

ЗАЯВА

Я, Тимощук Олег Олександрович
(ПІБ повністю)

Студент групи 8-Інтер
Спеціальності 273 Залізничний транспорт
(код та назва спеціальності)

освітньої програми Інтероперабельність і безпека на залізничному транспорті
(назва освітньої програми)

Освітнього ступеня підготовки магістр

Заявляю, що моя випускна кваліфікаційна робота на тему:

Перспективи використання у сполученні Україна – ЄС західноєвропейських
візків Y25

виконана самостійно і в ній не міститься елементів плагіату. Всі запозичення з друкованих та електронних джерел мають відповідні посилання.

Прошу перевірити її на наявність академічного плагіату.

Я ознайомлений з чинним «Порядком перевірки кваліфікаційних випускних робіт здобувачів вищої освіти на виявлення текстових та графічних запозичень засобами перевірки на плагіат», згідно з якими виявлення плагіату є підставою для відмови в допуску випускної кваліфікаційної роботи до захисту.

Дата

Підпис

Керівник

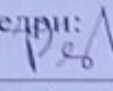
Підпис

Кузишин А.Я.

(ПІБ керівника)

НАЦІОНАЛЬНА ШКОЛА МАЙСТЕРНОСТІ І ПРОФЕСІЙ
СНАМ, ФРАНЦІЯ

«ДО ЗАХИСТУ ДОПУЩЕНО»

Завідувач кафедри: 
к.т.н., доцент Рейдемейстер О. Г.
(вчене звання, ступінь) (підпис) (ПІБ)
«14» 12 2021 р.

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
ДО ДИПЛОМНОЇ МАГІСТЕРСЬКОЇ РОБОТИ
на отримання ОКР «Магістр»

Спеціальність 273 «Залізничний транспорт»

Освітня програма «Інтероперабельність і безпека на залізничному транспорті»

Тема ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ У СПОЛУЧЕННІ УКРАЇНА – ЄС
ЗАХІДНОЄВРОПЕЙСЬКИХ ВІЗКІВ Y25

Виконав:


(підпис)

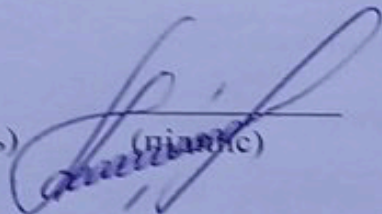
Тимошук О. О.

(прізвище, ім'я, по-батькові)

Керівник:

Phd

(вчене звання, ступінь)


(підпис)

Кузишин А. Я.

(прізвище, ім'я, по-батькові)

Львів-Дніпро

2021

				0032.206557.ДМР.2021.001	Арк.
№ докум	Підпис	Дата			1

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Дніпровський національний університет залізничного
транспорту імені академіка В. Лазаряна

НАЦІОНАЛЬНА ШКОЛА МАЙСТЕРНОСТІ І ПРОФЕСІЙ
СНАМ, ФРАНЦІЯ

«ДО ЗАХИСТУ ДОПУЩЕНО»

Завідувач кафедри:

д.т.н., професор _____ Капіца М. І.

(вчене звання, ступінь) (підпис) (ПІБ)

« ____ » _____ 2021 р.

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
ДО ДИПЛОМНОЇ МАГІСТЕРСЬКОЇ РОБОТИ
на отримання ОКР «Магістр»

Спеціальність 273 «Залізничний транспорт»

Освітня програма «Інтероперабельність і безпека на залізничному транспорті»

Тема **ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ У СПОЛУЧЕННІ УКРАЇНА – ЄС
ЗАХІДНОЄВРОПЕЙСЬКИХ ВІЗКІВ Y25**

Виконав:

(підпис)

Тимошук О. О.

(прізвище, ім'я, по-батькові)

Керівник:

Phd

(вчене звання, ступінь)

(підпис)

Кузишин А. Я.

(прізвище, ім'я, по-батькові)

Дніпро

2021

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
						1
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Дніпровський національний університет залізничного
транспорту імені академіка В. Лазаряна
Кафедра «Локомотиви та локомотивне господарство»

НАЦІОНАЛЬНА ШКОЛА МАЙСТЕРНОСТІ І ПРОФЕСІЙ
CNAM, ФРАНЦІЯ

«ДО ЗАХИСТУ ДОПУЩЕНО»

Завідувач кафедру:

д.т.н., професор _____ Капіца М.І.

(вч. звання, ступінь)

(підпис)

(ПІБ)

« ____ » _____ 2021 р.

ЗАВДАННЯ
НА ДИПЛОМНУ МАГІСТЕРСЬКУ РОБОТУ

Тимошук О.О.

(ПІБ)

- 1. Тема роботи** Перспективи використання у сполученні Україна – ЄС
західноєвропейських візків Y25
затверджено наказом по університету №166ст від «09» квітня 2021р.
- 2. Термін подачі студентом закінченої роботи** «10» листопада 2021 р.
- 3. Вихідні дані для роботи** Нормативно правові акти та нормативні документи в сфері залізничного рухомого складу, Директиви ЄС щодо залізничного транспорту, нормативні документи в сфері проектування та безпеки рухомого складу

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Назва розділу	Об'єм, %	Рекомендована кількість слайдів
Огляд методів дослідження динамічної взаємодії вантажного вагона з рейковою колією	20	2
Особливості будови візків вантажних вагонів України та країн Європейського Союзу	20	3
Моделювання динамічної поведінки основних конструктивних елементів вагону	40	4
Дослідження динамічних показників вантажного вагона на західноєвропейських візках Y25	20	3

Студент

Тимошук О. О.

Науковий керівник

Кузишин А. Я.

					0032.206557.MP.2021.001	Арк. 2
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

СПИСОК СКОРОЧЕНЬ І СЛОВНИК ТЕХНІЧНИХ ТЕРМІНІВ

АОМ	Аналого обчислювальна машина
ВНИИЖТ	Всесоюзный научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта
ЄС	Європейський Союз
ТСІ	Технічні специфікації інтероперабельності
ASF	American Steel Foundries
УМ	Універсальний механізм
EN	Європейська норма

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		3

ЗМІСТ

ВСТУП	6
I. ОГЛЯД МЕТОДІВ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНОЇ ВЗАЄМОДІЇ ВАНТАЖНОГО ВАГОНА З РЕЙКОВОЮ КОЛІСЮ	7
1.1 Огляд теоретичних методів дослідження динаміки вагонів	7
1.2 Огляд експериментальних методів дослідження динамічних властивостей рухомого складу	17
1.3 Огляд нормативних документів щодо відповідності динамічних показників рухомого складу в Україні та країнах ЄС	19
Висновки до розділу 1	21
II. ОСОБЛИВОСТІ БУДОВИ ВІЗКІВ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ УКРАЇНИ ТА КРАЇН ЄВРОПЕЙСЬКОГО СОЮЗУ	22
2.1 Призначення та класифікація візків	22
2.2 Особливості будови вантажного візка моделі 18-100.....	26
2.3 Візки моделі 18-100М та 18-578	32
2.4 Аналіз закордонних конструкцій візків вантажних вагонів	37
Висновки до розділу 2.....	46
III. МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНОЇ ПОВЕДІНКИ ОСНОВНИХ КОНСТРУКТИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ВАГОНУ	47
3.1 Загальні положення	47
3.2 Коливання рухомого складу. Види збурень.....	52
3.3 Характеристики елементів з'єднання.....	59
3.4 Стійкість руху і рівновага динамічних систем.....	65
Висновки до розділу 3.....	68

					0032.206557.MP.2021.001					
Вим	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата	Перспективи використання у сполученні Україна – ЄС західноєвропейських візків Y25			Літ	Аркуш	Аркушів
Розробив		Тимошук О.О.							4	
Перевірив		Кузишин А.Я.								
Н. контр.										
Затвердив		Капіца М.І.								

IV. ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ВАНТАЖНОГО ВАГОНА НА ЗАХІДНОЄВРОПЕЙСЬКИХ ВІЗКАХ Y25.....	69
4.1 Аналіз динамічних властивостей візків Y25.....	69
Висновки до розділу 4.....	79
ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ	80
БІБЛІОГРАФІЯ.....	82
СПИСОК РИСУНКІВ	89
СПИСОК ТАБЛИЦЬ.....	91
АНОТАЦІЯ І КЛЮЧОВІ СЛОВА.....	92

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		5

ВСТУП

Уже понад 50 років вантажні вагони експлуатуються на візках моделі 18-100, які, спочатку, були спроектовані під осьове навантаження 20,5 т. За цей час осьове навантаження без внесення будь-яких серйозних змін у конструкцію візка було збільшено до 23,5 т. Однак, зі збільшенням навантаження на вісь режим роботи візків почав відрізнятися від розрахункового і стали проявлятися конструктивні недоліки, які призводять до виникнення значних сил у зоні контакту колеса і рейки, інтенсивного і нерівномірного зносу пар тертя, коливань вагона, що недостатньо демпфуються у процесі його руху.

Протягом останніх років багато науково-дослідних та конструкторських організацій вирішують це завдання шляхом створення вантажних вагонів нового покоління з підвищеними осьовими навантаженнями і збільшеним міжремонтним пробігом. Основні конструктивні рішення, до яких вдається вагонобудівна промисловість при створенні візків нового покоління це застосування пружних адаптерів між буксою і боковиною, ковзунів постійного контакту, білінійного ресорного підвішування та ін.

Досвід експлуатації показує, що існуюча традиційна схема опирання кузова, надбуксова ступінь і ресорне підвішування не забезпечують безпечну експлуатацію рухомого складу, що проявляється в підвищеній чутливості до впливу і втрати стійкості під час руху на прямих та кривих ділянках колії. Тому актуальним постає питання перспектив використання у сполученні Україна – ЄС західноєвропейських візків Y25 відповідно до вимог інтероперабельності.

Об'єктом дослідження в даній роботі є вітчизняні візки 18-100 та західноєвропейські Y25, які використовуються у вантажному русі.

Предметом дослідження являються основні динамічні показники західноєвропейських візків Y25 відповідно до технічних специфікацій інтероперабельності (ТСІ).

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		6

РОЗДІЛ І. ОГЛЯД МЕТОДІВ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНОЇ ВЗАЄМОДІЇ ВАНТАЖНОГО ВАГОНА З РЕЙКОВОЮ КОЛІЄЮ

1.1 Огляд теоретичних методів дослідження динаміки вагонів

Створення нових типів рухомого складу для перевезення вантажів є неможливим без ретельного вивчення динамічних характеристик конструкцій, що проектуються та створюються.

В основі сучасних методів дослідження динаміки рухомого складу та взаємодії його з верхньою будовою колії лежать теоретичні та експериментальні роботи, виконані Н.Е. Жуковським, О.М. Криловим, С.П. Тимошенко, В.А. Лазаряном, А.А. Поповим, І.І. Човноковим, М.А. Фрішманом, Н.П. Петровим, М.В. Винокуровим, Г.М. Шахунянцем.

Великий внесок у розвиток динаміки рухомого складу зробили С.М. Андрієвський, Є.П. Блохін, І.В. Бірюков, М.Ф. Веріго, С.В. Вершинський, Л.О. Грачова, В.М. Данилов, В.Д. Данович, О.П. Єршков, В.М. Іванов, І.П. Ісаєв, Н.А. Ковальов, А.А. Камаєв, В.А. Камаєв, Л.А. Кальницький, М.Л. Коротенко, О.Я. Коган, В.М. Котуранов, Н.М. Кудрявцев, С.М. Куценко, Л.О. Манашкін, В.Б. Медель, В.Ф. Ушкалов, Л.А. Шадур, В.Д. Хусідов. Щодо закордонних вчених то розвитку посприяли роботи таких вчених як, Картер, Хейман, Кейн, Фромм, Бухлі, Лабрійн, Мюллер, Кофман та ін.

Багато робіт є присвячено питанню взаємодії колісної пари з рейковою колією, а також взаємодії рухомого складу з рейковою колією в цілому [1-20].

Роботи [21-30] присвячені безпосередньо питанню стійкості рухомого складу від сходу з рейок, опрокидування в кривих ділянках колії та питанню стійкості колісної пари.

У роботах [22, 29-34] описуються візки вантажних вагонів, які розроблялися, знаходяться в експлуатації, проходять випробування та рекомендуються до експлуатації, описуються варіанти модернізації ходових частин, шляхи подальшого вдосконалення конструкції, наводиться порівняння

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		7

відомих конструкцій візків.

У роботах [35-37] описуються відомі конструкції ковзунів візків вантажних вагонів, проводиться їх порівняння, відзначено досвід експлуатації. Відомі також конструкції ковзунів, на які було отримано патенти, проте з певних причин частина зазначених розробок серійно не випускається, інша частина випускається серійно і зустрічається в експлуатації, а третина є перспективними розробками, які на даний час серійно не випускаються з ряду причин.

Крім фундаментальних робіт, виконаних у другій половині минулого століття, в останні десятиліття напрацьовано багато робіт, присвячених дослідженню динаміки вантажних вагонів з різними варіантами ходових частин (візок моделі 18-100 модернізований, візок моделі 18-578 та ін), різними схемами передачі навантаження від кузова на ходові частини та ін. [8, 16, 23, 32, 37].

У роботі [8] було проведено дослідження щодо визначення раціональних величин вертикальної жорсткості пружного елемента ковзуна постійного контакту для різних режимів завантаженості вагона під час руху в прямих та кривих ділянках колії. Результати дослідження показують, що збільшення вертикальної жорсткості пружного елемента ковзуна постійного контакту викликає збільшення критичної швидкості руху. Автор роботи стверджує, що величина критичної швидкості вагона з типовими ковзунами становить від 65 до 82 км/год, а вагона з пружними ковзунами постійного контакту при жорсткості пружного елемента $1 \cdot 10^6$ Н/м збільшується до 94 – 114 км/год. В роботі [38] уточнюються критичні швидкості вагона з пружними ковзунами постійного контакту при жорсткості пружного елемента $1 \cdot 10^5$ Н/м, які становлять від 86 до 108 км год.

Результати ходових динамічних випробувань порожніх вантажних вагонів під час руху в прямій та кривій радіусом 300 м, наведено у роботі [16]. У даній роботі описується вплив моменту опору повороту візка та вплив сумарного зазору у ковзанах на динамічні показники порожніх вагонів. Встановлено, що зменшення сумарного зазору між ковзунами обох візків вагона нижче 4 мм

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		8

призводить до зростання рамних сил в прямій ділянці колії до 30%, а в кривій – до 38%. Також відзначено, що при сумарному зазорі 30 мм горизонтальні і вертикальні прискорення кузова зросли на 10 – 12%, а рамні сили – лише з 5%.

В роботі [39] зазначено, що застосування пружних ковзунів постійного контакту сприяє зниженню рівня напружень у зоні нижнього пояса надресорної балки візка, а також у зоні концентрації напружень у місці кріплення ковзуна до верхнього поясу, зменшується напружений стан у зоні опорної плити підп'ятника, що призводить до зростання довговічності надресорної балки візка.

У роботі [40] було досліджено рух порожнього піввагону та досліджено вплив відступів ходових частин від їх норм утримання на безпеку руху. Авторами роботи зазначено, що поперечне зміщення центру ваги кузова порожнього напіввагону до 75 мм потребує обмеження швидкості до 65 км/год, і зроблено висновки, що конструкційна швидкість порожніх напіввагонів повинна становити від 65 до 70 км/год, інакше створюються передумови втрати стійкості рухомого складу. Також автори стверджують, що при коефіцієнті тертя на п'ятниках і ковзунах менше ніж 0,3 для порожнього піввагону настає небезпечний режим руху навіть у прямих ділянках залізничної колії.

Широко відомо, що на залізницях завжди прагнули і прагнуть зменшувати коефіцієнт тертя у шкворневому вузлі. У минулому столітті для цієї мети на рухомому складі (як на вагонах, так і на локомотивах) застосовувалися спеціальні пристрої із системою подачі масла на ковзуни та підп'ятник.

Після відмови від рідкого мастила на вітчизняних залізницях перейшли до мастила консистентного, яке наноситься на ковзуни та підп'ятники вагонів при планових та позапланових видах ремонту відповідно до вимог затверджених технологічних процесів на ремонт ходових частин.

У роботі [41] проведено дослідження вертикальної динаміки восьмивісних вагонів з різними схемами ходових частин і різними схемами спирання кузова на ходові частини. Також представлена схема гідравлічної системи опирання кузова на двовісні візки. Авторами роботи зроблено висновок, що застосування

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		9

подібної гідравлічної системи опирання дозволяє знизити коефіцієнт вертикальної динаміки обресорених елементів на 36% порівняно з типовою схемою опирання.

Основними підходами сучасних методів дослідження динамічних якостей рухомого состава можна назвати: експериментальні дослідження на натурних зразках рухомого складу; експериментальні дослідження на фізичних моделях рухомого складу чи їх вузлів; аналітичні методи дослідження; методи електронного моделювання та методи цифрового моделювання.

Вибір одного з вище перерахованих підходів обумовлений великою кількістю обставин, до яких насамперед слід віднести: мета досліджень; наявність матеріальної бази щодо досліджень; досвід та кваліфікація фахівців, які беруть участь у роботі тощо. Очевидно, при вирішенні кожної конкретної задачі може бути застосований комплексний підхід з використанням різних методів, однак, здебільшого, критерієм істини є експеримент на натурних зразках вагонів.

Експериментальні дослідження вимагають великих матеріальних витрат та наявності натурних об'єктів для випробувань. Ці обставини сприяли з того, що на перших етапах розвитку залізничного транспорту найбільшого розвитку отримали аналітичні методи дослідження динаміки рухомого складу.

Аналітичні методи досліджень динаміки залізничних екіпажів базуються на досягненні теоретичної механіки та вищої математики. Екіпаж приймається як система твердих тіл з накладеними зв'язками. Поведінка такої системи описується диференціальними рівняннями, аналіз яких проводиться для певних станів системи. Розв'язок системи знаходять у замкнутій аналітичній формі. Використовуючи отримані аналітичні вирази, можна досить просто виявити вплив окремих параметрів екіпажу на його динамічні показники. До найбільш відомих робіт у галузі динаміки рухомого складу, виконаних з використанням такого підходу, можна віднести роботи В.М. Данилова, О.П. Єршкова, Картера, Н.А. Ковальова, В.А. Лазаряна, В.Б. Медея, Рокарда, Хеймана.

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		10

Застосування аналітичних методів дослідження динамічних якостей рухомого складу можливе лише за певної ідеалізації розрахункових моделей. До найбільш поширених припущень при цьому відноситься можливість рівнозначної заміни нелінійного зв'язку в екіпажі зв'язком з еквівалентною лінійною характеристикою. Рухомий складу в цьому випадку може бути представлений у вигляді спрощеної чи досить складної моделі. Використання спрощених розрахункових моделей для дослідження впливу певного параметра може призвести до необґрунтованих висновків та вимагає обов'язкової перевірки на натурному зразку екіпажу.

Використання різних критеріїв оцінки розв'язання диференціальних рівнянь призвело до появи терміна критичної швидкості. Розглядаючи різні види плоских коливань, виявляється, можна отримати різні «критичні» швидкості та, відповідно, різні рекомендації щодо проектування екіпажу. Один дослідник при цьому може рекомендувати проектувати екіпаж так, щоб його робочі швидкості були нижчими за критичну, а інший – навпаки.

Дуже важливим моментом при оцінці динамічних якостей екіпажу, що проектується, є дослідження впливу періодичних нерівностей, що моделюють колію. Останнім часом для аналізу лінійних систем при випадковому збуренні широко використовується кореляційно-спектральна теорія.

При дослідженні задач динаміки рухомого складу застосовується теорія стійкості руху, заснована на працях А.М. Ляпунова. Досить цікавим є запропонований у цих роботах метод обліку нелінійностей, обумовлених впливом сил сухого тертя в демпферах і взаємодії коліс з рейками.

Великий вплив на розрахункову модель екіпажу і спосіб дослідження цієї моделі має спосіб представлення збурення.

При визначенні збурень слід розрізняти їх за впливом на екіпаж у різних площинах. У зв'язку з тим, що рухомий склад може рухатися в прямих та кривих ділянках колії, широко відомий ряд робіт, присвячених вивченню характеристик колії для відповідних ділянок [1, 9, 10, 12, 13, 21, 26]. У більшості з перерахованих

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		11

робіт викладено результати експериментальних досліджень. Вимірювання характеристик колії проводяться при цьому за показаннями датчиків які встановлені на елементах колії під час руху рухомого складу, за величинами вимірювань геометричних нерівностей колії за допомогою теодолітів або нівелірів, за показаннями тензOMETричних схем, наклеєних на спеціальній підготовленій колісній парі.

Різні способи визначення збурень та надзвичайно широкий клас завдань, що виникають перед проведенням дослідження, не дають можливості визначити єдиний вид збурення, придатний для всіх випадків. Крім того, слід мати на увазі, що характер збурень, що впливають на рухомий склад, залежить також від динамічних параметрів досліджуваного екіпажу. До таких параметрів насамперед слід віднести величину статичного прогину і характеристику демпфера ресорних комплектів, величини статичного навантаження на вісь, бази візків і вагона, величини моментів інерції кузова щодо центру мас або відповідних осей симетрії і т.д.

Експериментальні та теоретичні дослідження, виконані у багатьох наукових організаціях та опубліковані у наукових працях, дозволяють проаналізувати різні тенденції у формуванні розрахункових моделей колії чи способів моделювання збурень при дослідженні динамічних якостей рухомого складу.

При дослідженні задач динаміки рухомого складу теоретичними методами зазвичай розглядають рух характерними ділянками колії: в прямих, кривих змінного радіуса або по кругових кривих. Крім того, найчастіше розглядаються коливання лише у певній площині. Ці обставини зумовлюють існування багатьох розрахункових моделей колії.

Для дослідження вертикальних коливань можуть використовуватись періодичні геометричні нерівності або детерміновані неперіодичні геометричні нерівності абсолютно жорсткої колії. Колія може розглядатися як система незв'язаних між собою пружних елементів (Вінклерівська основа) з постійною

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		12

або змінною довжиною по довжині жорсткістю таких елементів. У деяких роботах розрахункові моделі колії значно ускладнюються і є балкою, що лежить на пружній основі з різним ступенем складності елементів пружної основи. Деякі такі моделі дають змогу дослідити параметричні коливання екіпажу. В окремих випадках інформацію про характеристики колії подають у вигляді спектра вертикальних геометричних нерівностей.

Для дослідження задач коливального руху та динамічних якостей екіпажу в кривих, колія представляється у вигляді геометричних нерівностей з різними параметрами або у вигляді балки, що має певну жорсткість у горизонтальній площині.

Твердження окремих дослідників про відсутність певної форми вертикальної динамічної нерівності колії і про те, що її збурюючий вплив на динаміку екіпажу, що рухається, є випадковим і тому підкоряється лише ймовірнісним закономірностям, не можна відносити повною мірою до ланкової колії. Проведений ряд досліджень у науково-дослідних організаціях показують, що для вирішення завдань взаємодії колії та рухомого складу доцільно застосовувати детерміновану нерівність, що відповідає за довжиною рейкової ланці з випадковою зміною у відомому діапазоні вертикальної жорсткості рейки відповідно до періодичності розміщення шпальних ящиків.

Способи моделювання рухомого складу також залежать від мети дослідження. При дослідженні руху вагонів кривими ділянками колії розглядається декілька розрахункових моделей з різною схемою передачі навантаження від кузова на ходові частини. Методики таких досліджень опубліковані в роботах [2, 26, 42]. У роботі [42], прийнято, що кузов вагона спирається на візок у точці. Дослідження динаміки рухомого складу під час проходження кривих ділянок колії з використанням даної моделі, очевидно, призводить до помилкових результатів.

Також авторами описується розрахункова модель, при якій на кожне колесо візка діє постійна однакова вертикальна сила, що також очевидно призводить до

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		13

спотворення результатів розрахунку. Описані теоретичні розрахункові моделі були спростовані результати проведення випробувань вагонів.

За результатами випробувань, спрямованих на дослідження стійкості вагонів, теоретичні методи було переглянуто і сформульовано новий метод оцінки динаміки вагонів під час проходження кривих ділянок колії [43]. Дана розрахункова модель найбільш наближена до реальних умов експлуатації рухомого складу і включає значну кількість факторів, які раніше не розглядалися.

При проведенні теоретичних досліджень динаміки рухомого складу складність розрахункової моделі екіпажу та колії в першу чергу обумовлена певними завданнями досліджень, загальним розвитком науки на даному етапі, наявністю матеріальної бази для проведення робіт.

Так, наприклад, до 60-х років минулого століття для вирішення завдань динаміки рухомого складу переважно застосовувалися аналітичні методи. Однак ці методи базувалися на обмежених можливостях дослідження лінійних рівнянь, що не дозволяло враховувати в розрахункових моделях значну частину важливих конструктивних особливостей, властивих рухомому складу.

Поява аналогових та цифрових обчислювальних машин посприяло бурхливому розвитку теоретичних методів дослідження динаміки рухомого складу. Цьому сприяло розвиток матеріальної бази для експериментальних досліджень динаміки й у першу чергу створення машинних комплексів отримання та обробки експериментальних даних із використанням магнітографів.

Застосування аналогових обчислювальних машин (АОМ) для вирішення завдань динаміки рухомого складу дозволило враховувати основні конструктивні особливості екіпажів, що вивчаються, та мають нелінійні характеристики в'язей. Однак обмежена потужність аналогових машин і достатня складність моделювання нелінійних характеристик і змінних коефіцієнтів вимагають введення певних припущень щодо коливань

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		14

багатомасових систем, що дає можливість отримання лише якісного вирішення завдання, не завжди прийнятної при проектувальних розрахунках.

Зазвичай методи динаміки застосовуються під час вирішення наступних основних практичних завдань:

- вибір раціональних (оптимальних) параметрів ходових частин вагона при заданих умовах руху по прямих ділянках колії або в кривій;

- оцінка динамічних якостей проектного або існуючого екіпажу за показниками, що нормуються (коефіцієнти вертикальної динаміки, величини горизонтальних рамних сил, показники плавності ходу, рівень прискорень, коефіцієнт запасу стійкості колісної пари тощо);

- визначення динамічних напружень в елементах ходових частин або кузова з оцінкою напруженого стану елементів, що вивчаються в умовах експлуатації або з оцінкою втомної міцності, а також для розрахунку показників надійності;

- дослідження питань взаємодії рухомого складу та елементів колії, включаючи мости;

- задачі з дослідження енергетичних витрат під час руху рухомого складу, розрахунку зносостійкості або терміну служби елементів, що труться, в елементах ходових частин і т.д.

Перераховані вище практичні завдання здебільшого вимагають певного підходу під час проведення досліджень теоретичними методами. При цьому особливості теоретичного методу в першу чергу повинні бути обумовлені специфікою вирішуваного практичного завдання, а його цінність повинна визначатися достовірністю отриманих результатів, підтверджених результатами цілеспрямованого експерименту.

При вирішенні завдань щодо вибору раціональних параметрів ходових частин та оцінки динамічних якостей екіпажу, кузов та елементи ходових частин зазвичай представляють у вигляді абсолютно твердих тіл. Ідеалізація екіпажу для вивчення певних видів коливань, а також розгляд плоских моделей були

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		15

виправдані на етапі відсутності потужної обчислювальної техніки, але в даний час повинні бути ретельно обґрунтовані.

Для певного класу завдань необхідно враховувати згинальні коливання елементів кузова чи коливання вантажу, що знаходиться у кузові. Застосування методів статистичної механіки при дослідженні динамічних якостей рухомого складу вимагає певної ідеалізації розрахункової моделі, у першу чергу, лінеаризації нелінійних характеристик в'язей. Існуючі способи лінеаризації дозволяють дуже ефективно використовувати методи статистичної механіки для вирішення важливих практичних завдань, включаючи задачі оптимізації параметрів ресорного підвішування.

Однак сучасний вантажний вагон є механічною системою з суттєво нелінійними в'язями. Коливання такої системи описуються нелінійними диференціальними рівняннями. До типових нелінійностей, що обумовлюються конструкцією вагона, належать: сили сухого тертя в ресорах, зазори, наявність плоских опорних поверхонь у п'ятниках, можливість тимчасового заклинювання в'язей, змінна конусності обода колеса, нелінійні пружні характеристики ресор і т.д.

Практика досліджень динаміки восьмивісних вагонів показала, що необґрунтована ідеалізація досліджуваної моделі призводить до значних спотворень результатів і часто до помилкових висновків. Для прикладу, у роботі [42] показано, що результати досліджень динаміки, отримані за двома розрахунковими схемами напіввагонів, в одній з яких спирання кузова на візок відбувається в точці, а в іншій через плоский п'ятник, різняться на 20-50%. На думку автора роботи [1], не можна навіть приблизно описати в рамках лінійної теорії поперечні коливання кузова на ресорах, так як при цьому не враховуються перевалка кузова на плоскому п'ятнику і зазори в ковзунах. Експериментальні та теоретичні дослідження, які виконані у ВНИИЖТ, показали, що при вирішенні завдань щодо вибору раціональних параметрів ходових частин та оцінки динамічних якостей рухомого складу можуть застосовуватися певні види нерівностей, які є найбільш несприятливими для екіпажу, що вивчається. Процес

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		16

випробувань можна прискорити, якщо на експериментальному полігоні створити штучні нерівності необхідної величини та випробувати на них дослідний рухомий склад. Таким чином, результати експериментальних досліджень показують можливість застосування детермінованих нерівностей при дослідженні динамічних якостей екіпажів. Такий підхід цілком можливий і при проведенні теоретичних досліджень, які проводяться при вирішенні перерахованих вище практичних завдань. Моделюючи різні види збурень можна вивчати на просторовій розрахунковій моделі різні види плоских або просторових коливань, що дозволяє в подальшому зробити висновки про межі застосування спрощених розрахункових моделей вивчення коливань багатовісного вагона. З аналізу сучасних теоретичних методів, які застосовуються при дослідженні завдань динаміки рухомого складу, випливає, що розрахункові моделі екіпажів більше ускладнюються з метою врахування важливих конструктивних особливостей, включаючи нелінійні характеристики в'язей. При вирішенні конкретних задач дослідження динаміки рухомого складу переважно не потрібно створення складних математичних моделей, а достатньо застосування спрощеної схеми.

1.2. Огляд експериментальних методів дослідження динамічних властивостей рухомого складу

Немає значної потреби наводити особливі докази того, що будь-який, найдосконаліший, теоретичний метод є наближеним. Тому поряд з теоретичними методами дослідження динамічних якостей рухомого складу застосовуються експериментальні методи. У цьому випадку можливі два основні підходи, які включають експериментальні дослідження на моделях та експериментальні дослідження на натурних об'єктах.

Експериментальні дослідження динамічних якостей рухомого складу на моделях із застосуванням спеціальних стендів дозволяють за невеликих матеріальних витрат виявити вплив того чи іншого параметра. Експериментальні

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		17

дослідження на моделях у поєднанні з теоретичними методами дозволяють прогнозувати динамічні якості вагонів з урахуванням розрахункового терміну служби окремих елементів або прогнозувати величину зношування елементів, що труться, за певний термін служби.

Як недоліки цього методу слід відзначити складність моделювання комплексу збурень, певну складність виготовлення моделей і, як наслідок, можливість невідповідності параметрів моделі та натурального зразка вагона і, відповідно, відмінність результатів випробувань моделі та натурального вагона. Створення різних стендів, включаючи каткові станції, дозволяє проводити експериментальні дослідження на натурних об'єктах без виходу магістральні ділянки колії. Дослідження динаміки на натурних зразках вагонів дозволяє отримати найдостовірніші результати, але вони можливі лише за наявності дослідних зразків. Як недоліки цього методу можна відзначити велику трудомісткість і, відповідно, високу вартість робіт, тривалість проведення випробувань та певну складність створення критичних режимів під час проведення випробувань. Крім того, дослідний зразок вагона часто може мати параметри, що відрізняються від розрахункових, що може вносити корективи до результатів випробувань.

Оснащення наукових організацій, що займаються проведенням експериментальних досліджень динаміки рухомого складу, сучасними засобами реєстрації та обробки експериментальних даних дозволило отримати значну кількість цікавих результатів, які суттєво вплинули на рівень теоретичних розробок.

Експериментальні дослідження динаміки рухомого складу, так само як і теоретичні дослідження, в залежності від цілей практичних завдань, що вирішуються, проводяться з використанням різних методичних положень. Комплексні дослідження процесів взаємодії рухомого складу та колії, за результатами яких встановлюються допустимі швидкості руху можливі тільки при одночасній реєстрації показань датчиків на колії та на рухомому складі. Дослідження з оцінки динамічних якостей певного типу рухомого складу

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		18

можуть бути проведені без реєстрації показань датчиків встановлених на колії, але в цьому випадку доцільно проводити порівняльні випробування, використовуючи як зразок вагон, динамічні якості якого добре вивчені. Такі випробування можуть проводитися як на магістральних ділянках колії, так і на певних полігонах, маючи регламентовані нерівності колії.

Завдання, пов'язані з визначенням динамічних напружень, що виникають в елементах несучої конструкції вагона або спектрів прискорень, що діють на вантаж, що перевозиться, вимагають тривалої реєстрації динамічних процесів при русі з експлуатаційними швидкостями на магістральних ділянках колії.

Залежно від практичних завдань, які вирішуються під час випробувань, застосовуються різні методи обробки експериментальних даних. В одному випадку достатньо отримати максимальні або мінімальні величини у кожному дослідному експерименті, а в іншому випадку потрібна обробка з використанням методів математичної статистики.

Іноді динамічні показники рухомого складу можуть уточнюватися за результатами тривалих експлуатаційних випробувань конкретних типів рухомого складу на замкнутих полігонах. У цьому випадку на робочих поверхнях певних елементів колії або вагона повинні періодично проводитися вимірювання, а знос залежно від часу експлуатації характеризуватиме певною мірою працездатність конструкції.

Аналізуючи роботи, присвячені динаміці вантажних вагонів, можна відзначити, що поряд з оцінкою динамічних якостей існуючих конструкцій основні зусилля дослідників спрямовані на пошук раціональних параметрів ходових частин та дослідження можливостей створення нових схем ходових частин.

1.3. Огляд нормативних документів щодо відповідності динамічних показників рухомого складу в Україні та країнах ЄС

В країнах ЄС відповідність конструкції рухомого складу динамічним показниками забезпечується при виконанні вимог нормативного документа

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		19

EN 14363:2005 [44].

Основною вимогою нормативного документу EN 14363:2005 є те, що коефіцієнт розвантаження колеса колісної пари не повинен перевищувати нормативного значення 0,6.

Відповідність конструкції ходових частин рухомого складу за динамічними показниками в Україні визначається за вимогами нормативної літератури [45], використовуючи наступні ознаки:

- для першого ступеня ресорного підвішування:
 - максимальне значення коефіцієнта вертикальної динаміки не повинно перевищувати 0,35;
 - коефіцієнт горизонтальної динаміки не повинен перевищувати 0,3.

Порівнюючи вищенаведені показники, які оцінюють динамічні властивості рухомого складу спостерігається, що вимоги норм України є більш жорсткішими у порівнянні з вимогами норм країн Європейського Союзу.

Формула для визначення коефіцієнта вертикальної динаміки, відповідно до вітчизняних має наступний вигляд:

$$K_D = \left(\frac{0.006}{f_{ст}} \pm 0.007 \right) \cdot \sqrt{V} \quad (1)$$

де $f_{ст}$ – загальний статичний прогин ресорного підвішування;

V – швидкість руху рухомого складу.

Знак « \leftrightarrow » для елементів кузова, а знак « $+$ » для обресорених елементів візка.

На основі прогинів ресорного підвішування можна визначити коефіцієнти вертикальної K_D^B та горизонтальної $K_D^Г$ динаміки за наступними формулами:

$$K_D^B = \frac{\Delta_D^B}{\Delta_{ст}} \quad (2)$$

$$K_D^Г = \frac{\Delta_D^Г}{\Delta_{ст}} \quad (3)$$

або виходячи із сил F , які виникають в ресорному підвішуванні:

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
						20
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

$$K_{\text{Д}}^{\text{В}} = \frac{F_{\text{Д}}^{\text{В}}}{F_{\text{ст}}} \quad (4)$$

$$K_{\text{Д}}^{\text{Г}} = \frac{F_{\text{Д}}^{\text{Г}}}{F_{\text{ст}}} \quad (5)$$

Нижній індекс «д» відповідає показникам динаміки, а «ст» – статичні. Індекс «в» мають вертикальні прогини, а «г» – горизонтальні.

Висновки до розділу 1

– розглянуто актуальність питання щодо зменшення силового впливу рухомого складу на рейкову колію шляхом використання західноєвропейських візків Y25 у сполученні Україна – ЄС;

– проаналізовано теоретичні та експериментальні методи дослідження динамічних властивостей вантажних вагонів;

– на основі порівняння вимог нормативних документів встановлено, що норми країн ЄС є більш жорсткими у порівнянні з відповідними нормами, які використовуються в Україні.

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		21

РОЗДІЛ II. ОСОБЛИВОСТІ БУДОВИ ВІЗКІВ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ УКРАЇНИ ТА КРАЇН ЄВРОПЕЙСЬКОГО СОЮЗУ

2.1 Призначення та класифікація візків

Візки – ходові частини вагона. Вони повинні забезпечувати безпеку руху вагона рейковою колією з необхідною швидкістю та найменшим опором руху.

Візки складаються зазвичай з наступних основних частин:

- колісних пар;
- буксових вузлів;
- ресорного підвішування, рами;
- надресорної балки з опорами кузова;
- гальмівної передачі.

У конструкціях трьох- і чотиривісних візків можлива наявність інших частин – з'єднуючої балки, шкворневої балки, балансирів та ін.

Візки вагонів класифікуються за такими ознаками:

- призначення;
- кількість осей;
- особливостями ресорного підвішування;
- способу передачі навантаження від кузова на ходові частини;
- способу передачі навантаження від надресорної балки на раму візка;
- влаштуванню буксового елемента та конструкції рами.

За призначенням візки поділяються на вантажні та пасажирські. Візки пасажирських вагонів зазвичай відрізняються від візків вантажних вагонів наявністю люльочного пристрою та двох ступенів підвішування.

За кількістю осей візки бувають дво-, три-, чотиривісні та багатовісні. Найбільшого поширення набули двовісні візки.

За способом передачі навантаження від кузова розрізняють візки з опиранням кузова:

- на підп'ятник візка (рис. 1, а);

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		22

- на підп'ятник та пружні фрикційні ковзуни (рис. 1, б);
- безпосередньо на ковзуни (рис. 1, в);
- на пружні елементи візка (рис. 1, г).

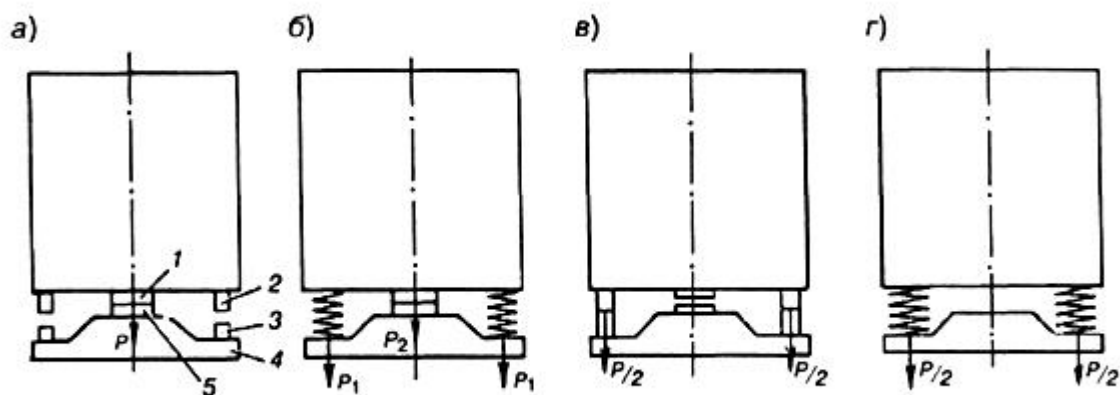


Рисунок 1 – Схеми передачі навантаження від кузова на візки:

- а – через підп'ятник; б – підп'ятник та пружні ковзуни; в – ковзуни;
 г – центральне ресорне підвішування; 1 – п'ятник кузова; 2 – ковзун кузова;
 3 – ковзун візка; 4 – надресорна балка; 5 – підп'ятник надресорної балки

Перший та другий способи застосовують у вантажних вагонах. При цьому наявність пружних фрикційних ковзунів забезпечує гасіння коливань бокового хитання кузова та виляння візка. Третій спосіб характерний для пасажирських вагонів локомотивної тяги. Його переваги – високі ходові якості за рахунок гасіння коливань виляння візка та виключення бокового хитання кузова. Четвертий спосіб використовується у швидкісних пасажирських вагонах та вагонах дизель-поїздів.

За способом передачі навантаження від надресорної балки на раму розрізняють візки:

- з безпосередньою передачею навантаження на дві бокові рами (рис. 2, а);
- через пружні елементи (рис. 2, б, г);
- через пружні елементи, встановлені в люльці (рис. 2, в).

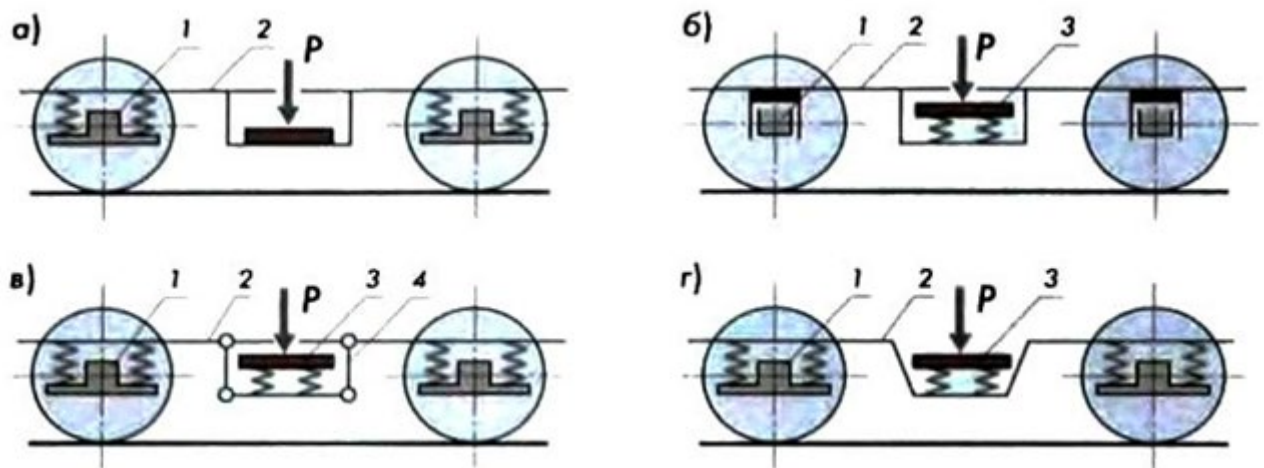


Рисунок 2 – Схеми ресорного підвішування вагонів

а – буксове; б) центральне; в) подвійне: буксове та центральне люльочне;
 г) подвійне: буксове та центральне безлюльочне

Перший спосіб застосовується у візках вантажних вагонів з буксовим підвішуванням, другий – у візках вантажних вагонів з центральним підвішуванням і у візках пасажирських вагонів з безлюльочним центральним ступенем підвішування, третій – у візках пасажирських вагонів з люльочним центральним ступенем підвішування.

За способом з'єднання рами з буксами візки бувають:

з щелепним з'єднанням (рис. 3, а) – з вільним опиранням рами на букси та обмеженням переміщень букс щодо рами за рахунок спрямовуючих щелеп (у візках вантажних вагонів);

з пружним щелепним з'єднанням (рис. 3, б) – з опиранням рами на букси через пружні елементи (у візках вантажних вагонів);

з пружним балансірно-щелепним з'єднанням (рис. 3, в) – з опиранням рами на букси через пружини та балансири (у візках вагонів електропоїздів);

з пружним шпінтонно-безщелепним з'єднанням (рис. 3, г) – з опиранням рами на кронштейни корпусу букси через пружини та наявністю спеціальних пристроїв – шпінтонів, що обмежують переміщення букс у горизонтальній площині (у візках пасажирських вагонів);

Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата

з пружним повідково-безщелепним з'єднанням (рис. 3, д) – з опиранням рами на кронштейни корпусу букси через пружини та наявністю додаткового зв'язку між ними у вигляді поздовжніх повідків (у візках швидкісних пасажирських вагонів);

з пружним важільно-безщелепним з'єднанням (рис. 3, е) – з опиранням рами на кронштейн корпусу букси через пружину з одного боку та наявністю зв'язку її з важелем корпусу букси з іншого боку (у візках вагонів дизель-поїздів).

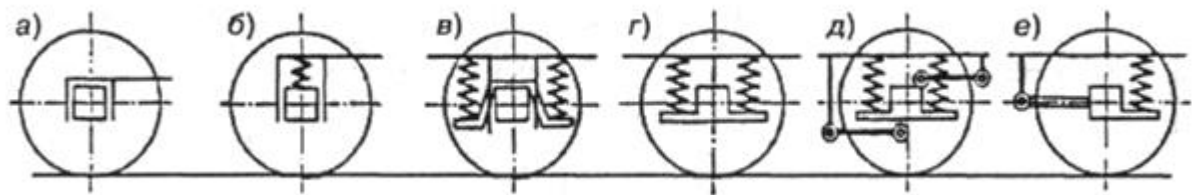


Рисунок 3 – Схеми з'єднання рами візка з буксами:

а – з щелепним з'єднанням; б – з пружним щелепним з'єднанням; в – із пружним балансирно-щелепним з'єднанням; г – з пружним шпінтонно-безщелепним з'єднанням; д – з пружним повідково-безщелепним з'єднанням; е – з пружним важільно-безщелепним з'єднанням

Конструкція з'єднання колісної пари з рамою візка значною мірою впливає на величину горизонтальних поперечних сил і як наслідок виляння колісних пар.

За конструкцією рами візки розрізняють з однією жорсткою штампозварною рамою і з двома литими боковими рамами, нежорстко пов'язаними між собою.

До параметрів, що характеризують техніко-економічні показники візків, належать:

- власна маса;
- база (відстань між центрами крайніх осей у дво- та тривісних візках та між серединами ресорних комплектів зчленованих візків для чотиривісних);

- тип та параметри ресорного підвішування;
- відстань від рівня головок рейок до опорного вузла візка;
- ресорна база;
- тип гальм;
- конструкційна швидкість.

Важливе значення з точки зору придатності вагона до експлуатації мають його ходові властивості, що визначаються конструкцією візків та параметрами ресорного підвішування. Ходові властивості вагона характеризуються стійкістю проти сходу з рейок, плавністю вписування в криві ділянки колії, величиною вертикальних і горизонтальних динамічних сил і прискорень, а також показником плавності ходу.

Для того, щоб візки забезпечували необхідні ходові властивості вагону, вони повинні мати раціональну конструктивну схему та оптимальне значення параметрів ресорного підвішування. В точка опори кузова на візки має бути достатнє тертя, необхідне для гасіння коливань виляння та обмеження повороту візка щодо кузова.

2.2 Особливості будови вантажного візка моделі 18-100

Основний тип візка, що експлуатується під вантажними вагонами – двовісний з литими боковими рамами типу ЦНИИ-ХЗ (модель 18-100) (ЦНИИ колишня назва ВНИИЖТ, що розробила цю конструкцію, Х – перша буква прізвища автора Ханіна, З – третій варіант). Цей візок має достатню міцність та надійність в експлуатації. До 1972 р. візок тільки так і називали – ЦНИИ-ХЗ. Зараз найчастіше називають просто за номером моделі 18-100.

Візок (рис. 4) складається з двох колісних пар, чотирьох букс 1, двох литих бокових рам 2, двох комплектів центрального ресорного підвішування 5 та 6, литої надресорної балки 3 та гальмівної важільної передачі 8, 9. Гальма візка – колодкове з одностороннім натисканням колодок. З'єднання рами з буксами – безпосередньо щелепне, опирання кузова на візок відбувається через підп'ятник

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		26

надресорної балки, а при нахилі кузова – додатково через ковзуни. Візок допускає осьове навантаження до 230 кН (23,5 тс) при швидкості руху 120 км/год та 235 кН (24 тс) при швидкості 100 км/год.

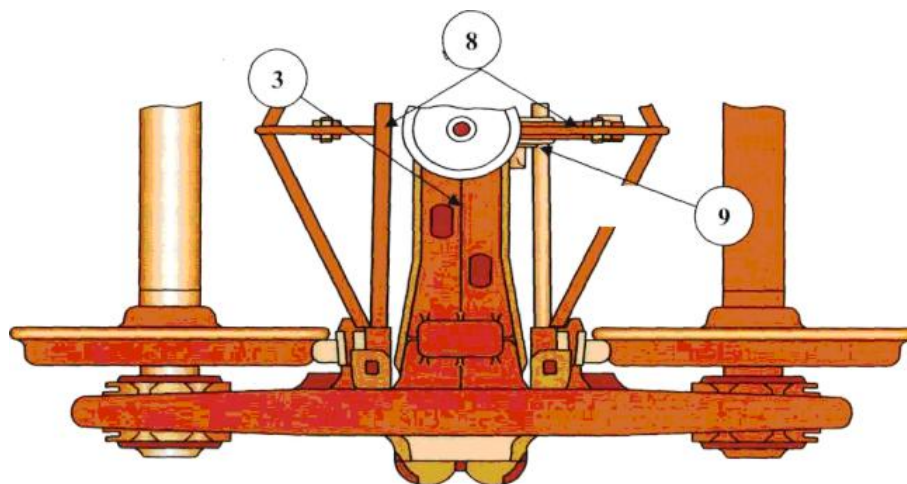
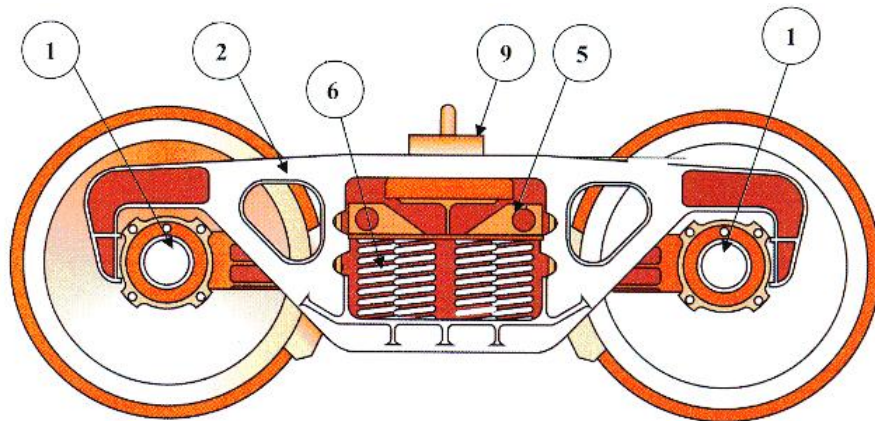
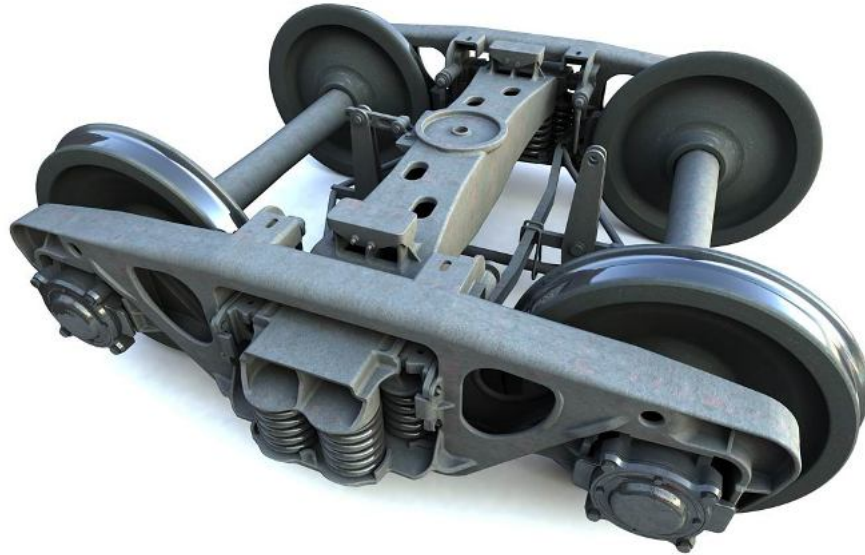


Рисунок 4 – Візок моделі 18-100

Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата

0032.206557.MP.2021.001

Арк.

27

Бокова рама візка (рис. 5, б) відлита з низьколегованої сталі 20ГЛ, 20Г1ФЛ або 20ФТЛ.

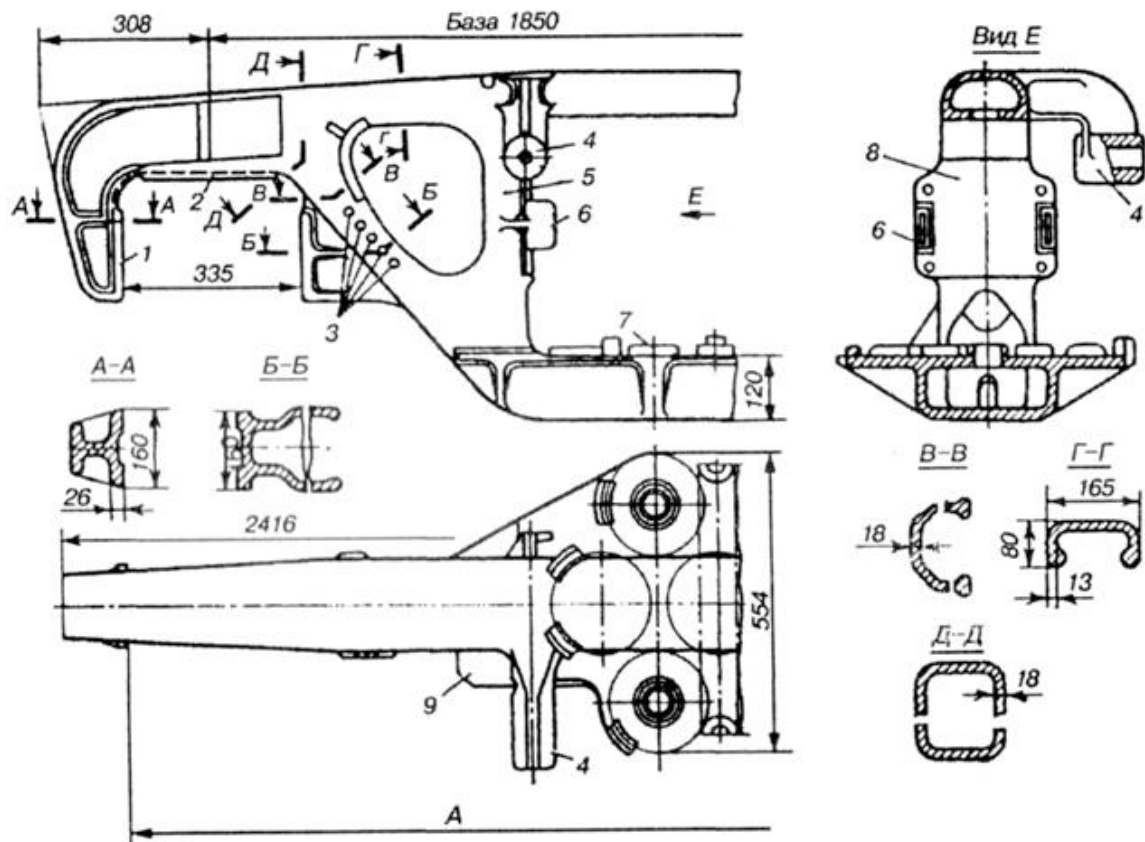


Рисунок 5 – Бокова рама візка 18-100

Рама складається з горизонтальних та похилих поясів. У середині рами є отвір для центрального ресорного підвішування, а по кінцях – буксові отвори. Переріз похилих поясів і вертикальних колонок коритоподібної форми. Горизонтальна ділянка нижнього пояса має замкнутий коробчастий переріз. З боків середнього отвору розташовані напрямні 6, що обмежують поперечні переміщення фрикційних клинів, а внизу є опорна поверхня з бонками та буртами 7 для розміщення та фіксування пружин ресорного комплекту. З внутрішньої сторони цієї поверхні є полиці 9, що є опорами для наконечників та утримання триангеля у разі обриву підвісок. У місцях розташування фрикційних клинів у кожній колонці 5 рами приклепано по одній планці 8. На верхньому поясі бокової рами розташовані 4 кронштейни для кріплення підвісок гальмівних

Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата
----	-------	---------	--------	------

0032.206557.MP.2021.001

Арк.

28

колодок. Буксові отвори мають у верхній частині кільцеві приливи 2, якими рама спирається на букси, а з боків – на щелепи 1.



Рисунок 6 – Загальний вигляд бокової рами з внутрішньої сторони

Надресорна балка (рис. 7, а) відлита зі сталі 20ГЛ або 20Г1ФЛ у вигляді бруса замкненого коробчатого перерізу. Вона має підп'ятник 1, полку 7 для кріплення кронштейна 2 мертвої точки гальмівної важільної передачі, опори 3 для ковзунів, виїмки (гнізда) 6 для розміщення фрикційних клинів.

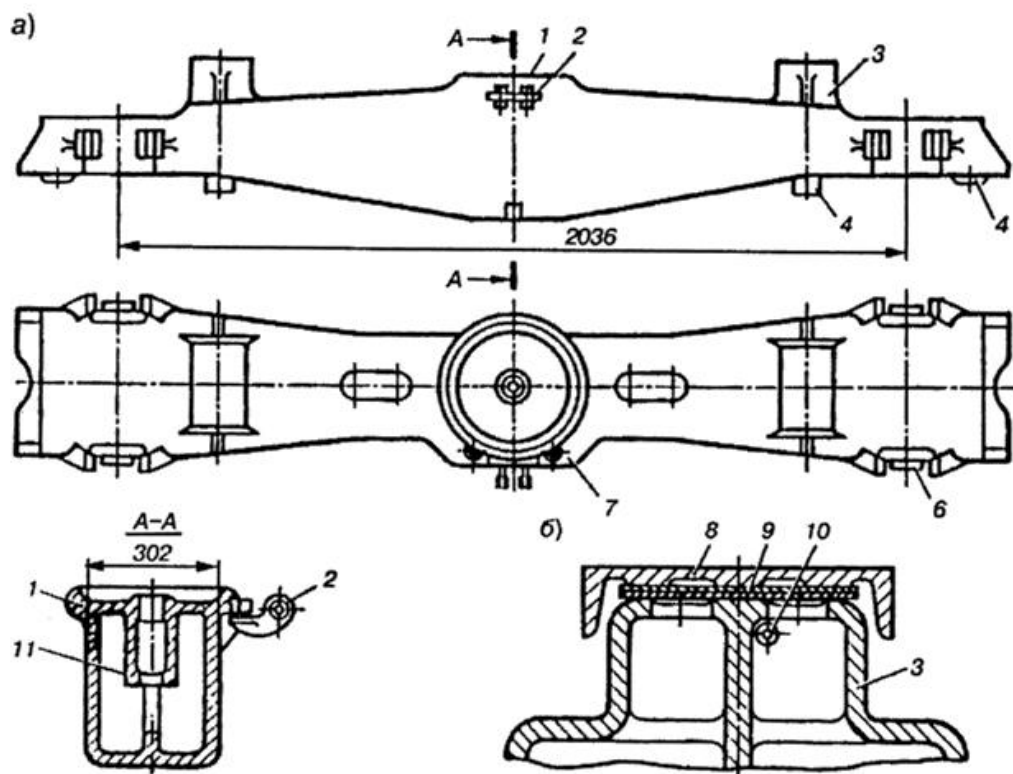


Рисунок 7 – Надресорна балка та ковзун візка моделі 18-100:

а – надресорна балка; *б* – закритий ковзун

Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата

0032.206557.MP.2021.001

Арк.

29

На підп'ятник 7 опирається п'ятник кузова через центри яких проходить шкворень (рис. 8, 9). Опорою для шворня є піддон 11, який знаходиться під підп'ятником посередині надресорної балки. Шкворень служить віссю обертання візка відносно кузова, а також передає тягові та гальмівні зусилля від візка кузова та наоборот.



Рисунок 8 – Підп'ятник, який є опорою для кузова



Рисунок 9 – Шкворень

Бокові переміщення надресорної балки амортизуються поперечною пружністю пружин, на які вона спирається.

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		30

Ковзун візка (рис. 7, б) – бокова опора кузова, що складається з опори 3, відлитої разом з надресорною балкою, ковпака 8, встановленого на опорі, прокладок 9 для регулювання зазорів між ковзунами рами вагона і візка, болта 10, що запобігає від падіння ковпака. Зазор між ковзунами для основних типів чотиривісних вагонів має бути в межах 6-16 мм.

Ресорне підвішування складається з двох комплектів, розташованих у ресорних отворах лівої та правої бокових рам. У кожен комплект (рис. 10, а) входить п'ять, шість або сім дворядних циліндричних пружин 2 і 3 і два 7 клинових фрикційних гасника коливань. Кожна дворядна пружина складається із зовнішньої та внутрішньої пружин. Кількість дворядних пружин у комплекті залежить від вантажопідйомності вагона. П'ять пружин ставлять у візки, що підкочуються під кузови вагонів вантажопідйомністю до 50 т, шість – до 60 т і сім – більше 60 т. У зв'язку з цим і розташування пружин у комплекті буде різне (рис. 10, б, в, г). Крайні бокові пружини комплекту підтримують клини гасників коливань. Знизу клини мають кільцеві виступи, що не допускають зміщення їх відносно пружин у горизонтальній площині, а верхньою своєю частиною входять у напрямні надресорної балки. Клини відливають із сталі 20Л. Пружини виготовляють із сталі 55С2, а фрикційні планки – зі сталі марок 45, 30ХГСА або 40Х.

Статичний прогин ресорного підвішування від тари вагона – 8 мм, від маси бруто – 46-50 мм. Коефіцієнт відносного тертя гасника коливань – 0,08-0,10.

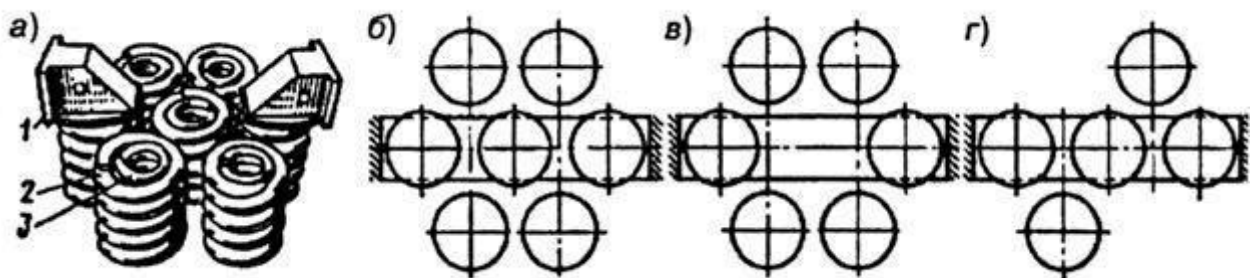


Рисунок 10 – Ресорний комплект візка моделі 18-100:

а – загальний вигляд; б, в, г – схеми встановлення семи, шести та п'яти дворядних пружин відповідно

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		31

Недоліком візка є також те, що бокові рами нежорстко зв'язані між собою надресорною балкою та ресорними комплектами. Тому в ній виникають поздовжні зміщення рам відносно один одного, що досягають 15-20 мм. Розмір їх обумовлено зазорами в буксах і величиною горизонтальної деформації пружин. Така конструкція рам викликає також маятникові коливання їх відносно свої власних поздовжніх осей. Внаслідок забігання рам зростає інтенсивність виляння візка, що погіршує плавність ходу вагона. Маятникові коливання рам призводять до перекосів підшипників, нерівномірної передачі навантажень на його елементи та зниження терміну служби буксових вузлів.

2.3 Візки моделі 18-100М та 18-578

Для підвищення міжремонтних термінів візків вантажних вагонів було проведено модернізацію візка моделі 18-100 за проектом М1698 (рис. 11). Суть цієї модернізації полягала у захисті основних пар тертя візка від зношування в експлуатації.

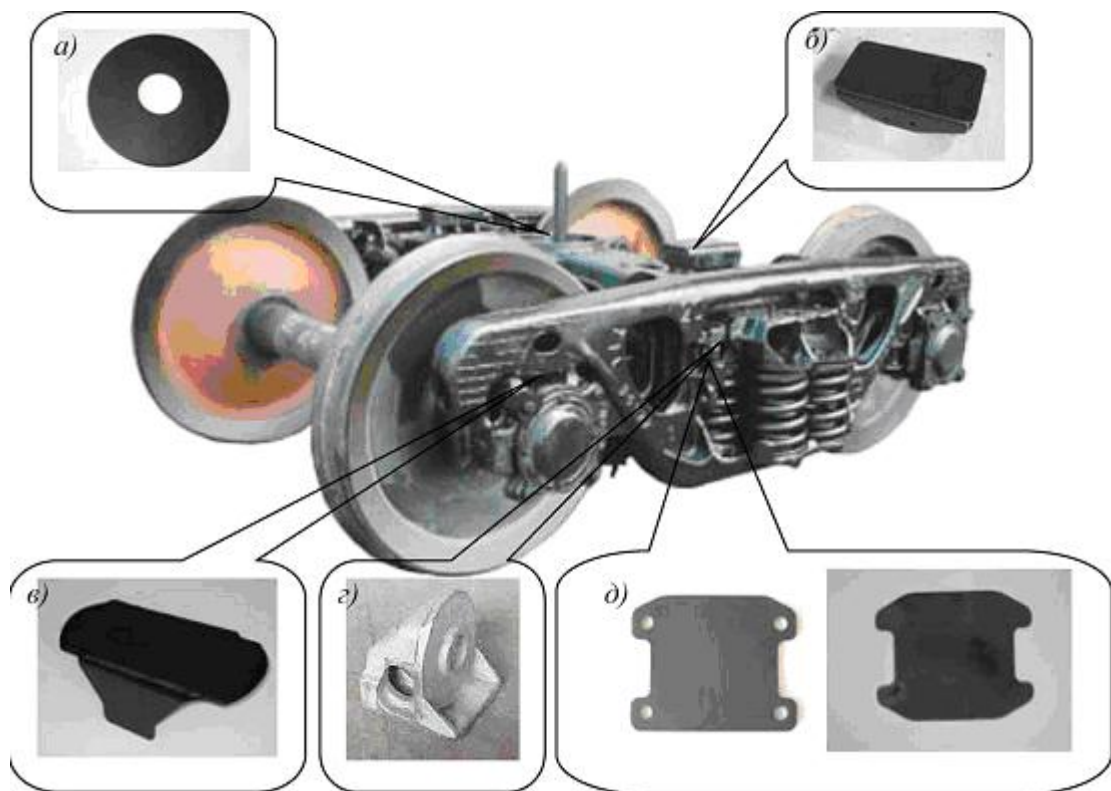


Рисунок 11 – Основні конструктивні елементи візка моделі 18-100М

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		32

У буксовий отвір бокової рами візка встановлюється змінна прокладка товщиною 6 мм (рис. 11, в).

Відповідно до проекту типові фрикційні планки замінюють складовими (рис. 11, д). Складову фрикційну планку встановлюють у фрикційний вузол гасника коливань. Вона складається з двох елементів: нерухомої фрикційної планки (товщиною 10 мм), яка приклепується до бокової рами, та контактної (рухомої) фрикційної планки (товщиною 6 мм), яка вільно розміщена між нерухомою планкою та вертикальною поверхнею фрикційного клина.

Сталеві фрикційні клини візка моделі 18-100 замінені на чавунні (рис. 11, з).

У підп'ятник надресорної балки встановлюється зносостійкий елемент із сталі 30ХГСА у вигляді плоскої прокладки (диска) (рис. 11, а).

Ковзуни обладнано зносостійким ковпаком (рис. 11, б).

Візок 18-100, що пройшов цю модернізацію, має позначення 18-100М.

На візках, визнаних придатними після ремонту з установкою зносостійких елементів ставляться клейма букв «РМ», висотою 70 мм, які наносяться білою фарбою прямокутник (100x100мм) на верхньому поясі консольної частини надресорної балки, поруч з клеймами про виробництво планових видів.

Дані візки повинні забезпечити пробіг вагона вузлами та деталями, із встановленими зносостійкими елементами у вузлах тертя, до наступного планового виду ремонту, але не менше 160 тис. км.

У 2004 р. в результаті комплексної модернізації візка моделі 18-100 фахівцями було розроблено візок моделі 18-578 (рис. 12). Цей візок дозволив при мінімальних змінах в конструкції досягти покращення експлуатаційних показників.

У візку моделі 18-578 використано декілька конструктивних та технологічних рішень для збільшення міжремонтного періоду вантажних вагонів по пробігу до 500 тис. км та гарантійного терміну експлуатації до 4 років. У візку використовуються знімні ковзуни пружно-каткового типу, чавунні термозміцнені фрикційні клини з уретановими накладками.

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
						33
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

Крім цього, у конструкції передбачено захист основних вузлів тертя. У тому числі – зносостійка чаша в підп'ятнику надресорної балки, колеса підвищеної якості та твердості, підшипники касетного типу. Ресорне підвішування в даному візку виконане із пружин з меншою, у порівнянні з візком 18-100, жорсткістю.

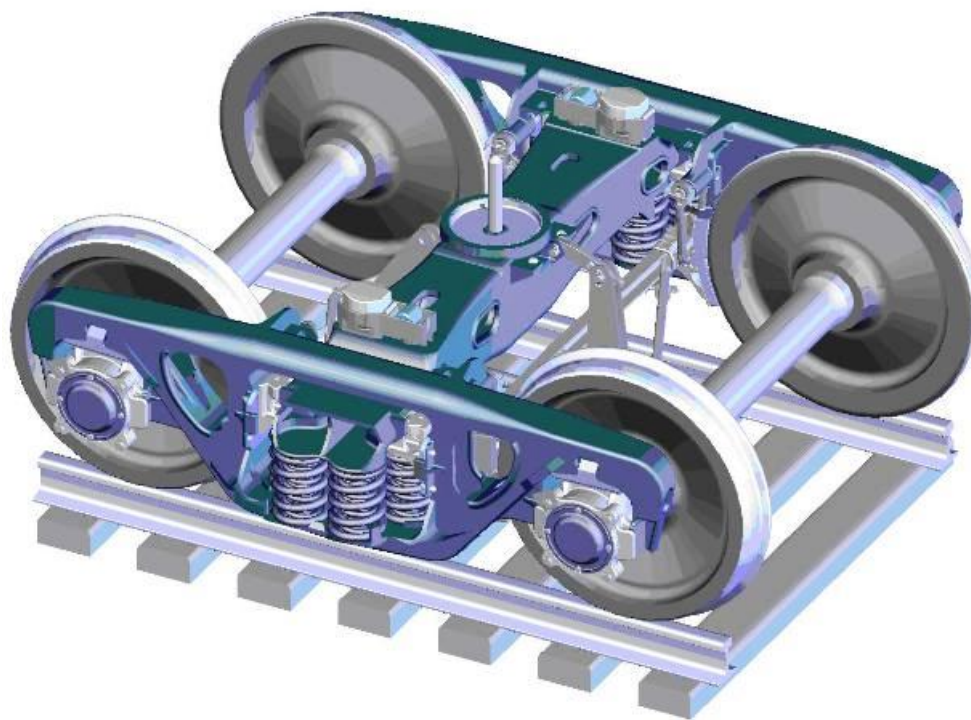


Рисунок 12 – Загальний вигляд візка моделі 18-578

Візок 18-578 двовісний, з центральним ресорним підвішуванням. База візка 1850 мм. Рама візка нежорсткого типу. Маса візка (розрахункова) – 4,75 т. Призначена для підкочування під вантажні вагони зі зміненою частиною ковзуна на рамі вагона.

Конструкція візка забезпечує проходження вагонами кривих ділянок колії з мінімальним радіусом 60 м. Візки можуть бути обладнані авторежимом, призначеним для візків з підвищеним прогином, а також не обладнані авторежимом. При обладнанні вагона автоматичним регулятором режимів гальмування на одному з візків, що підкочуються під вагон, встановлюється опорна балка.

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		34

Візок 18-578 складається з:

- двох колісних пар з буксовими вузлами. Буксові вузли обладнані циліндричними підшипниками 36-42726E2M та 36-232726E2M або дворядними конічними підшипниками касетного типу TBU 130x250, які встановлені у типові корпуси букс вантажних вагонів. У колісній парі застосована вісь РУ1Ш. Кріплення підшипників на осі здійснюється шайбою з чотирма болтами М20;

- двох бокових рам (рис. 13);

- надресорної балки;

- ресорного підвішування з центральним розташуванням ресорних комплектів у бокових рамах візка. Ресорний комплект включає сім подвійних кручених циліндричних пружин і два фрикційні клини гасника коливань, відлитих з високоміцного чавуну. Для захисту від зношування на похилій поверхні клина встановлюється змінна зносостійка полімерна накладка, яка фіксується за допомогою виступів, виконаних разом з тілом накладки і входять в аналогічні заглиблення клина (рис. 14);

- гальмівної важільної передачі з одностороннім натисканням колодок на колеса і підвісними тріангелями.

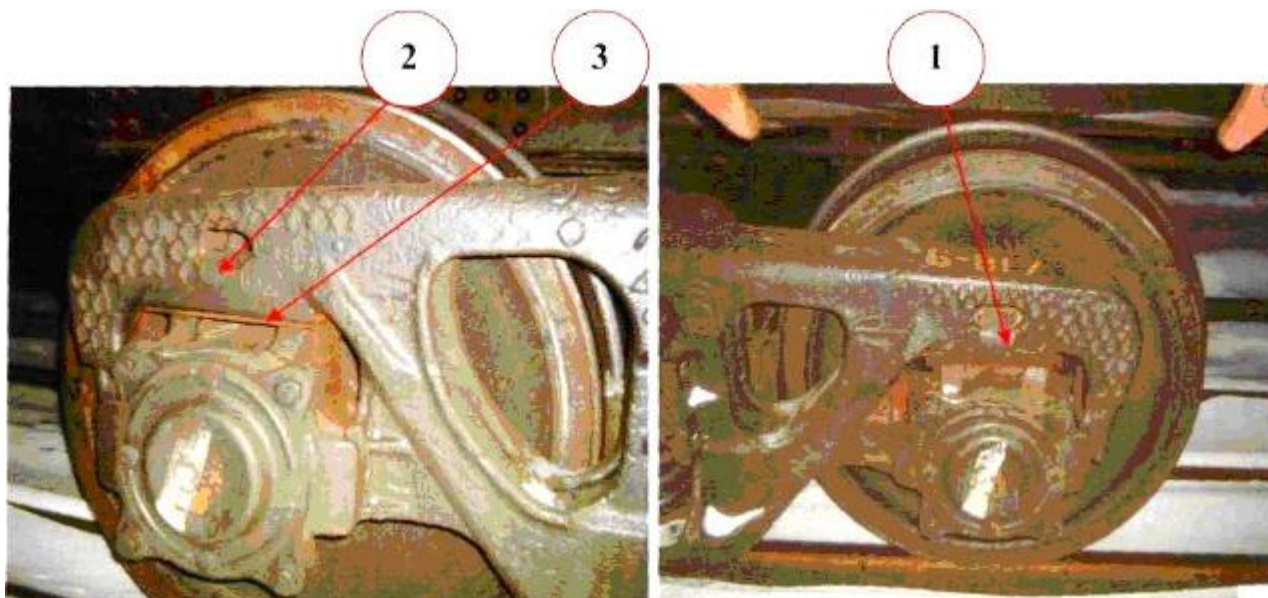


Рисунок 13 – Бокова рама візка моделі 18-578
із зносостійкими прокладками в буксовому отворі

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		35

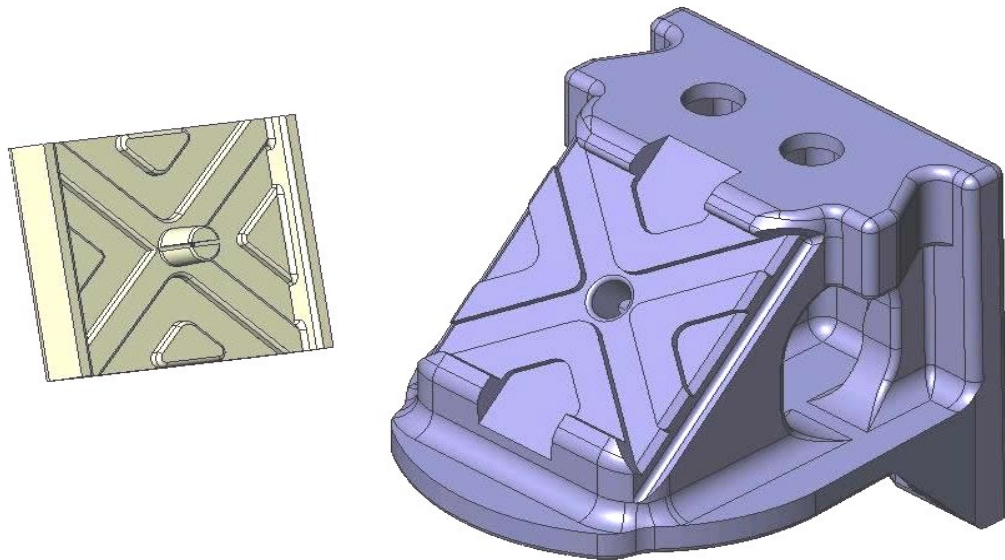


Рисунок 14 – Фрикційний клин зі змінною накладкою

Однією з особливостей конструкції даної моделі візка є наявність пружно-каткових ковзунів. Ковзуни пружно-каткового типу постійного контакту призначені для гасіння бокових коливань кузова вагона, обмеження виляння візка та підвищення стійкості руху вагона (рис. 15).

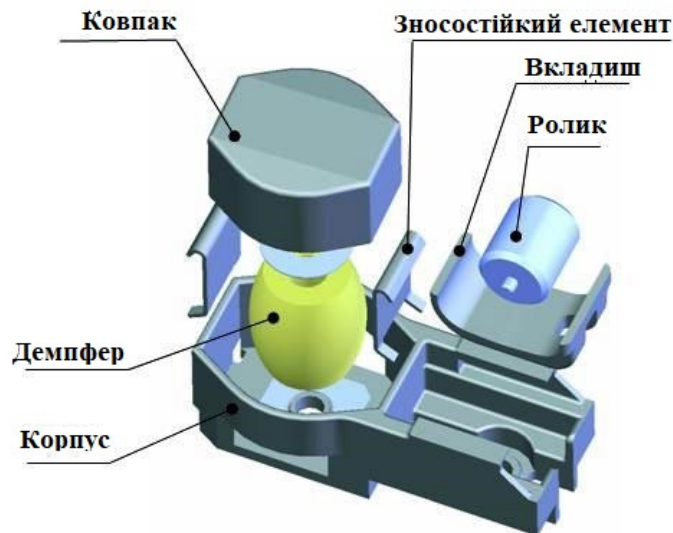


Рисунок 15 – Пружно-катковий ковзун візка моделі 18-578

Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата

0032.206557.MP.2021.001

Арк.

36

2.4 Аналіз закордонних конструкцій візків вантажних вагонів

Закордонні вагонні візки переважно конструктивно схожі на вітчизняні. Для вантажних вагонів також використовують у більшості випадків візки з одноступеневим ресорним підвішуванням. Багато вузлів і деталей також аналогічні за своїм пристроєм. Однак для експлуатації на європейських, американських залізничних колях використовують оригінальні конструкції двох-, трьох-, чотиривісних і багатовісних візків, що заслуговують на увагу. Для вантажних вагонів французьких залізниць застосовують візки серії «Y» з одноступеневим буксовим підвішуванням. Ресорний комплект, що опирається на кронштейни букси, складається з двох дворядних циліндричних пружин, причому кожна з них має різну висоту, що забезпечує сприятливу жорсткість підвішування. Кожна букса оснащена фрикційним гасником коливань змінного тертя, що забезпечує гасіння вертикальних і бокових коливань. Візки Y21 і Y25 мають єдину жорстку раму, що, в порівнянні з роздільними боковинами знижує стійкість візка проти сходу з рейок (рис. 16).



Рисунок 16 – Візок моделі Y-25

Тому наступні візки Y27 та Y31 випускали з роздільними боковими рамами та з пружними ковзунами, що дозволило підвищити максимальну швидкість руху до 140 км/год.

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		37

Штамповварная рама типу Y37/VR (рис. 17) є незамкнутою конструкцією. Для зниження рівня вертикальних коливань, що виникають при високих швидкостях руху, шкворнева балка візка кріпиться до рами через люльочне підвішування.

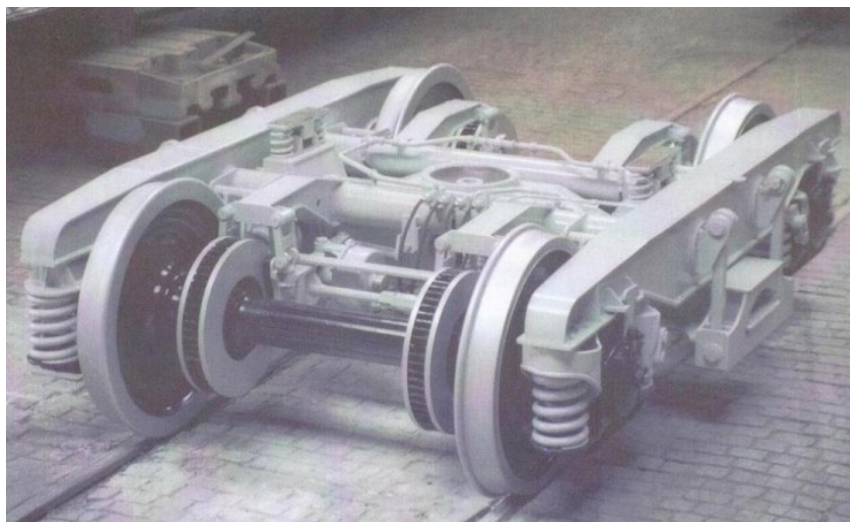


Рисунок 17 – Візок типу Y37/VR

На візку встановлено пружні ковзуни постійного контакту, підп'ятник виконаний сферичним.

Візок моделі Y31/Li (рис. 18), застосовується для підкати під автотрейлери, має вигнуту поперечну балку з пониженим підп'ятником. Опори ковзунів винесені за бокові рами. Ресорне підвішування одноступінчасте надбуксове, аналогічне візку Y-25.

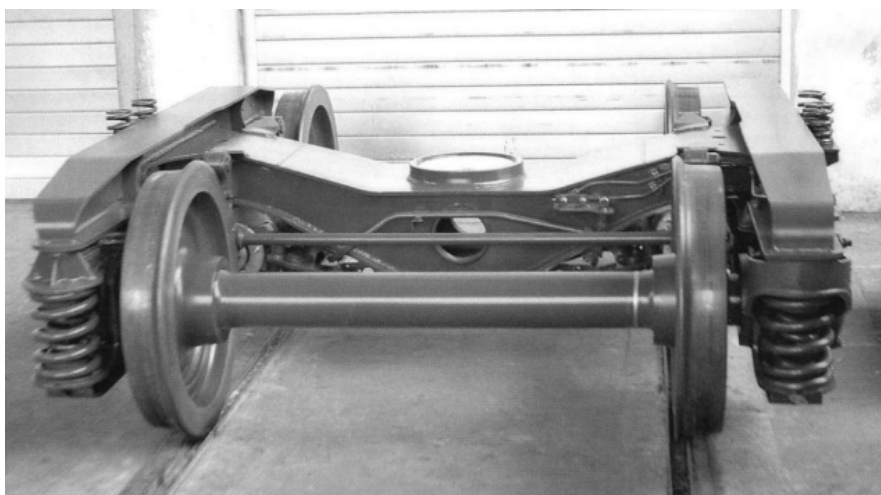


Рисунок 18 – Візок моделі Y31/Li

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		38

У Великобританії виготовлений візок VTF-25 для підвищених осьових навантажень до 25,5 т/вісь і швидкості 120 км/год. Застосування спеціальних гумометалевих комплектів підвищило еластичність ковзунів. Підп'ятник також має пружну підкладку, утворюючи разом із ковзунами другий ступінь підвішування візка.

На даний час у багатьох країнах світу (наприклад, у Японії) у підвішуванні вагонів набули широкого поширення пневматичні пружні елементи, які встановлюють у візках як пасажирських, а й вантажних вагонів.

Найбільш відомий візок із пневматичним підвішуванням моделі ДТ200 вагонів швидкісного поїзда лінії Нью-Токайдо (Японія), призначених для руху зі швидкостями до 240 км/год. Підвішування у візках подвійне:

- буксове (кручені пружини з гідравлічними гасниками коливань);
- центральне безлюльочне з діафрагмовими пружними пневмоелементами, що сприймають як вертикальні, так і горизонтальні (бокові) зусилля. Вертикальні коливання в центральному підвішуванні гасяться за допомогою дроселів, встановлених між пружними пневмоелементами та додатковими резервуарами. Горизонтальні коливання гасяться горизонтальними гідравлічними гасниками телескопічного типу.

В останні роки широко стали впроваджуватися візки іноземного виробництва, наприклад, американський візок Barber S-2-R з осьовим навантаженням 23,5 тс вісь, що отримав позначення 18-9810 (рис. 19).



Рисунок 19 – Візок моделі 18-9810 (Barber S-2-R)

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		39

Двовісний візок Barber є триелементним візком з одинарним центральним ресорним підвішуванням і клиновими фрикційними гасниками коливань зі змінною силою тертя, яка є пропорційною масі кузова вагона.

Бокова рама візка компанії Barber виконана у вигляді суцільнолитої рамної конструкції. Вона має знижений центр мас та потужні кінцеві частини, в яких розташовані буксові отвори з щелепними напрямними. У верхній частині буксового отвору є спеціальні приливи і опорна площадка, з знімною зносостійкою накладкою. Зазначені приливи, взаємодіючи з адаптером, встановленим над касетним роликівим буксовим підшипником, забезпечують передачу поздовжніх та поперечних сил від колісної пари на раму візка, а також виконують роль жорстких обмежувачів зсувів буксового вузла відносно рами. Вертикальні щелепи буксового отвору бокової рами у звичайній експлуатації не взаємодіють із буксовим вузлом колісної пари (тут має місце зазор шириною близько 2–4 мм), а всі навантаження передаються через спеціальні приливи в буксовому отворі та опорну площадку. Отже, різко знижуються згинальні моменти, що впливають на буксовий отвір при поздовжніх зіткненнях і гальмуванні візка. При кутових поворотах колісної пари спочатку вибираються зазори між приливами бокової рами та адаптером, а далі останній пружно передає вплив на підшипник. На внутрішніх щелепних напрямних бокової рами на візках передбачені спеціальні виїмки для встановлення клинових упорів, які запобігають мимовільному роз'єднанню буксового вузла та рами. Ресорний проріз бокової рами має складну конфігурацію і забезпечений досить потужними вертикальними планками, які при взаємодії з направляючими на надресорній балці візка забезпечують передачу поздовжніх і кутових навантажень при зіткненні та забіганні бокових рам. Зазори між цими напрямними також постійно контролюються та підтримуються мінімальними. Це забезпечує розвантаження фрикційних клинів від сприйняття надмірних поздовжніх та кутових навантажень, гарантовану зв'язність елементів візка та обмежує в допустимих межах величини забігання бокових рам.

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		40

Буксовий вузол візка Barber є досить складною технічною системою. При цьому особливу роль у цій системі відіграє адаптер, який є зв'язком між рамою візка та касетним буксовим підшипником (рис. 20). Наявність значної кількості різних виступів, упорів і обмежувачів, які забезпечують оптимальний розподіл навантажень, обмежують переміщення тощо. Поверхні адаптера, що труться, захищені зносостійкими накладками, що збільшують ресурс і ремонтпридатність виробу. Зазори між частинами, що з'єднуються, строго нормовані, мінімізовані і контролюються в експлуатації. Буксовий отвір бокової рами візка спроектований спеціально під касетний підшипник і має відносно нього мінімальні зазори.

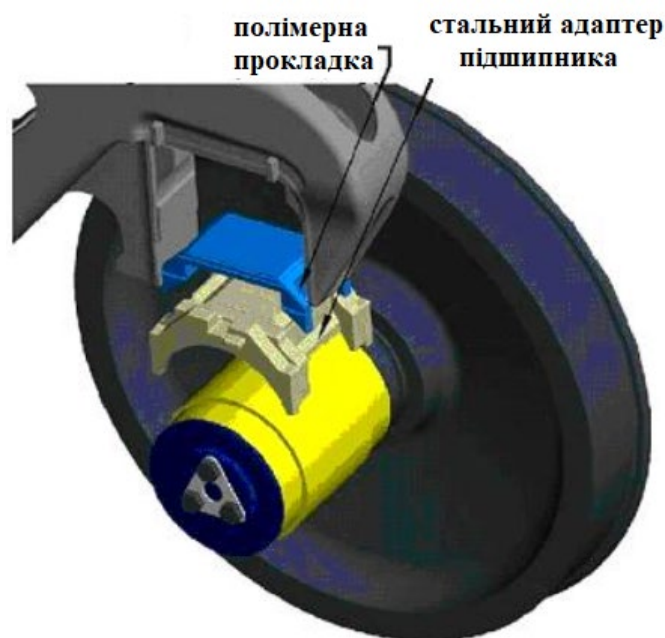


Рисунок 20 – Буксовий вузол з адаптером типу AdapterPlus

Ресорний отвір бокової рами візка Barber виконаний у розрахунку на постановку дев'ятипружинного ресорного комплекту з клиновими фрикційними гасниками коливань змінного тертя. Залежно від вантажопідйомності вагона, під який підкочуються візки, застосовуються різні набори пружин та фрикційних клинів різної конфігурації. Статичний прогин ресорного комплекту під навантаженням знаходиться в межах від 63 до 110 мм. Фрикційні клини ресорного підвішування взаємодіють зі знімними зносостійкими накладками

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		41

(планками), встановленими на боковій рамі та похилих поверхнях надресорної балки.

Надресорна балка візка компанії Barber укомплектована циліндричним підп'ятником, двома додатковими пружними проміжними опорами та роликівими ковзунами. Наявність пружних проміжних опор і роликівих ковзунів значно змінює характер перевалки кузова вагона на підп'ятнику візка, знижує момент опору повороту візків у кривих і в той же час гасить коливання візків у прямих ділянках колії.

Укоплектування надресорної балки візка Barber проміжними пружними опорами та багатофункціональними ковзунами дозволило застосувати на кузові п'ятник зі скошеними опорними поверхнями. Це забезпечує зниження навантаження на опорну поверхню підп'ятника при бокових коливаннях кузова вагона відносно надресорної балки візка. На кінцевих частинах надресорної балки не тільки похилих поверхонь із зносостійкими накладками для установки фрикційних клинів, але і напрямних, які, взаємодіючи з направляючими на бокових рамах візків, забезпечують гарантоване обмеження величини забігання бокових рам і розвантажують фрикційні клини ресорного підвішування від силових впливів.

Основні компанії-виробники ABC-NACO, American Steel Foundries, Buckeye, Standard Car Truck пропонують візки покращеної конструкції, що мають меншу схильність до скручування рами і з кращими характеристиками вписування в криві ділянки колії, у тому числі при високих осьових навантаженнях, як, наприклад, у вагонів масою бруто 130 т. Встановлюються також комплекти вдосконалених вузлів і деталей для візків, що експлуатуються – підібраних для конкретних застосувань бокових опор, фрикційних клинів і амортизаторів, що забезпечують хороші динамічні характеристики, підвищення стійкості і плавності руху.

При переважній більшості прямих ділянок колії і більш високій швидкості руху особливе значення має підвищений опір повороту візка, що передбачає

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		42

меншу схильність до виляння, тому найбільш доцільно використовувати бокові опори з постійним контактом, що створюють більше тертя і, отже, підвищують опір вилянню. На лініях з великою кількістю кривих і меншою швидкістю руху необхідно мати менший опір повороту візка і краще вписування в кривій; у цьому випадку підходять роликові бокові опори, що забезпечують менше тертя та покращують рух у кривих ділянках колії.

Дієвим способом усунення негативних зміщень конструктивних елементів візка вважається встановлення гідравлічних амортизаторів. Для обмеження поперечних переміщень, зменшення виляння візка та зношування коліс гасники виляння можна ставити на візки як звичайні триелементні, так покращені. Гідравлічні гасники (гасники вертикальних коливань) відіграють значну роль на вплив коліс на рейки.

Проблема покращення поздовжніх ходових характеристик залишається не вирішеною. Кінцеві поглинаючі апарати, що спочатку застосовувалися тільки для мінімізації ударних сил при зчепленні вагонів, тепер широко використовуються для обмеження поздовжніх розтягуючих і стискаючих сил у поїзді в процесі руху. Протягом кількох останніх років спеціально створена група AAR (CDTF) розробила два нових стандарти на поглинаючі пристрої для вантажних вагонів, оскільки визнано, що пристроїв даного призначення, розроблених на основі лише однієї конструктивної концепції, недостатньо. Це технічні умови M-921D-96 для вагонів, що перевозять легкові автомобілі та M-921B-97 для вагонів інших типів.

Візок Axle Motion другого покоління має лише одну ступінь ресорного підвішування (рис. 21). Разом з тим зв'язки колісних пар з рамою візка і візка з кузовом виконані так, що не тільки механічно розділяють коливання коліс і кузова, але і забезпечують можливість пасивної постановки колісних пар у кривих таким чином, що їх осі встановлюються по радіусу кривої. При цьому зменшується кут набігання коліс на рейки, що значно знижує їхнє зношування.

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		43



Рисунок 21 – Вагон з візками Axle Motion

Візки Axle Motion II з пасивною системою встановлення колісних пар у кривих, створені на базі двох одновісних візків Unitruck, об'єднаних звареною H-подібною рамою.

Компанія American Steel Foundries (ASF) спільно з Railway Engineering Associates розробила сімейство візків LSA, що є видозміною триелементного візка. У візках LSA звичайна триелементна рама доповнена комплектом пристроїв, що покращують ходові характеристики, – направляючими важелями, еластомірними прокладками і втулками. Призначені для колісних пар напрямні важелі, по два на візок, являють собою C-подібні сталеві виливки, закріплені на болтах до зовнішніх кінців адаптерів буксових підшипників і з'єднані еластомірними втулками. Еластомірні прокладки, що обмежують реакцію візка на зусилля вписування в криві ділянки колії та покращують плавність руху, вставлені між буксовими адаптерами та боковинами рами візка.

Компанія Buckeye Steel Castings застосувала у візках Aligned Truck нову конструктивну концепцію, вдосконалену порівняно з концепцією ранніх візків GSI. Візки Aligned Truck розглядалися як модифіковані їх стандартні боковини, які пов'язані зі шворневою балкою за допомогою анкерних тяг, розташованих у горизонтальній площині під кутом 90 градусів до боковин. Це підвищило жорсткість рами. Перевірка у максимальних значень швидкості початку виляння та динамічних прискорень дала позитивні результати. У той же час компанія

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		44

продовжувала роботу з оптимізації характеристик демпфування та роботи пружин цих візків.

Для експлуатації в умовах високих осьових навантажень призначені візки ХС-R, що мають нормативний термін служби 1,6 млн. км по пробігу. Навіть після пробігу 2,4 млн. км такі візки за рахунок сприятливих характеристик взаємодії шкворневої балки, фрикційних клинів і боковин зберігають високі значення макстимальної швидкості початку виляння.

Триелементні візки Baber S-2-T Stabilized Truck компанії Standard Car Truck розглядають як перспективні завдяки вдосконаленій конструкції ресорного підвішування з контролюючим демпфуванням. Вони випускаються у двох варіантах: Baber S-2-E Standart зі стандартними стійками, а також Baber S-2-E Enhanced з планками Supertrack і модифікованим підп'ятником шворневої балки. Візки Baber S-2-E забезпечують високу стійкість не обмежуючи швидкість руху і запропонований документом ААР М-965 опір поперечному хитанню кузовів вагонів з високо розташованим центром мас. Крім того, вони відрізняються меншою масою, добрими характеристиками вписування в кривих ділянках колії (за рахунок малих кутів набігання), низьким зносом і не створюють проблем під час руху по змащених. Зменшений до 32 град. кут установки та збільшена до 216 мм ширина фрикційних клинів забезпечують підвищений момент тертя.

Компанія А. Stucki пропонує повний набір бокових опор, фрикційних клинів та гідравлічних амортизаторів. Бокові опори випускаються з постійним контактом (звичайні еластомірні та еластомірні з металевим покриттям) та роликові. Комбіновані бокові опори серії ISB призначені як для легких вагонів, так і з вантажопідйомністю 63,5 і 91 т. У їх конструкцію входять еластомірні елементи з металевими головками для обмеження виляння і окремі ролики з рухомим кріпленням для зменшення опору повороту візка в умовах високих навантажень, що виникають під час руху в кривих малого радіусу. Гідравлічні стабілізатори серії RS гасять коливання у вертикальній площині та їх можна встановлювати у місцях пружинного комплексу стандартних візків.

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		45

Вимоги до візків вагонів нового покоління на основі вітчизняного та закордонного досвіду сформульовані у роботах Ю.П. Бороненко, С.І. Порядіна, А.М. Орловий.

Значне зростання осьових навантажень останнім часом призвело до необхідності виділення нової категорії – особливо вантажонапружений рух. Тому, очевидно, що в даний час актуальним завданням є зниження динамічних сил, що діють на ходові частини вагонів шляхом застосування додаткових демпфуючих елементів, в різних елементах візка: ресорному підвішуванні, опорних поверхнях букс, буксових прорізах бокової рами, зоні підп'ятника і бокових ковзунів. При цьому демпфуючі елементи повинні тривало та надійно працювати у різних кліматичних умовах.

Висновки до розділу 2

- проведено класифікацію візків в залежності від способу передачі навантаження від кузова або надресорної балки на раму візка, а також від способу з'єднання рами візка з буксами;
- розглянуто конструктивні особливості вітчизняних вантажних візків моделі 18-100, 18-100М, 18-578, а також закордонних візків Y25, Y31/Li, Y37/VR та ін.;
- відзначено конструктивні відмінності візка Y25 у порівнянні з вітчизняним 18-100, які полягають у використанні однієї жорсткої рами, пружного та дисипативного елемента з буксовій ступені ресорного підвішування, пружних ковзунів постійного контакту, що дозволяє при тих самих експлуатаційних умовах покращити динамічні показники та показники безпеки руху.

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		46

РОЗДІЛ ІІІ. МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНОЇ ПОВЕДІНКИ ОСНОВНИХ КОНСТРУКТИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ВАГОНУ

3.1. Загальні положення

Дослідження динаміки вагона насамперед сприяє дослідженню фізичних процесів виникнення сил пружності, тертя, інерції під час руху екіпажу; переміщень його складових елементів внаслідок взаємодії ходових частин та рейкової колії.

Залізнична колія і рухомий склад представляють єдину механічну систему, у якій вони взаємодіють, перебуваючи в залежності один від одного. У реальних умовах рейки та колеса мають нерівності на поверхнях кочення, а також деякі інші технічні особливості – кривизну колії, конічність поверхонь кочення та ін., завдяки чому в елементах колії та рухомого складу виникають різні коливання, а між самими елементами – динамічні сили взаємодії. При цьому енергія рухомого складу витрачається на подолання сил тертя і, як наслідок, збудження коливань, що викликають процес зношування і, відповідно, руйнування вузлів та деталей екіпажу та колії. Зниження сил динамічного впливу може бути досягнуто вдосконаленням конструкцій колії та ходових частин, а також покращенням технічного утримання їх в експлуатації.

Основне завдання дослідження динамічних процесів у системі «екіпаж-колія» полягає в тому, щоб визначити оптимальні параметри цієї системи – геометричні розміри, а також величини жорсткостей, мас, при яких зводяться до мінімуму коливання та динамічні сили в конструкціях рухомого складу та колії.

Цьому сприяє вирішення завдань щодо вивчення коливальних процесів рухомого складу та його окремих частин; встановлення критеріїв плавності його ходу, стійкості проти сходу з рейок; аналіз способів гасіння коливального руху екіпажів та вібрацій їх елементів.

З точки зору механіки, вагон складається з фізичних тіл та зв'язків між ними. Частини, відокремлені від ходових частин ресорами (кузов, рами візків,

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		47

надбуксове підвішування, надресорні балки) називають підресорними (або обресореними) частинами, а все, що знаходиться нижче ресор (колісні пари, букси) – необресорними частинами. Необресорені частини є пружними, але через їх відносно велику жорсткість (порівняно з ресорами і пружинами) у розрахунках вони зазвичай вважаються абсолютно жорсткими.

При вивченні коливань вагонів зазвичай за вісь X приймають напрямок прямолінійної залізничної колії у бік руху екіпажу: вісь Y у площині колії перпендикулярна осі X ; вісь Z – вертикальна, вона перпендикулярна осям X і Y .

Якщо за початок рухомої системи координат прийняли якусь точку C , що належить системі екіпажу, то положення його в кожний момент часу визначається координатами X, Y, Z цієї точки щодо прийнятої нерухомої системи координат, а також кутами повороту $\varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$ відносно зазначених осей (рис. 22).

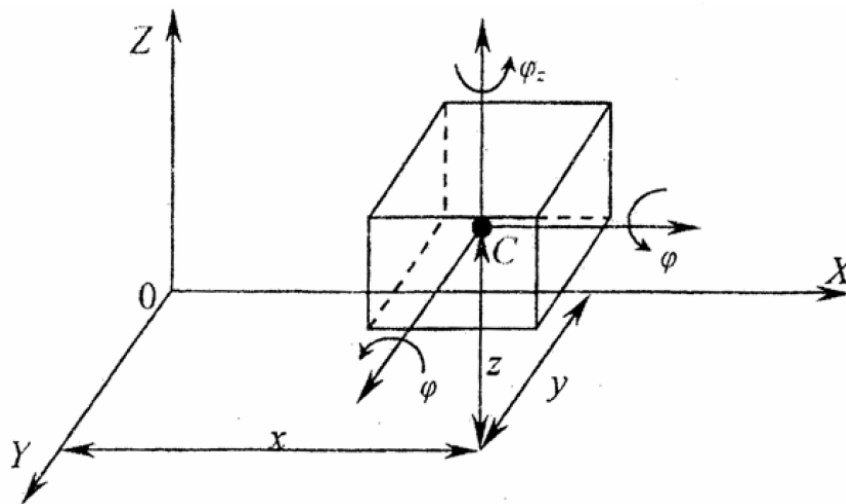


Рисунок 22 – Рухома система координат

Коливання уздовж осей і кутові мають такі назви: Вертикальні по осі Z – підстрибування (z), горизонтальні вздовж осі X – посмикування (x), уздовж осі Y – винос (y). Кутові відносно осі X у площині YX – бокове хитання (φ_x), відносно осі Y у площині XZ – галопування (φ_y), відносно осі Z у площині XY – виляння (φ_z).

Коливання підстрибування і галопування викликаються нерівностями колії (стики, вибоїни), що періодично повторюються, або змінами жорсткості колії.

Коливання посмикування виникають від поздовжньої сили тяги, що змінюється в процесі руху, при гальмуванні за наявності пружного зв'язку між поздовжніми елементами рухомого складу. При недотриманні по висоті поздовжніх сил з центром ваги підресорної маси ці сили викликають ще й галопування.

Відповідно, ці три види коливань є пов'язаними між собою.

Переміщення коліс викликає появу пружних сил з боку рейкової колії, що прагне відновити своє початкове положення, - це викликає коливання виносу та виляння. За рахунок нерівнопружності правої та лівої рейкових ниток та деформації ресорного підвішування правої та лівої сторін екіпажу виникають коливання бокового хитання. Отже, винос, виляння та бокове хитання функціонально є пов'язаними між собою.

Число і характер коливань залежить від числа ступенів вільності системи. У найпростішому випадку, якщо підресорну масу розглядати як тверде тіло, вона має шість ступенів вільності.

Однак наявність окремих візків, а також пружних вертикальних та горизонтальних зв'язків між кузовом і рамами візків збільшує число ступенів вільності, а разом з цим з'являються коливання окремих частин підресорної частини (візків, кузова) і число ступенів вільності зростає.

Тверді тіла характеризуються масою m , координатами центру ваги x_c, y_c, z_c , осьовими моментами інерції J_x, J_y, J_z .

Якщо тверде тіло складається з декількох складових частин тісно пов'язаних між собою, то наведена маса, координати центру ваги та моменти інерції розраховуються наступним чином:

$$x_c = \frac{\sum x_{ci} m_i}{\sum m_i} \quad (6)$$

$$y_c = \frac{\sum y_{ci} m_i}{\sum m_i} \quad (7)$$

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		49

$$z_c = \frac{\sum z_{ci} m_i}{\sum m_i} \quad (8)$$

$$m = \sum_i m_i \quad (9)$$

$$J_x = \sum J_{xi} + m_i \cdot r_{xi}^2 \quad (10)$$

$$J_y = \sum J_{yi} + m_i \cdot r_{yi}^2 \quad (11)$$

$$J_z = \sum J_{zi} + m_i \cdot r_{zi}^2 \quad (12)$$

де x_{ci}, y_{ci}, z_{ci} – координати центру ваги кожного із складових тіл системи відносно заданої системи координат;

m_i – маса кожного тіла;

J_{xi}, J_{yi}, J_{zi} – моменти інерції тіл відносно власних центрів ваги;

r_{xi}, r_{yi}, r_{zi} – відстань від центрів ваги кожного із тіл до осі обертання.

$$r_{xi} = \sqrt{y_{ci}^2 + z_{ci}^2} \quad (13)$$

$$r_{yi} = \sqrt{x_{ci}^2 + z_{ci}^2} \quad (14)$$

$$r_{zi} = \sqrt{x_{ci}^2 + y_{ci}^2} \quad (15)$$

Отже, при дослідженні динаміки рухомого складу необхідно виходити з принципів технічної теорії коливань. В її основі лежать загальні принципи аналітичної механіки, які найчастіше використовуються у формі законів Ньютона: рівнянь Даламбера або Лагранжа другого роду.

Використання законів теоретичної механіки при дослідженні коливань екіпажів призводить до систем диференціальних рівнянь, з числом рівнянь, що дорівнює кількості ступенів вільності досліджуваної системи, зазвичай другого порядку. Вивчення динамічних процесів у механічних системах зводиться до складання та аналізу диференціальних рівнянь, якими ці процеси описуються. Для вирішення та аналізу диференціальних рівнянь використовуються аналітичні методи, методи електронного моделювання, методи наближеного чисельного інтегрування. Вибір методу розв'язання залежить від кінцевої мети

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		50

дослідження, виду та структури диференціальних рівнянь системи. Часто використовують якісні аналітичні методи вивчення системи диференціальних рівнянь, що дозволяють для коливань екіпажу визначити власні частоти та власні форми коливань.

При дослідженні динамічної взаємодії системи «екіпаж-колія» зазвичай задану складну систем спрощують, відкидаючи другорядні деталі, і отримують ідеалізовану розрахункову схему – математичну модель, що володіє основними динамічними властивостями заданої системи. Потім уточнюють розрахункові параметри та характеристики елементів розрахункової схеми; складають стільки диференціальних рівнянь скільки ступенів вільності вона має. У цьому найчастіше користуються методом Даламбера (прямий метод складання рівнянь динамічного рівноваги системи з урахуванням сил інерції мас). Для обраної розрахункової схеми та прийнятої системи координат диференціальні рівняння коливань за методом Даламбера рекомендується скласти відповідно до геометрично-фізико-статичного правила (правило Попова А.А). Складають їх у наступній послідовності:

а) виходячи з геометричних співвідношень, скласти залежності переміщень (деформацій) в'язей від заданих можливих координат системи;

б) виходячи з фізичних законів визначити реакції в'язей та діючі на розглянуті тіла системи сили інерції та моменти сил інерції через деформації, збільшення координат, їх швидкості та прискорення;

в) замінити фізичну модель силовою схемою, в якій відкинуті в'язі замінені їх реакціями та в центрах мас докладено сили інерції та моменти сил інерції; написати для кожного тіла системи рівняння статичної рівноваги з огляду на інерційні силові чинники як реальні.

Диференціальні рівняння руху отримують підстановкою в рівняння рівноваги в) замість буквених символів сил і їх значень із співвідношень б) і а) через основні незалежні координати системи.

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		51

Зазвичай розрахункова схема «екіпаж-колія» навіть після спрощень має від 10 до 40 ступенів вільності і за складних характеристик в'язей система диференціальних рівнянь виявляється нелінійною.

Інтегрування таких складних систем можливе лише із застосуванням обчислювальних машин.

3.2 Коливання рухомого складу. Види збурень

Для зменшення динамічного впливу коліс на рейки під час руху по нерівностях рейкової колії, а також для уникнення передачі великих динамічних зусиль та ударних імпульсів, візки опираються на букси колісних пар, а кузов на рами візків через пружні елементи ресори. Ресори поглинають частину енергії, що викликаються нерівностями і поступово перетворюють цю енергію на енергію коливань надресорної будови. Частота власних коливань надресорного будови при достатній гнучкості ресор невелика, принаймні менше частоти прикладених навантажень, викликаних нерівностями рейкової колії. При цьому амплітуди коливань надресорної будови будуть невеликими, а прискорення також будуть невеликими порівняно з прискореннями колісних пар.

Коливання надресорної будови супроводжуються безперервним розсіюванням енергії внаслідок тертя між листами ресор, у демпферах, а також інших внутрішніх опорів, що призводить до швидкого гасіння коливань та усуває небезпеку переходу через резонансні зони.

Система «екіпаж-колія», як будь-яка коливальна система, може здійснювати власні та вимушені коливання. Власними (або вільними) називаються коливання, які система здійснює без підведення енергії ззовні, якщо її вивести з рівноваги, а потім відпустити. Під впливом пружних зв'язків, що є між масами, система починає робити коливання. Внаслідок наявності в системі в'язкого тертя ці коливання будуть загасаючими.

Вимушені коливання виникають у механічній системі внаслідок впливу на неї зовнішніх (зазвичай періодичних) збурювальних сил або ударів (імпульсів).

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		52

Диференціальне рівняння вимушених коливань одномасової системи за наявності пружного зв'язку та в'язкого опору матиме вигляд:

$$m\ddot{x} + \alpha\dot{x} + cx = H \sin \omega t \quad (16)$$

де m, c, α – маса, коефіцієнти жорсткості та в'язкого тертя;

H, ω – амплітуда та частота зовнішньої збурюючої сили.

Розділивши обидві частини формули (16) на m отримаємо її в наступному вигляді:

$$\ddot{x} + 2nx + k^2x = h \sin \omega t \quad (17)$$

Розв'язок цього рівняння складається із загального розв'язку рівняння без правої частини та окремого розв'язку рівняння з правою частиною:

$$x(t) = \frac{h}{\sqrt{(k^2 - \omega^2)^2 + 4n^2\omega^2}} \sin(\omega t - \varepsilon) \quad (18)$$

де

$$\varepsilon = \arctg \frac{2n\omega}{k^2 - n^2} \quad (19)$$

$$\omega = \sqrt{k^2 - n^2} \quad (20)$$

Цим рівнянням буде визначатися коливальний режим системи, що встановився.

Систематично загальний перебіг встановлення коливального режиму показано на (рис. 23).

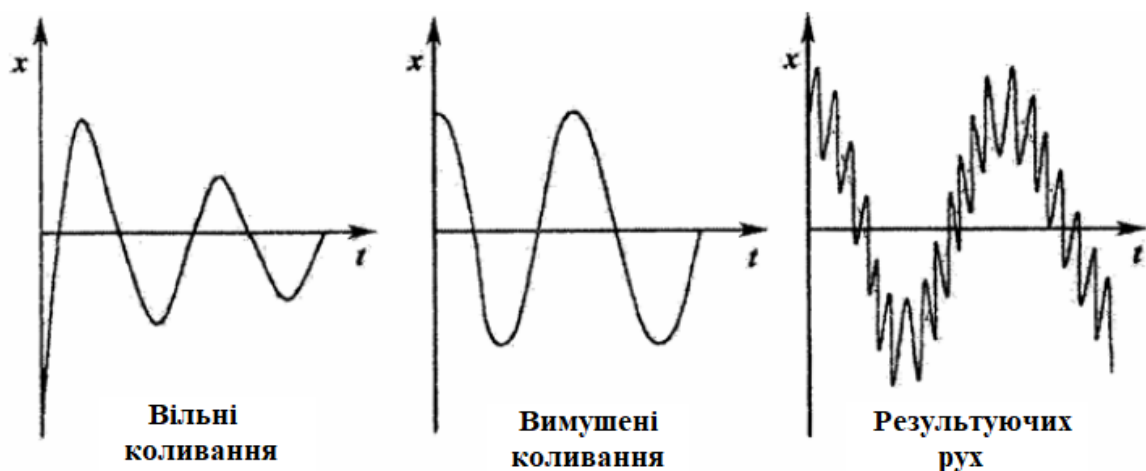


Рисунок 23 – Загальний вигляд коливань системи

З рівняння (18) можна зробити такі висновки:

а) за наявності опору, вимушені коливання відбуваються із частотою збурюючої сили. Це загальний закон вимушених коливань лінійних систем, що має місце незалежно від умов, у яких відбуваються вимушені коливання, зокрема, незалежно від цього, є у системі опір чи ні;

б) амплітуда вимушених коливань від початкових умов та часу не залежить. З часом вона змінюється і, отже, вимушені коливання (на відміну вільних) при опорі не згасають. Коли $\omega = k$ амплітуда вимушених коливань досягає резонансу, але залишається кінцевою;

в) при вимушених коливаннях з опором завжди має місце зсув фази коливання порівняно з фазою сили, що обурює. Величина цього зсуву визначається формулою:

$$\operatorname{tg} \varepsilon = \frac{2n\omega}{k^2 - \omega^2} \quad (21)$$

Максимальне значення рівне $\frac{\pi}{2}$, зсув фази має місце при резонансі, коли $\omega = k$.

Амплітудою вимушених коливань визначаються максимальні динамічні напруження, що виникають в пружних системах від впливу на них гармонійних збурюючих сил. Дуже важливо відзначити, що величина цих напружень, як і амплітуди, залежить не стільки від величини сили, що обурює, скільки від частоти її зміни в часі.

При одному й тому ж значенні H амплітуда A і напруження, що виникають в системі, можуть значно змінитися, в залежності від змін частоти ω . Для оцінки цих змін їх порівнюють зі статичним відхиленням системи внаслідок дії на неї сили H :

$$A_0 = \frac{H}{C} = \frac{h}{k^2} \quad (22)$$

Відношення амплітуди A до A_0 дорівнює:

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		54

$$\frac{A}{A_0} = \lambda = \frac{1}{\sqrt{(1-a^2)^2 + 4ab^2}} \quad (23)$$

де

$$a = \frac{\omega}{k} \quad (24)$$

$$b = \frac{n}{k} \quad (25)$$

називається коефіцієнтом динамічності системи. Він показує, у скільки разів максимальне динамічне відхилення при вимушених коливаннях від сили $H \sin \omega t$ більше максимального статичного відхилення від постійної сили H .

На (рис. 24) наведена залежність коефіцієнта динамічності λ від частоти збурюючої сили $a = \frac{\omega}{k}$ для деяких значень $b = \frac{n}{k}$.

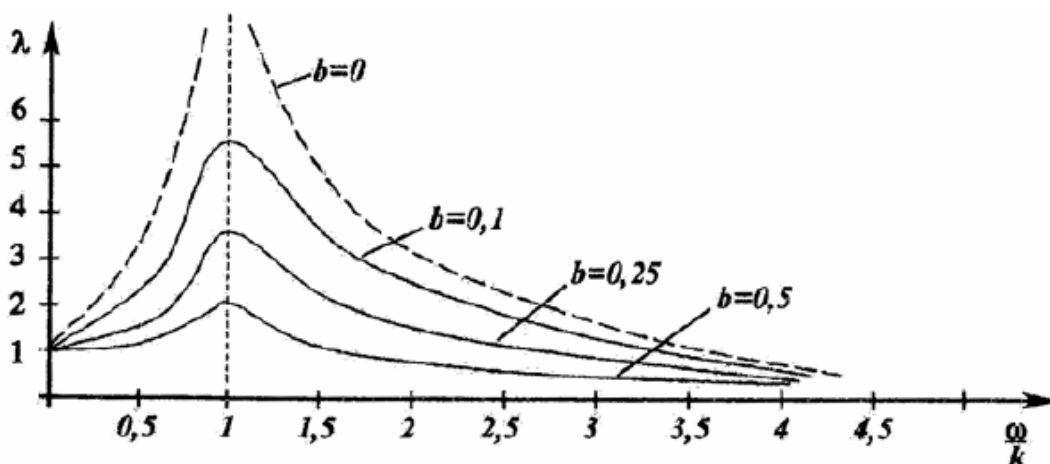


Рисунок 24 – Залежність коефіцієнта динамічності системи λ від частоти збурюючої сили

Наведені криві називаються резонансними. За відсутності опору в системі ($n=0$) вони мають розрив ($\lambda=0$) у точці $\omega=k$, $a=1$. З аналізу кривих зображених на (рис. 24) спостерігається, що в зонах, досить далеких від резонансу, амплітуди при відносно малому опорі майже не відрізняються від амплітуд без опору. У цих зонах при обчисленні амплітуд можна не враховувати опір.

Розглянемо як приклад рух колеса пружною рейкою, що має нерівність (рис. 25). Рівняння руху приведеної маси колеса.

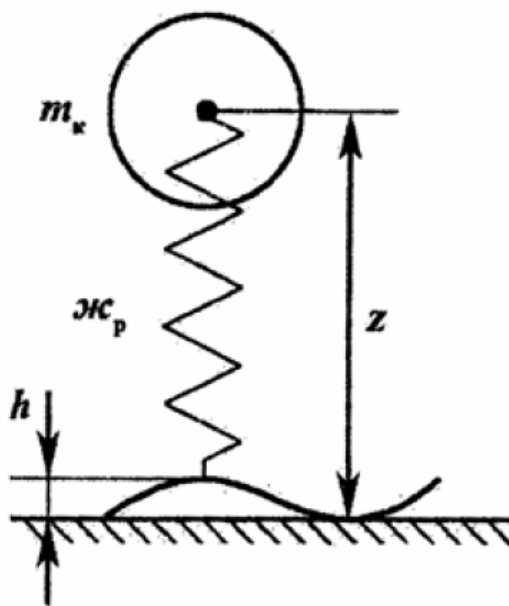


Рисунок 25 – Рух колеса рейковою колією

$$m_k \ddot{z} + \mathcal{J}c_p [z - h(t)] = 0 \quad (26)$$

$$m_k \ddot{z} + \mathcal{J}c_p z = \mathcal{J}c_p h \cos \omega t \quad (27)$$

Введемо позначення:

$$k^2 = \frac{\mathcal{J}c_p}{m_k}$$

$$\ddot{z} + k^2 z = k^2 h \cos \omega t \quad (28)$$

Складова розв'язку цього рівняння від вимушених коливань має вигляд:

$$z = h \frac{k^2}{k^2 - \omega^2} \cos \omega t \quad (29)$$

Динамічне навантаження на рейку:

$$P_{\text{дин}} = -m_k \ddot{Z} = \mathcal{J}c_p h \frac{\omega^2}{k^2 - \omega^2} \cos \omega t = \mathcal{J}c_p h k_{\text{дин}} \quad (30)$$

На систему, що рухається, діють зовнішні сили впливу, які поділяють на кінематичні, силові та параметричні. До кінематичних впливів відносять такі, які періодично змінюють будь-яку координату маси, що рухається, наприклад,

нерівність рейкової колії змінює положення центру ваги колісної пари щодо обраної системи координат.

Силовий вплив – від впливу зовнішніх періодичних сил, наприклад, моментів від зубчастого зачеплення, зміни сили тяги і т.д.

Коливання механічних систем можуть виникати під дією як зовнішніх сил, які здійснюють роботу на основних переміщеннях системи, так і зовнішніх впливів, що змінюють параметри системи (жорсткість, масу) – параметричні збурення.

Основний вплив, на коливальний проце систему «екіпаж-колія» становлять нерівності рейкової колії.

Залізнична колія як частина механічної системи «екіпаж-колія» описується сукупністю характеристик, які можна розділити на дві групи: характеристики, що визначають реакцію колії на динамічний вплив колеса, та характеристики, що визначаються залишковими деформаціями, що накопичилися у колії під впливом рухомого складу.

У залізничній колії (насамперед у верхній будові) під впливом коліс виникають сили пружності, інерції та тертя. Пружна складова динамічної реакції колії не лінійно залежить від просідання рейки. Зі збільшенням просідання колія стає більш жорсткою. Однак у більшості випадків для спрощення розрахунків приймають, що просадка рейок прямо пропорційна динамічному тиску колеса. Колія є нерівнопружною і по довжині, особливо у зоні стиків.

Сили тертя приблизно можна розбити на дві складові – силу сухого тертя, пропорційну величині просідання рейки і силу в'язкого тертя – пропорційну швидкості зміни просідання.

Сили інерції, що виникають у верхній будові колії при безударному русі та при ударах коліс об рейки на стиках внаслідок наявності повзунів на колесах та в інших випадках, пов'язані з хвилями деформації, що проходять у верхній будові колії. Тому при відповідно безударній та ударній взаємодії коліс і рейок сили інерції будуть різними.

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		57

Під впливом коліс поїздів, що проходять, у верхній будові колії накопичуються залишкові деформації. Інтенсивність їх накопичення різна в різних точках колії, тому поступово головки рейок відхиляються від нормального положення і виникають різного роду нерівності на колії, рухаючись якими відбувається виляння колісних пар. В результаті тиск ресор на кузов стає змінним, що в свою чергу викликає коливання кузова. Отже, нерівності рейок як наслідок непостійної за довжиною жорсткості верхньої будови колії – одна з основних причин коливань екіпажу.

Напруження в зоні контакту коліс та рейок можуть перевищувати межу текучості. Внаслідок цього поверхневі шари як коліс, так і головок рейок зношуються і змінюються, рейки отримують вертикальне зношування h_v .

В кривих ділянках колії внаслідок притиснення гребеня колеса колісної пари до робочої грані головки рейки відбувається її боковий знос h_6 . Нерівномірне по довжині вертикальне зношування створює хвилеподібну поверхню кочення рейки з довжиною хвилі l і глибиною h (сила тиску колеса в динаміці на рейку 150-180 кН).

Під час руху в кривих ділянках колії на екіпаж діє горизонтальна відцентрова сила H , тому для її компенсації зовнішню рейку укладають з підвищенням h .

Величина підвищення визначається з умови, щоб вертикальні навантаження від коліс колісної пари на головки рейок будуть однаковими.

$$\frac{H}{P_v} = \operatorname{tg} \alpha = \frac{h}{2s} \quad (31)$$

де P_v – вертикальні навантаження;

α – кут підвищення.

Однак

$$H = m \frac{V^2}{R} \quad (32)$$

$$P = mg \quad (33)$$

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		58

Тоді

$$h = \frac{2sV^2}{gR} \quad (34)$$

Різні поїзди рухаються з різними швидкостями, відповідно якщо для будь-якої кривої підвищення визначено для середньої швидкості, то для одних поїздів воно буде достатнім, а для інших – надлишковим, внаслідок чого на екіпаж діятиме горизонтальна сила.

Розрізняють наступні види нерівностей рейкової колії: систематичні та випадкові за розподілом по довжині колії.

При цьому:

- вертикальні та горизонтальні розрізняють за положенням у площині, в якій вони знаходяться;

- геометричні та силові – залежно від величини сили тиску колеса.

У розрахунках коливань плавні нерівності приймають такими, що змінюються за формулою:

$$h(t) = h(\cos \omega t - 1) \quad (35)$$

$$\omega = \frac{2\pi v}{l} \quad (36)$$

Величини h і l змінюються в певних межах.

3.3 Характеристики елементів з'єднання

Конструктивні з'єднання між окремими частинами екіпажу називають в'язями. В'язі спрямовують їх рух, обмежують або взагалі виключають їхню відносну рухливість. Геометричні в'язі накладають умови на координати точок тіла, вони можуть бути стаціонарними (що не залежать від часу) і нестаціонарними (що змінюються з часом). Кінематичні в'язі накладають умови на швидкостя точок тіла.

Число ступенів вільності всієї системи дорівнює сумі ступенів вільності окремих складових частин за вирахуванням накладених жорстких в'язей.

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
						59
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

Пружні, пружно-в'язкі, пружно-фрикційні та подібні до них в'язі, передаючи силові впливи між окремими масами, обмежують їх відносні переміщення, не змінюючи загального числа ступенів вільності. Такими в'язями є ресори, пружини, амортизатори, прокладки віброізолюючі і т.д.

Плавний рух екіпажу по колії забезпечується системою ресорного підвішування, що складається з пружних елементів і гасників коливань. Ресори, що розміщуються між кузовом і колісними парами, можуть бути об'єднані в групу паралельно працюючих в одному рівні, або дві групи послідовно працюють у двох рівнях – між кузовом і рамою візка, а також рамою візка і колісними парами. У першому випадку ресорне підвішування одинарне, у другому – подвійне. Наявність подвійного ресорного підвішування істотно збільшує число ступенів вільності механічної системи, що розглядається, а отже і ускладнює систему диференціальних рівнянь, що описують її коливання. Однак варіюванням жорсткостей в'язей при цьому можна досягти зменшення динамічного впливу на колію і складові частини поїзда, що рухається.

Передбачається, що, які б не були пристрої, що здійснюють в'язі, їх дія на систему виражається силами, прикладеними до системи та належним чином спрямованими. Ці сили називаються реакціями в'язей. Передбачається, що ці в'язі можуть бути автоматично представлені функціями координат точок системи або похідних від їх часу.

Ці в'язі обмежують можливі положення системи.

Пружні в'язі – це в'язі, що викликають реакції, пропорційні до переміщень системи. Якщо x – переміщення, то:

$$R = cx \quad (37)$$

де c – жорсткість в'язі;

Зазвичай жорсткість приймають незалежно від часу дії, постійну для цієї в'язі. Наприклад, жорсткість гвинтової пружини круглого перерізу визначається за формулою:

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		60

$$Ж = \frac{Gd^4}{8nD^3} \quad (38)$$

де G – модуль зсуву матеріалу пружини;

d – діаметр прутка пружини;

n – число робочих витків.

Для ресори:

$$Ж = \frac{8}{3} \cdot \frac{nbh^3 \cdot E}{(L-a)^2} \quad (39)$$

де E – модуль пружності матеріалу пружини;

b, h – ширина і товщина листа;

a – ширина хомута;

L – довжина ресори.

Жорсткість рейкової колії. Вертикальна жорсткість визначається відношенням дійсного на головку рейки вертикального навантаження до вертикального переміщення точки контакту колеса з рейкою. Це переміщення викликане прогином рейки, стисненням та вигином шпал, стисненням баластового шару та верхньої частини земельного полотна. У різну пору року – різна, визначається експериментально та її величина дорівнює від $3 \cdot 10^7$ до $20 \cdot 10^7$ Н/м.

Горизонтальна жорсткість колії визначається відношенням поперечної (бокової) сили прикладеної до головки рейки до викликаного її відхилення від положення рівноваги в навантаженому стані. Це відхилення викликається за рахунок деформації пружних прокладок, деформації шпал, також змінюється в межах від $1 \cdot 10^7$ до $3 \cdot 10^7$ Н/м. Взагалі, величина жорсткості пружного зв'язку дорівнює відношенню величини сили до викликаного його переміщення, розмірність Н/м.

Якщо пружні в'язі прикладені до маси паралельно (рис. 26, *a*), то наведена жорсткість в'язі розраховується за формулою:

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		61

$$J_p = \sum_{i=1}^n J_i \quad (40)$$

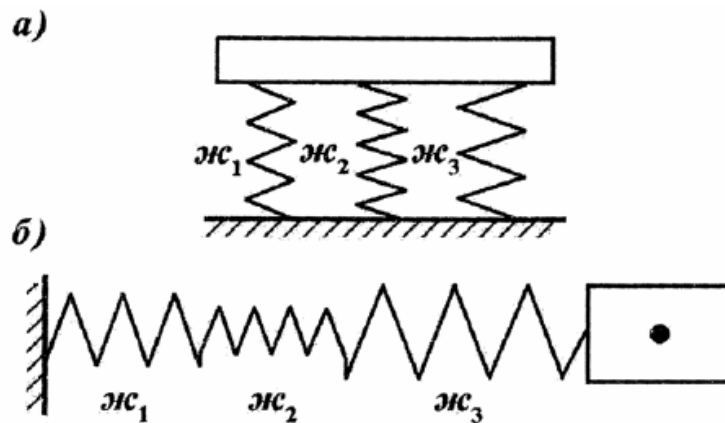


Рисунок 26 – Схеми розташування в'язей

а) паралельне; б) послідовне

Якщо в'язі прикладені послідовно (рис. 26, б), то наведена жорсткість дорівнює:

$$\frac{1}{J_p} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{J_i} \quad (41)$$

Сухе тертя. При сухому терті сила тертя стала за величиною і спрямована проти напрямку руху.

$$R = R_0 \text{sign} \dot{x} \quad (42)$$

де

$$\text{sign} \dot{x} = \begin{cases} 1, & x > 0 \\ -1, & x < 0 \end{cases} \quad (43)$$

Позиційне тертя – тертя пропорційне переміщенню. Прикладом є ресора.

В'язке тертя. Сила опору пропорційна величині швидкості переміщення:

$$R = a \dot{x} \quad (44)$$

Прикладом такої в'язі є гумометалеві демпфери, гідравлічні гасники коливань.

Системи із кусочно-лінійними характеристиками. Пружна сила визначається залежністю (рис. 27)

$$F(x) = \begin{cases} c_1 x, & |x| \leq a, \\ c_1 x + c_2 (|x| - a) \operatorname{sign} x, & |x| > a, \end{cases} \quad (45)$$

де c_1 – жорсткість двох пружин 1;

c_2 – жорсткість однієї із пружин 2.

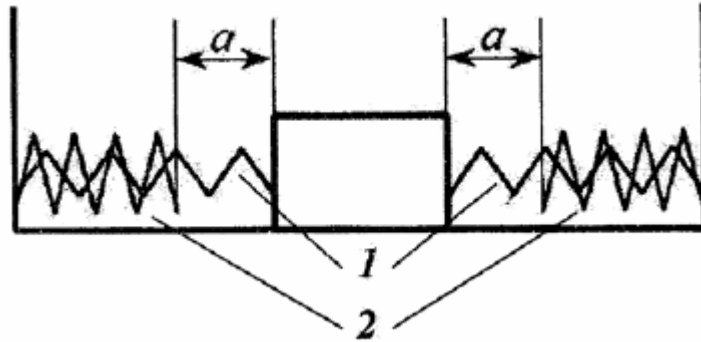


Рисунок 27 – Система із кусочно-лінійними характеристиками

Нелінійні пружні в'язі характеризуються тим, що залежність сили від деформації пружного елемента не є лінійною.

Наприклад, опір переміщенню букси, створений буксовими повідками призводить до пружної характеристики типу a (рис. 28).

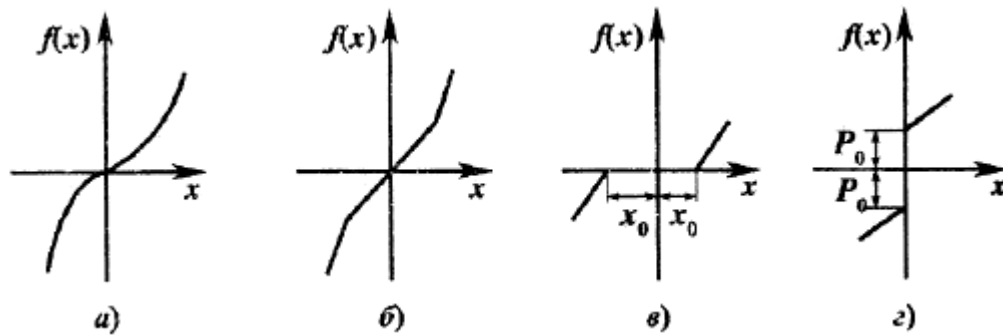


Рисунок 28 – Залежності нелінійних пружних зв'язків

Послідовне включення в роботу ресор і пружин призводить до характеристики типу b ; характеристика типу c зустрічається за наявності люфтів (зазорів) x_0 в коливальній системі; характеристика типу d має місце у системах, де пружні елементи змонтовані з попередньою затяжкою P_0 , наприклад, у пружних буксових упорах.

Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата

0032.206557.MP.2021.001

Арк.

63

У нелінійних системах частота вільних коливань залишається постійною. Вона залежить від амплітуди та початкових умов. Нелінійність також може мати місце і внаслідок того, що сили елементів демпфуючих змінюються в часі за більш складними законами, ніж лінійна залежність від швидкості. Проте в цьому випадку вплив нелінійності на зміну частоти є невеликим.

Про приведення жорсткостей в'язей вже говорилося раніше, для паралельного та послідовного їх з'єднання. Тепер розглянемо питання спрощення розрахункових схем; приведення їх до систем із меншим числом ступенів вільності.

Введемо позначення: через e позначатимемо податливість в'язі, величину, зворотну жорсткості $e = \frac{1}{ж}$, тоді можна сказати, що для системи з паралельно діючими пружними в'язями їх жорсткості додаються, а для систем з послідовно з'єднаними пружними елементами – додаються податливості.

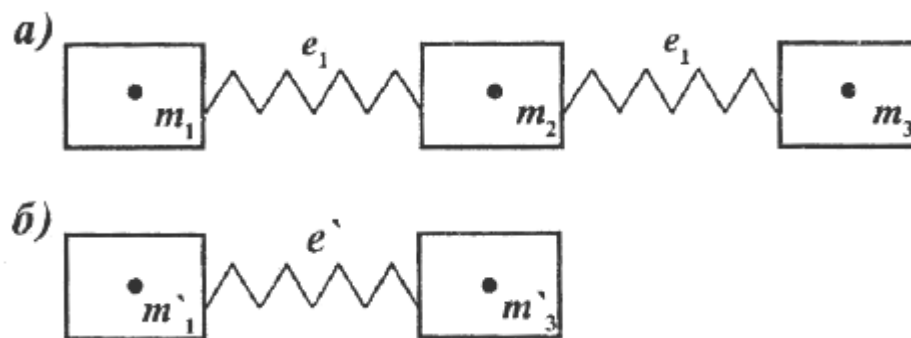


Рисунок 29 – Тримасова система

Розглянемо тримасову систему (рис. 29, а). Можна виконати спрощення цієї схеми до двомасової (рис. 29, б), де

$$e' = e_1 + e_2 \quad (46)$$

$$m'_1 = m_1 + m_2 \frac{e_2}{e_1 + e_2} \quad (47)$$

$$m'_3 = m_3 + m_2 \frac{e_2}{e_1 + e_2} \quad (48)$$

Розглянемо вертикальні коливання під час руху вагона (рис. 30):

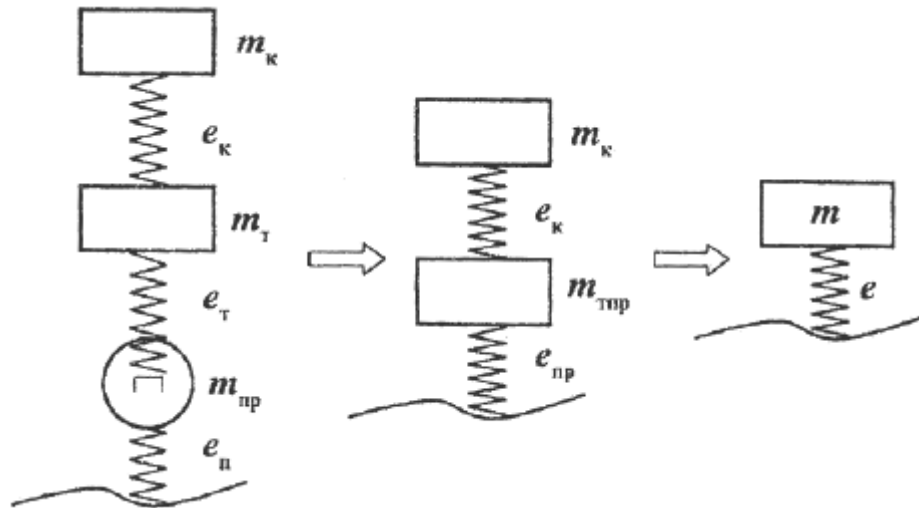


Рисунок 30 – Кінематичні схеми ступенів ресорного підвішування

$$e_{\text{пр}} = e_{\text{в}} + e_{\text{п}} \quad (49)$$

$$m_{\text{в пр}} = m_{\text{в}} + m_{\text{пр}} \frac{e_{\text{п}}}{e_{\text{в}} + e_{\text{п}}} \quad (50)$$

$$e = e_{\text{пр}} + e_{\text{к}} \quad (51)$$

$$m = m_{\text{к}} + m_{\text{в пр}} \frac{e_{\text{пр}}}{e_{\text{к}} + e_{\text{пр}}} \quad (52)$$

3.4 Стійкість руху і рівновага динамічних систем

Одним із найважливіших понять механіки є поняття стійкості. Стійкість може відноситися до руху механічної системи або її рівноваги.

Рівновага механічної системи є стійкою, якщо при малому збуренні (зміщенні, поштовху і т.д.) точки системи у весь наступний час мало відхиляються від своїх положень рівноваги; в іншому випадку рівновага нестійка. Зазвичай при малих збуреннях точки системи, що знаходяться в положенні стійкої рівноваги, здійснюють біля своїх положень рівноваги малі коливання, які внаслідок опору гасяться і рівновага відновлюється.

Рух будь-якої механічної системи залежить від діючих сил та початкових умов. Знаючи їх, можна розрахувати, як рухатиметься система. Рух, що відповідає цьому розрахунку називається незбуреним. Але, оскільки всі вимірювання виконуються з тим чи іншим ступенем точності, то на практиці справжні значення початкових умов дещо відрізняться від розрахункових. Крім цього, механічна система може під час руху зазнавати незначних випадкових впливів не врахованих при розрахунку, що також еквівалентно зміні початкових умов. Виникаючі з різних причин відхилення початкових умов їх розрахункових значень називаються початковими збуреннями, а рух, який здійснюватиме система за наявності цих збурень – збуреним рухом.

Вплив початкових збурень на характеристики руху системи (переміщення точок, їх швидкостя тощо) може бути двояким: якщо при досить малих початкових збуреннях якась із характеристик у весь наступний час мало відрізняється від того значення, яке вона повинна мати в збуреному стані, то рух системи по відношенню до цієї характеристики називається стійким.

Якщо ж при малих початкових збуреннях дана характеристика з часом все більше і більше відрізнятиметься від значення в незбуреному стані, то рух системи по відношенню до цієї характеристики називається нестійким.

Умови, при яких рух чи рівновага механічної системи є стійкими, називаються критеріями стійкості.

Умову стійкості по А.М. Ляпунову можна сформулювати так: рівноважний стан або стан руху механічної системи буде стійким, якщо при малих початкових збуреннях рух точок механічної системи мало відрізнятиметься від незбуреного руху.

Фізичною ознакою стійкості або нестійкості рівноваги пружних систем служить поведінка навантаженої пружної системи при її відхиленнях від положення рівноваги на малу величину.

Якщо система, відхилена від положення рівноваги, повернеться до початкового положення після усунення причини, що викликала відхилення, то

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		66

рівновага стійка. Якщо відхилення не зникне, а продовжить рости, положення рівноваги нестійке. Навантаження, при якому стійка рівновага переходить у нестійку, називається критичним навантаженням, а стан системи – критичним станом.

Визначення стійкості незбуреного руху по Ляпунову не передбачає обов'язкове повернення системи у незбурений стан, хоча й не виключає можливості такого повернення. А.М.Ляпунов розглядав поведінку системи, в якій вона у збуреному русі безмежно наближається до незбуреного руху, як окремий випадок стійкості і ввів для нього найменування асимптотичної стійкості. Поняття стійкості може бути визначено й для автоколивань.

Автоколиваннями називаються незгасаючі коливання, які можуть існувати в коливальній системі за відсутності змінного зовнішнього впливу, причому амплітуда та період коливань визначаються властивостями самої системи. Цим вони відрізняються від вимушених коливань, амплітуда та період яких визначаються характером зовнішнього впливу. Автоколивання відрізняються і від вільних коливань тим, що вільні коливання поступово згасають і їхня амплітуда залежить від початкового збурення, що створює ці коливання.

Системи, в яких виникають автоколивання, називаються автоколивальними.

У процесі руху екіпажу необхідно оцінити та забезпечити стійкість його елементів та конструкції в цілому. При розрахунку елементів конструкцій, що зазнають стискаючих навантажень визначають статичну стійкість рівноваги систем, що деформуються. За критерій оцінки приймають коефіцієнт запасу стійкості, що визначається відношенням критичної сили, що відповідає початку втрати стійкості до допустимої розрахункової сили. Під час руху екіпажу виникають динамічні процеси, однією з найважливіших характеристик яких є стійкість системи під час руху.

При знаходженні математичних критеріїв поняття «стійкість системи під час руху» поділяють на стійкість стану рівноваги (наприклад, існування стійкості малих коливань біля стану рівноваги) та стійкість руху (наприклад,

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		67

існування стійкого періодичного руху). У більшості випадків рух, для якого диференціальні рівняння збуреного руху є лінійними за критерій стійкості, можуть бути прийняті знаки коренів відповідного характеристичного рівняння. Якщо корені матимуть від'ємні дійсні частини, то збурені коливання зникають і незбурний рух стійкий. Для таких систем (до них належать і екіпажі) завдання оцінки стійкості систем за методом Ляпунова зводиться до якісного аналізу диференціальних рівнянь без необхідності їх вирішення.

Що стосується динамічної стійкості, то це поняття ширше. Воно узагальнює поняття та критерії стійкості щодо Ляпунова, Лагранжа, а також технічної стійкості. Додатково воно містить критерії оцінки динамічних ходових якостей екіпажу – плавності ходу, стійкості проти сходу коліс з рейок, рівня величини динамічних сил, прискорень та ін. Реалізація динамічної стійкості враховує умови обмеженості зміни координат, швидкостей та функцій від координат і швидкостей системи. Достатньою ознакою динамічної стійкості є сукупність умов, за яких забезпечується вимога обмеженості рівня всіх динамічних показників.

Висновки до розділу 3

- розглянуто основні етапи моделювання динамічної поведінки основних конструктивних елементів вантажного вагону;
- наведено характеристики елементів з'єднання різних конструктивних елементів рухомого складу та методи їх визначення;
- відзначено основні умови стійкості руху та рівноваги динамічних систем, використовуючи критерії стійкості, які визначаються методом Ляпунова.

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		68

РОЗДІЛ IV. ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ВАНТАЖНОГО ВАГОНА НА ЗАХІДНОЄВРОПЕЙСЬКИХ ВІЗКАХ Y25

4.1 Аналіз динамічних властивостей візків Y25

У роботі [46] авторами було наведено результати імітаційного аналізу поведінки західноєвропейських візків моделі Y25. Було проаналізовано чотири варіанти візка вантажного вагона для дослідження його динамічних властивостей. Моделі було створено в програмному забезпеченні SIMPACK, доповненому модулем RAIL.

У роботі [47] було розглянуто та зіставлено комп'ютерні моделі вантажних вагонів з трьохелементними візками та візками типу Y25. Обговорювались ефективні методи моделювання за наявності фрикційних контактів. Наведено деякі результати моделювання з аналізу безпеки сходу з рейок та впливу ширини колії на динамку вантажного вагона. Наведено методи розрахунку навантаження та міцності на основі комп'ютерного моделювання та деякі результати. Обговорюються трибодинамічна модель взаємодії залізничного рухомого складу з рейковою колією та результати розрахунку зносу профілю коліс та рейок.

Розглянемо моделі візків вантажних вагонів (рис. 31, 32).

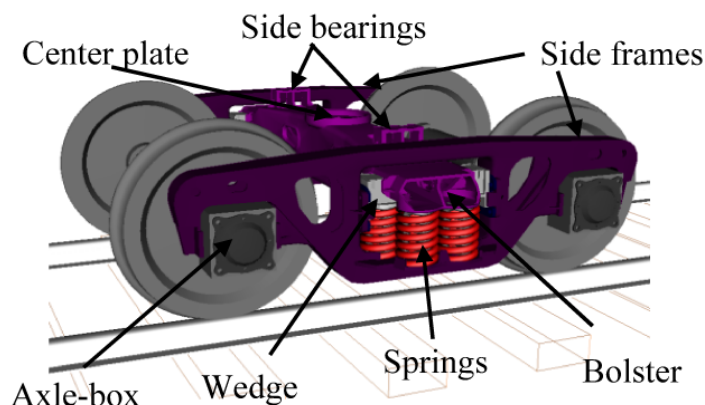


Рисунок 31 – Модель візка 18-100

На сьогоднішній день це найпоширеніший візок вантажних вагонів. Конструкція візка подібна до інших трикомпонентних візків і включає опору,

						0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата			69

з'єднану з боковинами пружинами підвіски та системою тертя, що залежить від навантаження. Система тертя містить чотири клини. Жорсткі бокові підшипники та жорстка опора бокових рам на буксах без перехідників відрізняють візок 18–100 від більшості сучасних конструкцій візків.

Існує багато публікацій, пов'язаних з динамікою вантажних вагонів з трьохелементними візками. В останніх публікаціях модель візка зазвичай розглядається як тривимірний багатомасовий, і велика увага часто приділяється моделюванню фрикційних клинів [48–53]. Зазвичай масою клина в моделях нехтують [49, 50, 53]. Окрема модель клина розроблена в MATLAB [51, 52] включає масу та інерцію для фрикційного клина з чотирма ступенями вільності. У роботі [53] для аналізу проблем безпеки запропонована модель MATLAB руху трьохелементного візка в кривій ділянці колії. Модель включає спрощений математичний опис клинів тертя та лінійну модель сил крипа по Калкеру. Результати моделювання для визначення коефіцієнта стійкості від сходу колеса з рейки за Надалем розраховані в роботі [53] для навантаженого вантажного вагона, тоді як відомо, що аварії пов'язані із сходом переважно пов'язані з порожніми вагонами.

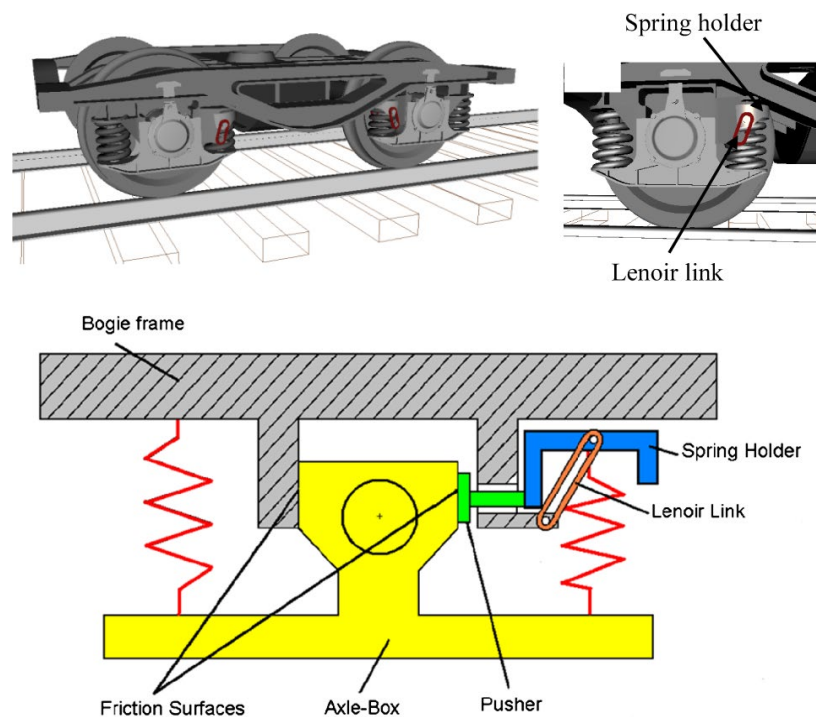


Рисунок 32 – Модель європейського візка Y25

						0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата			70

Модель візка 18–100 та його модифікації було розроблено в UM [54, 55]. Модель включає в себе чотири фрикційних клина з шістьма степенями вільності. Отже, загальна кількість степенів вільності – 54. Візок також має жорсткі контакти між боковою рамою та буксами, між кузовом вагона та опорою в підп'ятниковому вузлі та ковзунами (з зазором), між клинами та опорою або боковою рамою. Така вдосконалена модель дозволяє врахувати реальну форму кожного клина та його можливі модифікації, задати різні значення коефіцієнта тертя. Модель містить зазори в буксах, ковзунах та ін.

Модель тележки Y25 в UM має 50 степенів вільності і складається з 15 твердих тіл: рами, двох колісних пар, чотирьох буксів, пружинних тримачів і штовхачів фрикційної системи. У відмінності від візка 18–100, він оснащений боковими пружно-фрикційними підшипниками. Тертя, яке залежить від навантаження, реалізується через в'язі Lenoir. Модель включає 48 точок контакту.

Жорсткість контактів у відповідних контактних моделях варіюється від $1 \cdot 10^8$ до $5 \cdot 10^9$ Н/м залежно від місця контакту. З урахуванням малих мас фрикційних клинів (18–100) і штовхачів (Y25) ці силові елементи складають жорсткі рівняння руху візків. Для ефективного інтегрування жорстких рівнянь в UM використовується неявний метод Парка [56, 57]. Велика кількість контактів, що мають по три стани (без контакту, ковзання та ін.) унеможлиблює утримання матриць рівнянь руху на значній кількості кроків під час інтегрування за часом.

За допомогою моделювання порівнюються візки Y25 і 18–100. Деякі результати для завантажених вантажних вагонів представлені на (рис. 33, 34). Візок Y25 показує значні переваги за коефіцієнтом стійкості від сходу колеса з рейки (коефіцієнтом безпеки) та горизонтальним навантаженням на колію.

Критерії сходження з рейок – це змінні, які дозволяють оцінити рівень небезпеки сходу з рейок за рахунок розвантаження і як наслідок підйому колеса. Часто ці змінні відрізняються для реальних випробувань і комп'ютерного моделювання через відсутність даних, доступних для експериментальної оцінки.

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		71

Моделювання допомагає у вирішенні більш загальних проблем у порівнянні з натурними випробуваннями, такими як пошук небезпечних комбінацій вертикальних і горизонтальних нерівностей колії або оцінка аварій зі сходом з рейок. Під час моделювання доступні всі характеристики, що характеризують динаміку транспортного засобу, і можна отримати ефективні критерії сходу з рейок.

Критерії сходу колеса з рейки в основному базуються на оцінці співвідношення загальних бокових горизонтальних (L) і вертикальних (V) сил, прикладених до колеса від рейки у випадку одноточкового контакту:

$$S_{L/V} = \frac{L}{V} = q(\delta, \mu_y) = \frac{\tan \delta - \mu_y}{1 + \mu_y \tan \delta} \quad (53)$$

де δ – кут нахилу робочої грані гребня;

μ_y – відношення бокової сили до нормальної в точці контакту.

Якщо припустити, що в контактї має місце чисте ковзання, тобто $F_y \approx \mu N$ з μ як коефіцієнтом тертя, формулу (53) приймає вигляд критерію Надаля:

$$S_{L/V} = \frac{L}{V} < q_0 = q(\delta_0, \mu) = \frac{\tan \delta_0 - \mu}{1 + \mu \tan \delta_0} \quad (54)$$

де q_0 – значення Надаля, обчислене для максимального значення кута контакту на фланці δ_0 (кут фланця).

Цей критерій часто використовується при натурних випробуваннях через труднощі з вимірюванням кута набігання колеса на головку рейки.

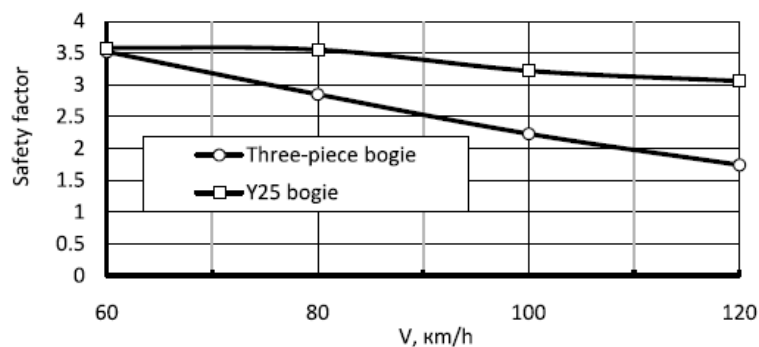


Рисунок 33 – Порівняння візків 18-100 та Y25 по коефіцієнту запасу стійкості від сходу колеса з рейки

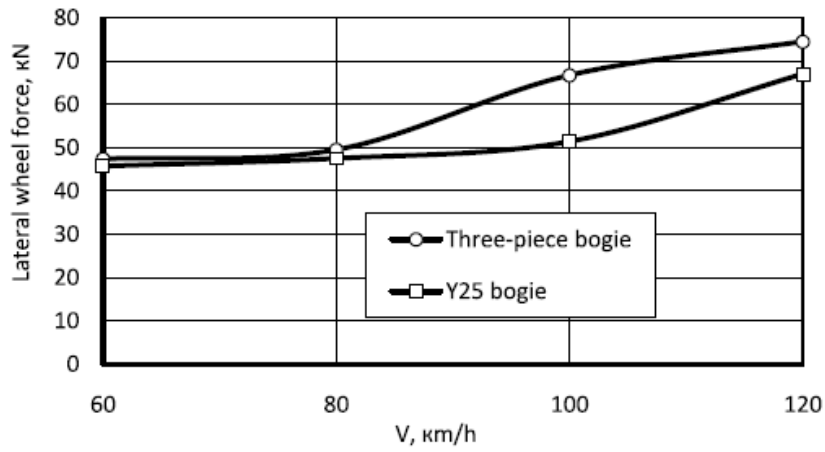


Рисунок 34 – Порівняння візків 18-100 та Y25 за вертикальним навантаженням від колеса на рейку

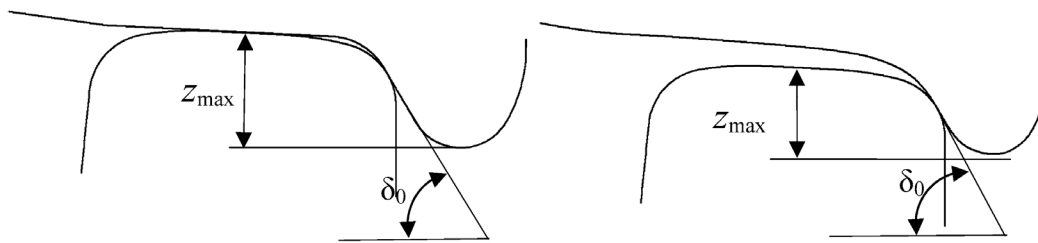


Рисунок 35 – Критичні позиції для дво та одноточкових контактів

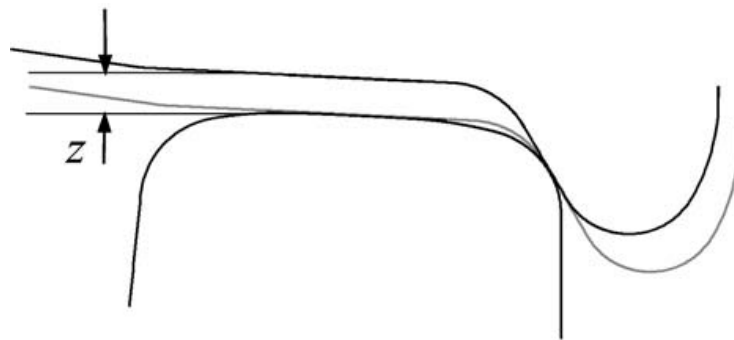


Рисунок 36 – Переміщення точки контакту гребеня колеса з боковою гранню головки рейки у вертикальній площині

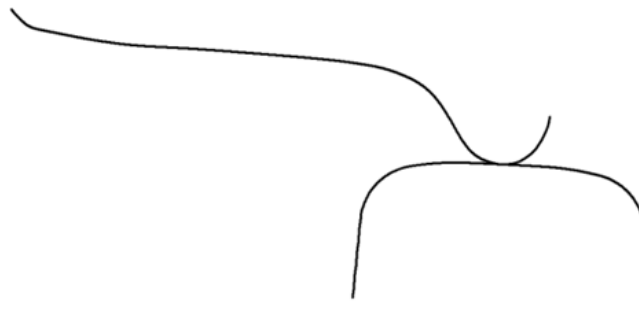


Рисунок 37 – Підйом гребеня колеса на головку рейки

Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата

0032.206557.MP.2021.001

Арк.

73

У випадку, коли пара профілів допускає двоточковий контакт, це положення відповідає двоточковому контакту з нульовим значенням контактних зусиль на верхній частині рейки (рис. 35). У випадку профілів з одноточковим контактом критичне положення відповідає фланцовому контакту в точці з кутом контакту, рівним куту фланця (рис. 35). В обох випадках подальший підйом колеса призводить до збільшення кута контакту, що часто призводить до сходу колеса з рейки.

Також у роботі [46] було виконано аналіз впливу різних конструкцій візків на основні динамічні показники безпеки руху вантажних вагонів, в даному випадку напіввагонів: коефіцієнт вертикальної динаміки необресорної частини вагона, коефіцієнт горизонтальної динаміки необресорної частини вагона або співвідношення рамної сили до статичного навантаження на вісь, коефіцієнт стійкості при вкочуванні гребеня колеса на головку рейки.

Для цього були розглянуті конструкції візків трьох типів: відомі типові - моделі 18-100, моделі західноєвропейського візка Y25 та візки моделі 18-9771 з покращеними динамічними характеристиками (рис. 38).



Рисунок 38 – Візок моделі 18-9771

Розроблена нова конструкція двовісного візка для вантажних вагонів має низку відмінностей від розробок інших виробників залізничної техніки і полягає в тому, що:

- бокові рами виконані посиленої конструкції;

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		74

– пружини центрального ресорного підвішування зі збільшеним статичним прогином;

– ковзуни постійного контакту;

– у вузлах тертя застосовуються змінні зносостійкі накладки.

Результати динамічних показників були отримані вченими Дніпровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, з використанням програмного комплексу DYNRAIL Wagon Dynamics (Single Wagon). У всіх випадках як збурення використовувалися динамічні нерівності рейкових ниток (рис. 39), спеціально згенеровані за статистичними характеристиками реальних ділянок колії. Результати виконаних теоретичних досліджень наведено на (рис. 40-43) та (табл. 1, 2).

Аналіз результатів теоретичних досліджень дозволяє зробити висновок про те, що для всіх моделей візків величини динамічних показників відрізняються в межах вимог Нормативних документів і не перевищують максимально допустимих значень.

Значення коефіцієнта вертикальної динаміки необресорної частини вагона та коефіцієнта горизонтальної динаміки необресорної частини вагона для всіх трьох моделей візків на прямій ділянці колії (рис. 40, 41) у всьому розглянутому діапазоні швидкостей практично не відрізняються між собою.

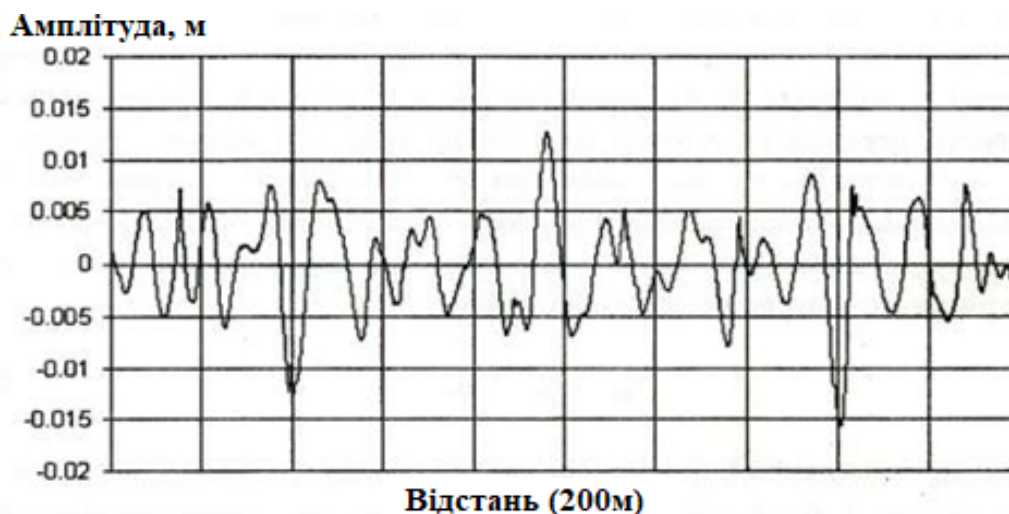


Рисунок 39 – Вертикальні нерівності рейкової нитки

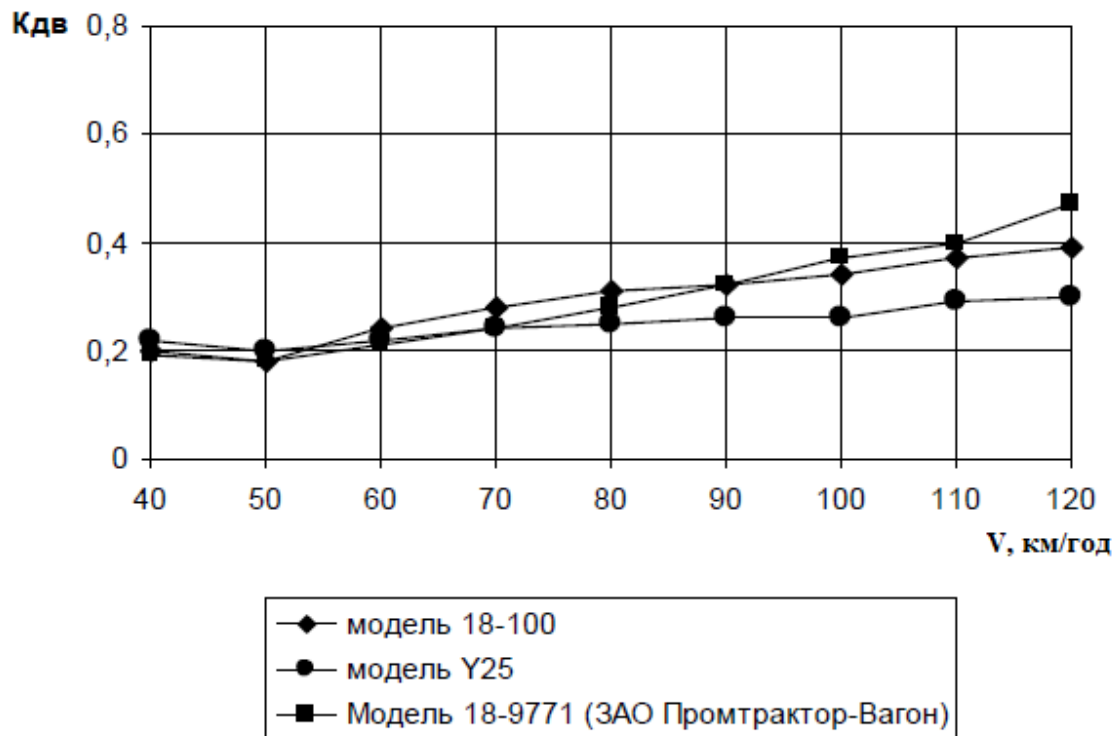


Рисунок 40 – Значення коефіцієнтів вертикальної динаміки (пряма) [46]

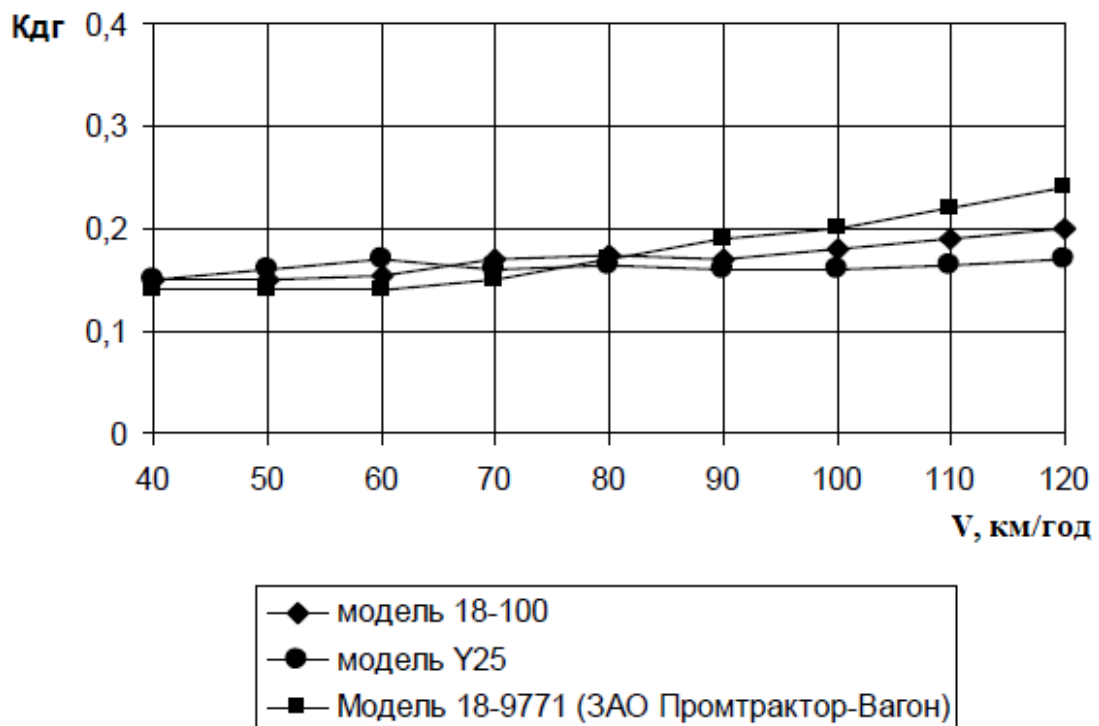


Рисунок 41 – Значення коефіцієнтів горизонтальної динаміки (пряма) [46]

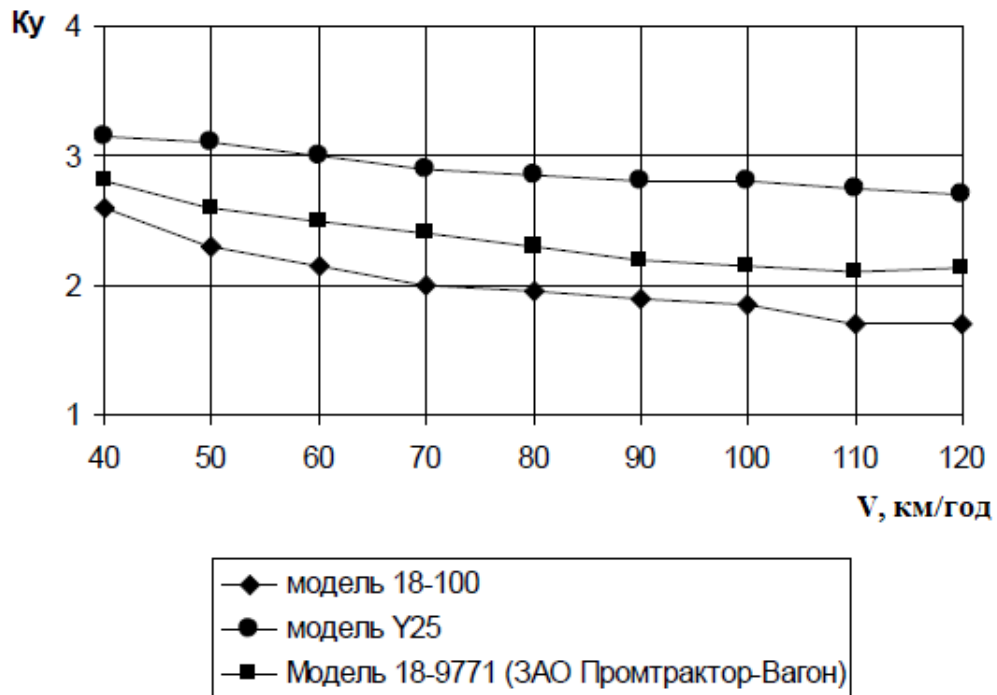


Рисунок 42 – Коефіцієнт стійкості прости сходу колеса з рейки в прямій ділянці колії [46]

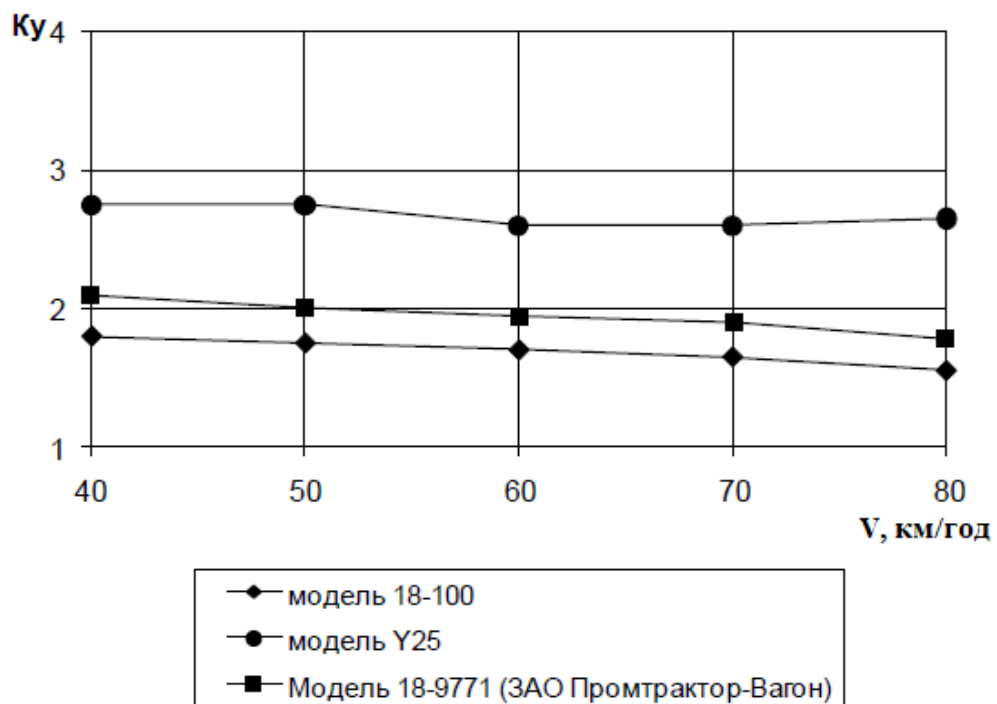


Рисунок 43 – Коефіцієнт стійкості прости сходу колеса з рейки в кривій ділянці колії $R = 300$ м [46]

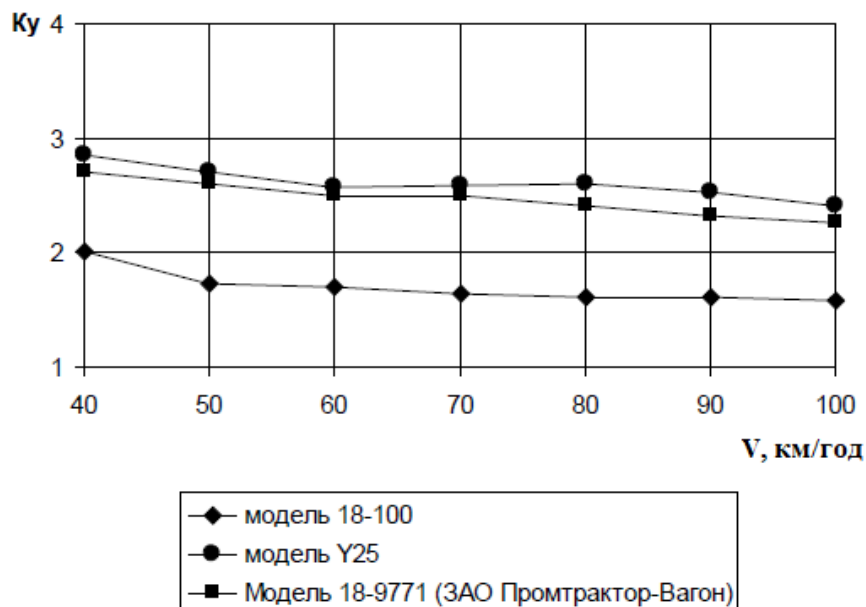


Рисунок 44 – Коефіцієнт стійкості проти сходу колеса з рейки в кривій ділянці колії $R = 600$ м [46]

Таблиця 1 – Значення коефіцієнтів вертикальної та горизонтальної динаміки, коефіцієнта запасу стійкості від сходу колеса з рейки для різних моделей візків на прямій ділянці колії при швидкості 120 км/год [46]

Динамічні показники	Візок моделі 18-100	Візок моделі Y25	Візок моделі 18-9771
$K_{д.в.}$	0,39	0,30	0,37
$K_{д.г.}$	0,20	0,17	0,24
K_y	1,70	2,70	2,15

Таблиця 2 – Значення коефіцієнтів вертикальної та горизонтальної динаміки, коефіцієнта запасу стійкості від сходу колеса з рейки для різних моделей візків в кривій $R = 300$ м при швидкості 80 км/год [46]

Динамічні показники	Візок моделі 18-100	Візок моделі Y25	Візок моделі 18-9771
$K_{д.в.}$	0,7	0,6	0,52
$K_{д.г.}$	0,3	0,27	-
K_y	1,55	2,65	1,79

Висновки до розділу 4

- показано порівняльні результати динамічних показників вантажного вагона на західноєвропейських візках моделі Y25 у порівнянні з вітчизняними візками 18-100 відповідно до вимог технічних специфікацій інтероперабельності;
- наведено механічну модель буксового вузла ресорного підвішування західноєвропейського візка Y25, враховуючи виникаючі пружні та дисипативні властивості;
- відзначено, що візок Y25 має значні переваги за коефіцієнтом стійкості від сходу колеса з рейки та горизонтальним навантаженням на колію;
- показано критичні позиції для дво та одноточкових контактів гребеня колеса колісної пари з боковою гранню головки рейки;
- відзначено, що виникаючі внаслідок коливальних процесів динамічні показники вантажних вагонів на різних моделях візків відрізняються один від одного, проте знаходяться в межах визначених Нормативними документами та не перевищують максимально допустимих значень;
- під час руху в прямій ділянці колії при швидкості 120 км/год. коефіцієнт вертикальної динаміки вантажного вагона на візках моделі Y25 у порівнянні з візками 18-100 є зменшеним на 23%, коефіцієнт горизонтальної динаміки зменшений на 15%, а стійкість колеса від сходу з рейки покращується на 37%;
- відзначено, що використання західноєвропейських візків Y25 у міжнародному сполученні Україна – ЄС відповідає вимогам технічних специфікацій інтероперабельності.

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		79

ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

- розглянуто актуальність питання щодо зменшення силового впливу рухомого складу на рейкову колію шляхом використання західноєвропейських візків Y25 у сполученні Україна – ЄС;
- проаналізовано теоретичні та експериментальні методи дослідження динамічних властивостей вантажних вагонів;
- на основі порівняння вимог нормативних документів встановлено, що норми країн ЄС є більш жорсткими у порівнянні з відповідними нормами, які використовуються в Україні;
- проведено класифікацію візків в залежності від способу передачі навантаження від кузова або надресорної балки на раму візка, а також від способу з'єднання рами візка з буксами;
- розглянуто конструктивні особливості вітчизняних вантажних візків моделі 18-100, 18-100М, 18-578, а також закордонних візків Y25, Y31/Li, Y37/VR та ін.;
- відзначено конструктивні відмінності візка Y25 у порівнянні з вітчизняним 18-100, які полягають у використанні однієї жорсткої рами, пружного та дисипативного елемента з буксовий ступені ресорного підвішування, пружних ковзунів постійного контакту, що дозволяє при тих самих експлуатаційних умовах покращити динамічні показники та показники безпеки руху;
- розглянуто основні етапи моделювання динамічної поведінки основних конструктивних елементів вантажного вагону;
- наведено характеристики елементів з'єднання різних конструктивних елементів рухомого складу та методи їх визначення;
- відзначено основні умови стійкості руху та рівноваги динамічних систем, використовуючи критерії стійкості, які визначаються методом Ляпунова;
- показано порівняльні результати динамічних показників вантажного вагона на західноєвропейських візках моделі Y25 у порівнянні з вітчизняними візками

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		80

- 18-100 відповідно до вимог технічних специфікацій інтероперабельності;
- наведено механічну модель буксового вузла ресорного підвішування західноєвропейського візка Y25, враховуючи виникаючі пружні та дисипативні властивості;
 - відзначено, що візок Y25 має значні переваги за коефіцієнтом стійкості від сходу колеса з рейки та горизонтальним навантаженням на колію;
 - показано критичні позиції для дво та одноточкових контактів гребеня колеса колісної пари з боковою гранню головки рейки;
 - відзначено, що виникаючі внаслідок коливальних процесів динамічні показники вантажних вагонів на різних моделях візків відрізняються один від одного, проте знаходяться в межах визначених Нормативними документами та не перевищують максимально допустимих значень;
 - під час руху в прямій ділянці колії при швидкості 120 км/год. коефіцієнт вертикальної динаміки вантажного вагона на візках моделі Y25 у порівнянні з візками 18-100 є зменшеним на 23%, коефіцієнт горизонтальної динаміки зменшений на 15%, а стійкість колеса від сходу з рейки покращується на 37%;
 - відзначено, що використання західноєвропейських візків Y25 у міжнародному сполученні Україна – ЄС відповідає вимогам технічних специфікацій інтероперабельності.

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		81

БИБЛИОГРАФИЯ

1. Амелин, С. В. О расчете на прочность стрелочных переводов [Текст] / С. В. Амелин, В. Ф. Яковлев, И. И. Семенов // Труды ЛИИЖТ, вып. 222, Л., – С. 3-28.
2. Анисимов, П. С. Метод оценки воздействия грузовых вагонов на путь [Текст] / П. С. Анисимов // Мир транспорта. – 2014. – № 1. – С. 24-30.
3. Богданов, В. М. Влияние износов в системе колесо-рельс на опасность схода [Текст] / В. М. Богданов, Ю. С. Ромен // Тезисы докладов III научно-технической конференции «Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты». – СПб., 2003. – С. 39-40.
4. Бороненко, Ю. П. Влияние нормативов содержания тележек 18-100 на устойчивость вагонов от схода с рельсов [Текст] / Ю. П. Бороненко, Г. В. Левков, А. М. Орлова, В. С. Лесничий, Е. А. Рудакова // Тезисы докладов III научно-технической конференции «Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты». – СПб., 2003. – С. 38-39.
5. Вериго, М. Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава [Текст] / М. Ф. Вериго, А. Я. Коган; под общ. ред. М. Ф. Вериго. – М. : Транспорт, 1986. – 559 с.
6. Вериго, М. Ф. Имитационное моделирование сил взаимодействия экипажа и пути [Текст] / М. Ф. Вериго, Г. И. Петров, В. В. Хусидов // Бюллетень ОСЖД. – Варшава: ОСЖД. – 1995. – № 6/93 (212). – С. 3-8.
7. Глушко, М. И. Взаимодействие колесной пары с рельсами [Текст] / М. И. Глушко // Транспорт Урала. – 2008. – № 4 (19). – С. 40-45.
8. Давыдов, А. Н. Боковые опоры вагона и нагрузки, действующие на путь [Текст] / А. Н. Давыдов, А. В. Смольянинов // Транспорт Урала. – 2013. – № 4 (39). – С. 38-40.
9. Данович, В. Д. Об учёте инерционных свойств пути при исследовании пространственных колебаний рельсового экипажа [Текст] / В. Д. Данович.

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		82

- Динамика и прочность высокоскоростного наземного транспорта. Киев, «Наукова думка». – 1976. – С. 148-151.
10. Данович, В. Д. Определение сил взаимодействия движущегося объекта и инерционного основания. Нагруженность, колебания и прочность сложных механических систем [Текст] / В. Д. Данович, И. А. Литвин, Т. Ф. Мокрий, Е. Ю. Трубицкая. – Киев, «Наукова думка». – 1977. – С. 93-99.
11. Ермаков, В. М. О сходах порожних вагонов [Текст] / В. М. Ермаков, В. О. Певзнер // Железнодорожный транспорт. – 2002. – № 3. – С. 29-33.
12. Залесский, А. И. Определение параметров математической модели подрельсового основания железнодорожного пути [Текст] / А. И. Залесский. Динамика и прочность высокоскоростного наземного транспорта. Киев, «Наукова думка» – 1976. – С. 160-165.
13. Золотарский, А. Ф. Железнодорожный путь и подвижной состав для высоких скоростей движения [Текст] / А. Ф. Золотарский, С. В. Вершинский. – М. : «Транспорт». – 1964. – 272 стр.
14. Иванов, В. Н. Определение составляющих сил крипа и условий устойчивости движения колесной пары [Текст] / В. Н. Иванов, И. П. Исаев, Н. А. Панькин, В. К. Якубовский // Вестник ВНИИЖТ. – 1978. – № 8. – С. 32-36.
15. Козлов, И. В. Об одном из способов снижения горизонтальных рамных сил при движении груженой восьмиосной цистерны по кривым участкам пути [Текст] / И. В. Козлов, В. М. Меланин // Вопросы совершенствования железнодорожной техники и ее содержания. – М., 1981. – № 647. – С. 87-91.
16. Коссов, В. С. Факторы устойчивости порожних вагонов / В. С. Коссов, В. В. Березин, В. А. Быков // Мир транспорта. – 2012. – № 2. – С. 168-177.
17. Краснов, О. Г. Как влияют продольно-динамические силы на устойчивость порожних вагонов [Текст] / О. Г. Краснов, М. Г. Акашев, А. В. Ефименко, В. Н. Сенча // Вагоны и вагонное хозяйство. – 2012. – № 4 (32). – С. 38-39.

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		83

18. Лазарян, В. А. Динамика вагонов. Устойчивость движения и колебания [Текст] / В. А. Лазарян. – М.: Транспорт, 1964. – 256 с.
19. Лысюк, В. С. Причины и механизм схода колеса с рельса. Проблема износа колес и рельсов [Текст] / В. С. Лысюк; 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 2002. – 215 с.
20. Оленцевич, В. А. Вертикальные колебания вагона с грузом при движении подвижного состава по волнам неровности пути [Текст] / В. А. Оленцевич // Транспорт Урала. – 2010. – № 1 (24). – С. 49-53.
21. Певзнер, В. О. Основы разработки нормативов содержания пути и установления скоростей движения: науч. тр. ОАО «ВНИИЖТ» [Текст] / В. О. Певзнер, Ю. С. Ромен. – М. : Интекст, 2013. – 224 с.
22. Бороненко, Ю. П. Возможности конструктивных схем тележек для обеспечения устойчивости в прямой и радиальной установки колесных пар в кривых [Текст] / Ю. П. Бороненко, А. М. Орлова, Е. А. Рудакова // Тезисы докладов III научно-технической конференции «Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты». – СПб., 2003. – С. 35-37.
23. Давыдов, А. Н. Выбор параметров боковых опор кузова и их влияние на ходовые качества грузовых вагонов : автореф. дис. ...канд. техн. наук : 05.22.07 [Текст] / Давыдов Алексей Николаевич. – Екб., 2010. – 20 с.
24. Козлов, П. В. Влияние подвижности груза на запас устойчивости от опрокидывания вагона-платформы сочлененного типа [Текст] / П. В. Козлов // Транспорт Урала. – 2012. – № 2 (33). – С. 44-49.
25. Филиппов, В. Н. Нормы устройства и взаимодействия рельсовой колеи и колесной пары – основные факторы обеспечения безопасности движения [Текст] / В. Н. Филиппов, Г. И. Петров, В. С. Плоткин // Труды IV научно-практической конференции «Безопасность движения поездов». – М., 2003. – С. I-8 – I-11.
26. Филиппов, В. Н. Особенности расчета, анализа и пути улучшения динамических показателей перспективных большегрузных вагонов: дис.

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		84

- ...д-ра техн. наук : 05.22.07 [Текст] / Филиппов Виктор Николаевич. – М., 1986. – 384 с.
27. Хусидов, В. Д. Методика компьютерной оценки безопасности движения подвижного состава [Текст] / В. Д. Хусидов, Ю. С. Ромен, Г. И. Петров, А. Н. Шамаков. – Утверждена МПС РФ. М. : МПС РФ, 1999. – 23 с.
28. Челноков, И. И. Критерии ограничения скорости движения экипажа в кривой [Текст] / И. И. Челноков, Н. А. Чурков, Л. Л. Осинский // Динамика вагонов. – М., 1977. – № 403. – С. 45-57.
29. Бороненко, Ю. П. Инновационное решение – 120-футовая платформа сочлененного типа для перевозки трех 40-футовых крупнотоннажных контейнеров [Текст] / Ю. П. Бороненко, Т. М. Белгородцева, С. Г. Васильев, Н. В. Смирнов // Транспорт Российской Федерации. – 2009. – № 5 (24). – С. 56-59.
30. Бороненко, Ю. П. Создание тележки с самоцентрирующимися колесными парами на базе трехэлементной рамы [Текст] / Ю. П. Бороненко, В. М. Бубнов, А. М. Орлова, Е. А. Рудакова // Тезисы докладов III научно-технической конференции «Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты». – СПб., 2003. – С. 20-22.
31. Ветухов, Ю. П. Анализ и классификация схем ходовых частей восьмиосных вагонов [Текст] / Ю. П. Ветухов, Е. А. Корнильев, В. А. Двухглавов // Динамика вагонов. – М., 1977. – № 403. – С. 37-45.
32. Ефимов, В. П. Разработка тележек для перспективных грузовых вагонов [Текст] / В. П. Ефимов, А. А. Пранов // Тезисы докладов III научно-технической конференции «Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты». – СПб., 2003. – С. 19-20.
33. Игембаев, Н. К. Анализ конструкций тележек грузовых вагонов, созданных в России [Текст] / Н. К. Игембаев // Транспорт Урала. – 2009. – № 4 (23). – С. 76-80.

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		85

34. Филиппов, В. Н. Снижение подреза гребней колесных пар грузовых вагонов [Текст] / В. Н. Филиппов, П. И. Зуйков, Я. Д. Подлесников // Железнодорожный транспорт. – 2014. – № 3. – С. 70-72.
35. Давыдов, А. Н. Анализ конструкций боковых опор грузовых вагонов [Текст] / А. Н. Давыдов, Г. И. Петров, А. В. Смольянинов // Железнодорожный транспорт. – 2013. – № 4. – С. 6-11.
36. Давыдов, А. Н. Боковые опоры вагона и нагрузки, действующие на путь [Текст] / А. Н. Давыдов, А. В. Смольянинов // Транспорт Урала. – 2013. – № 4 (39). – С. 38-40.
37. Давыдов, А. Н. Влияние параметров боковых опор кузова на ходовые качества грузовых вагонов [Текст] / А. Н. Давыдов // Транспорт Урала. – 2010. – № 2 (25). – С. 27-29.
38. Смольянинов, А. В. Оценка устойчивости движения грузовых вагонов, оборудованных боковыми опорами [Текст] / А. В. Смольянинов, А. Н. Давыдов // Транспорт Урала. – 2011. – № 4 (31). – С. 45-47.
39. Северинова, Т. П. Увеличение долговечности надрессорной балки грузового вагона за счет установки упругих скользунов [Текст] / Т. П. Северинова, О. Н. Попов // Тезисы докладов III научно-технической конференции «Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты». – СПб., 2003. – С. 150-152.
40. Петров, А. Г. Исследование влияния отступлений в содержании ходовых частей грузовых вагонов на безопасность движения [Текст] / А. Г. Петров, С. Л. Юрковский // Транспорт Урала. – 2008. – № 4 (19). – С. 34-39.
41. Евстафьев, Б. С. Хусидов, В. Д. Исследование вертикальной динамики восьмиосных вагонов [Текст] / Б. С. Евстафьев, В. Д. Хусидов // Исследование динамики и прочности большегрузных вагонов. – М., 1968. – № 283. – С. 35-53.

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		86

42. Хохлов, А. А. Исследование горизонтальных колебаний восьмиосных вагонов [Текст] / А. А. Хохлов // Исследование динамики и прочности большегрузных вагонов. – М., 1968. – № 283. – С. 54-64.
43. Смольянинов, А. В. К вопросу обеспечения безопасности движения вагонов с увеличенной высотой центра тяжести [Текст] / А. В. Смольянинов, В. Н. Филиппов, И. В. Козлов, Я. Д. Подлесников // Транспорт Урала. – 2014. – № 2 (41). – С. 39-43.
44. BS EN 14363:2005. Railway applications. Testing for the acceptance of running characteristics of railway vehicles. Testing of running behavior and stationary tests, 2006. – 64 p.
45. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных), ГосНИИВ–ВНИИЖТ, 319, (1996).
46. Мямлин, С.В. Недужая, Л.А. Тен, А.А. Теоретические исследования динамики полувагонов. Зб. наук. праць ДонІЗТ. Vol. 24. 2010. P. 143-151.
47. Kovalev, R., Lysikov, N., Mikheev, G. et al. Freight car models and their computer-aided dynamic analysis. Multibody Syst Dyn 22, 399 (2009).
48. Cusumano, J.P., Gardner, J.F.: Dynamic models of friction wedge dampers. In: Proceedings of the 1997 IEEE/ASME Joint Rail Conference, Boston, 18–20 March 1997.
49. Harder, R.F.: Dynamic modeling and simulation of three-piece North American freight vehicle suspension with non-linear frictional behaviour using ADAMS/Rail. In: ADAMS/Rail Users' Conference, Haarlem, 10–12 May 2000.
50. Xia, F.: The dynamics of the three-piece freight truck. PhD thesis, Technical University of Denmark (2002).
51. Steets, J., Chan, B.J., Sandu, C.: A multibody dynamics approach to friction wedge modeling for freight car suspension. In: Proceedings of JRCICE2007 ASME/IEEE Joint Rail Conference & Internal Combustion Engine Spring Technical Conference, Pueblo, 13–16 March 2007.

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		87

52. Ballew, B.S.: Advanced multibody dynamics modeling of the freight train truck system. MS thesis, Virginia Polytechnic Institute and State University (2008).
53. Ghazavi, M.R., Taki, M.: Dynamic simulations of freight three piece bogie motion in curve. *Veh. Syst. Dyn.* 46(10), 955–973 (2008).
54. Pogorelov, D.Yu., Pavlukov, A.E., Yudakova, T.A., Kotov, S.V.: Modeling of contact interaction in multibody dynamics problems. In: V.I. Sakalo (ed.) *Dynamics, Strength and Reliability of Transport Machines*, Bryansk, pp. 11–23 (2001).
55. Pogorelov, D.Yu.: Simulation of rail vehicle dynamics with Universal Mechanism software. In: A. Sladkowski (ed.) *Rail Vehicle Dynamics and Associated Problems*, Gliwice, pp. 13–58 (2005).
56. Park, K.C.: An improved stiffly stable method for direct integration of nonlinear structural dynamic equations. *J. Appl. Mech.* 42, 464–470 (1975).
57. Pogorelov, D.: Differential–algebraic equations in multibody system modeling. *Numer. Algorithms* 19, 183–194 (1998).

СПИСОК РИСУНКІВ

- Рисунок 1 – Схеми передачі навантаження від кузова на візки.
- Рисунок 2 – Схеми ресорного підвішування вагонів.
- Рисунок 3 – Схеми з'єднання рами візка з буксами.
- Рисунок 4 – Візок моделі 18-100.
- Рисунок 5 – Бокова рама візка 18-100.
- Рисунок 6 – Загальний вигляд бокової рами з внутрішньої сторони.
- Рисунок 7 – Надресорна балка та ковзун візка моделі 18-100.
- Рисунок 8 – Під'ятник, який є опорою для кузова.
- Рисунок 9 – Шкворень.
- Рисунок 10 – Ресорний комплект візка моделі 18-100.
- Рисунок 11 – Основні конструктивні елементи візка моделі 18-100М.
- Рисунок 12 – Загальний вигляд візка моделі 18-578.
- Рисунок 13 – Бокова рама візка моделі 18-578 із зносостійкими прокладками в буксовому отворі.
- Рисунок 14 – Фрикційний клин зі змінною накладкою.
- Рисунок 15 – Пружно-катковий ковзун візка моделі 18-578.
- Рисунок 16 – Візок моделі Y-25.
- Рисунок 17 – Візок типу Y37/VR.
- Рисунок 18 – Візок моделі Y31/Li.
- Рисунок 19 – Візок моделі 18-9810 (Barber S-2-R).
- Рисунок 20 – Буксовий вузол з адаптером типу AdapterPlus.
- Рисунок 21 – Вагон з візками Axle Motion.
- Рисунок 22 – Рухома система координат.
- Рисунок 23 – Загальний вигляд коливань системи.
- Рисунок 24 – Залежність коефіцієнта динамічності системи λ від частоти збурюючої сили.
- Рисунок 25 – Рух колеса рейковою колією.
- Рисунок 26 – Схеми розташування в'язей.

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		89

- Рисунок 27 – Система із кусочно-лінійними характеристиками.
- Рисунок 28 – Залежності нелінійних пружних зв'язків.
- Рисунок 29 – Тримасова система.
- Рисунок 30 – Кінематичні схеми ступенів ресорного підвішування.
- Рисунок 31 – Модель візка 18-100.
- Рисунок 32 – Модель європейського візка Y25.
- Рисунок 33 – Порівняння візків 18-100 та Y25 по коефіцієнту запасу стійкості від сходу колеса з рейки.
- Рисунок 34 – Порівняння візків 18-100 та Y25 за вертикальним навантаження від колеса на рейку.
- Рисунок 35 – Критичні позиції для дво та одноточкових контактів.
- Рисунок 36 – Переміщення точки контакту гребеня колеса з боковою гранню головки рейки у вертикальній площині.
- Рисунок 37 – Підйом гребеня колеса на головку рейки.
- Рисунок 38 – Візок моделі 18-9771.
- Рисунок 39 – Вертикальні нерівності рейкової нитки.
- Рисунок 40 – Значення коефіцієнтів вертикальної динаміки (пряма) [46].
- Рисунок 41 – Значення коефіцієнтів горизонтальної динаміки (пряма) [46].
- Рисунок 42 – Коефіцієнт стійкості прости сходу колеса з рейки в прямій ділянці колії [46].
- Рисунок 43 – Коефіцієнт стійкості прости сходу колеса з рейки в кривій ділянці колії $R = 300$ м [46].
- Рисунок 44 – Коефіцієнт стійкості прости сходу колеса з рейки в кривій ділянці колії $R = 600$ м [46].

СПИСОК ТАБЛИЦЬ

Таблиця 1 – Значення коефіцієнтів вертикальної та горизонтальної динаміки, коефіцієнта запасу стійкості від сходу колеса з рейки для різних моделей візків на прямій ділянці колії при швидкості 120 км/год [46].

Таблиця 2 – Значення коефіцієнтів вертикальної та горизонтальної динаміки, коефіцієнта запасу стійкості від сходу колеса з рейки для різних моделей візків в кривій $R = 300$ м при швидкості 80 км/год [46].

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		91

АНОТАЦІЯ І КЛЮЧОВІ СЛОВА

Тимощук О.О. Дипломна магістерська робота на тему: «Перспективи використання у сполученні Україна – ЄС західноєвропейських візків Y25»: 93 с., 44 рис., 2 табл., 57 дж.

ВАНТАЖНИЙ ВАГОН, ДИНАМІЧНІ ПОКАЗНИКИ, ВІЗОК, РЕСОРНЕ ПІДВІШУВАННЯ, ТЕХНІЧНІ СПЕЦИФІКАЦІЇ ІНТЕРОПЕРАБЕЛЬНОСТІ

Об'єкт дослідження – вітчизняні візки 18-100 та західноєвропейські Y25, які використовуються у вантажному русі.

Предмет дослідження – основні динамічні показники західноєвропейських візків Y25 відповідно до технічних специфікацій інтероперабельності (ТСІ).

Мета роботи – дослідження динамічних показників західноєвропейських візків Y25 та можливість їх використання у міжнародному сполученні Україна – ЄС відповідно до вимог інтероперабельності.

Для досягнення поставленої мети в роботі виконано огляд теоретичних та експериментальних методів дослідження динамічних властивостей рухомого складу, нормативних документів щодо відповідності динамічних показників рухомого складу в Україні та країнах ЄС, розглянуто конструктивні особливості вітчизняних вантажних візків моделі 18-100 та західноєвропейських візків Y25 та відзначено їх конструктивні відмінності, наведено характеристики елементів з'єднання різних конструктивних елементів рухомого складу, показано порівняльні результати динамічних показників вантажного вагона на західноєвропейських візках у порівнянні з вітчизняними відповідно до вимог технічних специфікацій інтероперабельності.

Проведені дослідження показують можливість використання західноєвропейських візків Y25 у міжнародному сполученні Україна – ЄС у відповідності вимогам технічних специфікацій інтероперабельності.

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		92

ABSTRACT AND KEYWORDS

Tymoshchuk Oleg. Master's degree on «Prospects for the use in combination Ukraine - EU of Western European strollers Y25»: 93 p., 44 figs., 2 tables, 57 sources.

FREIGHT WAGON ROLLING STOCK, ACCIDENTS, CRASH SYSTEM, ENERGY, TECHNICAL SPECIFICATIONS FOR INTEROPERABILITY

The object of research is domestic bogies 18-100 and Western European Y25 used in freight traffic.

The subject of the research is basic dynamic performance of Western European Y25 bogies in accordance with the technical specifications for interoperability (TSI).

The purpose of the work is study of the dynamic performance of Western European wheelchairs Y25 and the possibility of their use in international traffic Ukraine - EU in accordance with the requirements of interoperability.

To achieve this goal, the paper reviews the theoretical and experimental methods for studying the dynamic properties of rolling stock, regulatory documents on the compliance of the dynamic indicators of rolling stock in Ukraine and the EU countries, considers the design features of domestic freight bogies of model 18-100 and Western European bogies Y25 and notes their design differences, the characteristics of the connection elements of various structural elements of the rolling stock are shown, the comparative results of the dynamic performance of a freight car on Western European bogies in comparison with domestic ones in accordance with the requirements of technical specifications for interoperability are shown.

The conducted studies show the possibility of using the Western European Y25 wheelchairs in the international communication Ukraine - EU in accordance with the requirements of the technical specifications for interoperability.

					0032.206557.MP.2021.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		93