle riding comfort and safety. *Applied Sciences*. 2023. Vol. 13, Iss. 9. 5252. <https://doi.org/10.3390/app13095252>.

46 Dumitriu M. Numerical analysis on the influence of suspended equipment on the ride comfort in railway vehicles. *Archive of Mechanical Engineering*. 2018. Vol. 65, No. 4. P. 477–496. <https://doi.org/10.24425/ame.2018.125438>.

47 Çati Y., Düzgün M., Kracht F. E. Development of a new vertical dynamic model of a rail vehicle for the analysis of ride comfort. *Applied Sciences*. 2024. Vol. 14, Iss. 9. 3848. <https://doi.org/10.3390/app14093848>.

48 Bannikov D., Yakovlev S. Development of dynamic integral evaluation method of technical state of one-section electric locomotive body. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2020. Vol. 1, Iss. 7(103). P. 57–64. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2020.192468>.

49 Dižo J., Blatnický M., Harušinec J., Suchánek A. Assessment of dynamics of a rail vehicle in terms of running properties while moving on a real track model. *Symmetry*. 2022. Vol. 14, Iss. 3. 536. <https://doi.org/10.3390/sym14030536>.

50 Posseckert A., Lüdicke D. Ride comfort improvements on disturbed railroads using model predictive control. *Vehicles*. 2023. Vol. 5, Iss. 4. P. 1353–1366. <https://doi.org/10.3390/vehicles5040074>.

51 Dumitriu M., Mazilu T., Apostol I. I. Scale models to verify the effectiveness of the methods to reducing the vertical bending vibration of the railway vehicles carbody: Applications and design elements. *Applied Sciences*. 2023. Vol. 13, Iss. 4. 2368. <https://doi.org/10.3390/app13042368>.

52 Musayev J., Zhauyt A., Ismagulova S., Yussupova S. Theory and practice of determining the dynamic performance of traction rolling stock. *Applied Sciences*. 2023. Vol. 13, Iss. 22. 12455. <https://doi.org/10.3390/app132212455>.

53 Jia X., Yin Y., Wang W. Dynamic modeling, dynamic characteristics, and slight self-guidance ability at high speeds of independently rotating wheelset for railway vehicles. *Applied Sciences*. 2024. Vol. 14, Iss. 4. 1548. <https://doi.org/10.3390/app14041548>.

54 Oprea R. A., Tudorache C. M., Spiroiu M. A. Efficient wheel-rail stick-slip numerical modeling for railway traction vehicles. *Applied Sciences*. 2024. Vol. 14, Iss. 23. 11164. <https://doi.org/10.3390/app142311164>.

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до проведення практичних занять з освітнього компонента

«КОНСТРУКЦІЯ ТА ДИНАМІКА ЕЛЕКТРИЧНОГО РУХОМОГО СКЛАДУ»

Відповідальний за випуск Нерубацький В. П.

Редактор Ібрагімова Н. В.

Підписано до друку 05.10.2026 р.

Умовн. друк. арк. 4,75. Тираж . Замовлення № .

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

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