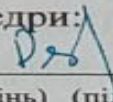


НАЦІОНАЛЬНА ШКОЛА МАЙСТЕРНОСТІ І ПРОФЕСІЙ
CNAM, ФРАНЦІЯ

«ДО ЗАХИСТУ ДОПУЩЕНО»

Завідувач кафедри:

к.т.н., доцент  Рейдемейстер О. Г.
(вчене звання, ступінь) (підпис) (ПІБ)

« ____ » ____ 2022 р.

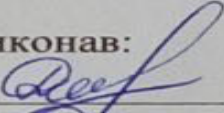
ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
ДО ДИПЛОМНОЇ МАГІСТЕРСЬКОЇ РОБОТИ
на отримання ОКР «Магістр»

Спеціальність 273 «Залізничний транспорт»

на програму «Інтероперабельність і безпека на залізничному транспорті»

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ МАГІСТРАЛЬНОГО
ПОЕЗДА ТЕЗЗА ВІДПОВІДНО ДО ВИМОГ ІНТЕРОПЕРАБЕЛЬНОСТІ

виконав:

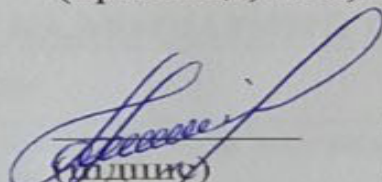

(підпис)

Дяків В. Б.

(прізвище, ім'я, по-батькові)

перевірник:

д
(вчене звання, ступінь)


(підпис)

Кузишин А. Я.

(прізвище, ім'я, по-батькові)

Львів-Дніпро
2022

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Український державний університет науки і технологій

НАЦІОНАЛЬНА ШКОЛА МАЙСТЕРНОСТІ І ПРОФЕСІЙ
CNAM, ФРАНЦІЯ

«ДО ЗАХИСТУ ДОПУЩЕНО»

Завідувач кафедри:

к.т.н., доцент _____ Рейдемейстер О. Г.

(вчене звання, ступінь) (підпис) (ПБ)

« ____ » _____ 2022 р.

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

Спеціальність 273 «Залізничний транспорт»

Освітня програма «Інтероперабельність і безпека на залізничному транспорті»

Тема ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ МАГІСТРАЛЬНОГО
ТЕПЛОВОЗА ТЕЗЗА ВІДПОВІДНО ДО ВИМОГ ІНТЕРОПЕРАБЕЛЬНОСТІ

Виконав:

(підпис)

Дяків В. Б.

(прізвище, ім'я, по-батькові)

Керівник:

Phd

(вчене звання, ступінь)

(підпис)

Кузишин А. Я.

(прізвище, ім'я, по-батькові)

Львів-Дніпро
2022

					0031.216532.ДМР.2022.001	Арк.
						1
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Український державний університет науки і технологій
Кафедра «Вагони та вагонне господарство»

НАЦІОНАЛЬНА ШКОЛА МАЙСТЕРНОСТІ І ПРОФЕСІЙ
CNAM, ФРАНЦІЯ

«ДО ЗАХИСТУ ДОПУЩЕНО»

Завідувач кафедри:

к.т.н., доцент _____ Рейдемейстер О.Г.
(вч. звання, ступінь) (підпис) (ПІБ)

« ____ » _____ 2022 р.

ЗАВДАННЯ
НА ДИПЛОМНУ МАГІСТЕРСЬКУ РОБОТУ

Дяків В.Б.

(ПІБ)

1. Тема роботи

Дослідження динамічних показників магістрального
тепловоза ТЕ33А відповідно до вимог
інтероперабельності

затверджено наказом по університету №499ст від «16» червня 2022р.

2. Термін подачі студентом закінченої роботи

«20» листопада 2022 р.

3. Вихідні дані для роботи

Нормативно правові акти та нормативні документи в сфері залізничного рухомого складу, Директиви ЄС щодо залізничного транспорту, нормативні документи щодо дослідження динамічної поведінки сучасного рухомого складу

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Назва розділу	Об'єм, %	Рекомендована кількість слайдів
Особливості експлуатації рухомого складу при взаємодії з рейковою колією	30	3
Коливання рухомого складу	30	2
Вертикальні та горизонтальні прискорення	20	4
Дослідження динамічних показників тепловоза ТЕ33А	20	3

Студент

Науковий керівник

Дяків В. Б.

Кузишин А. Я.

					0031.216532.ДМР.2022.001	Арк.
						2
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

СПИСОК СКОРОЧЕНЬ І СЛОВНИК ТЕХНІЧНИХ ТЕРМІНІВ

ТСІ	Технічні специфікації інтероперабельності
США	Сполучені Штати Америки
ТССІ	Цетр транспортних технологій
ААЗ	Асоціація Американських залізниць
ІННА	Міжнародна асоціація великовагового руху
РС	Рухомий склад
ЕН	Європейська норма

					0031.216532.ДМР.2022.001	Арк.
						3
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

ВСТУП	5
I. ОСОБЛИВОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ РУХОМОГО СКЛАДУ ПРИ ВЗАЄМОДІЇ З РЕЙКОВОЮ КОЛІЄЮ	6
1.1 АНАЛІЗ ДОСЛІДЖЕНЬ ПРОБЛЕМ ВЗАЄМОДІЇ РУХОМОГО СКЛАДУ ТА РЕЙКОВОЇ КОЛІЇ.....	6
1.2 ОСОБЛИВОСТІ КОНСТРУКЦІЇ МЕХАНІЧНОЇ ЧАСТИНИ ТЕПЛОВОЗА ТЕ33А.....	8
1.3 ХАРАКТЕРИСТИКИ СИСТЕМИ РЕСОРНОГО ПІДВІШУВАННЯ.....	16
Висновки до розділу 1	32
II. КОЛИВАННЯ РУХОМОГО СКЛАДУ	33
2.1 Види коливань.....	33
2.2 Причини виникнення коливань	34
2.3 Коливання підстрибування, галопування, бокового хитання та вильяння.....	39
Висновки до розділу 2	54
III. ВЕРТИКАЛЬНІ ТА ГОРИЗОНТАЛЬНІ ПРИСКОРЕННЯ	55
3.1 ПРИСКОРЕННЯ ТА ДИНАМІЧНІ СИЛИ НЕПІДРЕСОРЕНИХ МАС.....	55
3.2 РОЗРАХУНОК ВЕРТИКАЛЬНИХ ПРИСКОРЕНЬ НЕПІДРЕСОРЕНИХ МАС	57
3.3 ДОСЛІДЖЕННЯ ВЕРТИКАЛЬНИХ ПРИСКОРЕННЯ ТА ДИНАМІЧНИХ СИЛ ПІДРЕСОРЕНИХ ЧАСТИН РУХОМОГО СКЛАДУ	61
Висновки до розділу 3	66
IV. ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ТЕПЛОВОЗА ТЕ33А	67
4.1 ОЦІНКА ДИНАМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ РУХОМОГО СКЛАДУ	67
4.2 ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНОГО ВПISУВАННЯ ТЕПЛОВОЗА ТЕ33А В КРИВІЙ ДЛЯНЦІ КОЛІЇ.....	71
Висновки до розділу 4	81
ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ	82
БІБЛІОГРАФІЯ	84
СПИСОК РИСУНКІВ	85
СПИСОК ТАБЛИЦЬ	88
АНОТАЦІЯ І КЛЮЧОВІ СЛОВА	89

					0031.216532.ДМР.2022.001			
Вим	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата				
Розробив	Дяків В.Б.				Дослідження динамічних показників магістрального тепловоза ТЕ33А відповідно до вимог інтероперабельності	Літ	Аркуш	Аркушів
Перевірив	Кузіншин А.Я.					У	4	90
Н. контр.						гр. 8-Інтер		
Затвердив	Рейдемейстер О.Г.							

ВСТУП

При взаємодії рухомого складу та верхньої будови залізничної колії виникають інтенсивні динамічні навантаження. Вони впливають як на деталі рухомого складу, так і на елементи верхньої будови колії. Залізниці багатьох країн світу з метою створення умов підвищення економічності та ефективності масових перевезень вантажів розпочали проведення досліджень щодо підвищення осьових навантажень.

В результаті підвищеного рівня вертикальної та поздовжньої динаміки взаємодії рухомого складу та колії виникають серйозні проблеми зі станом рейок та колійної інфраструктури, залізничних коліс та рухомого складу. В результаті підвищення маси та швидкостей руху поїздів проблема покращення динамічної взаємодії системи «колія-рухомий склад», яка завжди була предметом досліджень і розробок в Європейському залізничному просторі, набуває все більшого значення для розвитку залізничного транспорту.

Крім того, підвищений рівень динамічних навантажень є причиною зростання рівня шуму та вібрації. Поїзний шум залишається одним з факторів негативного впливу рейкового транспорту на навколишнє середовище та пасажирів. Проблема шуму та вібрації на залізничному транспорті має велике значення для залізничних колій, що укладаються в межах населених пунктів.

Отже, враховуючи тісну співпрацю залізничного простору України з країнами Європейського Союзу актуальним є питання дослідження динамічної поведінки сучасного рухомого складу відповідно до вимог інтероперабельності.

Об'єктом дослідження в даній роботі є сучасний тепловоз ТЕ33А компанії General Electric.

Предметом дослідження являються динамічні показники сучасного рухомого складу, а саме тепловоза ТЕ33А відповідно до технічних специфікацій інтероперабельності (ТСІ).

					0031.216532.ДМР.2022.001	Арк.
						5
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ І. ОСОБЛИВОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ РУХОМОГО СКЛАДУ ПРИ ВЗАЄМОДІЇ З РЕЙКОВОЮ КОЛІЄЮ

1.1 Аналіз досліджень проблем взаємодії рухомого складу та рейкової колії

Питання надійної взаємодії рухомого складу та залізничної колії в значній мірі відображається у матеріалах науково-практичних конференцій та фахових виданнях. Саме послаблення напруженості в системі «колесо-река» на думку закордонних фахівців розглядається, як один і шляхів надійної взаємодії рухомого складу з рейковою колією.

У США (Сполучені Штати Америки) однією із актуальних та сучасних програм щодо зниження сил та напружень, що виникають в системі «рухомий склад-залізнична колія» при підвищених осьових навантаженнях виступає програма стратегічних досліджень AAR.

Центром транспортних технологій (TCCI) Асоціації Американських залізниць (ААЗ) було досліджено та обґрунтовано дві причини порушення працездатного стану будь-якого елемента: недостатні фізичні властивості елемента (наприклад, міцність, зносо- та корозійна стійкість) та понаднормативна напруженість у точках взаємодії рухомого складу з рейковою колією. Тому, коли розглядаються методи, головною задачею яких є зниження напруженості, то вони повинні використовуватися разом з традиційними методами підвищення параметрів надійності та довговічності. Такі методи є більш ефективними та менш затратними.

Ще однією міжнародною організацією, яка приділяє увагу вирішенню цієї проблеми є Міжнародна асоціація великовагового руху (ІННА) [1].

У програмі стратегічних досліджень AAR розглядаються три основні напрямки досягнення поставленої мети:

- зменшення величини поперечних горизонтальних сил;
- зниження напружень, при статичному та динамічному режимах навантажень;

					0031.216532.ДМР.2022.001	Арк.
						6
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

– зменшення величини напружень у точках контакту колеса та рейки.

Основні причини нестійкої взаємодії рухомого складу з рейковою колією при існуючих значеннях осьових навантажень, криються в тому, що не відбувається забезпечення нормальних умов контакту системи «колесо-рейка» за такими параметрами:

- під час експлуатації рухомого складу рейковою колією виникають динамічні навантаження, які набагато перевищують статичні [2-3];
- для великих значень осьових навантажень та динамічних добавок величина площі контакту колеса та рейки є недостатньою за умови допустимих контактних напружень.

Крім цього, під час експлуатації рухомого складу, допустимий стан матеріалу колеса та рейки може бути порушено:

- силами тертя, що виникають та діють у межах контакту в горизонтально-поперечному напрямку [4-5];
- відносним проковзуванням, яке виникає при наявності жорстких в'язей між усіма точками контакту поверхні кочення залізничного колеса та головки рейки.

Слід відзначити, що коли розробляються технічні рішення щодо збільшення осьового навантаження, необхідно розглядати економічний аспект з урахуванням очікуваних витрат та очікуваного ефекту. На більшості залізниць витрати, які пов'язані із інтенсивним зносом рейок стоять на третьому місці після значних витрат на оплату праці та паливно-енергетичні ресурси.

Тому питання дослідження силової взаємодії рухомого складу з рейковою колією є задачею актуальною та потребує пошуку конструктивних та технологічних методів покращення динамічної взаємодії рухомого складу та рейкової колії.

Аналізуючи технічну літературу можна відзначити загальну проблему, яка стоїть перед залізничним транспортом різних країн, а саме покращення взаємодії колеса колісної пари та рейки в різних умовах експлуатації рухомого складу.

					0031.216532.ДМР.2022.001	Арк.
						7
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

У даній роботі буде розглянуто питання динамічного вписування сучасного рухомого складу в криву ділянку колії, а саме тепловоза ТЕ33А компанії General Electric Transportation, що в подальшому дозволить вирішувати питання, які пов'язані із зниженням динамічної взаємодії та опору руху в системі «рухомий склад – рейкова колія», що забезпечить безпечні умови експлуатації рухомого складу при значному підвищенні осьових навантажень та швидкості руху.

1.2. Особливості конструкції механічної частини тепловоза ТЕ33А

Тепловози типу ТЕ33А, випускаються компанією General Electric Transportation односекційного виконання із загальною потужністю 3356 кВт.

У даного локомотива є спеціально спроектовані зони розміщення його різних вузлів. На (рис. 1) показані основні зони та вузли локомотива.

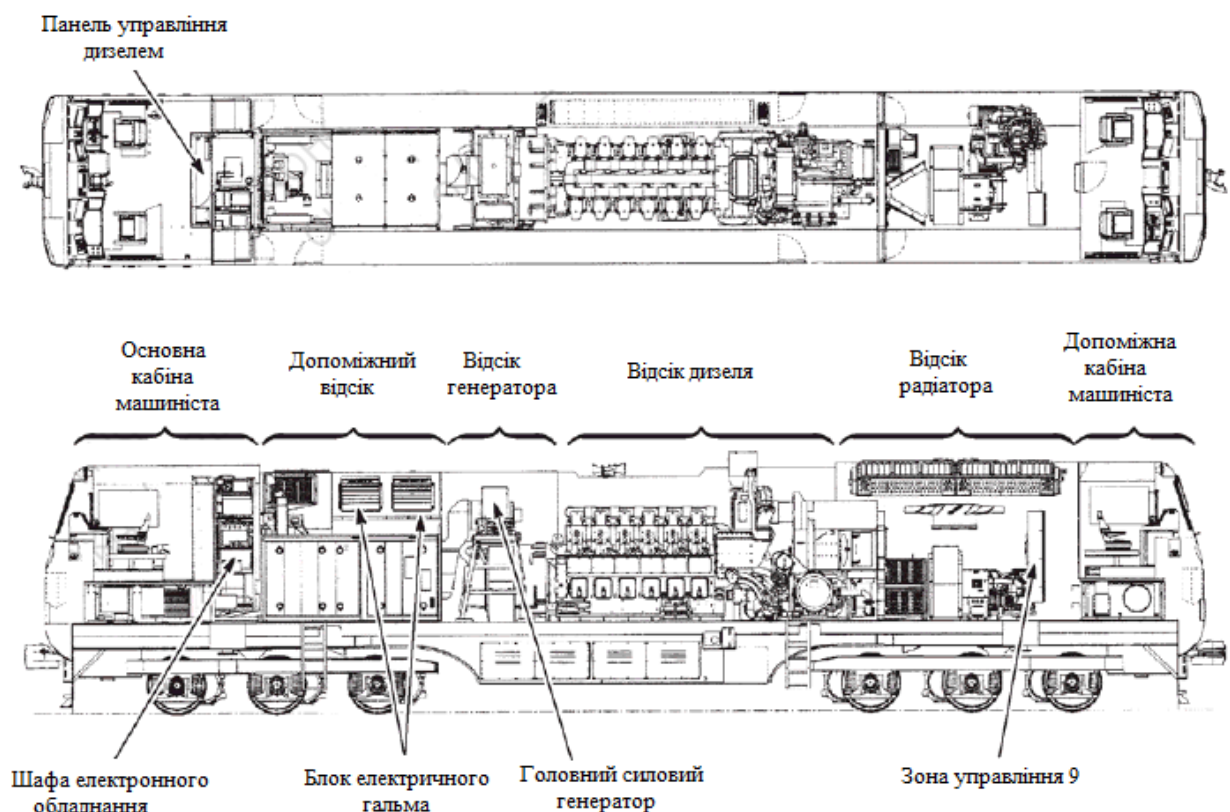


Рисунок 1 – Розташування відсіків локомотива

На (рис.2) наведено розташування візків URG на тепловозі ТЕ33А.

					0031.216532.ДМР.2022.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		8

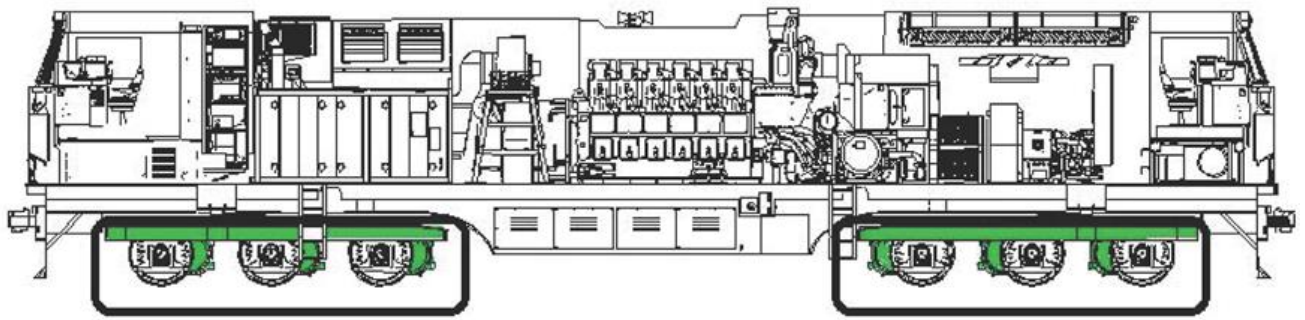


Рисунок 2 – Розташування візків URG на тепловозі ТЕ33А

На (рис. 3) наведено загальні складові візка URG тепловоза ТЕ33А.

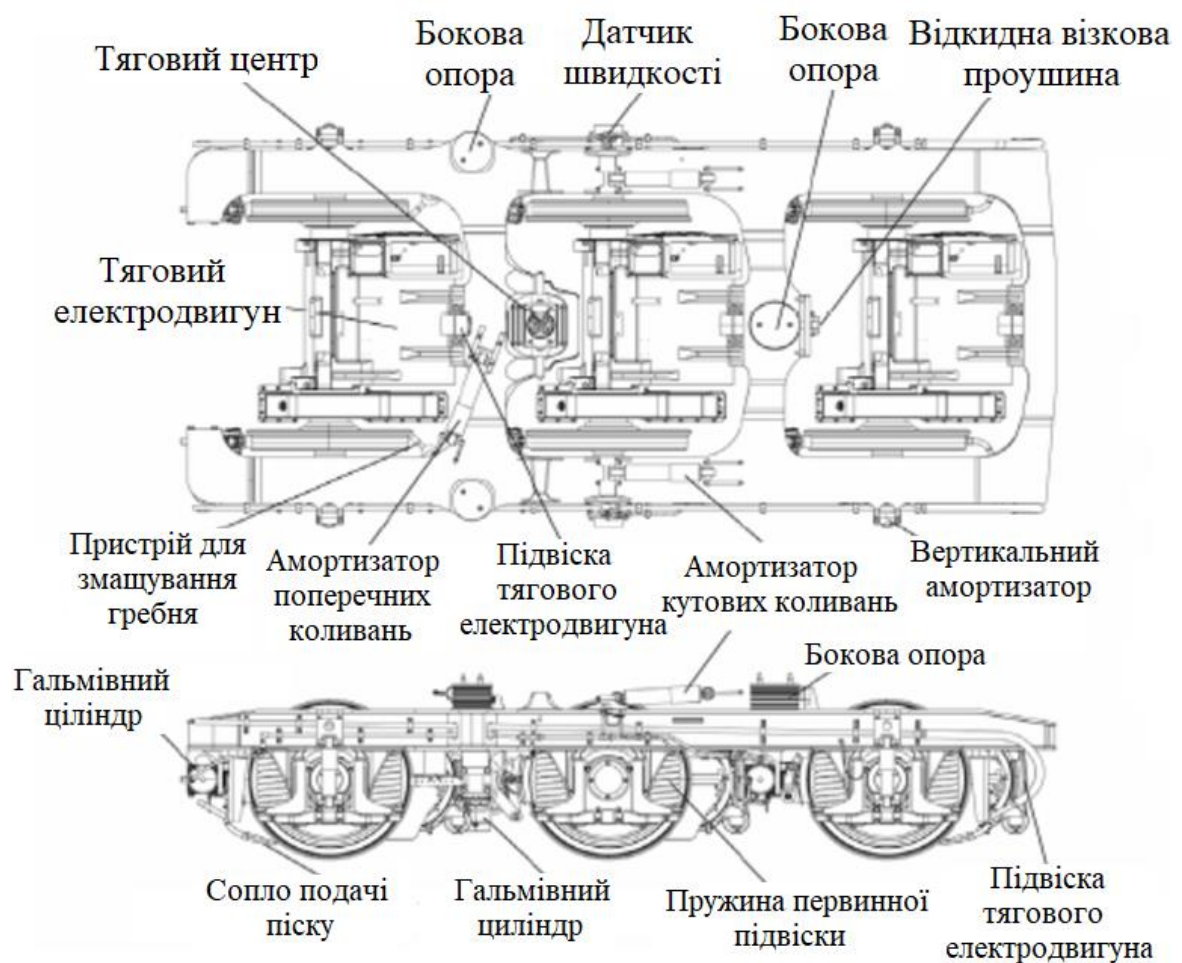
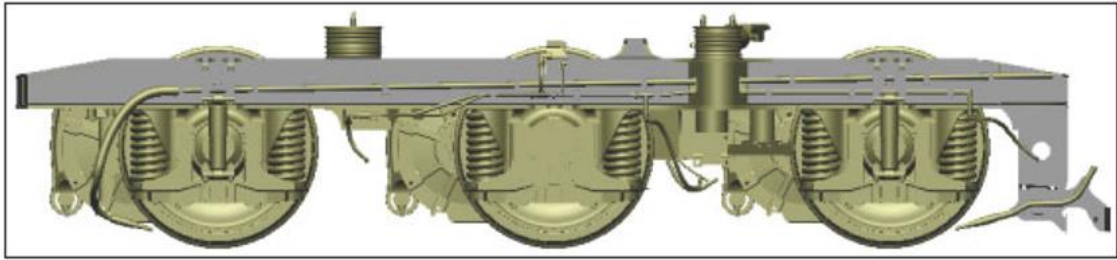


Рисунок 3 – Загальні складові візка URG тепловоза ТЕ33А

На (рис. 4) наведено візок URG тепловоза ТЕ33А, вид збоку та вид зверху.

Вид збоку



Вид зверху

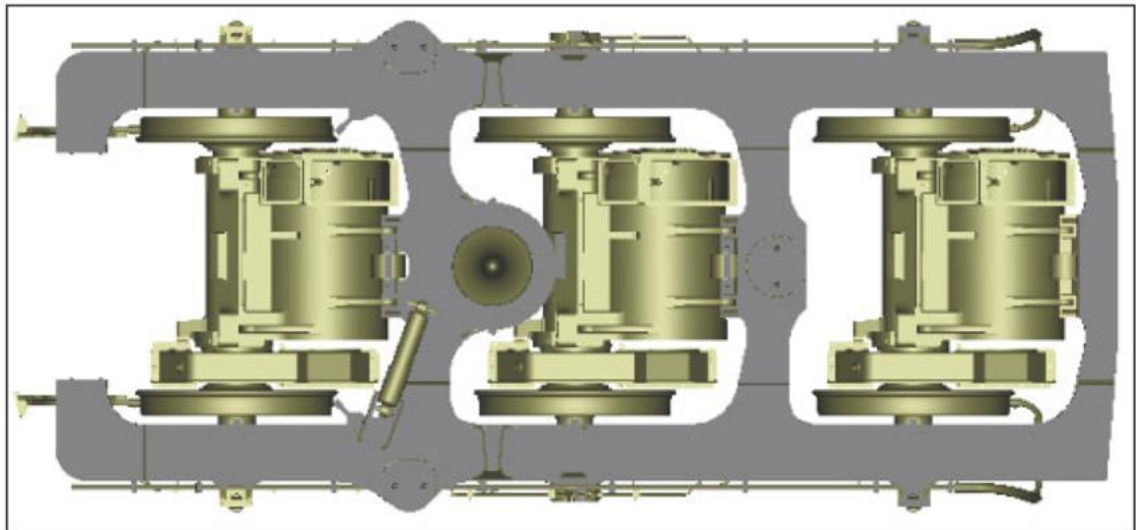


Рисунок 4 – Візок URG тепловоза ТЕ33А

На (рис. 5) наведено буксовий підшипник колісної пари тепловоза ТЕ33А.



Рисунок 5 – Типовий буксовий підшипник

На (рис. 6) наведено схему розташування амортизаторів, які встановлюються на візку URG тепловоза ТЕ33А.



Рисунок 6 – Розташування амортизаторів у першій ступені ресорного підвішування

На (рис. 7) наведено розташування витих пружин у першій ступені ресорного підвішування.



Рисунок 7 – Розташування витих пружин першої ступені ресорного підвішування тепловоза ТЕ33А

На (рис. 8) наведено буксову ступінь ресорного підвішування.

					0031.216532.ДМР.2022.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		11

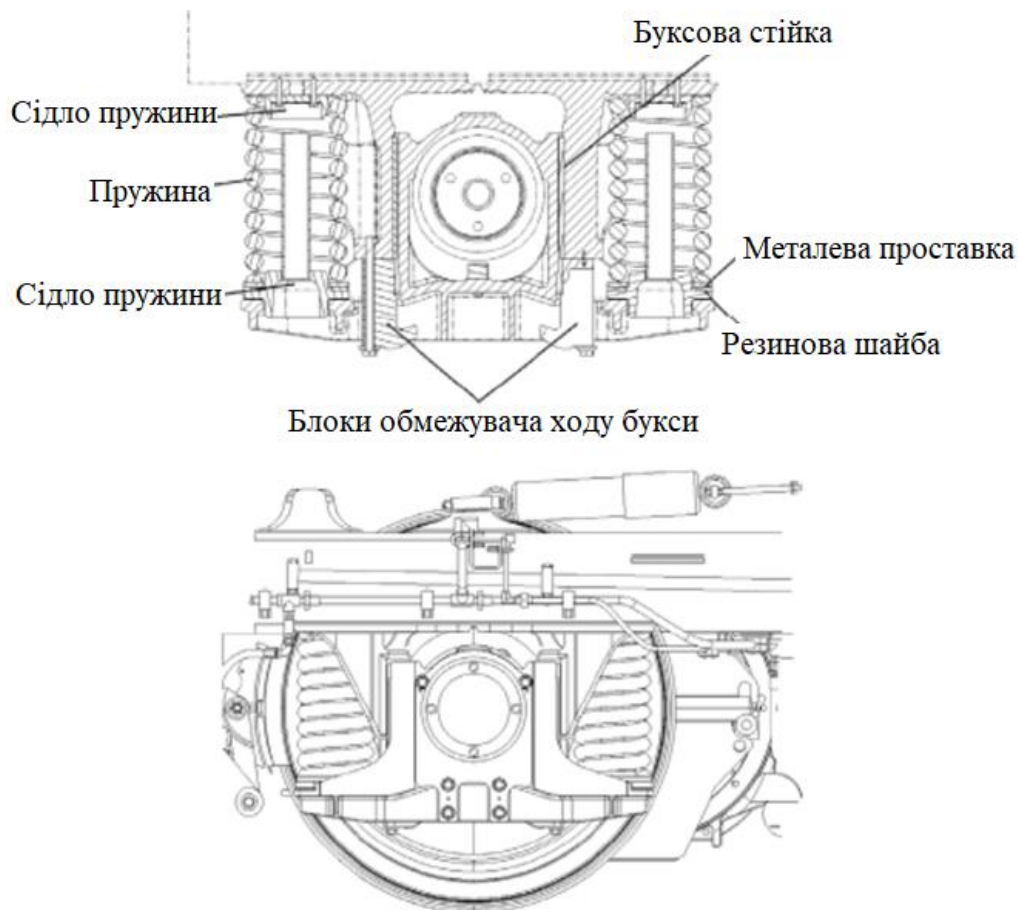


Рисунок 8 – Складові буксової ступені ресорного підвішування

На (рис. 9) наведено розташування налічників букси візка типу URG.

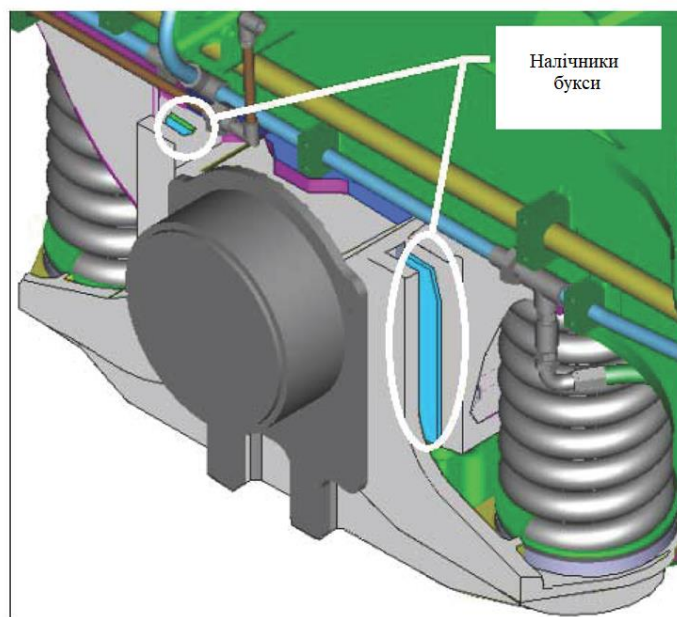


Рисунок 9 – Розташування налічників букси візка типу URG

На (рис. 10) наведено бокову опору другої ступені ресорного підвішування тепловоза ТЕ33А.

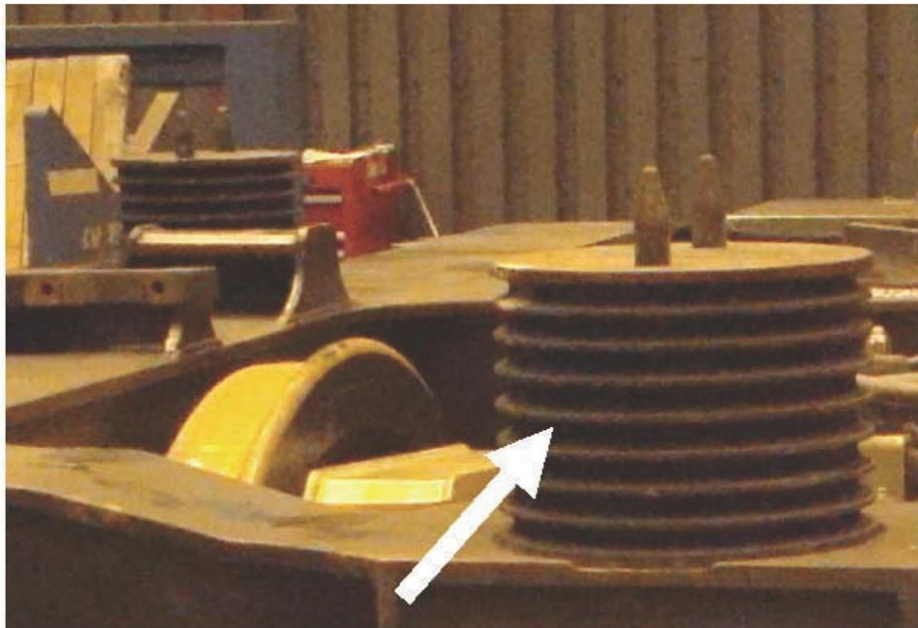


Рисунок 10 – Бокова опора другої ступені ресорного підвішування

На (рис. 11) наведеено складові елементи шворневого вузла тепловоза ТЕ33А.

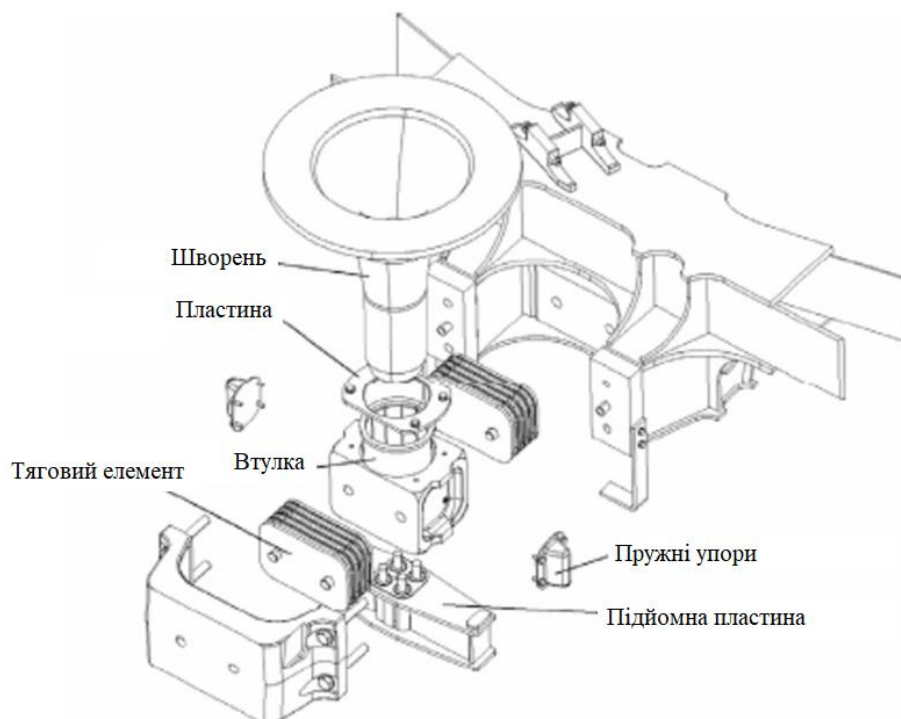


Рисунок 11 – Шворневий вузол тепловоза ТЕ33А

					0031.216532.ДМР.2022.001	Арк. 13
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

На (рис. 12) наведено схему розташування бокових опор другої ступені ресорного підвішування тепловоза ТЕ33А.

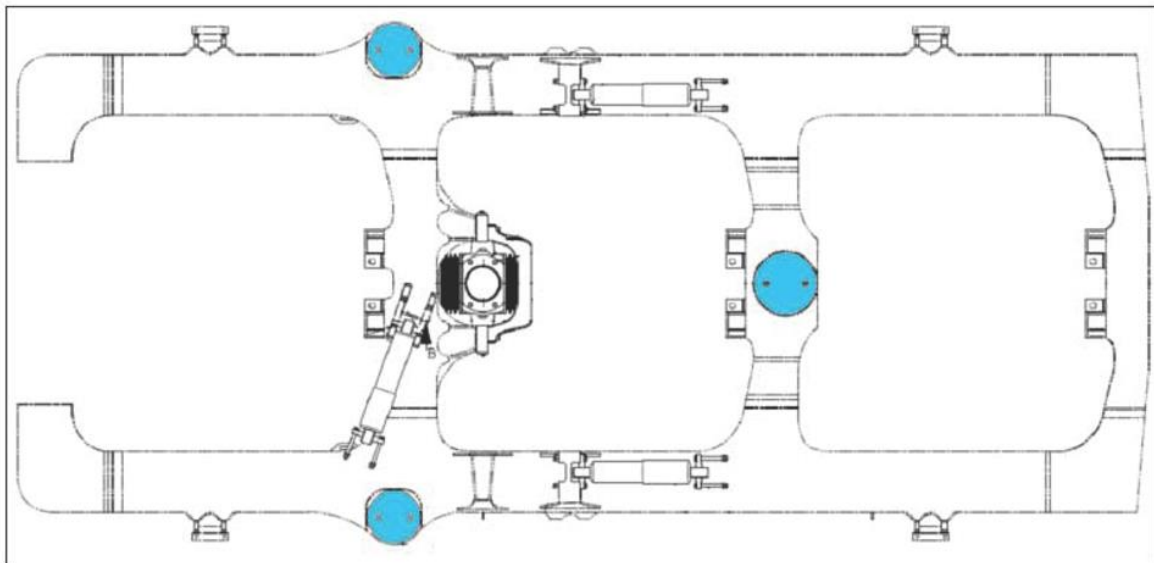


Рисунок 12 – Розташування бокових опор другої ступені ресорного підвішування

На (рис. 13) наведено підшипник шворневого вузла тепловоза ТЕ33А.

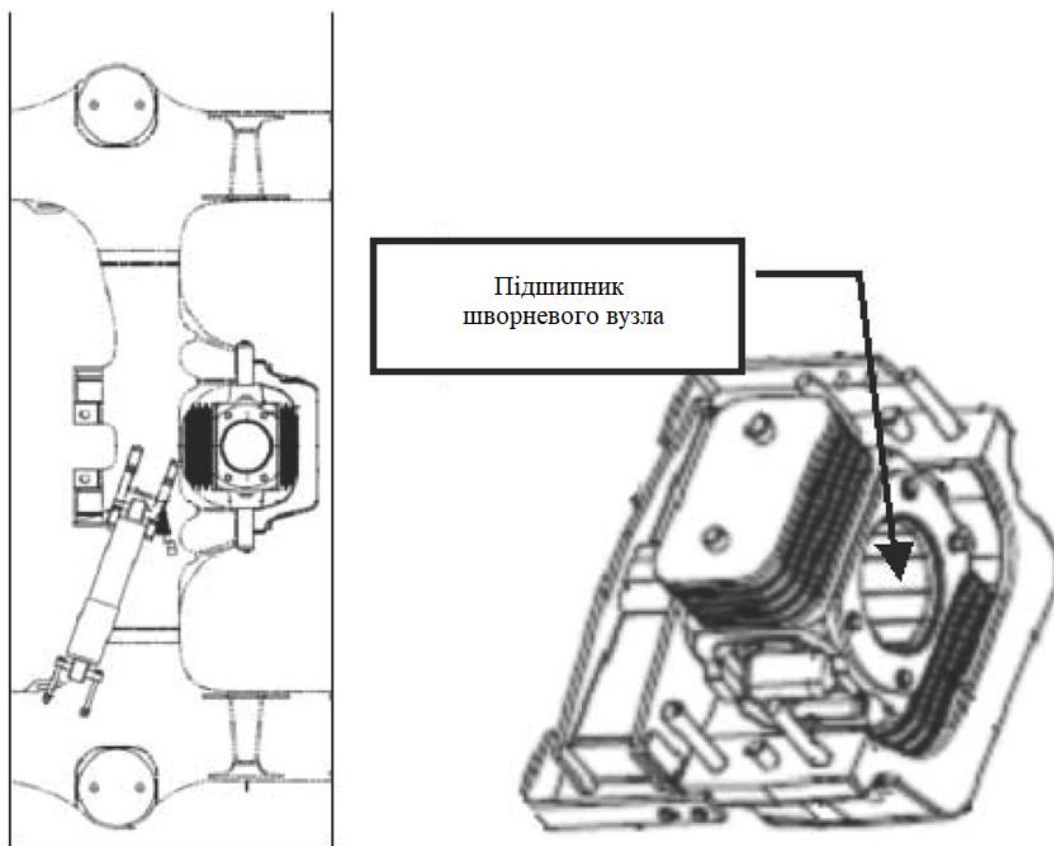


Рисунок 13 – Шворневий вузол тепловоза ТЕ33А

Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата

0031.216532.ДМР.2022.001

Арк.

14

На (рис. 14) наведено розташування амортизаторів поперечних і кутових коливань другої ступені ресорного підвішування тепловоза ТЕ33А.

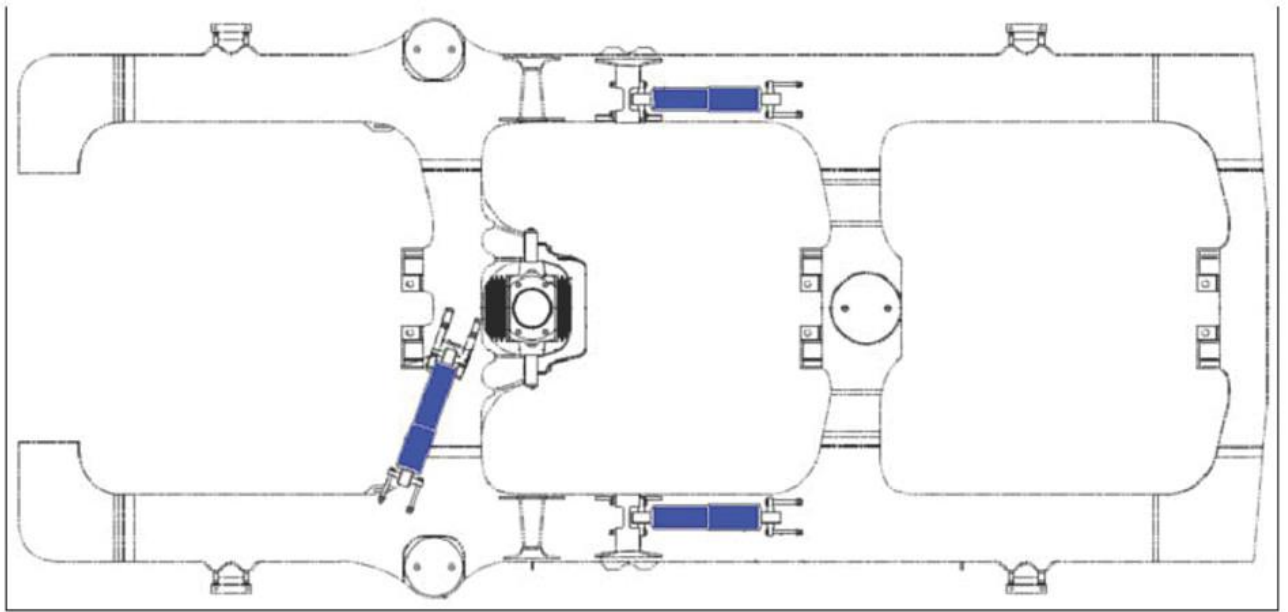


Рисунок 14 – Розташування амортизаторів поперечних і кутових коливань

На (рис. 15) наведено розташування витих пружин у першій (буксовій) ступені ресорного підвішування візка типу URG тепловоза ТЕ33А.

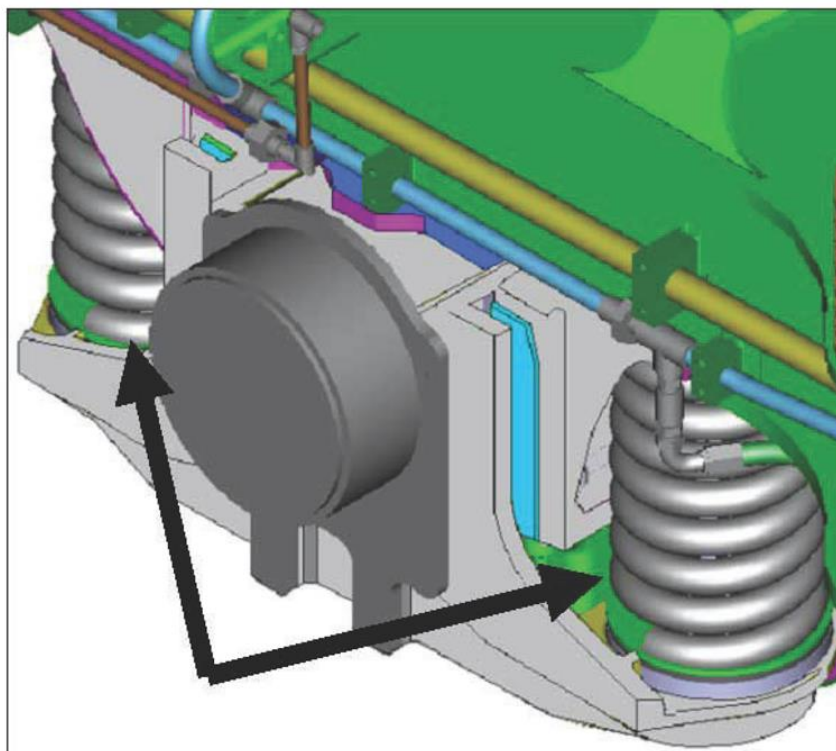


Рисунок 15 – Виті пружини першої ступені ресорного підвішування

1.3 Характеристики системи ресорного підвішування

Характеристикою ресори називається залежність навантажень ресори від її прогину. На (рис. 16-19) наведено найбільш типові характеристики.

Перша з них (рис. 16) відповідає спіральним (винтовим) ресорам з постійним діаметром витків, для яких жорсткість $жс$, що визначається як відношення навантаження P до прогину f , є постійною величиною, тобто:

$$жс = \frac{P}{f} = \text{const} \quad (1)$$

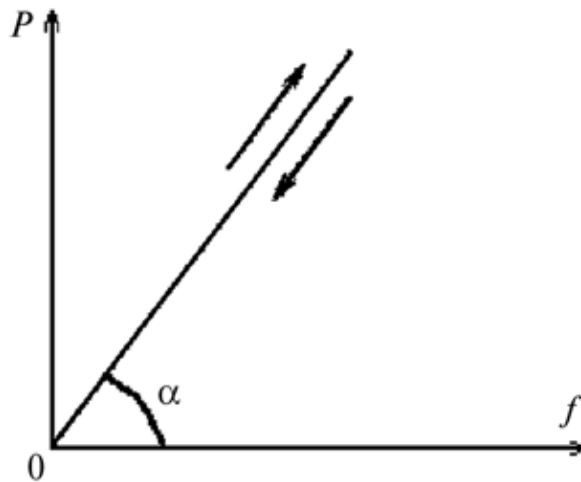


Рисунок 16 – Характеристик спіральних ресор з постійним діаметром витків

Характеристика, наведена на (рис. 17), відноситься до спіральних ресор із змінним діаметром витків (конічні пружини), для яких:

$$жс = \frac{dP}{df} = \text{tg} \alpha \quad (2)$$

Наведені на (рис. 16-17) залежності відображають, що при роботі спіральних ресор сили тертя практично відсутні, отже, вони можуть гасити коливання надресорного будови.

На відміну від спіральних у листових ресорах виникають значні сили тертя, цим пояснюється розбіжність залежностей $P(f)$ при навантаженні та розвантаженні (рис. 18).

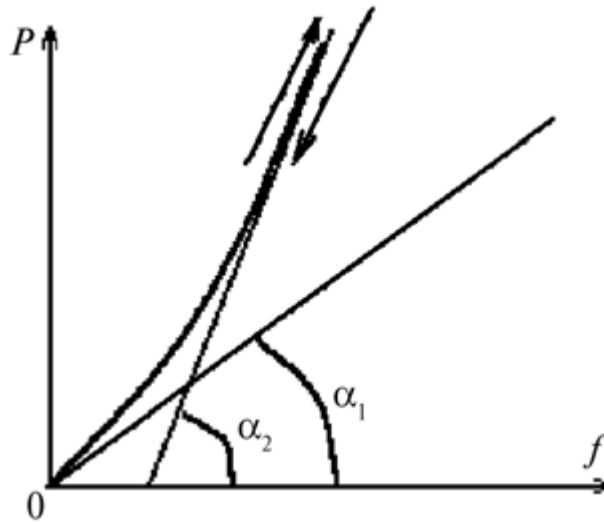


Рисунок 17 – Характеристика спіральних ресор зі змінним діаметром витків
(конічні пружини)

З наведеної характеристики також видно, що листові ресори мають зону нечутливості, тобто за певних умов вони жорстко, не пом'якшуючи, передають прикладені до них динамічні навантаження.

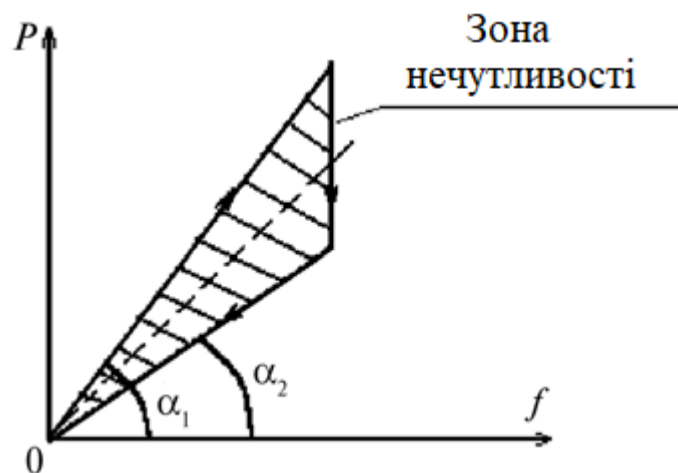


Рисунок 18 – Характеристика листової ресори

Гумові ресори, як і пневматичні, мають характеристику, наведену (рис. 19). Відмінною її особливістю, крім наявності сил внутрішнього тертя, є її нелінійність. В цьому випадку жорсткість ресори при навантаженні (верхня крива) та розвантаженні (нижня крива) визначається за формулою (2).

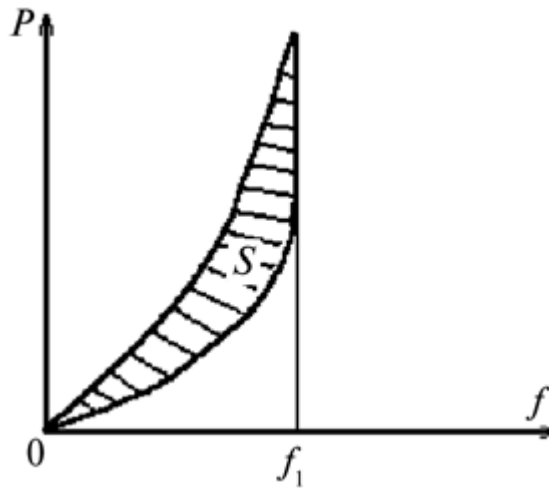


Рисунок 19 – Характеристики резинових і пневматичних ресор

Жорсткість гумового елемента з нелінійною характеристикою при наближених розрахунках може бути знайдена шляхом переходу у формулі (2) від нескінченно малих приростів до кінцевих приростів, тобто:

$$жс = \frac{dP}{df} \approx \frac{\Delta P}{\Delta f} \quad (3)$$

Статичний модуль пружності при зсуві гуми з достатньою точністю може бути знайдений за емпіричною формулою:

$$G = \left(\frac{H}{19.5} \right)^2 \quad (4)$$

де H – твердість резини по Шору.

Модуль пружності при стисненні гуми:

$$E = 2G \cdot (1 + \mu) \quad (5)$$

де μ - коефіцієнт Пуассона для гуми, $\mu = 0,48$.

Резинові елементи, що застосовуються на локомотивах (конуси центральних опор кузова, шайби маятникового підвішування тягових двигунів, ресори Меги, шайби та втулки повідкових букс та ін.), як правило, мають нелінійні характеристики. Використання в розрахунках і дослідженнях нелінійних показників може бути пов'язано з великими складностями. Наприклад, визначення жорсткості гумової ресори за формулою (2) потребує

графічних побудов. Перехід від нескінченно малих приростів до кінцевих (3) призводить до збільшення похибки обчислень. Крім того, визначення роботи сил внутрішнього тертя ресори, що характеризує ступінь демпфування коливань, пов'язане із ще більшими складнощами, тому що при цьому необхідні графічні побудови та подальший розрахунок площі S , що відповідає роботі сил внутрішнього тертя (рис. 19).

Значного полегшення розрахунків можна добитися за рахунок апроксимації характеристик гумових елементів аналітичним виразом, тобто за рахунок заміни характеристик, поданих як таблиць чи графіків, формулами, дають близькі до заданим криві.

При виборі апроксимуючого рівняння необхідно врахувати такі вимоги:

- рівняння має бути легко диференційованим, оскільки, взявши першу похідну від навантаження по прогину, можна визначити жорсткість ресори;
- воно має бути легко інтегрованим, у цьому випадку, не вдаючись до графічних побудов, можна аналітично розрахувати площу, що визначає величину роботи сил внутрішнього тертя гумових ресор;
- рівняння має давати криву, досить близьку до характеристики, отриманої дослідним шляхом і поданої у вигляді таблиці, тобто ця вимога зумовлює мінімальну похибку апроксимації;
- рівняння має бути легко оборотним, тобто мати два рівняння.

Перерахованим вимогам найповніше задовольняє рівняння виду:

$$P = af^b \quad (6)$$

де a, b – постійні коефіцієнти.

Перевіримо відповідність цього рівняння перерахованим вимогам. Диференціюючи його, знайдемо:

$$\mathcal{J} = \frac{dP}{df} = \frac{d(af^b)}{df} = \frac{adf^b}{df} = abf^{b-1} \quad (7)$$

					0031.216532.ДМР.2022.001	Арк.
						19
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

Визначимо тепер площу, що характеризує роботу сил внутрішнього тертя гумової ресори за повний цикл її роботи. Припустимо, що верхня крива (рис. 4) апроксимована рівнянням:

$$P_1 = a_1 f^{b_1} \quad (8)$$

і, відповідно, нижня – рівняння:

$$P_2 = a_2 f^{b_2} \quad (9)$$

Тоді

$$S = a_1 \frac{f_1^{b_1+1}}{b_1+1} - a_2 \frac{f_1^{b_2+1}}{b_2+1} \quad (10)$$

Незалежною змінною величиною у формулі (6) є прогин ресори, залежною – навантаження на ресору. Після перестановки місцями змінних формула набуває вигляду:

$$f = \sqrt[b]{\frac{P}{a}} \quad (11)$$

Похибка апроксимації, тобто ступінь близькості заданої характеристики, отриманої за допомогою апроксимуючого рівняння, може бути оцінена після відповідних розрахунків.

Гума має нелінійну жорсткість і при значних навантаженнях зберігає свої пружні властивості. У спіральних ресор при перевантаженнях витки замикаються і відбувається жорсткий удар. У листових ресор при перевантаження порушується міцність. Гума має велику еластичність, тобто вона здатна пом'якшувати і гасити коливання, що мають велику частоту (аж до звукової) і малу амплітуду.

Пружні властивості гуми, тобто її жорсткість і гнучкість, значною мірою залежать не тільки від деформації (прогину), а й від часу та температури. З часом гума «висихає», тобто з неї випаровуються компоненти, які роблять гуму м'якою і досить міцною. Час висихання залежить від температури навколишнього повітря, від вологості тощо.

При деформації гумової ресори у ній виникають сили внутрішнього тертя.

					0031.216532.ДМР.2022.001	Арк.
						20
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

І ці сили внутрішнього тертя зростають зі збільшенням швидкості та деформації і часто призводять до перегріву гуми та передчасного «старіння».

Міцність гуми швидко падає з появою тріщин. Особливо чутлива ресора до тріщин при роботі на розтягуванні. При цьому тріщина швидко розвивається, і ресора виходить з ладу. Щоб уникнути появи тріщин, поверхня гумової деталі повинна мати плавні переходи. У застосовуваних конструкціях ресор зазвичай гума працює на зсув і стиск, у цьому випадку розвиток тріщин сповільнюється.

При великій висоті гумової ресори (прокладки) вона може втратити стійкість. Для надання стійкості, забезпечення рівномірного навантаження та збереження форми робочі поверхні гуми мають металеве армування. Армування зазвичай виконується гарячим способом (вулканізація) у прес-формі. Товщина шару гуми між армованими листами приймається 25-35 мм, але не вище 50 мм.

Відмінною рисою гуми як конструкційного матеріалу є різке коливання модуля пружності від марки гуми. Жорсткість ресори може змінюватися в 10-20 разів за зміни марки гуми. Модуль пружності гуми визначається її жорсткістю.

Твердість вимірюється в умовних одиницях вдавлювання притупленої голки або кульки.

Ресори системи Меги застосовуються у вагонах трамвая, метро, а також широко застосовуються для промислових електровозів. Бічні грані пакетів гуми утворюють кут із вертикаллю 6-14°. Тому гума працює на зсув та стиск.

Завдяки сталевим листам забезпечується рівномірний розподіл напружень від стиснення і зсуву по всьому тілу гуми. Ресора забезпечують еластичний зв'язок колеса з рамою не тільки у вертикальному, а й у бічному та поздовжньому напрямках. Зі збільшенням кута від 6 до 14° жорсткість ресори у вертикальному напрямку зростає вдвічі. Завдяки наявності бічної еластичності зменшуються зношування гребенів бандажів від 40 до 60% порівняно з жорсткою щелепною буксою.

Недоліком підгумованих коліс є неможливість застосування колодкового гальмування та підвищення питомого опору на 1,5-2,0 кг/т.

					0031.216532.ДМР.2022.001	Арк.
						21
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

У той же час застосування на РС підгумованих коліс дозволить:

- покращити динаміку та умови роботи колісної пари, букс, вузлів тягового редуктора та електродвигуна;
- зменшити знос бандажів та рейок;
- зменшити вплив пускових струмів на колектор за рахунок демпфування поштовхів при рушанні з місця та пружного повороту якоря;
- зменшити пульсацію тягових зусиль при перехідних процесах, що сприяє кращому використанню зчіпної ваги за рахунок збільшення коефіцієнта зчеплення;
- зменшити рівень шуму під час руху локомотива та підвищити комфортабельність екіпажу.

Характеристикою гасника називають залежність його сили опору від швидкості переміщення поршня відносно стінок циліндра. Характеристики мають різний вигляд та зображуються графічно в координатах $F - \dot{Z}$ (сила опору гасника – швидкість поршня).

Ці криві не завжди можуть бути виражені точними аналітичними залежностями у всьому діапазоні швидкостей, тому з метою спрощення розглядають окремі ділянки характеристики: початкова ділянка (рис. 20), що відповідає перетіканню рідини через калібровані дросельні отвори, і наступна за нею ділянка, що відповідає роботі розвантажувальних клапанів.

Сила опору початкової ділянки може бути виражена приблизно формулою:

$$F = \beta \cdot \dot{Z}^m \quad (12)$$

де β – коефіцієнт (параметр) опору гасників коливань;

m – показник ступеня ($0 < m < 3$);

$\dot{Z}^m$ – лінійна швидкість поршня щодо циліндра.

Відповідно до зазначеного поділу на ділянки, характеристики відрізняються за трьома основними ознаками:

					0031.216532.ДМР.2022.001	Арк.
						22
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

1. По величині степені m : лінійні ($m = 1$, рис. 21-23), жорсткі ($m > 1$, рис. 24), м'які ($m < 1$, рис. 25);

2. По співвідношенню між коефіцієнтами опору на робочих ходах розтягування та стиснення: односторонні ($\beta_c = 0$, рис. 21), двосторонні ($\beta_c \neq 0$, рис. 20, 22-25), несиметричні ($\beta_c \neq \beta_p$, рис. 22), симетричні ($\beta_c = \beta_p$, рис. 23);

3. За наявності чи відсутності клапанної ділянки (рис. 25).

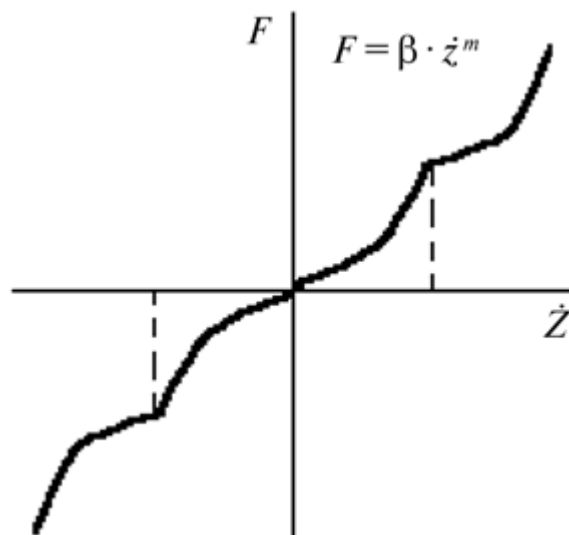


Рисунок 20 – Характеристика опору гідрогасників для $F = \beta \cdot \dot{Z}^m$

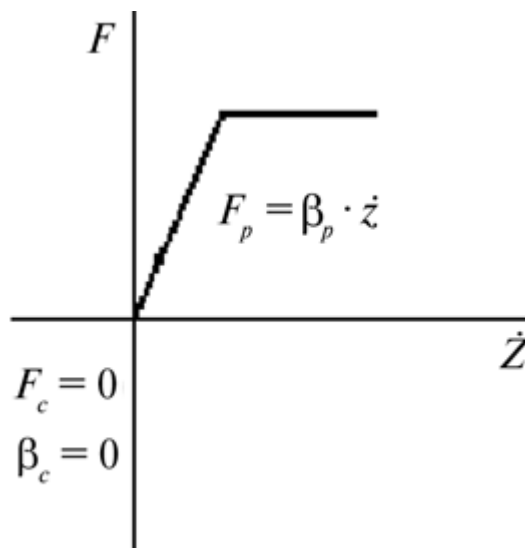


Рисунок 21 – Характеристика опору гідрогасників для $F_p = \beta_p \cdot \dot{Z}$, $F_c = 0$, $\beta_c = 0$

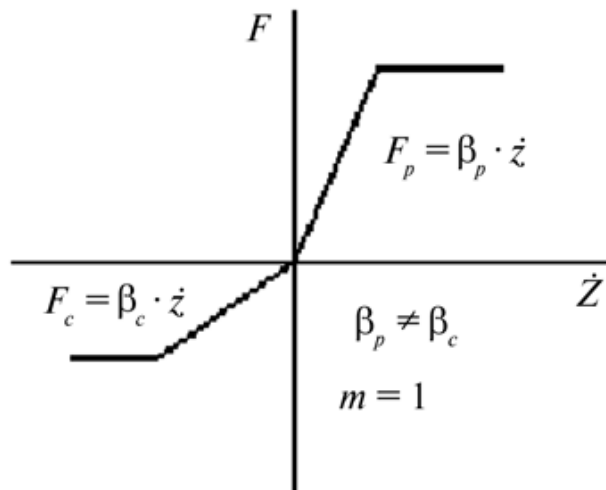


Рисунок 22 – Характеристика опору гідрогасників для

$$F_p = \beta_p \cdot \dot{Z}, F_c = \beta_c \cdot \dot{Z}, \beta_c \neq \beta_p, m = 1$$

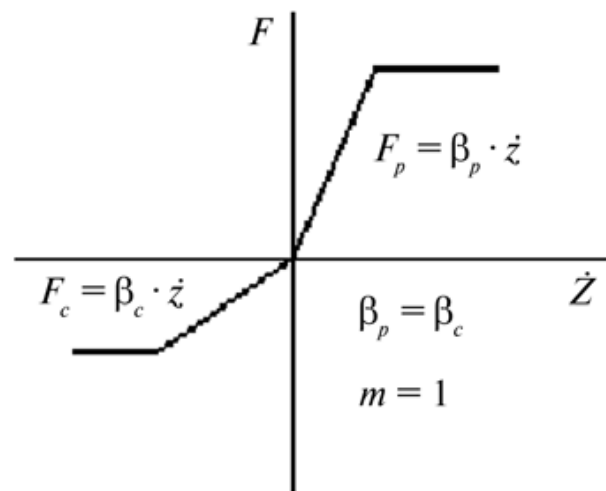


Рисунок 23 – Характеристика опору гідрогасників для

$$F_p = \beta_p \cdot \dot{Z}, F_c = \beta_c \cdot \dot{Z}, \beta_c = \beta_p, m = 1$$

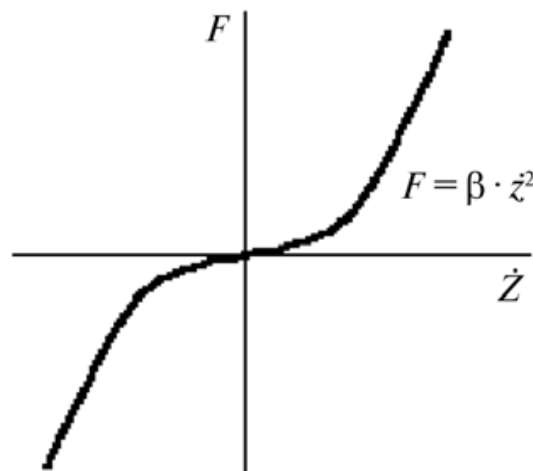


Рисунок 24 – Характеристика опору гідрогасників для $F = \beta \cdot \dot{Z}^2$

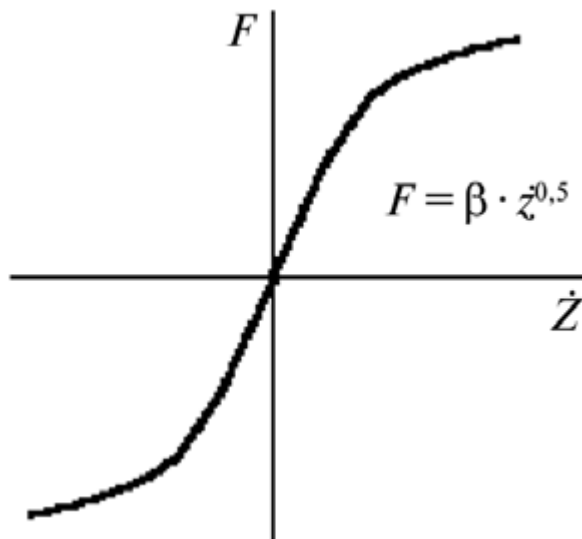


Рисунок 25 – Характеристика опору гідрогасників для $F = \beta \cdot \dot{z}^{0,5}$

На практиці для вимірювання та оцінки сили опору гасника використовують робочу діаграму, що є записом сили опору гасника від ходу поршня, яку отримують експериментально на спеціальному випробувальному стенді.

Гасителі в залежності від призначення та розташування в ресорному підвішуванні візків локомотивів та вагонів можуть виготовлятися чотирьох типів, зазначених у (табл. 1).

Таблиця 1 – Типи гасників коливань

Позначення типів	Розташування	Призначення
ВЦ	Вертикальні гасники центрального підвішування	Гасіння вертикальних коливань локомотива
ГЦ	Горизонтальні гасники центрального підвішування	Гасіння горизонтальних коливань локомотива
ПЦ	Похилі гасники центрального підвішування	Гасіння вертикальних та горизонтальних коливань локомотива
ВБ	Вертикальні гасники буксового підвішування	Гасіння вертикальних коливань локомотива

Гасник коливань (рис. 26) складається з наступних основних вузлів: штока з поршнем 6, нагвинченої на хвостовик штока верхньої головки 1 і закріпленої від самовідгвинчування стопорним болтом 13, внутрішнього циліндра 5, корпусу 7, верхнього 8 і нижнього 9 клапанів, штока 4, захисного кожуха 13. У проушині верхньої і нижньої головок вставлені гумові втулки 11, в отвори яких вмонтовані сталеві втулки 11. Внутрішній циліндр 5 і корпус утворюють резервуар 19.

Поршень та шток виконані у вигляді однієї деталі.

У середній частині циліндричної поверхні поршня розташована канавка, в яку вставлено поршневе кільце 20, що ущільнює зазор між циліндром і поршнем. Вгорі циліндр 5 закритий прямою штока 4, а внизу корпусом нижнього клапана 21.

Ущільнення зазорів між цими деталями здійснено алюмінієвими кільцями 22. Кільцевий зазор між корпусом 14 сальника і корпусом резервуара 7 ущільнений за допомогою гумового кільця 18, яке притиснене через сталеве кільце круглою гайкою 17.

Для уникнення самовідкручування круглої гайки встановлено стопорну планку 16, яка прикріплена до гайки гвинтом 15 і входить в паз корпусу резервуара. Захисний кожух 2 укріплений на верхній головці за допомогою різьбового з'єднання. Для запобігання самовідгвинчування передбачений стопорний болт із пружинною шайбою.

Під час руху поршня вниз (хід стиснення) збільшується об'єм верхньої порожнини (над поршнем), у результаті знижується тиск робочої рідини у цій порожнині.

При незначному перевищенні величини тиску масла під поршнем у верхній порожнині піднімається диск верхнього клапана і рідина вільно перетікає з нижньої порожнини у верхню через свердління між кільцевими виступами сидла. Внаслідок малої жорсткості пружини перепускного клапана тиски в нижній та верхній порожнинах практично однакові.

У процесі руху поршня вниз загальний об'єм верхньої та нижньої

					0031.216532.ДМР.2022.001	Арк.
						26
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

порожнин зменшується на величину об'єму штока, що увійшов до циліндра. Оскільки в нижньому клапані перепускні отвори перекриті диском, через зменшення об'єму підвищується тиск робочої рідини в циліндрі. Під дією цього тиску надлишок масла через дросельні отвори нижнього клапана перетікає з порожнини під поршнем в резервуар 19. У резервуарі загальний рівень масла піднімається і зменшується об'єм повітря. В результаті стиснення повітря його тиск може досягти $0,8-1,0 \text{ кг/см}^2$, $8-10 \text{ Па}$.

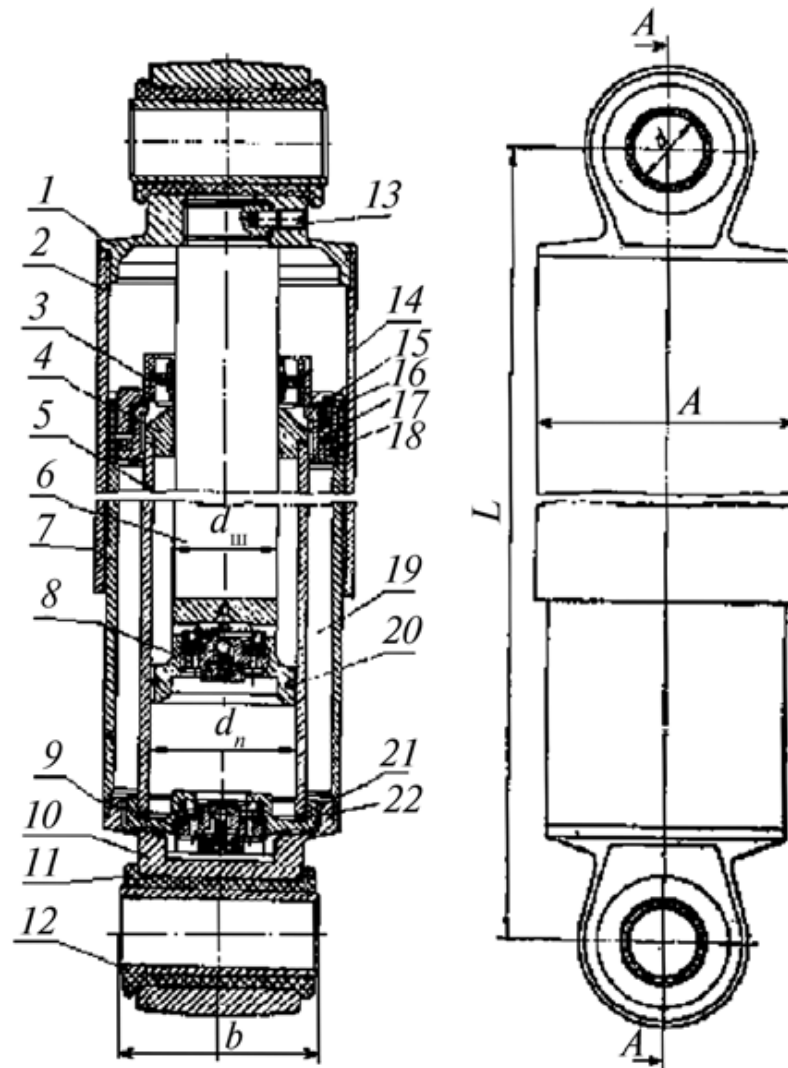


Рисунок 26 – Загальний вигляд гідравлічного гасника коливань

Під час руху поршня вгору (хід розтягування) підвищується тиск робочої рідини у верхній порожнині циліндра. Під дією цього тиску диск клапана (верхнього) щільно притискається до кільцевих виступів і масло через дросельні

отвори перетікає з верхньої порожнини циліндра в нижню. Але при ході розтягування збільшення об'єму нижньої порожнини циліндра більше ніж зменшення величини об'єму верхньої порожнини, так як частину об'єму займає шток.

Рідина, яка перетікає є недостатньо, щоб зайняти об'єм, що вивільнився. Внаслідок цього величина тиску робочої рідини в нижній порожнині зменшується і стає нижчою від значення тиску в резервуарі. Під дією надлишкового тиску в резервуарі піднімається диск нижнього клапана і робоча рідина вільно перетікає з резервуара в нижню порожнину циліндра через великі отвори в корпусі нижнього клапана.

При дроселюванні робочої рідини через отвори, що мають малу площу поперечного перерізу (дросельні), відбувається перетворення механічної енергії, витраченої на переміщення поршня в теплову, яка потім розсіюється в навколишнє середовище.

При великих швидкостях руху поршня, що відбувається у процесі проходження колісними парами коротких нерівностей з великими швидкостями, тиск у циліндрі досягає граничної величини. У цей момент спрацьовує запобіжний клапан.

При випробуванні гасників на стенді нижня головка гасника здійснює зворотно-поступальний рух.

$$Z_{\text{н}} = Z_{\text{н}}^{\text{max}} \cdot \sin \omega t \quad (13)$$

де $Z_{\text{н}}^{\text{max}}$ – амплітуда зворотно-поступального руху нижньої головки гасника коливань;

ω – кругова частота коливань.

Зважаючи на те, що верхній зажим внаслідок пружності торсіону дещо переміщається, рух поршня відносно циліндра буде меншим на величину зміщення верхнього зажиму $Z_{\text{в}}$, тобто

$$Z = Z_{\text{н}} - Z_{\text{в}} \quad (14)$$

При низьких частотах коливань можна знехтувати зсувом фаз між значеннями сил опору на нижній і верхній головках і прийняти закон зміни переміщення Z також по залежності

$$Z_B = Z_B^{\max} \cdot \sin \omega t \quad (15)$$

де $Z_B^{\max}$ – амплітуда переміщення верхньої головки гасника коливань.

Тоді відносно переміщення поршня відносно циліндра запишеться у вигляді:

$$Z = Z_H - Z_B = (Z_H^{\max} - Z_B^{\max}) \sin \omega t = Z_0 \sin \omega t \quad (16)$$

де Z_0 – амплітуда переміщення поршня гасника відносно його циліндра.

Для гідравлічних гасників коливань приймають силу опору, що лінійно залежить від швидкості поршня в циліндрі (рис. 23), тобто:

$$F = \beta \dot{Z} = \beta \omega Z_0 \cdot \cos \omega t \quad (17)$$

Робота, що поглинається гасником коливань за один період гармонійних коливань, на основі виразів (16) та (17) визначається формулою:

$$W = \int_0^{2\pi} F dZ = \pi Z_0^2 \omega \beta \quad (18)$$

З виразу (18) знаходимо середнє значення коефіцієнта опору за один цикл:

$$\beta = \frac{W}{\pi Z_0^2 \omega} \quad (19)$$

Величину β називають параметром опору гасника. Цей параметр – постійна величина, яка залежить від режиму коливань і є однією з основних характеристик гідравлічного гасника коливань.

Для визначення параметра опору на випробувальному стенді записують робочу діаграму (рис. 27).

На діаграмі по осі абсцис відкладається в деякому масштабі сила F , що розвивається гасником, а по осі ординат – переміщення нижньої головки гасника Z_H . Оскільки діаграма записана в координатах $F - Z_H$, а не в координатах $F - Z$,

вона має нахил, обумовлений наявністю переміщення Z верхньої головки гасника.

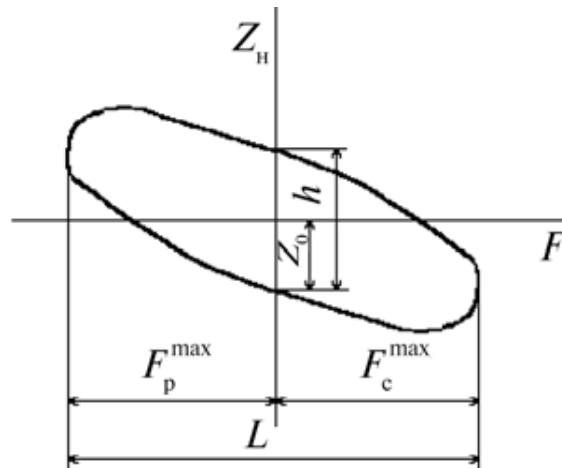


Рисунок 27 – Робоча діаграма гасника коливань

Площа діаграми у певному масштабі відображає роботу, поглинену гасником за період коливань. Точне вимірювання площі діаграми при коригуванні переміщення Z_H на величину Z_B важко. Тому параметр β визначають за величиною максимального зусилля.

Максимальне значення сили гасник розвиває у середині ходу, коли швидкість переміщення його поршня відносно циліндра досягає найбільшої величини, тобто $F_{\max} = \beta \cdot Z_0 \cdot \omega$. Тоді:

$$F_{\max} = \beta \cdot Z_0 \cdot \omega \quad (20)$$

З виразу (20) знаходимо параметр опору:

$$\beta = \frac{F_{\max}}{\omega \cdot Z_0} = \frac{F_{\max}}{2\pi n Z_0} \quad (21)$$

де n – частота коливань, Гц.

Силу опору $F_{\max}$ для гасників приймають рівною середньому значенню:

$$F_{\max} = \frac{F_{\text{ст}}^{\max} + F_{\text{р}}^{\max}}{2} \quad (22)$$

де $F_{\text{ст}}^{\max}, F_{\text{р}}^{\max}$ – сили опору при ході стиснення та розширення, отримані з робочої діаграми.

Амплітуду коливань Z_0 знаходять при положенні поршня гасника в крайньому нижньому або верхньому положенні, в цей момент швидкість поршня дорівнює нулю, і, отже, сила опору на підставі виразу (17) дорівнює нулю. Ресора виявляється ненавантаженою, займає нейтральне положення $Z_B = 0$.

У цьому випадку на підставі умови (14):

$$Z_0 = Z_H^{\max} = \frac{h}{2} \quad (23)$$

де h — хід повзуна стенду.

Запис робочої діаграми повинен проводитися при частоті коливань $n = 1$ Гц і швидкості переміщення поршня, що не перевищує швидкість, при якій починають спрацьовувати запобіжні клапани та інші пристрої аналогічного призначення при температурі навколишнього повітря від плюс 10° до 30° .

Гасник коливань вважається працездатним, якщо його параметр опору відхиляється трохи більше плюс 35% від відносного значення, встановленого стандартом.

Фрикційні гасники коливань можуть мати:

- постійні за величиною та однакові в обох напрямках сили тертя;
- постійні за величиною і не однакові в обох напрямках сили тертя;
- змінні за величиною і однакові в обох напрямках сили тертя, пропорційні переміщенням;
- змінні за величиною і неоднакові в обох напрямках сили тертя, пропорційні переміщенням.

За конструкцією фрикційні гасники діляться на: телескопічні, дискові, клинові.

Коливання надресорної будови починаються лише після того, як сили, що збурюють, перевищують сили тертя підвішування. Очевидно, що невеликі удари, які не перевищують сили тертя фрикційних демпферів, жорстко передаються через демпфер на підресорені маси. Фрикційний демпфер не гасить вібрації (коливання з високою частотою та невеликими амплітудами), вони проходять

					0031.216532.ДМР.2022.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		31

через нього. Для гасіння цих коливань необхідне встановлення додаткових елементів. Характеристики фрикційних гасників нестійкі, так як коефіцієнт тертя залежить від атмосферних умов і стану поверхонь, що труться.

Робота сил тертя гасника пропорційна динамічному прогину підвішування Δf .

Якщо енергія, прикладена до коливальної маси, з якоїсь причини перевищить енергію, що розсіюється фрикційним демпфером, то амплітуди коливань збільшуватимуться.

Поглинаюча здатність фрикційного гасника є пропорційною величині прогину підвішування першої ступені та є обмеженою і не забезпечує достатньо надійного гасіння коливання.

Енергія розсіювання гідравлічним гасником пропорційна квадрату динамічного прогину підвішування, так як сила, що демпфує, пропорційна швидкості коливань або швидкості переміщення поршня.

Істотним недоліком телескопічних фрикційних гасників, де має місце поступальний рух частин, є нерівномірне зношування їх частин у процесі експлуатації, внаслідок чого змінюється їх характеристика.

Цих недоліків немає у дискових фрикційних гасників. Крім того, дискові гасники мають невеликі габарити, порівняно з телескопічними. У цих гасниках сили тертя пропорційні переміщенню.

Висновки до розділу 1

- проведено аналіз дослідження проблем взаємодії рухомого складу з рейковою колією та відзначено загальну проблему, а саме покращення умов взаємодії колеса колісної пари та рейки розглядаючи різні умови експлуатації рухомого складу;
- розглянуто особливості конструкції механічної частини тепловоза ТЕ33А компанії General Electric Transportation та характеристики систем ресорного підвішування.

					0031.216532.ДМР.2022.001	Арк.
						32
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ II. КОЛИВАННЯ РУХОМОГО СКЛАДУ

2.1 Види коливань

У коливальних системах розглядають два види коливань: власні та вимушені. Власні коливання виникають в коливальних системах внаслідок одиничного збурення. У процесі протікання власних коливань система не відчуває додаткових збурень, наприклад, при наїзді локомотива на випадкову одиничну нерівність колії та відсутності надалі зовнішніх сил, що збурюють, у системі виникають власні коливання.

Вимушені коливання відбуваються в системах, які періодично з певною частотою зазнають впливу зовнішніх сил. Наприклад, стикові нерівності колії та хвилеподібний знос рейок є характерними причинами вимушених коливань рухомого складу.

Коливання рухомого складу зручно розглядати у прямокутній системі координат (рис. 28).

При цьому прийнято вважати, що вісь « x »-ів збігається з поздовжньою віссю рухомого складу, тобто з напрямком осі залізничної колії. Осі « y »-ів та « z »-ів відповідають поперечному та вертикальному напрямкам коливальних процесів.

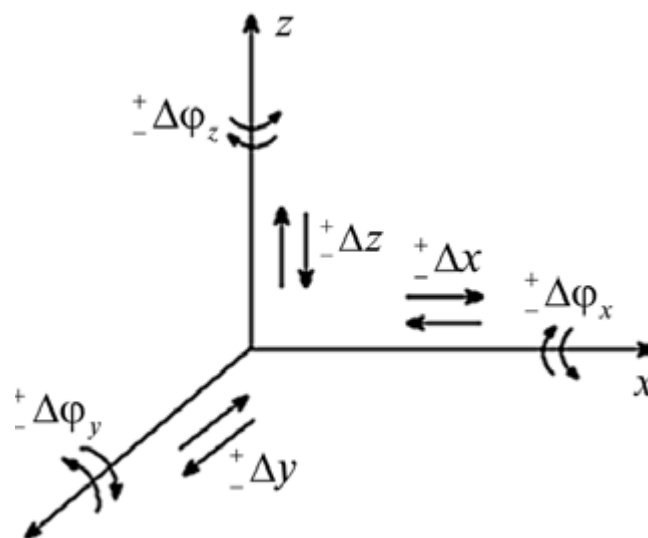


Рисунок 28 – Коливання в системі координат

Відповідно до обраних напрямків координатних осей коливання отримали назви:

${}_{-}^{+}\Delta z$ – підстрибування;

${}_{-}^{+}\Delta y$ – боковий виніс;

${}_{-}^{+}\Delta x$ – посмикування;

${}_{-}^{+}\Delta \varphi_z$ – виляння;

${}_{-}^{+}\Delta \varphi_y$ – галопування;

${}_{-}^{+}\Delta \varphi_x$ – бокове хитання.

У реальних умовах будь-який із перелічених видів може виникати окремо або спільно з іншими. Зазвичай коливання підстрибування екіпажу супроводжуються коливаннями галопування, боковий винос, як правило, викликає коливання бокового хитання і навпаки.

Коливання посмикування виникають при зміні в поздовжньому напрямку силі тяги або гальмування. При розбіжності по висоті поздовжніх збурюючих сил, з центром ваги підресорених мас локомотива ці сили обумовлюють появу коливань галопування.

Іноді в залежності від поставленого завдання коливання групують на вертикальні та горизонтальні або на вертикальні, поздовжні та поперечні (бокові). Однак для полегшення досліджень динамічних процесів названі вище коливання доцільно розглядати окремо.

2.2 Причини виникнення коливань

В основному коливальні процеси виникають тому, що колісні пари РС під час руху рейковою колією зустрічають різного роду нерівності і роблять складні просторові переміщення. Ці нерівності можуть бути випадковими, наприклад, місцеві викривлення, просідання і т. д. Виникаючі при цьому вільні коливання екіпажу завдяки силам тертя в ресорах та іншим дисипативним силам (гасники коливань, пружний опір) загасають досить швидко. Закономірні нерівності колії

					0031.216532.ДМР.2022.001	Арк.
						34
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

призводять до утворення збурюючих сил, які викликають вимушені коливання системи і мають стійкий характер.

На стиковій колії типовим видом закономірної нерівності є стики між рейками.

На (рис. 29) показані зміни профілю колії по довжині рейкової нитки L_p . Наведений на рисунку дійсний профіль колії під навантаженням (крива В) обумовлений тим, що її жорсткість на довжині однієї ланки не залишається постійною. У зоні стику жорсткість зменшується, що призводить до максимального просідання h рейок.

Математичний опис форми дійсного профілю колії під навантаженням пов'язаний із значними труднощами. Тому для покращення досліджень коливальних процесів використовуються досить прості та зручні формули [6].

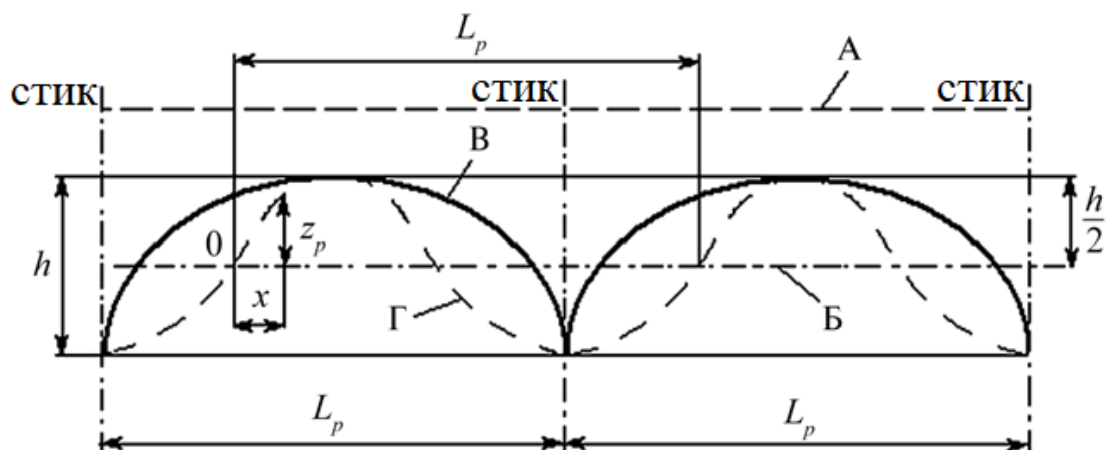


Рисунок 29 – Дійсний та розрахунковий профілі колії:

А – колія без навантаження; Б – середнє положення колії під навантаженням;

В – дійсний профіль колії під навантаженням; Г – розрахунковий профіль колії під навантаженням

Якщо за початок відліку прийняти точку 0, тоді ордината z_p нерівності колії (рейки), що віддаляється на відстані x , дорівнюватиме:

$$z_p = \frac{h}{2} \sin\left(\frac{2\pi}{L_p} x\right) \quad (24)$$

Приймаючи позначення:

$b = \frac{h}{2}$ – для амплітуди синусоїдальної нерівності (крива Г)

$\omega = \frac{2\pi}{L_p} v$ – для частоти впливу стиків

можемо записати:

$$z_p = b \cdot \sin(\omega t) \quad (25)$$

У практичних розрахунках довжину рейкової нитки, тобто довжину хвилі синусоїдальної нерівності колії L_p , приймають рівною 25 метрів, амплітуду нерівності - 2...5 мм. При цьому менше значення відповідає доброму стану колії, більше – задовільному стану стикової колії. Для безстикової колії характерним є хвилеподібне зношування рейок, і значення амплітуди нерівності приймають в 1,5...2,0 рази менше.

Для опису виду стикової нерівності професор В. Б. Медель пропонує використати формулу:

$$z_p = b \cdot (1 - \cos(\omega t)) \quad (26)$$

графічне уявлення якої відповідає (рис. 30).

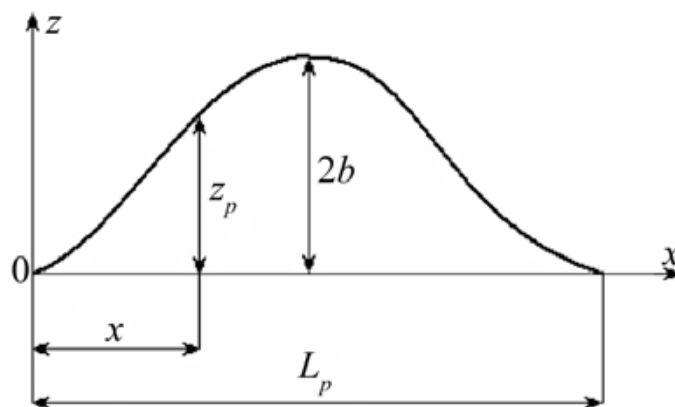


Рисунок 30 – Розрахункова нерівність між двома стиками

При вертикальному хвилеподібному зносі рейок довжина хвилі нерівності коливається в межах від 0,6 м до 2,3 м. Очевидно, для опису виду нерівностей в наближених розрахунках також можна використовувати наведені вище рівняння.

Для апроксимації форми вертикальних стикових нерівностей колії професор С. В. Вершинський наводить формули, які дають наближення розрахункових і отриманих дослідним шляхом значень нерівностей.

Одна з цих формул має вигляд

$$z_p = b_1 \cdot \sin\left(\frac{\pi v}{L_p}\right)t + b_2 \cdot \sin\left(\frac{3\pi}{L_p}\right)t \quad (27)$$

Як показують численні дослідні вимірювання, значення амплітуд, що входять у формулу, можна приймати в межах $b_1 = 8...20$ мм і $b_2 = 4...10$ мм. Перші значення відповідають доброму стану колії, другі – задовільному стану.

Вісь колії в прямих ділянках не буває ідеальною прямою. Відхилення від прямолінійного напрямку викликають хвилястий рух рухомого складу, в результаті чого на колії утворюються і збільшуються хвилеподібні нерівності в горизонтальній площині. Досвід експлуатації показав, що довжина хвилі горизонтальної хвилеподібної нерівності становить 10...15 м, амплітуда - 1...3 мм, та їх величина не залежить від довжини рейки. Отже, справедливо вважати, що ці значення можна використовувати і для безстикової колії.

Повзуни (вибоїни) на робочій поверхні бандажів колісних пар, які утворюються при гальмуванні, також належать до закономірних причин виникнення коливальних процесів. Слід зазначити, що амплітуди коливань, які зумовлені повзунами, будуть порівняно невеликими. Однак необхідно врахувати, що за наявності повзуна на бандажі взаємодія колеса з рейкою носитиме «ударний характер» [6-7].

Встановлено, що сила удару колеса з повзуном по рейці може досягати кількох сотень кілоньютонів, особливо при проходженні стиків та хрестовин, що може спричинити руйнування безпружинних частин локомотива та елементів верхньої будови колії та, в першу чергу, рейок.

З (рис. 31) видно, що точка В, яка рухається навколо миттєвого центру А з кутовою швидкістю V_y , має найбільший вплив на рейку.

					0031.216532.ДМР.2022.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		37

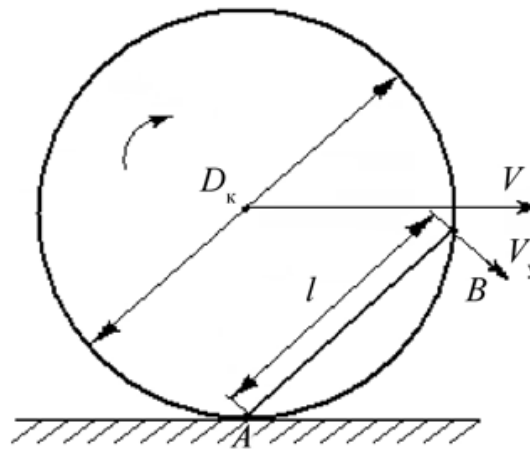


Рисунок 31 – Рух колеса з повзуном

Сила удару:

$$P_y = V_y \cdot \sqrt{\frac{J_k}{g} \cdot \frac{P_k \cdot P_p}{P_k + P_p}} \quad (28)$$

де J_k – контактна жорсткість колеса з рейкою, що враховує пружні властивості матеріалів колеса та рейки;

P_k – маса непідресорених частин локомотива, що припадають на одне колесо;

P_p – приведена маса рейки, що бере участь в ударі.

Швидкість удару:

$$V_y = V \frac{l}{0,5 \cdot D_k} \quad (29)$$

де J_k – швидкість руху локомотива;

D_k – діаметр бандажа по колу кочення;

l – довжина повзуна.

Нерівномірне зношування бандажа по довжині робочої поверхні або ексцентричне положення його на осі також є закономірними причинами коливань. Однак для сучасного рухомого складу відхилення поверхні кочення від циліндричної дуже невеликі, тому їх впливом на коливальні процеси нехтують.

2.3 Коливання підстрибування, галопування, бокового хитання та виляння

Коливання підстрибування

Вихідним етапом попередніх досліджень коливальних процесів РС є вибір спрощеної моделі. Будь-яка складна система шляхом відповідних перетворень і розрахунків може бути представлена еквівалентною схемою, яка включає лише основні елементи, що визначають коливання. На (рис. 32) наведено спрощену схему для дослідження коливань підстрибування при одноступінчастому ресорному підвішуванні. У ній не враховані пружні властивості верхньої будови колії, окремих елементів механічної частини локомотива, нелінійний характер зміни жорсткості ресор та дисипативних сил гасників.

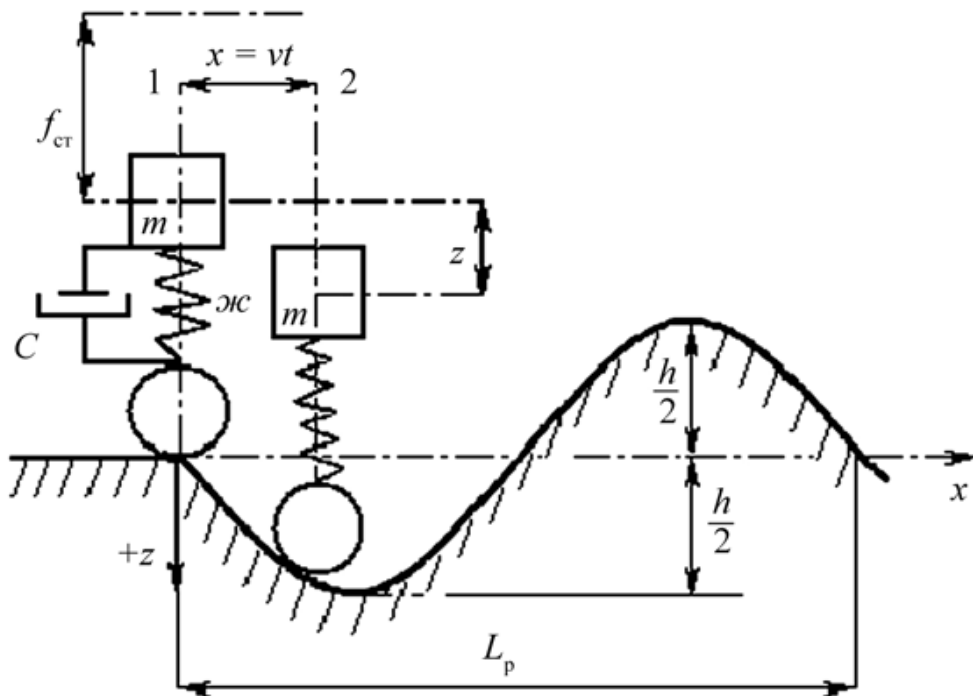


Рисунок 32 – Розрахункова схема для дослідження коливань підстрибування

У наведеній схемі за додатній напрямок осі z прийнято напрямок вниз, $жс$ являє собою результуючу жорсткість системи ресорного підвішування, що визначається залежно від послідовного і паралельного з'єднання окремих ресор. Коливальна система, крім маси m , що спирається на пружину, має гасник коливань. Розглядається випадок, коли сила опору гасника F пропорційна

швидкості переміщення надресорної маси і характеризується коефіцієнтом опору C . Під дією вантажу з масою пружина m отримує статичний прогин $f_{\text{ст}}$.

Рівняння статичної рівноваги системи (положення 1) записується як:

$$mg - \mathcal{J} \cdot f_{\text{ст}} = 0 \quad (30)$$

Після наїзду на нерівність (положення 2) з'являються сила інерції надресореної маси, що визначається як добуток m на її вертикальне прискорення $\frac{d^2 z}{dt^2}$, і сила опору гасника

$$F = C \frac{dz}{dt} = qm \frac{dz}{dt} \quad (31)$$

де q — величина, що характеризує інтенсивність згасання коливань.

Крім того, після наїзду на нерівність змінюється сила пружного опору пружин, оскільки, з одного боку, вона стискається на величину z , з іншого боку колесо опускається на величину $0,5 \cdot h \cdot \sin(\omega t)$. Враховуючи ці зміни, напишемо рівняння рівноваги системи після наїзду на синусоїдальну нерівність:

$$m \frac{d^2 z}{dt^2} + qm \frac{dz}{dt} + \mathcal{J} \cdot z = 0,5 \cdot h \cdot \sin(\omega t) \quad (32)$$

Зважаючи на те, що частота власних коливань:

$$p = \sqrt{\frac{\mathcal{J}}{m}} \quad (33)$$

Звідки

$$\mathcal{J} = p^2 m \quad (34)$$

Тоді рівняння рівноваги системи, тобто диференціальне рівняння коливань підстрибування при наїзді на синусоїдальну нерівність колії, запишеться як:

$$m \frac{d^2 z}{dt^2} + qm \frac{dz}{dt} + p^2 m \cdot z = 0,5 \cdot h \cdot \sin(\omega t) \quad (35)$$

Позначивши швидкість та прискорення вертикального переміщення надресорного вантажу через $\dot{z}$ та $\ddot{z}$ та скорочуючи на m , отримаємо

$$\ddot{z} + q\dot{z} + p^2 z = 0,5 \cdot h \cdot \sin(\omega t) \quad (36)$$

					0031.216532.ДМР.2022.001	Арк.
						40
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

Рішення неоднорідного диференціального рівняння є сумою розв'язку відповідного однорідного рівняння (права частина приймається рівною нулю) та часткового розв'язання неоднорідного рівняння.

Швидкість руху локомотива, при якій співпадають за величиною частоти власних і вимушених коливань, називається критичною $V_{кр}$. Щоб уникнути значних амплітуд коливального процесу та виключення великих динамічних сил, ця швидкість повинна знаходитися за межами конструкційної швидкості локомотива.

Визначення критичної швидкості руху не викликає труднощів, якщо використати відповідні формули власних та вимушених частот. При $\omega = p$ маємо:

$$\frac{2\pi}{L_p} V_{кр} = \sqrt{\frac{\mathcal{E}}{m}} \quad (37)$$

звідки

$$V_{кр} = \frac{L_p}{2\pi} \sqrt{\frac{\mathcal{E}}{m}} = \frac{L_p}{2\pi} p \quad (38)$$

Насправді, як зазначалося раніше, хвилеподібне зношування рейок викликає вищі гармонічні складові коливання з невеликою амплітудою, присутність яких призводить до появи додаткових, нижчих значень критичних швидкостей. Крім того, за наявності дефектів колеса (повзун, нерівномірне зношування, ексцентриситет) виникає ще одна нижча критична швидкість. Однак найбільш небезпечна основна критична швидкість, оскільки стикова нерівність, що викликає її, має найбільше значення.

На сучасному РС застосовується двоступінчасте ресорне підвішування, тобто ресори встановлюються між буксою і рамою візка (перший ступінь) і між рамою візка і кузовом (другий ступінь).

На (рис. 33) наведено розрахункову схему такого екіпажу, де m_1 — маса надресорної будови двох візків.

					0031.216532.ДМР.2022.001	Арк.
						41
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

- m_2 — маса кузова;
- $ж_1$ — еквівалентна жорсткість системи ресорного підвішування першого ступеня;
- $ж_2$ — еквівалентна жорсткість системи ресорного підвішування другого ступеня.

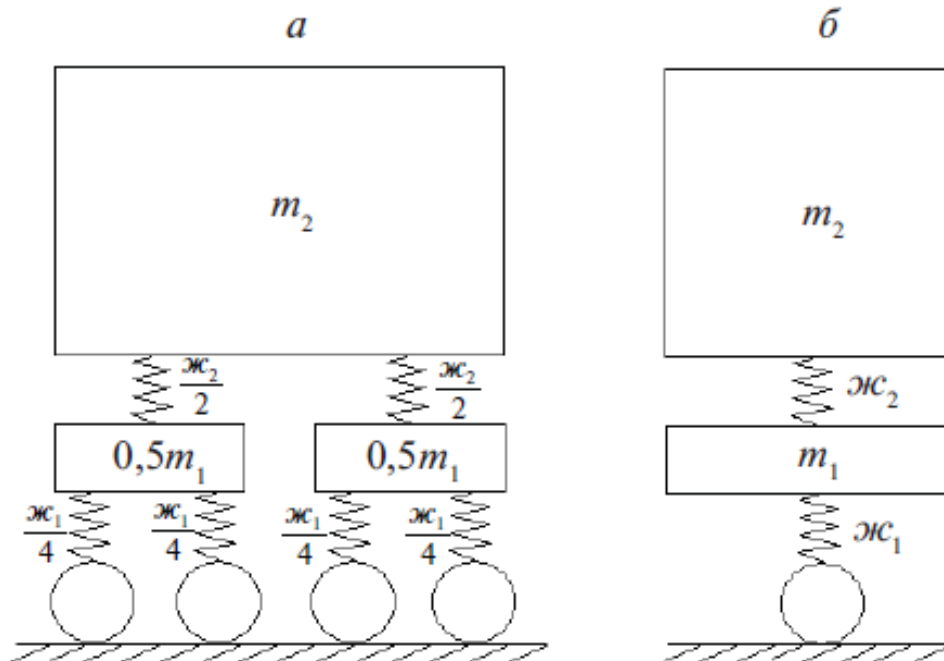


Рисунок 39 – Еквівалентна схема екіпажу з двоступеневим ресорним підвішуванням

Як і при одноступінчастому ресорному підвішуванні (рис. 32), тут не враховуються пружні властивості елементів верхньої будови колії та локомотива.

Наведену розрахункову схему представимо у вигляді (рис. 33, б).

Статичний прогин ресор першого ступеня підвішування:

$$f_1 = \frac{g(m_1 + m_2)}{ж_1} \quad (39)$$

Відповідно статичний прогин ресор другого ступеня:

$$f_2 = \frac{g \cdot m_2}{ж_2} \quad (40)$$

Для аналізу критичної швидкості руху РС достатньо розглянути лише власні коливання кузова і візків на ресорах без тертя, також за відсутності дисипативних сил. Ці коливання визначаються наступними диференціальними рівняннями:

$$\begin{aligned} m_2 \ddot{z}_2 + \mathcal{K}_2 (z_2 - z_1) &= 0 \\ m_1 \ddot{z}_1 + \mathcal{K}_2 (z_1 - z_2) + \mathcal{K}_1 z_1 &= 0 \end{aligned} \quad (41)$$

де z_2, z_1 – вертикальні переміщення кузова та візків відповідно;

$\ddot{z}_2, \ddot{z}_1$ – вертикальні прискорення кузова та візків відповідно.

З даних рівнянь випливає, що під час руху РС кузов і візки мають власні коливання підстрибування з частотами p_1 і p_2 .

Отже, вони матимуть дві критичні швидкості руху.

Для визначення цих швидкостей використовуємо формулу (38). Критична швидкість руху, що визначається частотою p_1 ,

$$V_{1кр} = \frac{L_p}{2\pi} p_1 \quad (42)$$

і швидкість, що визначається частотою p_2 ,

$$V_{2кр} = \frac{L_p}{2\pi} p_2 \quad (43)$$

З порівняння формул (42) та (43) випливає

$$V_{2кр} = V_{1кр} \cdot \frac{p_2}{p_1} \quad (44)$$

Використовуючи формули частот та опускаючи проміжні перетворення, можемо написати

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(1 + \frac{f_2}{f_1} \right) \sqrt{\frac{f_1}{f_2} \left(1 + \frac{m_2}{m_1} \right)} \quad (45)$$

Звідси випливає, що друга критична швидкість $V_{2кр}$ та частота p_2 за величиною більша, ніж $V_{1кр}$ та p_1 . Відношення $\frac{V_{2кр}}{V_{1кр}}$ і $\frac{p_2}{p_1}$ будуть мінімальними

					0031.216532.ДМР.2022.001	Арк.
						43
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

при $f_1 = f_2$, тобто при однакових значеннях статичного прогину ресор першої та другої ступенів підвішування.

До особливості розглянутої системи з двома ступенями ресорного підвішування слід віднести також те, що при частоті p_1 коливання кузова і візка збігаються у напрямку, тобто відбувається синфазне їх коливання, а з частотою p_2 кузов і візок переміщаються зустрічно один одному і відбувається протифазне їх коливання.

З метою виведення $V_{2кр}$ за межі робочих швидкостей руху, а також для зниження амплітуди коливання з частотою p_2 у швидкісному рухомому складі доцільно відношення $\frac{f_1}{f_2}$ приймати менше одиниці, тобто прагнути отримати жорсткіше підвішування кузова при більш гнучких ресорах першого ступеня підвішування. Крім того, бажано знижувати підресорену масу візків m_1 .

Аналіз коливальних процесів при двоступеневому ресорному підвішуванні показує, що при певних співвідношеннях m_1 , m_2 , f_1 і f_2 домогтися відсутності вимушених коливань кузова для заданих значень частоти і амплітуди нерівностей колії. У цьому випадку для забезпечення необхідної плавності ходу РС при інших значеннях частот та амплітуд нерівностей можуть бути використані листові або гумові ресори, фрикційні та гідравлічні гасники коливань.

При триступеневому ресорному підвішуванні в системі виникнуть три частоти вільних коливань, відповідно будуть і три критичні швидкості руху екіпажу. Дослідження коливальних процесів у такій системі стає досить складним завданням.

Коливання галопування

Розглянемо коливання галопування при одноступеневому ресорному підвішуванні. Наведена на (рис. 34) розрахункова схема відповідає безвізковому екіпажу, надресорною частиною якого є лише кузов.

					0031.216532.ДМР.2022.001	Арк.
						44
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

Кутові коливання, до яких відноситься галопування, відбуваються навколо центру пружності O системи ресорного підвішування.

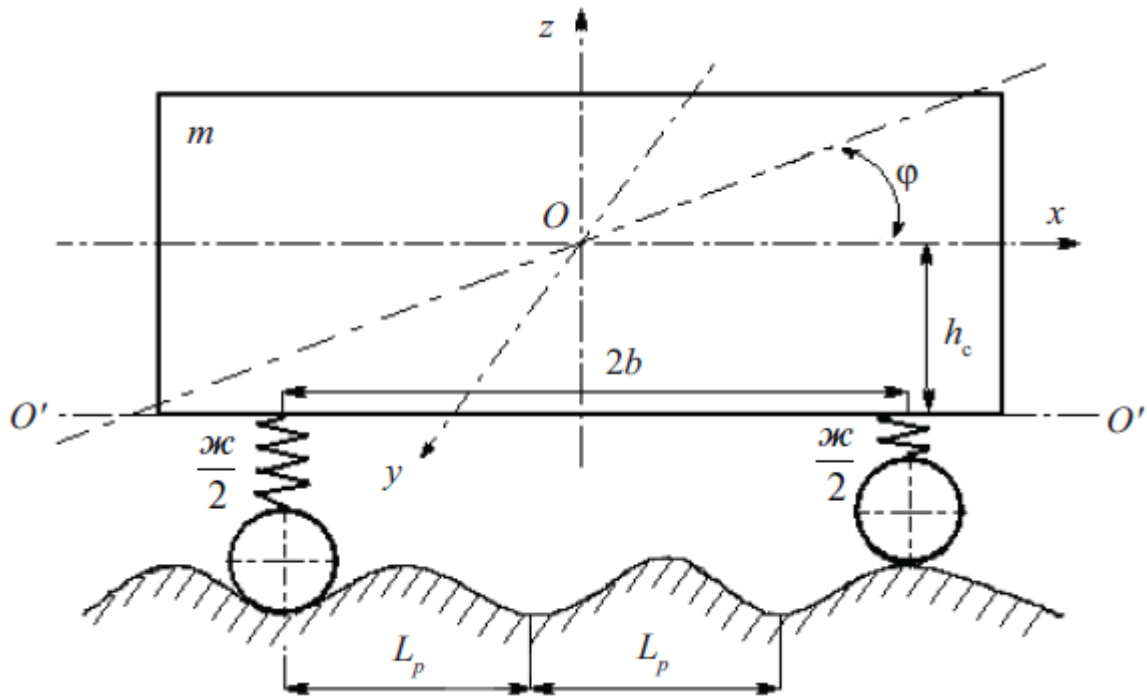


Рисунок 34 – Розрахункова схема для дослідження коливань галопування

При симетричному розташуванні комплексу ресор відносно середини екіпажу центр пружності збігається із центром ваги кузова. Характерною особливістю точки, яка називається центром пружності, є те, що при кутових коливаннях вона залишається нерухомою. Вертикальне навантаження, що прикладене до центру пружності, викликає однакові прогини паралельно працюючих ресор.

Диференціальне рівняння коливань галопування має вигляд [8]

$$m(\rho_y^2 + h_c^2) \cdot \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + C_r \cdot \frac{d\varphi}{dt} + \mathcal{Ж} (b^2 - f \cdot h_c) (\varphi - \varphi_a \cdot \cos(\omega t)) = 0 \quad (46)$$

- де m — маса кузова з обладнанням;
 $\mathcal{Ж}$ — еквівалентна жорсткість системи ресорного підвішування;
 ρ_y — радіус інерції мас надресорної будови відносно осі y ;
 $2b$ — ресорна база або база поздовжньої стійкості екіпажу;

- h_c – висота центру тяжіння надресорної будови над площиною підвішування $O' - O'$;
- C_r – коефіцієнт, що характеризує величину сил опору коливанням галопування;
- φ – поточне значення кута повороту кузова відносно осі u ;
- φ_a – амплітудне значення фактора, що викликає коливання галопування.

З (рис. 35) видно, що φ_a залежить від довжини ресорної бази $2b$, довжини хвилі нерівності L_p і від кратності їх відношення. Наприклад, при $2b = L_p$ колісні пари, перекочуючись по нерівностях колії, будуть здійснювати однакові вертикальні переміщення, отже, $\varphi_a = 0$, і система не піддаватиметься коливанням галопування, а відчуватиме тільки коливання підстрибування. Галопування з'являється у разі, якщо під час руху одна з колісних пар опиниться на верхній частині нерівності колії, а друга – на нижній частині. Максимальне значення φ_a відповідає положення, коли перша з колісних пар буде на вершині нерівності, а друга – у нижній точці западини.

Для розрахунку ρ_y маса надресорної будови m розглядається як сукупність окремих елементів. На РС такими елементами є допоміжні машини та устаткування, що знаходяться у кузові. Крім маси кожного елемента необхідно знати координати центру ваги елемента.

Тоді

$$f_y^2 = \frac{\sum_1^n m_i (x_i^2 + z_i^2)}{\sum_1^n m_i} \quad (47)$$

- де n – кількість елементів;
- m_i – маса i -го елемента;
- x_i, y_i – координати центру ваги i -го елемента по осях x та z відповідно.

У наближених розрахунках коливань галопування РС можна прийняти:

$$\rho_y = \sqrt{\frac{L_{\text{сц}}^2 + 4h_c^2}{12}} \quad (48)$$

де $L_{\text{сц}}$ – довжина секції локомотива, що відповідає відстані між осями автозчепів.

Частота власних коливань визначається за формулою:

$$p_r = \sqrt{\frac{\mathcal{H}}{m} \cdot \frac{b^2 - fh_c}{\rho_y^2 + h_c^2}} = \sqrt{\frac{\mathcal{H}}{m}} \cdot \sqrt{\frac{b^2 - fh_c}{\rho_y^2 + h_c^2}} \quad (49)$$

або

$$p_r = p \cdot \kappa_r \quad (50)$$

де κ_r – коефіцієнт галопування.

При коливаннях галопування критична швидкість визначається як і для коливань підстрибування, тобто:

$$V_{\text{гкр}} = \frac{L_p}{2\pi} \rho_r = \frac{L_p}{2\pi} p \cdot \kappa_r \quad (51)$$

Для рухомого складу вітчизняних залізниць коефіцієнт галопування становить 0.8...0.9, тобто близький до одиниці. Це дозволяє робити висновок про те, що критичні швидкості при підстрибуванні та галопуванні близькі один до одного. Тому при одночасній появі підстрибування та галопуванні ефект від їх дії буде складатися, і результатом цього може бути значне збільшення навантаження на одну з колісних пар та зменшення її на іншу колісну пару. З іншого боку, для боротьби з коливаннями, що співпадають за частотою, можна використовувати одні і ті ж засоби, наприклад, листові ресори, фрикційні і гідравлічні гасники коливань.

Коливання виляння

Колісна пара за відсутності прокату на поверхні кочення коліс може переміщатися по прямій тільки доти, доки її колеса, що мають конічну поверхню кочення, котяться колами рівного діаметра. У разі поперечного переміщення

					0031.216532.ДМР.2022.001	Арк.
						47
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

колісної пари діаметри будуть різними (рис. 35, положення 1), колесо з великим діаметром, проходячи більший шлях, випереджає інше колесо, колісна пара (середина осі) буде котитися по дузі АО.

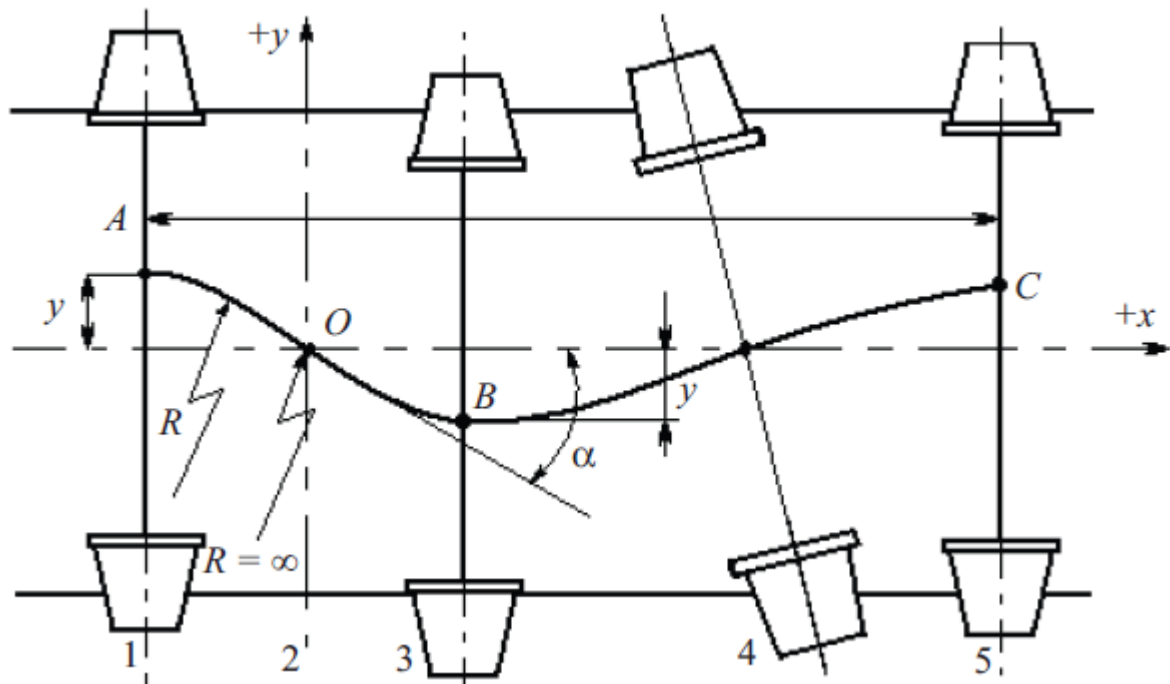


Рисунок 35 – Виляючий рух одиночної колісної пари

Дійшовши серединою осі до точки О (положення 2), колісна пара, що отримала поворот відносно рейок (кут α), продовжить котитися по дузі ОВ. Після відхилення середини осі колісної пари від осі колії на y діаметри робочих поверхонь коліс знову будуть різними і колісна пара займе положення 4. Колісна пара, що займає положення з перекосом відносно рейкової колії, переміщаючись далі, займе положення 5. У наближених дослідженнях можна прийняти, що колісна пара, або середина осі, завдяки конічній поверхні катання коліс під час руху описує синусоїдальну криву, що має амплітуду y і довжину хвилі L_u . Такий рух називається хвилястим, він продовжується до повного поглинання сили колісної пари роботою сил опору руху.

Збільшення зазорів між гребенями коліс та головками рейок призводить до посилення коливань виляння одиночної колісної пари. Крім величини зазорів

між гребенями і рейками на хвилястий рух дуже впливає кут набігання α , зі збільшенням якого зростає горизонтальний боковий вплив коліс на рейки.

На (рис. 36) наведено схему двовісного екіпажу, що рухається зі швидкістю V .

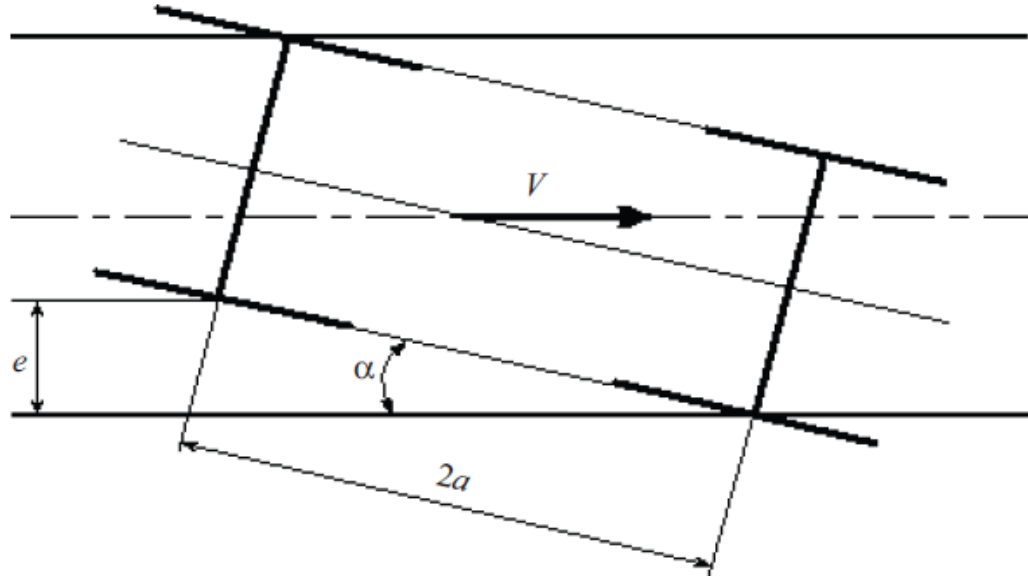


Рисунок 36 – Взаємодія коліс з рейками при вилянні двовісного візка

Енергія удару W , що виникає при вилянні, поглинається рейками та роботою сил тертя, визначається за формулою:

$$W = \frac{m \cdot V^2 \cdot \sin \alpha}{2} \quad (52)$$

$$\sin \alpha = \frac{e}{2a} \quad (53)$$

де m — маса екіпажу;

$2a$ — база екіпажу;

e — максимальний зазор між гребенями колісної пари та рейками.

Виляючий рух одиночної колісної пари, що має конічність n робочих поверхонь бандажів, відбувається без ковзання лише в тому випадку, поки існує співвідношення (рис. 37):

$$\frac{AC}{BD} = \frac{CO}{DO} \quad (54)$$

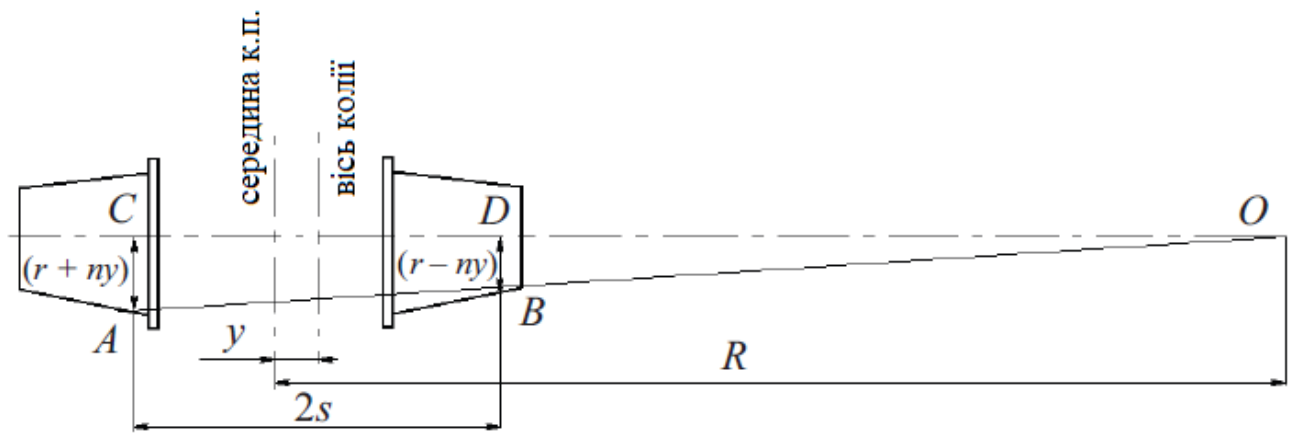


Рисунок 37 – Відхилення колісної пари від осі колії

що випливає з подібності трикутників ACO та BDO . Тоді:

$$\frac{r + ny}{r - ny} = \frac{R + s}{R - s} \quad (55)$$

де r – радіус середнього кола кочення колеса;
 $2s$ – відстань між середніми колами кочення коліс;
 R – радіус обертання середини осі навколо миттєвого центру повороту

З цього рівняння випливає:

$$(r - ny)(R + s) - (r + ny)(R - s) = 0 \quad (56)$$

Після перетворень отримаємо:

$$R = \frac{rs}{ny} \quad (57)$$

Період коливання виляння визначається за формулою:

$$T = \frac{2\pi}{p} = \frac{2\pi}{v} \sqrt{\frac{sr}{n}} \quad (58)$$

$$p = V \sqrt{\frac{n}{sr}} \quad (59)$$

Довжина хвилі виляючого руху колісної пари визначається за формулою:

$$L = vT = 2\pi \sqrt{\frac{sr}{n}} \quad (60)$$

Розглянуті вище коливання виляння визначалися рухом ідеальної колісної пари по ідеально прямій ділянці колії. Насправді вісь колії в горизонтальній площині може мати відхилення від прямолінійного напрямку.

Якщо колісні пари об'єднані в раму візка і не мають поперечних розбігів, то довжина хвилі виляння такого візка визначатиметься за формулою:

$$L = 2\pi \sqrt{\frac{sr}{n}} = \sqrt{1 + \frac{\sum_{i=1}^k l_i}{k \cdot s^2}} \quad (61)$$

де k — кількість колісних пар у візку;

l_i — відстань i -ї колісної пари від центру ваги екіпажу.

Таким чином, при жорсткій установці кількох колісних пар в одній рамі збільшується довжина виляючої хвилі руху в порівнянні з довжиною хвилі одиночної колісної пари. Слід відзначити, що застосування повідкових букс і букс з циліндричними напрямними зменшує жорсткість зв'язку колісних пар з рамою, тому довжина хвилі виляючого руху візка буде наближатися до довжини хвилі одиночної колісної пари.

Виляючий рух візків, як показує тривалий досвід експлуатації, значною мірою визначає горизонтальний вплив на колію, знос гребенів колісних пар та рейок. Тому зменшення ширини колії до 1520 мм, тобто зменшення вільних зазорів між гребенями та рейками, призвело до зменшення амплітуди коливань виляння візків та зумовило зниження бокового тиску на рейки. Зменшення конусності робочої поверхні бандажів колісних пар, як видно з попереднього аналізу, знижуючи частоту коливань виляння, також сприятливо відбивається на ходових властивостях локомотива.

Значного зменшення виляння візків можна досягти за рахунок відповідного конструктивного виконання зв'язку кузов-візок.

Бокове хитання

Розрахункову схему для досліджень бокового хитання екіпажу з одноступінчастим ресорним підвішуванням наведено на (рис. 38).

					0031.216532.ДМР.2022.001	Арк.
						51
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

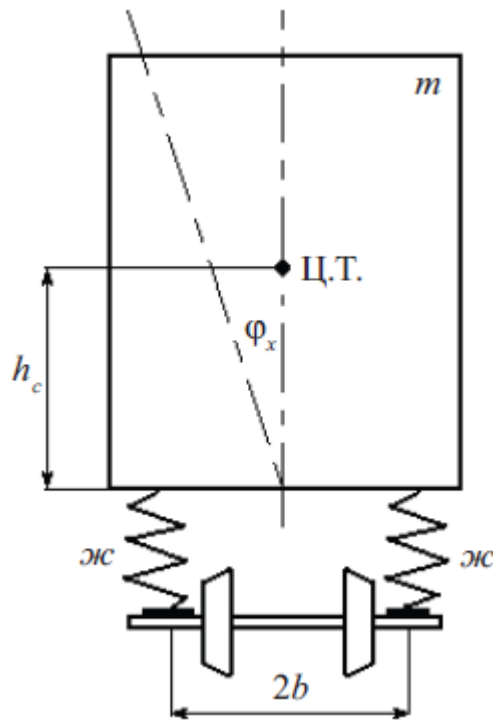


Рисунок 38 – Розрахункова схема для дослідження бокового хитання

- m — маса надресорної будови;
 $ж$ — жорсткість комплекту ресор однієї сторони;
 ц.в. — центр ваги маси надресорної будови;
 $2b$ — ресорна база;
 h_c — висота центру ваги над площиною підвішування;
 φ_x — поточне значення кута нахилу кузова.

Частота вільних коливань бокового хитання:

$$p_k = \sqrt{\frac{2жb^2 - mgh_c}{I_x + mh_c^2}} \quad (62)$$

Період коливань бокового хитання:

$$T_k = \frac{2\pi}{p_k} = 2\pi \sqrt{\frac{I_x + mh_c^2}{2жb^2 + mgh_c}} \quad (63)$$

Аналізуючи рівняння спостерігається, що чим менша жорсткість ресорного підвішування, тим менша частота, отже, і динамічна сила, яка обумовлена коливаннями бокового хитання надресорного будови. Це стосується й інших,

раніше розглянутих видів коливань. Однак зменшення жорсткості нижче за допустиму межу може призвести до втрати поперечної стійкості кузова.

Для визначення поперечної стійкості розглянемо кузов, який вийшов зі свого середнього положення і має нахил під кутом φ_x (рис. 39).

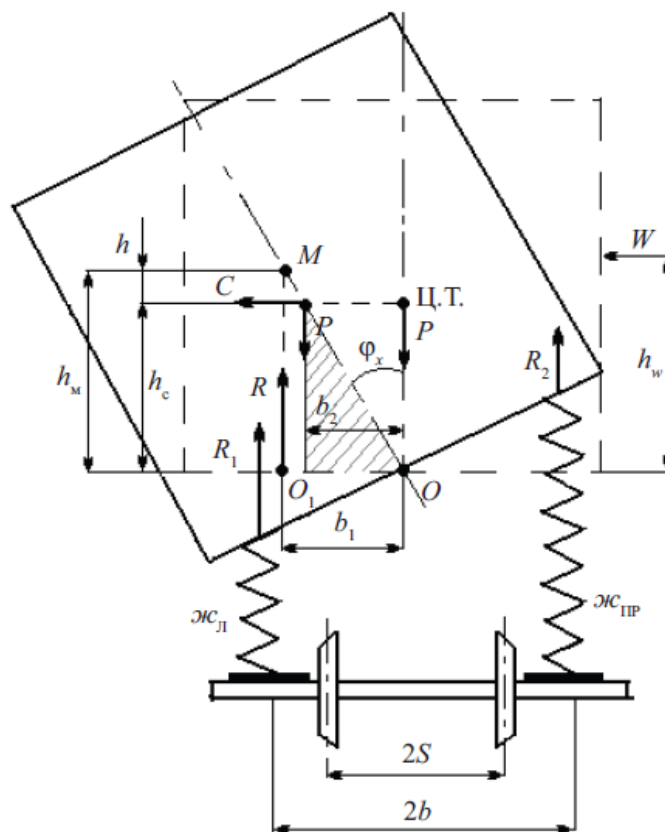


Рисунок 39 – Розрахункова схема дослідження поперечної стійкості кузова

Розглянемо випадок найбільш несприятливого поєднання сил – спільної дії відцентрової сили C і співпадаючої з нею за напрямом тиску вітру W . Очевидно, що нахил кузова викликає перерозподіл реакції R_1 і R_2 ресорних комплектів, а їх рівнодіюча R переміститься з точки O в точку O_1 .

Реакції ресорних комплектів при нахилі кузова на кут φ_x складають:

$$\begin{cases} R_1 = \frac{P}{2} + b\mathcal{K}_{\text{Л}}\varphi_x \\ R_2 = \frac{P}{2} + b\mathcal{K}_{\text{ПР}}\varphi_x \end{cases} \quad (64)$$

де P — маса кузова;

$\mathcal{J}_{\text{л}}, \mathcal{J}_{\text{пр}}$ — жорсткості комплектів ресор лівої та правої сторін відповідно.

При виборі жорсткості ресорного підвішування з урахуванням величини відновлювального моменту та подолання сил опору в ресорному підвішуванні статичний прогин f вибирають таким, щоб метацентрична висота h була додатньою, тобто метацентр розташовувався вище за центр ваги кузова.

При двоступеневому ресорному підвішуванні висота метацентру $h_{\text{м}}$ над площиною підвішування визначається за формулою [7]:

$$h_{\text{м}} = \frac{b_1^2}{f_1 + f_2 \left(\frac{b_1}{b_2} \right)^2} \quad (65)$$

де b_1, b_2 — половина ресорної бази першого та другого ступеня підвішування відповідно;

f_1, f_2 — статичний прогин ресор першого і другого ступеня підвішування відповідно.

Висновки до розділу 2

- розглянуто види коливань рухомого складу при взаємодії з рейковою колією та причини їх виникнення;
- досліджено розрахункові схеми різних видів коливань для отримання рівнянь статичної рівноваги та визначення критичної швидкості руху;
- отримано диференціальні рівняння коливань системи «РС — залізнична колія», а саме підстибування, галопування, виляння та бокового хитання для визначення стійкості рухомого складу під час різних умов експлуатації рейковою колією.

РОЗДІЛ III. ВЕРТИКАЛЬНІ ТА ГОРИЗОНТАЛЬНІ ПРИСКОРЕННЯ

3.1 Прискорення та динамічні сили непідресорених мас

Непідресорені частини РС зазнають найбільшого впливу з боку колії. Динамічні навантаження, що виникають при наїзді на нерівності, обумовлені вертикальними прискореннями, можуть бути небезпечними для вузлів механічної частини РС і колії. Розглянемо найпростіший випадок наїзду колеса та пов'язаної з ним необресореної маси на прямокутну нерівність (рис. 40). Можна припустити, що в реальних умовах це відповідає перекочуванню колеса з однієї рейкової нитки на іншу в зоні стика. Аналогічні явища відбуваються також за наявності повзуна робочої поверхні бандажа.

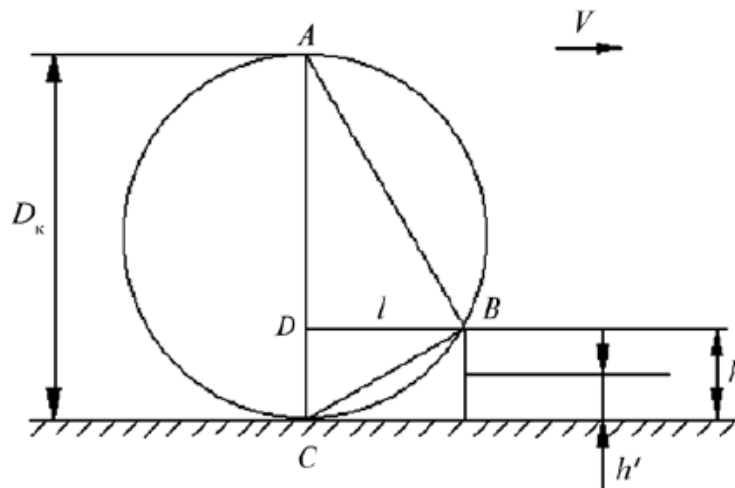


Рисунок 40 – Наїзд колеса на прямокутну нерівність

Якщо колесо з діаметром D_k , віддалене на відстані l від початку нерівності з висотою h , рухається зі швидкістю поступального руху V , час його підйому дорівнюватиме

$$t = \frac{l}{V} \quad (66)$$

Із подібності трикутників ABD та DBC випливає:

$$\frac{AD}{BD} = \frac{BD}{DC}, \quad \frac{D_k - h}{l} = \frac{l}{h} \quad (67)$$

Звідси

$$l^2 = (D_k - h) \cdot h \quad (68)$$

Зважаючи на те, що $D_k \gg h$, з достатньою точністю можна написати

$$l^2 = D_k \cdot h \quad (69)$$

Отже, час підйому колеса на нерівність:

$$t = \frac{\sqrt{D_k \cdot h}}{V} \quad (70)$$

При наїзді колеса на нерівність відбувається пружна просадка колії, внаслідок чого колесо піднімається на висоту h' , яка є меншою ніж h . Дослідження показують, що в процесі наїзду на нерівності характер зміни вертикальних прискорень та максимальні їх значення залежать від безлічі факторів, основними з яких є швидкість руху, маса необресорених частин та жорсткість ресорного підвішування РС, жорсткість верхньої будови колії. З метою спрощення припустимо, що підйом колеса на прямокутну нерівність відбувається з постійним прискоренням, тобто $\ddot{z}_k = \text{const}$. Тоді

$$h' = \frac{\ddot{z}_k \cdot t^2}{2} \quad (71)$$

Підставивши значення t отримаємо:

$$\ddot{z}_k = \frac{2 \cdot h' \cdot V^2}{D_k \cdot h} \quad (72)$$

Таким чином, динамічне навантаження ΔP_1 невідресореної маси m , що припадає на одне колесо, буде дорівнювати

$$\Delta P_1 = m \cdot \ddot{z}_k = m \cdot \frac{2 \cdot V^2 \cdot h'}{D_k \cdot h} \quad (73)$$

В умовах нормальної експлуатації РС на ділянці час наїзду на нерівність дуже малий, тому при наявності ресор надресорна будова, зберігаючи своє горизонтальне положення, не встигає переміститися у вертикальному напрямку. Тому доречно припустити, що при підйомі ресора колеса піддається

					0031.216532.ДМР.2022.001	Арк.
						56
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

додатковому прогину на величину h' , і це викличе додаткове динамічне навантаження ΔP_2 .

$$\Delta P_2 = j \cdot h' \quad (74)$$

де j – жорсткість ресори або комплекту ресор одного колеса.

Тоді сумарне динамічне навантаження від колеса на рейку складе:

$$\Delta P_d = \Delta P_1 + \Delta P_2 \quad (75)$$

Аналіз отриманих рівнянь показує, що динамічне навантаження ΔP_1 , зумовлене вертикальним прискоренням колеса, різко зростає зі збільшенням швидкості руху РС. При великій швидкості руху інтенсивність зростання ΔP_1 дещо знижується через збільшення просідання колії, тобто зменшення h' . Динамічне навантаження ΔP_2 зі збільшенням швидкості руху зменшується пропорційно зменшенню h' .

3.2 Розрахунок вертикальних прискорень невідресорених мас

Для визначення вертикального переміщення центру невідресореної ваги, її швидкості та прискорення насамперед необхідно знайти чисельні значення коефіцієнтів, що входять у формули визначення даних значень. Розглянемо як приклад РС, що рухається зі швидкістю $V = 20$ м/с по рейковій колії типу Р65. При цьому глибина нерівності, що описується рівнянням, становить $2b = 0,002$ м, її довжина $L_p = 1,0$ м. Отже, нерівність, що розглядається, на відміну від стикової нерівності, де $L_p = 25$ м, обумовлена хвилеподібним зносом рейок. Маса верхньої будови колії, яка бере участь у вертикальному переміщенні, і жорсткість колії, що віднесена до однієї рейки, приймемо рівними

$$\text{відповідно } m' = 25,3 \text{ кг} \cdot \frac{\text{с}^2}{\text{м}} \text{ і } j' = 8 \cdot 10^6 \frac{\text{кг}}{\text{м}}.$$

Маса невідресорених частин тепловоза ТЕ33А, що припадає на одну колісну пару, яка включає масу колісної пари з буксами, частини ресорного підвішування, частини тягових редукторів з кожухами і половину маси тягового

					0031.216532.ДМР.2022.001	Арк.
						57
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

електродвигуна, становить $2m = 611 \text{ кг} \cdot \frac{\text{с}^2}{\text{м}}$, відповідно необресорена маса, що припадає на одне колесо, дорівнює $m = 305,5 \text{ кг} \cdot \frac{\text{с}^2}{\text{м}}$.

Кутова частота впливу хвилеподібної нерівності рейки на колесо

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi}{L_p} \cdot V = \frac{2 \cdot 3,14}{1,0} \cdot 20 = 125,6 \text{ рад/с} \quad (76)$$

Коефіцієнт, що характеризує частоту вільних коливань необресореної частини, віднесеної до одного колеса та рейки,

$$k = \sqrt{\frac{\mathcal{K}'}{m + m'}} = \sqrt{\frac{8 \cdot 10^6}{305,5 + 25,3}} = 155,5 \text{ рад/с} \quad (77)$$

Знайдемо постійні коефіцієнти, які входять в розв'язок рівняння руху колеса:

$$A = \frac{b \cdot (\mathcal{K}' - m' \cdot \omega^2)}{\mathcal{K}' - (m + m') \cdot \omega^2} - b \quad (78)$$

$$A = \frac{0,001 \cdot (8 \cdot 10^6 - 25,3 \cdot 125,6^2)}{8 \cdot 10^6 - (305,5 + 25,3) \cdot 125,6^2} - 0,001 = 0,001726 \text{ м}$$

$$B = \frac{b \cdot (m' \cdot \omega^2 - \mathcal{K}')}{\mathcal{K}' - (m + m') \cdot \omega^2} \quad (79)$$

$$B = \frac{0,001 \cdot (25,3 \cdot 125,6^2 - 8 \cdot 10^6)}{8 \cdot 10^6 - (305,5 + 25,3) \cdot 125,6^2} = -0,002726 \text{ м}$$

Отже, вертикальне переміщення непідресореної маси, що припадає на одне колесо, запишеться у вигляді:

$$z_k = 0,001726 \cdot \cos(kt) - 0,002726 \cdot \cos(\omega t) + 0,001 \quad (80)$$

Швидкість вертикального переміщення цієї маси

$$\dot{z}_k = -0,001726 \cdot k \cdot \sin(kt) + 0,002726 \cdot \omega \cdot \sin(\omega t) \quad (81)$$

Прискорення вертикального переміщення маси

$$\ddot{z}_k = -0,001726 \cdot k^2 \cdot \cos(kt) + 0,002726 \cdot \omega^2 \cdot \cos(\omega t) \quad (82)$$

					0031.216532.ДМР.2022.001	Арк.
						58
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

У прикладі, що розглядається, повний час проходження нерівності колії при швидкості 20 км/год складе

$$T = \frac{L_p}{V} = \frac{1,0}{20} = 0,05 \text{ с}$$

Для визначення характеру змін вертикального переміщення, швидкості та прискорення при проходженні по нерівності колії необхідно задаватися різними значеннями часу t і вирішити наведені вище рівняння. Використаємо метод послідовних інтервалів, тобто повний час проходження нерівності розділимо, припустимо, на 10 рівних інтервалів, і на початку кожного інтервалу порахуємо $z_k, \dot{z}_k, \ddot{z}_k$.

У (табл. 2) наведено результати розрахунку, де у другій колонці таблиці показано значення ординат нерівності.

Таблиця 2 – Вертикальне переміщення, швидкість та прискорення колеса

$t \cdot 10^{-2}, \text{с}$	$z_p \cdot 10^{-4}, \text{м}$	$z_k \cdot 10^{-4}, \text{м}$	$\dot{z}_k \cdot 10^{-4}, \text{м}$	$\ddot{z}_k \cdot 10^{-4}, \text{м}$
0	0	0	0	1,215
0,5	1,908	0,02357	1,266	5,032
1,0	6,904	1,8150	5,702	12,700
1,5	13,080	6,4680	13,170	15,640
2,0	18,080	14,7800	19,360	7,012
2,5	20,000	2,6100	18,330	-12,380
3,0	18,100	31,3200	6,758	-32,980
3,5	13,110	30,0400	-12,590	-41,360
4,0	6,934	18,8700	-31,000	-28,530
4,5	1,927	0,9819	-37,890	3,268
5,0	0	-16,0000	-26,900	39,910

На (рис. 41) подано криві, побудовані з використанням результатів розрахунку. Порівняння кривих z_p та z_k показує, що під дією сил інерції колеса відбувається деформація колії. Максимальне динамічне навантаження колеса на

рейку досягається після закінчення 0,015 с, при $t = 0,022$ с, вона стає рівною нулю, так як $\ddot{z}_k = 0$. Надалі під дією динамічного навантаження відбувається розвантаження колеса, так як його прискорення набуває від'ємного значення.

$$\begin{array}{ll} z_p \cdot 10^{-4}, \text{ м} & \dot{z}_k \cdot 10^{-4}, \text{ м/с} \\ z_k \cdot 10^{-4}, \text{ м} & \ddot{z}_k, \text{ м/с}^2 \end{array}$$

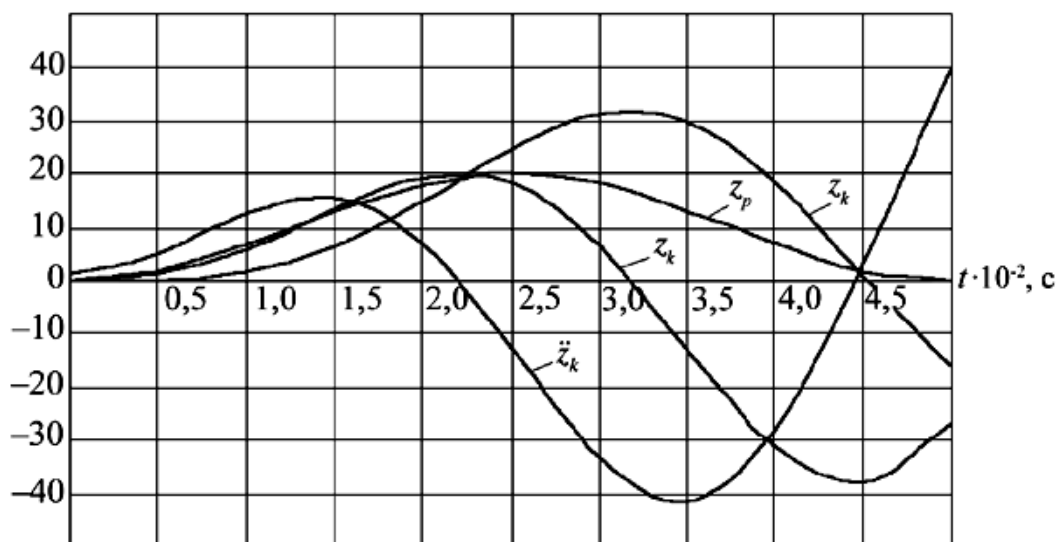


Рисунок 41 – Зміни вертикального переміщення, швидкості та прискорення непідресореної маси під час руху по нерівності рейкової колії

Виконані розрахунки та наведені на (рис. 41) криві показують, що в кінці нерівності величини $z_k, \dot{z}_k, \ddot{z}_k$ значно відрізняються від нуля. Тому розрахунок наїзду на наступну нерівність аналогічної форми не дозволить отримати такий самий результат, що й розрахунок наїзду на попередню нерівність. Отже, дані формули, які виведені теоретичним шляхом, можна використовувати лише у наближених розрахунках.

Також, слід зазначити, що недоліки цих формул обумовлені неточністю описування нерівності колії, нехтуванням пружності окремих елементів непідресорених частин РС. Крім того, жорсткість верхньої будови колії, маса, що приймає участь у вертикальному переміщенні, і жорсткість ресор локомотива в процесі проїзду нерівністю не залишаються постійними, а змінюються в

широких межах. Теоретично облік цих змін і більш менш точний опис характеру нерівності колії носять складний характер і вимагають спеціальних досліджень.

3.3 Дослідження вертикальних прискорення та динамічних сил підресорених частин рухомого складу

Вертикальні прискорення підресорених частин, як показують дослідження та досвід експлуатації РС, значно менші вертикальних прискорень непідресорених мас. Однак за певних умов, наприклад при співпадінні коливань по фазі непідресорених і підресорених частин, вони можуть викликати великі динамічні навантаження. Крім того, коливання надресорної будови та зумовлені ними прискорення можуть призвести до порушення умов комфортабельності локомотивних бригад та пасажирів.

Слід відзначити, що теоретичні дослідження обмежуються наближеною оцінкою цих процесів, визначенням частот власних коливань системи та резонансних швидкостей руху локомотива. Однак при проектуванні та дослідженні нових локомотивів цього недостатньо і необхідно враховувати реальні умови експлуатації, за яких часто не відзначаються резонансні зони, а виникають великі прискорення, і відповідно динамічні сили. Тому стає актуальним завдання розробки та пропозиції більш менш прийнятної методики розрахунку вертикальних прискорень вузлів механічної частини РС.

На основі динамічних випробувань різних типів локомотивів та узагальнення дослідних даних були рекомендовані досить прості та зручні формули для розрахунку вертикальних прискорень як непідресорених, так і підресорених мас екіпажної частини [6].

Максимальне значення вертикального прискорення непідресореної маси, віднесеної до однієї колісної пари, при проходженні стикової нерівності:

$$\ddot{z}_{\text{нп}} = \left[2 + 0,13 \cdot \frac{V}{\sqrt[3]{(2 \cdot mg)^2}} \right] \cdot g, \text{ м/с}^2 \quad (83)$$

де V – швидкість руху рухомого складу, км/год;

g – прискорення вільного падіння, м/с².

На безстиківій колії колесо сприймає вертикальну дію тільки від хвилеподібної нерівності, глибина якої в 2-3 рази менша за глибину нерівності стику, тому

$$\ddot{z}_{\text{нп}} = 0,3 \cdot \left[2 + 0,13 \cdot \frac{V}{\sqrt[3]{(2 \cdot mg)^2}} \right] \cdot g, \text{ м/с}^2 \quad (84)$$

Вертикальні прискорення підресорених частин візка $\ddot{z}_в$ та кузова $\ddot{z}_к$ залежать від якості ресор, від їх жорсткості та статичного прогину. Аналіз дослідних даних дозволяє рекомендувати формули [6]

$$\ddot{z}_в = \left(0,5 + \frac{V}{(f' + 1,5f'')} \right) \cdot g, \text{ м/с}^2 \quad (85)$$

$$\ddot{z}_к = \left(0,05 + 0,2 \cdot \frac{V}{(f' + 1,5f'')} \right) \cdot g, \text{ м/с}^2 \quad (86)$$

де f' – статичний прогин першого ступеня ресора підвішування, мм;

f'' – статичний прогин другого ступеня ресора підвішування, мм.

З формул (85) і (86) видно, що статичний прогин другого ступеня ресорного підвішування в 1,5 рази більше впливає на зменшення прискорень візка і кузова, ніж статичний прогин першого ступеня підвішування.

Наведені емпіричні формули, отримані на основі аналізу та обробки дослідних даних, враховують усі фактори, що визначають коливальні процеси, та прискорення системи.

Формули (83-86) можна використовувати також визначення горизонтальних прискорень.

При одноступінчастому ресорному підвішуванні локомотива горизонтальні прискорення приблизно рівні вертикальним. При двоступінчастому ресорному підвішуванні горизонтальні прискорення, як

показали експериментальні дослідження, менше вертикальних.

При досить малій швидкості, яка близька або рівна нулю, як видно з формул (83) і (84), вертикальне прискорення дорівнюватиме $2 \cdot g$, що не відповідає реальному прискоренню, яке теж має бути близько або дорівнювати нулю. Тому ці формули рекомендуються для швидкостей руху, починаючи від 10 км/год.

Крім того, при одноступінчастому ресорному підвішуванні, коли $f'' = 0$, вертикальні прискорення підресорених частин візка і кузова повинні бути однакові, тоді як формули (85) та (86) дають різні значення прискорень. Звідси випливає, що ці формули справедливі лише для РС, який має двоступінчасте ресорне підвішування.

У (табл. 3) наведено значення вертикальних прискорень для РС, який має опорно-осьове підвішування тягових двигунів.

Динамічні навантаження непідресорених мас $P_{\text{днп}}$, підресорених частин візка $P_{\text{дв}}$ і кузова $P_{\text{дк}}$, віднесені до однієї колісної пари, були знайдені за формулами:

$$P_{\text{днп}} = 2 \cdot m \cdot \ddot{z}_{\text{нп}} \quad (87)$$

$$P_{\text{дв}} = m_{\text{в}} \cdot \ddot{z}_{\text{в}} \quad (88)$$

$$P_{\text{дк}} = m_{\text{к}} \cdot \ddot{z}_{\text{к}} \quad (89)$$

де $m_{\text{в}}, m_{\text{к}}$ – відповідно маси підресорених частин візка та кузова, що припадають на одну колісну пару.

У (табл. 4) наводяться вертикальні прискорення та динамічні сили рухомого складу, який передбачає, що тягові двигуни повністю спираються на раму візка. При такому припущенні, непідресорена вага зменшується, у той час як підресорена маса візка збільшується, що, у свою чергу, викликає збільшення статичного прогину першого ступеня ресорного підвішування.

Якщо прийняти жорсткість ресорного підвішування першого ступеня постійною, неважко розрахувати нове значення прогину f' , яке прямо пропорційно величині прикладеного навантаження.

Таблиця 3 – Прискорення та динамічні сили при опорно-осьовому підвішуванні двигунів

$V, \text{км/год}$	10	40	70	100	130	160
$\ddot{z}_{\text{нп}}, \text{м/с}^2$	23,435	34,882	46,329	57,776	69,222	80,669
$P_{\text{днп}}, \text{кН}$	146,00	277,26	288,55	359,85	431,14	502,43
$\ddot{z}_{\text{в}}, \text{м/с}^2$	5,575	7,585	9,596	11,605	13,616	15,626
$P_{\text{дв}}, \text{кН}$	63,18	85,96	108,74	131,52	154,30	177,08
$\ddot{z}_{\text{к}}, \text{м/с}^2$	0,2975	0,6960	1,1020	1,5040	1,9060	2,3080
$P_{\text{дк}}, \text{кН}$	3,60	8,47	13,34	18,21	23,08	27,95

Таблиця 4 – Прискорення та динамічні сили при опорно-рамному підвішуванні двигунів

$V, \text{км/год}$	10	40	70	100	130	160
$\ddot{z}_{\text{нп}}, \text{м/с}^2$	24,894	40,716	56,538	72,360	88,181	104,000
$P_{\text{днп}}, \text{кН}$	95,41	156,06	276,70	277,34	337,98	398,62
$\ddot{z}_{\text{в}}, \text{м/с}^2$	5,541	7,450	9,358	11,266	13,175	15,084
$P_{\text{дв}}, \text{кН}$	76,04	102,22	128,40	154,59	180,77	206,96
$\ddot{z}_{\text{к}}, \text{м/с}^2$	0,2907	0,6724	1,0540	1,4360	1,8180	2,1990
$P_{\text{дк}}, \text{кН}$	3,522	8,145	12,770	17,390	22,020	26,64

Зміни динамічних сил залежно від швидкості руху представлені (рис. 42). З рисунку, як із даних таблиць (3) і (4), видно, що найбільший вплив на колію чинить непідресорена вага. Незважаючи на деяке збільшення прискорення при переході з опорно-осьового на опорно-рамне підвішування тягових двигунів, динамічне навантаження непідресорених частин зменшується значно. Вертикальні прискорення непідресореної маси, що видно з формули (83),

зменшуються майже втричі під час руху безстиковою колією, отже, втричі зменшуються і динамічні сили.

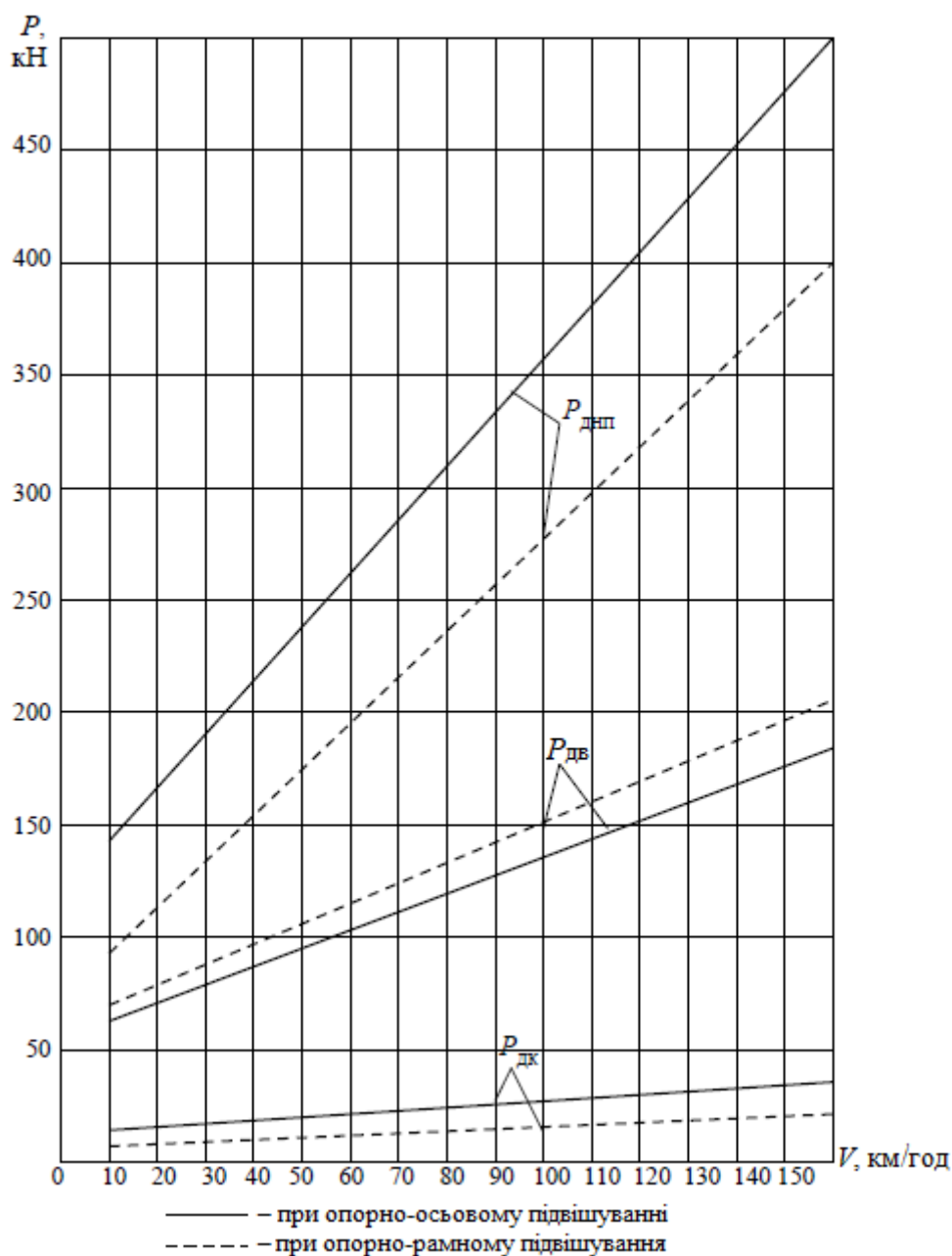


Рисунок 42 – Динамічні сили непідресорених частин, візка та кузова

Зростання динамічного навантаження від підресорених частин візка обумовлено збільшенням маси візка. Збільшення маси візка призводить до деякого збільшення статичного прогину першого ступеня ресорного підвішування, отже, до зменшення, як видно з формули (85), вертикального

прискорення і динамічної сили. Це зменшення незначне. Тому у формулі (88) величиною, що в основному визначає динамічну силу $P_{\text{дв}}$, є маса $m_{\text{в}}$.

Деяке зменшення динамічного навантаження від маси кузова при переході до опорно-рамного підвішування двигунів відбувається через збільшення статичного прогину першої ступені ресорного підвішування.

Висновки до розділу 3

- досліджено прискорення та динамічні сили непідресорених мас, які виникають під час наїзду колеса на прямокутну нерівність;
- встановлено, що динамічне навантаження непідресореної маси, що припадає на одне колесо різко зростає зі збільшенням швидкості руху РС;
- проведено розрахунок вертикальних прискорень непідресорених мас та отримано графік зміни вертикального переміщення, швидкості та прискорення непідресореної маси під час руху по нерівності рейкової колії;
- встановлено та побудовано залежності прискорень та динамічних сили при опорно-осьовому та опорно-рамному підвішуванні двигунів.

					0031.216532.ДМР.2022.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		66

РОЗДІЛ IV. ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ТЕПЛОВОЗА ТЕЗЗА

4.1 Оцінка динамічних показників рухомого складу

Безпека руху, плавність ходу, надійність та інші експлуатаційні якості локомотива значною мірою визначаються величинами динамічних сил, що діють на локомотив внаслідок коливальних процесів, що виникають, і ударної взаємодії між ходовими частинами і рейками.

Правильно спроектований рухомий склад повинен мати високі динамічні якості, що оцінюються такими показниками:

- коефіцієнтами вертикальної та горизонтальної динаміки $k_{дв}$ та $k_{дг}$;
- величинами амплітудних значень вертикальних та горизонтальних прискорень α_v і α_r ;
- коефіцієнтом плавності ходу C .

Коефіцієнти вертикальної та горизонтальної динаміки визначаються з відношення:

$$\begin{cases} k_{дв} = \frac{P_{дв}}{P_{ст}} \\ k_{дг} = \frac{P_{дг}}{P_{ст}} \end{cases} \quad (90)$$

де $P_{дв}, P_{дг}$ – відповідно вертикальні та горизонтальні динамічні сили, обумовлені коливаннями кузова, візків або буксових вузлів;

$P_{ст}$ – статичні навантаження від маси кузова, підресорених частин візка або буксових вузлів.

Значення коефіцієнтів динаміки можуть бути визначені за величиною динамічних сил P_d , знайденим за теоретичними формулами, або виміряними при дослідженням у в'язях кузова з візками і візків з колісними парами. Коефіцієнти динаміки можуть бути знайдені також за величиною деформації пружних в'язей.

					0031.216532.ДМР.2022.001	Арк.
						67
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

В останньому випадку динамічна сила визначатиметься формою силової характеристики в'язі, яка може бути пружною лінійною, пружно-фрикційною (за наявності листових ресор) і лінійною з в'язким демпфером.

Допустимі значення максимальних прискорень α у частках g та коефіцієнтів вертикальної та горизонтальної динаміки k_d , наведені в (табл. 5).

Таблиця 9 – Вимоги до динамічних якостей локомотива відповідно до вимог [9]

Назва показників	Нормативні значення
Показник плавності ходу у вертикальній та горизонтальній площині, не більше	3,75
Коефіцієнт запасу стійкості проти сходу колеса з рейки, не менше	1,4
Коефіцієнти вертикальної динаміки, не більше - для першої ступені підвішування - для другої ступені підвішування	0,4 0,25
Рамні сили, не більше	$40\%(P_{ст})$
Розрахункове значення бокового тиску, не більше	100 кН

В країнах ЄС дослідження відповідності конструкції рухомого складу динамічним показниками відбувається використовуючи нормативний документ EN 14363:2005 [10].

Його основною вимогою представлено те, що коефіцієнт розвантаження колеса колісної пари не повинен перевищувати нормативного значення 0,6.

В такому випадку безпека РС від сходу з рейок буде виконуватись при відповідному виконанні умови (90):

$$\left(\frac{Y}{Q}\right)_{\max} \leq \left(\frac{Y}{Q}\right)_{\lim}, \quad (91)$$

де Y – горизонтальна направляюча сила;

Q – вертикальна сила від колеса на рейку.

Після комплексного проведення досліджень, було знайдено допустиме значення, яке не повинно бути більше $\left(\frac{Y}{Q}\right)_{\lim} = 0,8$. Приймалося, що кут нахилу поверхні гребня колеса до горизонтальної площини складає $\gamma = 70^\circ$ (що відповідає $\mu = 0,36$).

Для знаходження допустимого значення відношення горизонтальної сили до вертикального навантаження для різних кутів нахилу поверхні гребня колеса до горизонтальної площини рекомендується використовувати наступну формулу:

$$\frac{Y}{Q} = \frac{\tan \gamma - 0,36}{1 + 0,36 \cdot \tan \gamma}. \quad (92)$$

При умові перевищення допустимого значення $\left(\frac{Y}{Q}\right)_{\lim}$ дослідження динамічних характеристик рухомого складу в подальшому будуть проводитися, якщо буде відбуватись виконання наступної умови:

$$\Delta z_{\max} \leq \Delta z_{\lim} = 5 \text{ мм}. \quad (93)$$

де $\Delta z_{\max}$ – величина підйому колеса досліджуваної колісної пари;

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.

Для рухомого складу велике значення має показник плавності ходу, яким оцінюють динамічні якості, виходячи з умов фізіологічного впливу прискорень та частот на організм людини. Враховуючи значну кількість експериментальних досліджень встановлено, що організм людини по-різному сприймає коливання з різними частотами. Так, коливання з частотами від 0,5 до 2 Гц людина переносить легко, відчуючи при цьому лише заколисування. При коливаннях випробувальної віброплатформи з частотами 5...8 Гц прискорення коливань тіла перевищують прискорення коливань платформи в 3 рази. Безперечно, це пов'язано

					0031.216532.ДМР.2022.001	Арк.
						69
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

з резонансом для людини як механічної системи. Справді, частота власних коливань хребта людини становить 4...8 Гц, внутрішніх органів 6...10 Гц, серця 15...16 Гц і голови 20...30 Гц.

Необхідно також відзначити, що організм людини чутливий до прискорень і швидкості зміни цих прискорень.

Для кількісної оцінки впливу гармонічних коливань на організм людини німецьким інженером Є. Шперлінгом було запропоновано формулу для розрахунку коефіцієнта плавності ходу C :

$$C_i = 2,7 k_i \sqrt[10]{A_i^3 p_i^5} \quad (94)$$

де i — порядковий номер гармоніки;

A_i — амплітуда коливань;

p_i — частота коливань;

k_i — коефіцієнт, що враховує вплив частоти та напрямку (вертикального та горизонтального) коливань на стомлюваність пасажирів (рис. 43).

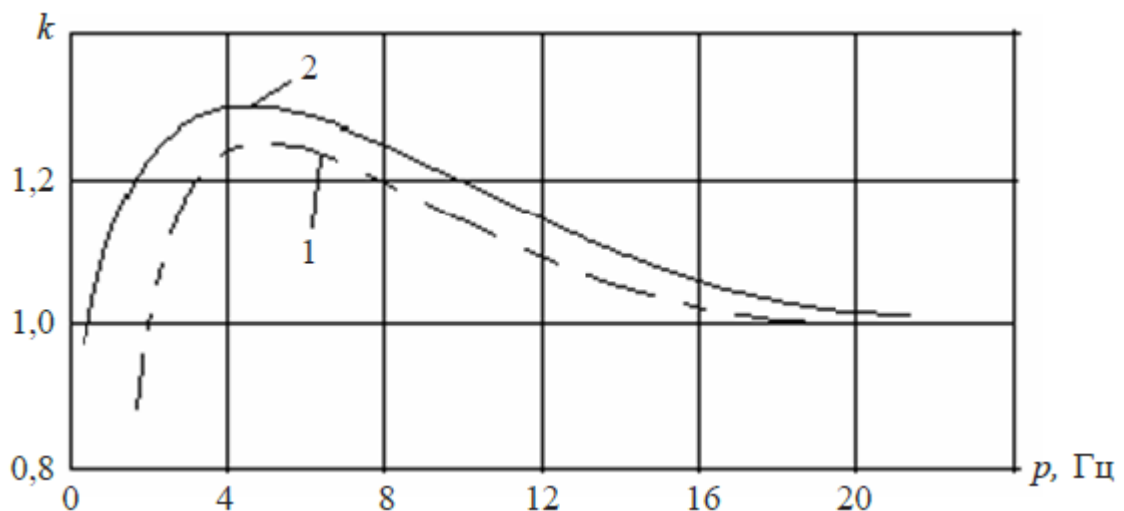


Рисунок 43 – Залежність коефіцієнта k від частоти коливань:

1 – для вертикальних коливань; 2 – для горизонтальних коливань

Коефіцієнт плавності ходу, що враховує сумарні дії всіх n гармонік для одного з напрямків, що розглядаються (горизонтального або вертикального):

$$C = \sqrt[10]{m_1 C_1^{10} + m_2 C_2^{10} \dots m_n C_n^{10}} \quad (95)$$

де m_i – відносна повторюваність коефіцієнта C_i .

Результуючий коефіцієнт плавності ходу за наявності коливань у горизонтальній та вертикальній площинах:

$$C_{\text{рез}} = \sqrt{C_{\text{гор}}^2 + C_{\text{вер}}^2} \quad (96)$$

На величину C істотно впливає конструкція рухомого складу. Важливу роль відіграють стан колії та експлуатаційні швидкостя руху, які не повинні бути близькими до критичних, резонансних швидкостей руху рухомого складу. Значний вплив на зниження C мають амортизатори.

Враховуючи численні дослідження встановлено, що з точки зору стомлюваності пасажирів та локомотивних бригад коефіцієнт плавності ходу $C_{\text{рез}}$ має бути не більше 22.

Використовуючи формулу (93), за заданим значенням показника плавності ходу C_i можна розрахувати амплітуду коливань:

$$A_i = \sqrt[3]{\frac{C_i^{10}}{2,7^{10} k_i^{10} p_i^5}} \quad (97)$$

З метою підвищення плавності ходу та встановлення необхідного комфорту слід не допускати різких поздовжніх сил під час пуску та гальмування рухомого складу, що створюватимуть небезпечні прискорення та зміни цих прискорень за часом.

4.2 Дослідження динамічного вписування тепловоза ТЕЗ3А в кривій ділянці колії

Вплив рухомого складу на колію є одним із найважливіших показників динамічних якостей. Цей вплив визначається динамічними силами від коліс на рейки та напруженнями в елементах колісних пар та рейок. У результаті цього впливу залежать допустимі або конструкційні швидкості локомотива.

					0031.216532.ДМР.2022.001	Арк.
						71
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

Геометричне, чи статичне, вписування розглядає процеси, які відбуваються під час руху РС на тракційних і деповських коліях, де за умовами територіального розміщення об'єктів радіуси кривих досить малі. Швидкість руху локомотивів цих колій дуже обмежена, відцентрові сили незначні, тому їх впливом на процеси вписування можна знехтувати.

Однак під час руху в кривих малого радіуса може відбутися заклинювання (затискання) гребенів колісних пар усередині колії. До особливостей РС із тривісними візками слід віднести те, що при малих радіусах можливе бокове видавлювання рейок гребенями колісних пар. Крім того, під час руху в кривих малого радіуса відбувається винесення окремих частин кузова (середини і кінців) від осі колії.

Для розрахунку геометричного вписування застосування звичайної графічної побудови з вибором відповідного масштабного коефіцієнта неможливо, оскільки величини, що визначають вписування (радіус кривої, жорстка база візка і вільні зазори між рейками та гребенями коліс) відрізняються один від одного на кілька порядків. Тому на практиці вдаються до спеціального прийому, що називається круговою діаграмою. Надалі цей прийом називатимемо круговим методом розрахунку геометричного вписування.

Суть методу полягає в наступному: для заданого радіуса кривої вибирається масштабний коефіцієнт $\frac{1}{n^2}$, $n = 10, 20, 30$ і т.д., для жорсткої бази візка – коефіцієнт $\frac{1}{n}$, тоді вільні зазори між гребенями і рейками, що вимірюються в міліметрах, будуть зображуватися в натуральній величині.

Для обґрунтування цього методу розглянемо два кола (рис. 44) з радіусами $R_{ст}$ і $r_{ст} = \frac{R_{ст}}{n^2}$, проведемо хорди $AB = 2L$ і $ab = \frac{2l}{n}$ тоді стріли хорд f і f' будуть однаково рівні.

Для стріли f (рис. 44, а) можемо написати наближене її значення:

					0031.216532.ДМР.2022.001	Арк.
						72
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

$$f = \frac{L^2}{2R_{\text{ст}}} \quad (98)$$

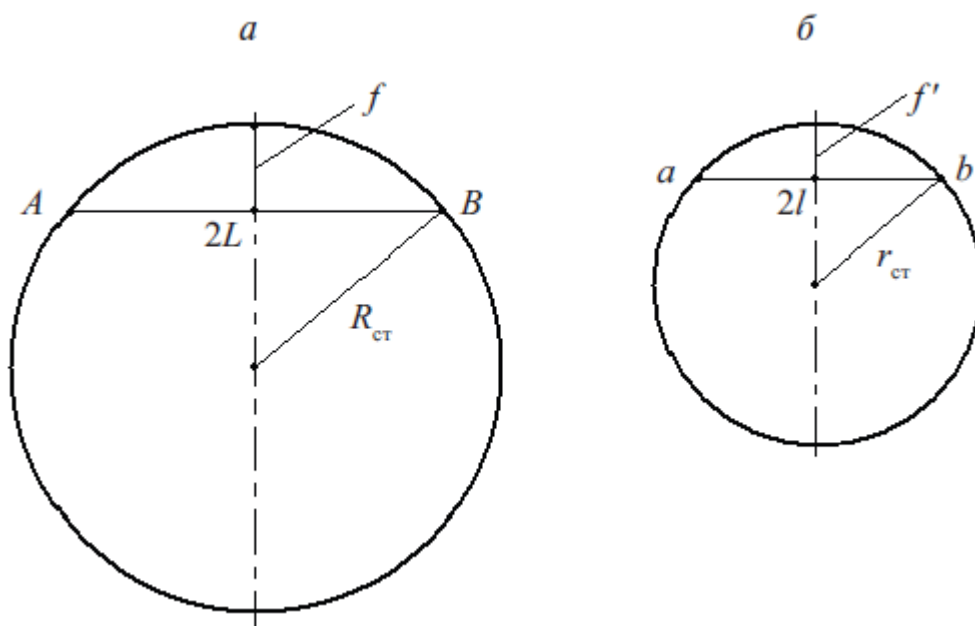


Рисунок 44 – Обґрунтування кругового методу

Таким чином, під час розрахунку стріли f за формулою (98) похибка стріл зростає зі збільшенням довжини напівхорди L та зменшенням радіуса $R_{\text{ст}}$ кривої.

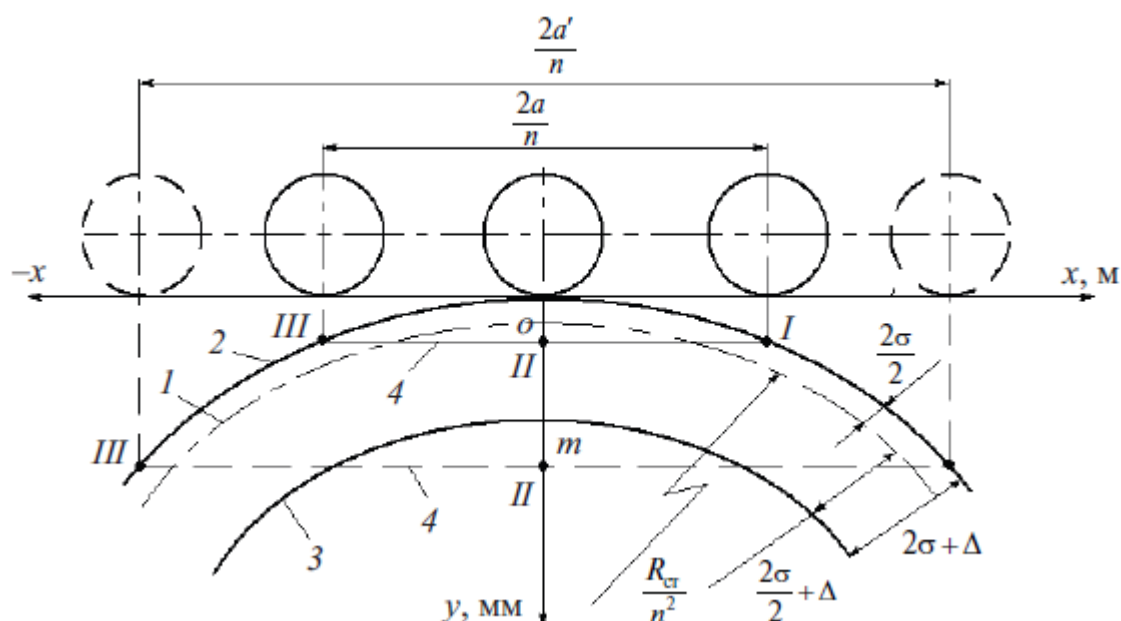


Рисунок 45 – Вписування тривісного візка в криву: 1 – вісь колії; 2 – внутрішня грань зовнішньої рейки; 3 – внутрішня грань внутрішньої рейки; 4 – вісь візка

Графічні побудови при розрахунку геометричного вписування в криву тривісного візка спостерігається на (рис. 45) I, II та III – точки, які відповідають суміщеним граням гребенів, що знаходяться з боку рейки. Таким чином, відстань $(2s + D)$ є колією вільних зазорів. З них $2s$ – зазори між рейками та гребенями на прямій ділянці колії, D – додаткове розширення колії, що залежить від радіусу кривої.

З рисунку видно, що при русі візка з довжиною жорсткої бази $2a$ суміщені грані гребенів усіх трьох колісних пар знаходяться у колії зазорів, тому виключається небезпека видавлювання рейок гребенями коліс.

На рисунку також зображено положення тривісного візка з довжиною жорсткої бази $2a$ (штрихові лінії та кола). Побудови показують, що суміщені грані гребенів середньої колісної пари - точка II - виходять за межі колії зазорів, при цьому величина цього виходу зображується, як зазначалося, в натуральній величині і становить m міліметрів. Якщо не вжити відповідних заходів, станеться бокове видавлювання рейок гребенями колісних пар.

З метою виключення видавлювання рейок залежно від величини m зменшують товщину гребенів бандажів, або надають колісним парам поперечні відносно рами візки розбіги. При цьому для обмеження коливань виляння візків поперечні розбіги середніх колісних пар мають бути максимальними, крайніх колісних пар – мінімальними.

Кути повороту візків відносно кузова можуть бути знайдені на (рис. 46). Кола осі колії, внутрішніх граней зовнішньої та внутрішньої рейок, розміри екіпажу по горизонтальній осі (база кузова L_k , жорстка база візків $2a$) викреслені аналогічно (рис. 45).

До особливостей наведеної схеми слід віднести те, що немає зчленування між візками. Напрямні колісні пари I і III кожного візка притиснуті до зовнішньої рейки. При виборі положення задніх колісних пар II та IV візків треба виходити з того, щоб кути повороту візків відносно кузова були

					0031.216532.ДМР.2022.001	Арк.
						74
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

максимальними. Тому задня колісна пара першого візка показана притисненою до зовнішньої рейки, а другий візок – до внутрішньої рейки.

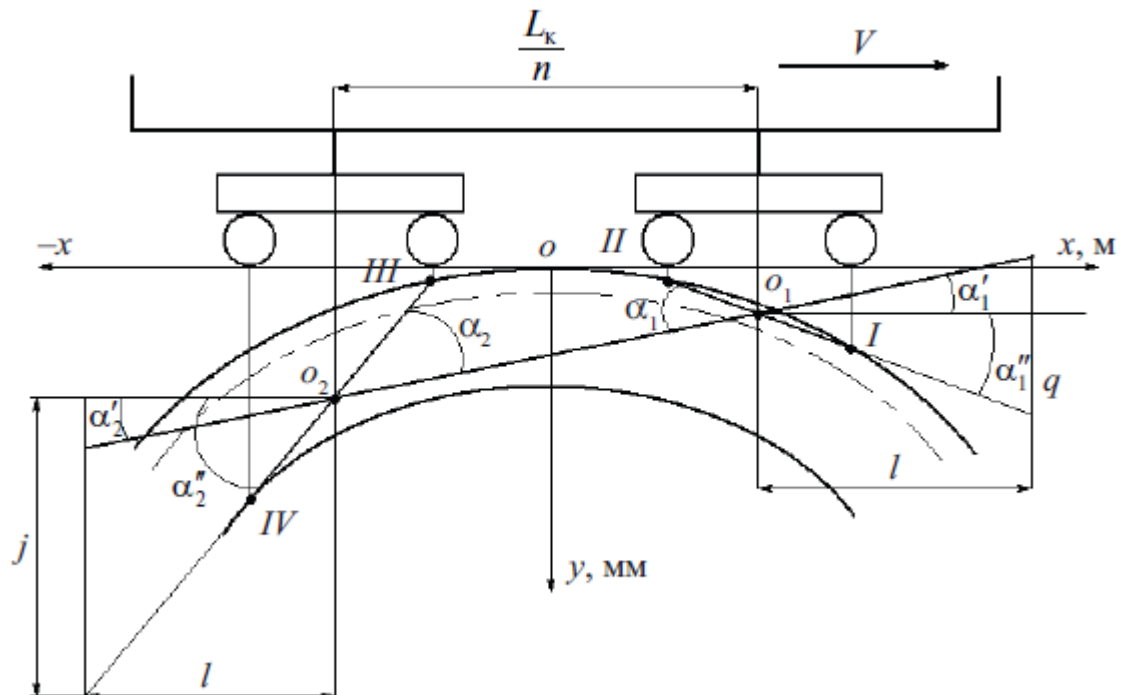


Рисунок 46 – Кути повороту візків

Тобто перший по ходу рухомого складу візок перебуватиме у так званому хордовому положенні, а другий – у положенні найбільшого перекосу. Пряма o_1o_2 , що з'єднує опорні точки кузова на візку, є віссю кузова.

Динамічне вписування передбачає рух рухомого складу в кривій на магістральних ділянках колії. Радіуси кривих при цьому досить великі відносно радіусів кривих на тракційних і деповських коліях. Великі швидкостя руху, що експлуатуються в кривих, зумовлюють появу великих відцентрових сил, які можуть викликати порушення поперечної стійкості локомотива, вкочування гребеня направляючого колеса на рейку, поперечний зсув рейко-шпальної решітки, відрив підшви зовнішньої рейки від шпали. Причиною порушення комфортних умов для пасажирів та локомотивних бригад можуть бути великі прискорення, причиною яких також є відцентрові сили. Тому кінцевою метою досліджень динамічного вписування є визначення максимальної швидкості руху

локомотива, за якої ще забезпечується безпека та відповідний комфорт пасажирів.

Для розрахунку максимально допустимої швидкості руху в кривій насамперед необхідно знайти залежність бокового тиску гребеня направляючого колеса на рейку (або рейки на гребінь колеса) від швидкості руху локомотива. Завдання це достатньо складне і вимагає громіздких обчислень, тому для спрощення розрахунків приймаються такі припущення:

- рухомий склад працює у режимі вибігу;
- відсутнє зчленування між візками;
- нехтують впливом конусності бандажів;
- вертикальні сили коліс на рейки під час руху залишаються постійними та рівними силами у статичному стані;
- коефіцієнт тертя між колесом і рейкою не залежить від швидкості руху і дорівнює 0,25;
- всі сили, що діють на рухомий склад, знаходяться в горизонтальній площині на рівні головок рейок;
- відсутнє поперечне відтискання зовнішньої рейки, тобто колія абсолютно жорстка;
- між кузовом та візками відсутні сили, що перешкоджають повороту їх один відносно одного;
- не враховується вплив пружних в'язей колісних пар із рамою візка.

З урахуванням перерахованих припущень на (рис. 47) наведено розрахункову схему вписування тривісного візка.

На цій схемі:

- Y_1 – направляюча сила, що діє на першу колісну пару;
- Y_3 – бокова сила від рейки на третю колісну пару;
- P – вертикальний тиск колеса на рейку;
- Pf – сила тертя між колесом та рейкою;
- Ω – полюс повороту візка;

					0031.216532.ДМР.2022.001	Арк.
						76
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

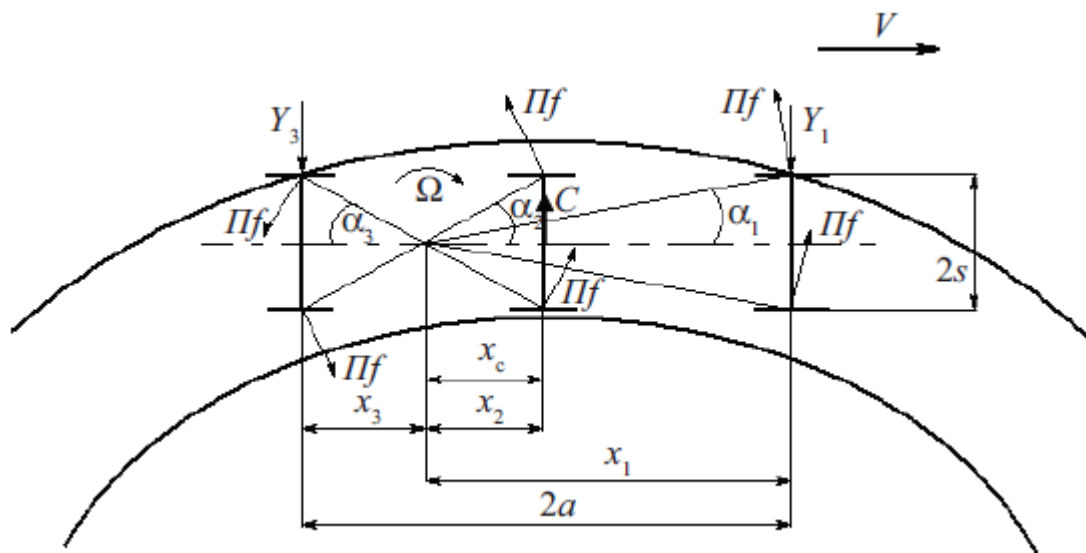


Рисунок 47 – Вписування тривісного візка

- C – відцентрова сила від маси рухомого складу, що припадає на один візок;
- $2s$ – відстань між колами кочення бандажів, яка приймається в розрахунках рівною 1,6 м;
- x_c – відстань від центру ваги екіпажу до полюса повороту;
- x_1, x_2, x_3 – відстань від полюса повороту до першої, другої та третьої колісної пари відповідно.

Розмір відцентрової сили, прикладеної до центру ваги екіпажу:

$$C = P \left(\frac{V^2}{gR} - \frac{h}{2s} \right) \quad (99)$$

- де P – маса рухомого складу, що припадає на один візок;
- R – радіус кривої;
- V – швидкість руху рухомого складу;
- h – підвищення зовнішньої рейки.

З рівняння (99) швидкість руху локомотива дорівнює:

$$V = \sqrt{\frac{gCR}{P} + \frac{ghR}{2s}} \quad (100)$$

Як відомо, для знаходження полюса повороту з центру кривої опускають перпендикуляр на поздовжню вісь візка. При досить великій швидкості руху локомотива передні та задні колісні пари візка торкатимуться зовнішньої рейки, точка Ω перетину перпендикуляра з поздовжньою віссю збігається з центром ваги екіпажу, і візок займе так зване хордове положення, для якого $x_c = 0$. В іншому крайньому положенні візка, яке називається найбільшим перекосом, передня колісна пара прижимається зовнішньої рейки, а задня – внутрішньої рейки. Відстань від центру ваги або середини екіпажу до полюса повороту в цьому випадку дорівнює

$$x_c = x_{\text{снп}} = \frac{(2\sigma + \Delta)R}{2a} \quad (101)$$

Рух екіпажу в кривій розглядатимемо у вигляді двох складових руху, одна з яких спрямована вздовж дотичної до середнього кола колії в кривій. Друга складова являє собою поворот візка відносно полюса або миттєвого центру, який відбувається під дією зусиль Y_1 , Y_3 і відцентрової сили C . У точках контакту коліс з рейками з'являються при цьому сили тертя Πf , що перешкоджають повороту візка навколо миттєвого центру.

Залежність бокової сили від швидкості руху локомотива може бути знайдена на основі розв'язку рівнянь, складених відповідно до розрахункової схеми на (рис. 46).

Візок перебуває у рівновазі, якщо сума проекцій сил на вертикальну вісь дорівнює нулю, тобто:

$$Y_1 \mp Y_3 - C - 2\Pi f \cdot \cos \alpha_1 - 2\Pi f \cdot \cos \alpha_2 \mp 2\Pi f \cdot \cos \alpha_3 = 0 \quad (102)$$

Крім того, сума моментів сил, що діють на візок, відносно полюса повороту теж повинні дорівнювати нулю.

$$Y_1 x_1 \mp Y_3 x_3 - C x_c - 2\Pi f \cdot \sqrt{x_1^2 + s^2} - 2\Pi f \cdot \sqrt{x_2^2 + s^2} - 2\Pi f \cdot \sqrt{x_3^2 + s^2} = 0 \quad (103)$$

Ці рівняння містять чотири невідомі Y_1 , Y_3 , C і x_c . Значення двох «зайвих» невідомих, а саме Y_3 та x_c , можуть бути знайдені до вирішення системи рівнянь. Дійсно, у двох крайніх положеннях візка, хордовому та положенні найбільшого

перекоосу, значення x_c , як зазначалося, визначаються досить просто. Якщо припустити, що в цих положеннях візка гребінь бандажа задньої колісної пари лише прижимається рейки, не роблячи при цьому бокового тиску, можна прийняти $Y_3 = 0$. Таким чином, у вихідних рівняннях залишаться невідомими тільки Y_1 і C .

Значення косинусів кутів, що входять до рівнянь (102), визначаються:

$$\cos \alpha_i = \frac{x_i}{\sqrt{x_i^2 + s^2}} \quad (104)$$

При розміщенні візка в проміжних положеннях Y_3 завжди дорівнює нулю, значення x_c будуть знаходитися в межах від нуля до $x_{\text{спп}}$.

Знаючи величину відцентрової сили за формулою (99), знаходимо швидкість руху локомотива в кривій з урахуванням та без урахування підвищення зовнішньої рейки над внутрішньою.

Використовуючи знайдені значення, будуюмо криві залежностей бокових сил Y_1 рейки на гребінь першої направляючої колісної пари від швидкості руху локомотива V (рис. 48).

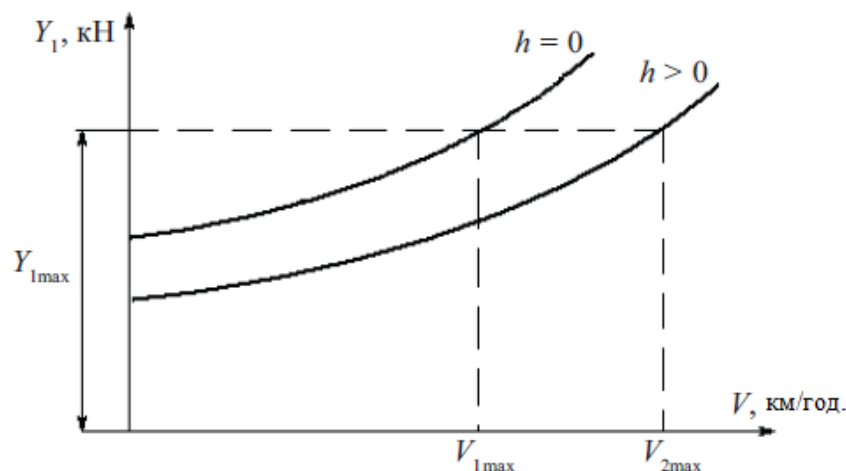


Рисунок 48 – Залежність направляючих сил від швидкості руху локомотива

Отже, задаючись значеннями відцентрової сили C в залежності від швидкості руху локомотива, отримаємо значення бокової реакції зі сторони зовнішньої та внутрішньої рейки. Дані запишемо в (табл. 6) (рис. 49).

Таблиця 6 – Розрахунок параметрів динамічного вписування тепловоза ТЕ33А

V, км/год	C, кН	Y ₃ , кН	Y ₁ , кН	K ₂₀	Y' ₁₀ , кН	Y' ₁ , кН
0	0,000	46,802	32,888	1	4,475	4,475
10	0,825	46,527	33,437	1,02	5,125	5,025
20	3,301	45,700	35,087	1,04	6,941	6,674
30	7,426	44,323	37,835	1,06	9,988	9,423
40	13,202	42,395	41,683	1,08	14,332	13,270
50	20,629	39,916	46,630	1,1	20,040	18,218
60	29,705	36,886	52,677	1,12	27,176	24,264
70	40,432	33,305	59,823	1,14	35,808	31,411
80	52,810	29,173	68,068	1,16	46,001	39,656
90	66,837	24,490	77,413	1,18	57,821	49,001
100	82,515	19,257	87,858	1,2	71,334	59,445
110	99,843	13,472	99,401	1,22	86,606	70,989
120	118,822	7,137	112,044	1,24	103,704	83,632

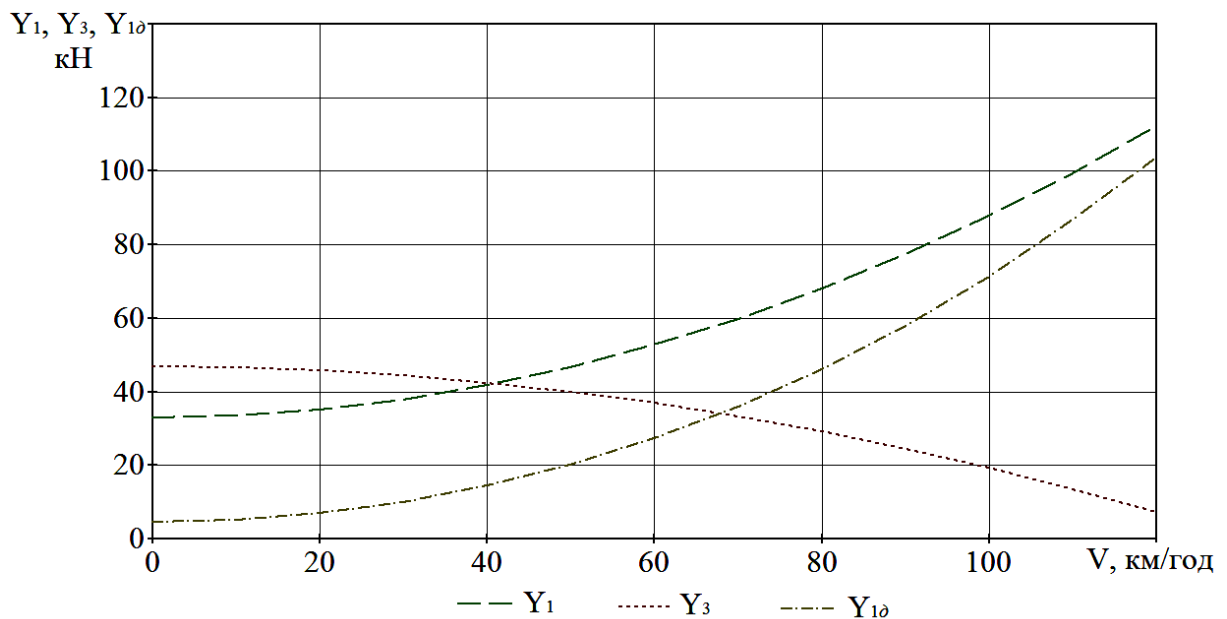


Рисунок 49 – Графік залежності напрямляючих зусиль та бокового тиску колеса на рейки від швидкості руху

Визначення максимально допустимої за умовами вкочування гребеня на рейку швидкості руху є завершальним етапом досліджень динамічного вписування локомотива в криву.

Критерієм стійкості проти сходу з рейок внаслідок вкочування гребеня на рейку є відношення

$$\frac{Y_{1\max}}{P} \leq (1,1 \dots 1,3) \quad (105)$$

Звідки

$$Y_{1\max} \leq (1,1 \dots 1,3) P \quad (106)$$

Відклавши по вертикальній осі $Y_{1\max}$ (рис. 47), графічно знаходимо $V_{1\max}$ без урахування підвищення зовнішньої рейки над внутрішньою та $V_{2\max}$ – з урахуванням підвищення. Знайдені значення швидкостей повинні бути вищими за конструкційну швидкість руху. В іншому випадку необхідно вжити заходів, що виключають вкочування гребенів направляючих колісних пар на рейку.

До таких заходів можна віднести застосування:

- оптимального підвищення зовнішньої рейки над внутрішньою;
- пружних міжвізкових зчленувань;
- пружних в'язей колісних пар з рамами візків;
- примусового нахилу кузова.

Висновки до розділу 4

- наведено основні динамічні показники, яким повинен відповідати тяговий рухомий склад під час експлуатації рейковою колією відповідно до вимог нормативних документів України та країн Європейського Союзу;
- встановлено, що вимоги норм України, які оцінюють динамічні властивості рухомого складу є більш жорсткішими у порівнянні з вимогами норм країн Європейського Союзу;
- проведено дослідження динамічного вписування тепловоза ТЕ33А в криву ділянку колії та отримано залежності направляючої сили першої та третьої колісної пари, бокової сили, рамної сили та коефіцієнта горизонтальної динаміки від швидкості руху;
- розглянуто заходи, що унеможливають вкочування гребенів направляючих колісних пар на головку рейки.

					0031.216532.ДМР.2022.001	Арк.
						81
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

- проведено аналіз дослідження проблем взаємодії рухомого складу з рейковою колією та відзначено загальну проблему, а саме покращення умов взаємодії колеса колісної пари та рейки розглядаючи різні умови експлуатації рухомого складу;
- розглянуто особливості конструкції механічної частини тепловоза ТЕ33А компанії General Electric Transportation та характеристики систем ресорного підвішування;
- розглянуто види коливань рухомого складу при взаємодії з рейковою колією та причини їх виникнення;
- досліджено розрахункові схеми різних видів коливань для отримання рівнянь статичної рівноваги та визначення критичної швидкості руху;
- отримано диференціальні рівняння коливань системи «РС – залізнична колія», а саме підстибування, галопування, виляння та бокового хитання для визначення стійкості рухомого складу під час різних умов експлуатації рейковою колією;
- досліджено прискорення та динамічні сили непідресорених мас, які виникають під час наїзду колеса на прямокутну нерівність;
- встановлено, що динамічне навантаження непідресореної маси, що припадає на одне колесо різко зростає зі збільшенням швидкості руху РС;
- проведено розрахунок вертикальних прискорень непідресорених мас та отримано графік зміни вертикального переміщення, швидкості та прискорення непідресореної маси під час руху по нерівності рейкової колії;
- встановлено та побудовано залежності прискорень та динамічних сили при опорно-осьовому та опорно-рамному підвішуванні двигунів;
- наведено основні динамічні показники, яким повинен відповідати тяговий рухомий склад під час експлуатації рейковою колією відповідно до вимог нормативних документів України та країн Європейського Союзу;

					0031.216532.ДМР.2022.001	Арк.
						82
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

- встановлено, що вимоги норм України, які оцінюють динамічні властивості рухомого складу є більш жорсткішими у порівнянні з вимогами норм країн Європейського Союзу;
- проведено дослідження динамічного вписування тепловоза ТЕ33А в криву ділянку колії та отримано залежності направляючої сили першої та третьої колісної пари, бокової сили, рамної сили та коефіцієнта горизонтальної динаміки від швидкості руху;
- розглянуто заходи, що унеможливлують вкочування гребенів направляючих колісних пар на головку рейки.

					0031.216532.ДМР.2022.001	Арк.
						83
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

БІБЛІОГРАФІЯ

1. Харрис У. Дж. Обобщение передового опыта тяжеловесного движения: вопросы взаимодействия колеса и рельса: Пер. с англ./ У. Дж. Харрис, С. М. Захаров, Дж. Ландгрэн, Х. Турне, В. Эберсен. – М.: Интекст, 2002. – 408 с.
2. 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.
3. Kovalchuk V. Improving a methodology of theoretical determination of the frame and directing forces in modern diesel trains / V. Kovalchuk, A. Kuzyshyn, S. Kostritsa [et al.]. // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2018. – No. 6/7 (96). – P. 19-25.
4. Радченко Н. А. Криволинейное движение рельсовых транспортных средств / Н. А. Радченко – Киев: Наукова думка, 1988.
5. Хусидов В. В. Динамика пассажирского вагона и пути модернизации тележки КВЗ-ЦНИИ / В. В. Хусидов, А. А. Хохлов, Г. И. Петров, В. Д. Хусидов – Москва: МИИТ, 2001. – 160 pp.
6. Вершинский С.В. Динамика вагона / С. В. Вершинский, В. Н. Данилов, В. Д. Хусидов; под ред. С. В. Вершинского. – М.: Транспорт, 1991. – 360 с.
7. Механическая часть тягового подвижного состава / И. В. Бирюков [и др.]. – М: Транспорт, 1992. – 486 с.
8. Гарк В. К. Динамика подвижного состава: пер. с англ. / В. К. Гарк, Р. В. Дуккupati; под ред. Н. А. Панькина. – М.: Транспорт, 1988. – 391 с.
9. Нормы для расчета и оценки прочности несущих элементов, динамических качеств и воздействия на путь экипажной части локомотивов ж. д. МПС РФ колеи 1520 мм – Москва: МПС РФ, ВНИИЖТ, 1998. – 145 pp.
10. 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.

					0031.216532.ДМР.2022.001	Арк.
						84
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

СПИСОК РИСУНКІВ

- Рисунок 1 – Розташування відсіків локомотива.
- Рисунок 2 – Розташування візків URG на тепловозі ТЕ33А.
- Рисунок 3 – Загальні складові візка URG тепловоза ТЕ33А.
- Рисунок 4 – Візок URG тепловоза ТЕ33А.
- Рисунок 5 – Типовий буксовий підшипник.
- Рисунок 6 – Розташування амортизаторів у першій ступені ресорного підвішування.
- Рисунок 7 – Розташування витих пружин першої ступені ресорного підвішування тепловоза ТЕ33А.
- Рисунок 8 – Складові буксової ступені ресорного підвішування.
- Рисунок 9 – Розташування налічників букси візка типу URG.
- Рисунок 10 – Бокова опора другої ступені ресорного підвішування.
- Рисунок 11 – Шворневий вузол тепловоза ТЕ33А.
- Рисунок 12 – Розташування бокових опор другої ступені ресорного підвішування.
- Рисунок 13 – Шворневий вузол тепловоза ТЕ33А.
- Рисунок 14 – Розташування амортизаторів поперечних і кутових коливань.
- Рисунок 15 – Виті пружини першої ступені ресорного підвішування.
- Рисунок 16 – Характеристик спіральних ресор з постійним діаметром витків.
- Рисунок 17 – Характеристика спіральних ресор зі змінним діаметром витків (конічні пружини).
- Рисунок 18 – Характеристика листової ресори.
- Рисунок 19 – Характеристики резинових і пневматичних ресор.
- Рисунок 20 – Характеристика опору гідрогасників для $F = \beta \cdot \dot{Z}^m$.
- Рисунок 21 – Характеристика опору гідрогасників для $F_p = \beta_p \cdot \dot{Z}, F_c = 0, \beta_c = 0$.

					0031.216532.ДМР.2022.001	Арк.
						85
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

Рисунок 22 – Характеристика опору гідрогасників для

$$F_p = \beta_p \cdot \dot{Z}, F_c = \beta_c \cdot \dot{Z}, \beta_c \neq \beta_p, m = 1.$$

Рисунок 23 – Характеристика опору гідрогасників для

$$F_p = \beta_p \cdot \dot{Z}, F_c = \beta_c \cdot \dot{Z}, \beta_c = \beta_p, m = 1.$$

Рисунок 24 – Характеристика опору гідрогасників для $F = \beta \cdot \dot{Z}^2$.

Рисунок 25 – Характеристика опору гідрогасників для $F = \beta \cdot \dot{Z}^{0,5}$.

Рисунок 26 – Загальний вигляд гідравлічного гасника коливань.

Рисунок 27 – Робоча діаграма гасника коливань.

Рисунок 28 – Коливання в системі координат.

Рисунок 29 – Дійсний та розрахунковий профілі колії.

Рисунок 30 – Розрахункова нерівність між двома стиками.

Рисунок 31 – Рух колеса з повзуном.

Рисунок 32 – Розрахункова схема для дослідження коливань
підстрибування.

Рисунок 33 – Еквівалентна схема екіпажу з двоступеневим ресорним
підвішуванням.

Рисунок 34 – Розрахункова схема для дослідження коливань галопування.

Рисунок 35 – Виляючий рух одиночної колісної пари.

Рисунок 36 – Взаємодія коліс з рейками при вилянні двовісного візка.

Рисунок 37 – Відхилення колісної пари від осі колії.

Рисунок 38 – Розрахункова схема для дослідження бокового хитання.

Рисунок 39 – Розрахункова схема дослідження поперечної стійкості
кузова.

Рисунок 40 – Наїзд колеса на прямокутну нерівність.

Рисунок 41 – Зміни вертикального переміщення, швидкості та прискорення
непідресореної маси під час руху по нерівності рейкової
колії.

Рисунок 42 – Динамічні сили непідресорених частин, візка та кузова.

Рисунок 43 – Залежність коефіцієнта k від частоти коливань.

Рисунок 44 – Обґрунтування кругового методу.

Рисунок 45 – Вписування тривісного візка в криву.

Рисунок 46 – Кути повороту візків.

Рисунок 47 – Вписування тривісного візка.

Рисунок 48 – Залежність направляючих сил від швидкості руху
локомотива.

Рисунок 49 – Графік залежності направляючих зусиль та бокового тиску
колеса на рейки від швидкості руху.

					0031.216532.ДМР.2022.001	Арк.
						87
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

СПИСОК ТАБЛИЦЬ

Таблиця 1 – Типи гасників коливань.

Таблиця 2 – Вертикальне переміщення, швидкість та прискорення колеса.

Таблиця 3 – Прискорення та динамічні сили при опорно-осьовому підвішуванні двигунів.

Таблиця 4 – Прискорення та динамічні сили при опорно-рамному підвішуванні двигунів.

Таблиця 5 – Вимоги до динамічних якостей локомотива відповідно до вимог [9].

Таблиця 6 – Розрахунок параметрів динамічного вписування тепловоза ТЕЗ3А.

					0031.216532.ДМР.2022.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		88

АНОТАЦІЯ І КЛЮЧОВІ СЛОВА

Дяків В.Б. Дипломна магістерська робота на тему: «Дослідження динамічних показників магістрального тепловоза ТЕ33А відповідно до вимог інтероперабельності»: 90 с., 49 рис., 6 табл., 10 дж.

ТЕПЛОВОЗ, БЕЗПЕКА РУХУ, ДИНАМІЧНІ ПОКАЗНИКИ, РЕСОРНЕ ПІДВІШУВАННЯ, ТЕХНІЧНІ СПЕЦИФІКАЦІЇ ІНТЕРОПЕРАБЕЛЬНОСТІ

Об'єкт дослідження – сучасний тепловоз ТЕ33А компанії General Electric.

Предмет дослідження – динамічні показники сучасного рухомого складу, а саме тепловоза ТЕ33А відповідно до технічних специфікацій інтероперабельності.

Мета роботи – дослідження динамічної поведінки сучасного рухомого складу, а саме тепловоза ТЕ33А при його взаємодії з рейковою колією відповідно до вимог інтероперабельності.

Для досягнення поставленої мети в роботі проведено аналіз дослідження проблем взаємодії рухомого складу з рейковою колією, розглянуто особливості конструкції механічної частини тепловоза ТЕ33А компанії General Electric Transportation та характеристики систем ресорного підвішування, досліджено розрахункові схеми різних видів коливань для отримання рівнянь статичної рівноваги та визначення критичної швидкості руху, проведено розрахунок вертикальних прискорень непідресорених мас та отримано графік зміни вертикального переміщення, швидкості та прискорення непідресореної маси під час руху по нерівності рейкової колії, наведено основні динамічні показники, яким повинен відповідати тяговий рухомий склад під час експлуатації рейковою колією відповідно до вимог нормативних документів України та країн Європейського Союзу, досліджено динамічне вписування тепловоза ТЕ33А в криву ділянку колії та отримано залежності направляючої сили першої та третьої колісної пари, бокової сили, рамної сили та коефіцієнта горизонтальної динаміки від швидкості руху.

Проведені дослідження дозволяють, використовуючи дані методики, здійснювати експлуатацію локомотивів у міжнародному сполученні відповідно до технічних специфікацій інтероперабельності.

					0031.216532.ДМР.2022.001	Арк.
						89
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

ABSTRACT AND KEYWORDS

Dyakiv Volodymyr. Master's degree on «Study of dynamic indicators of the TE33A mainline diesel locomotive in accordance with interoperability requirements»: 90 p., 49 figs., 6 tables, 10 sources.

LOCOMOTIVE, TRAFFIC SAFETY, DYNAMIC INDICATORS, SPRING SUSPENSION, INTEROPERABILITY TECHNICAL SPECIFICATIONS

The object of research is modern diesel locomotive TE33A of the General Electric company.

The subject of the research is dynamic indicators of modern rolling stock, namely the TE33A diesel locomotive in accordance with the technical specifications of interoperability.

The purpose of the work is study of the dynamic behavior of modern rolling stock, namely the TE33A locomotive during its interaction with the rail track in accordance with the requirements of interoperability.

To achieve the goal, the work analyzed the problems of the interaction of the rolling stock with the rail track, considered the design features of the mechanical part of the TE33A diesel locomotive of the General Electric Transportation company and the characteristics of the spring suspension systems, studied the calculation schemes of various types of oscillations to obtain the equations of static equilibrium and determine the critical speed of movement, the calculation of the vertical accelerations of unsprung masses was carried out and a graph of the change in vertical displacement, speed and acceleration of the unsprung mass during movement along the unevenness of the rail track was obtained, the main dynamic parameters that must be met by the traction rolling stock during operation on the rail track in accordance with the requirements of regulatory documents of Ukraine and countries of the European Union, the dynamic fit of the TE33A diesel locomotive in the curved section of the track was investigated and the dependences of the guiding force of the first and third wheelset, lateral force, frame force and coefficient of horizontal dynamics from speed of movement.

The conducted studies allow, using these methods, to operate locomotives in international traffic in accordance with the technical specifications of interoperability.

					0031.216532.ДМР.2022.001	Арк.
						90
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		