

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Дніпровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна

Кафедра «Локомотиви»

«ДО ЗАХИСТУ»

Завідувач кафедри

М. І. Капіца

« _____ » _____ 2020 р.

ДИПЛОМНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня ***«магістр»***

Галузь знань **27 Транспорт**

Спеціальність **273 Залізничний транспорт**

Освітньо-професійна програма ***Локомотиви та локомотивне господарство***

Тема **ПОЛІПШЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ПРУЖНОГО ПІДВІШУВАННЯ
ЛОКОМОТИВІВ**

Theme **IMPROVING THE CHARACTERISTICS OF ELASTIC SUSPENSION
OF LOCOMOTIVES**

Керівник дипломної
роботи

Д.В.Бобирь

Нормоконтролер

Л. В. Колодій

Студент групи ЛГ1921

С. А. Алтухов

Student

Altukhov Serhii

Дніпро, 2020

ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1 АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ, МЕТА ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ	9
1.1 Аналіз технічного стану локомотивів.....	9
1.2 Аналіз робіт з поліпшення характеристик пружного підвішування	11
2 УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ПРУЖНОГО ПІДВІШУВАННЯ	17
2.1 Основні схеми систем пружного підвішування та будови його елементів ...	17
2.2 Основні вимоги щодо удосконалення параметрів систем пружного підвішування	28
2.3 Необхідні параметри гідрофедера для модернізації буксового вузла.....	33
3 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРУЖНОГО ПІДВІШУВАННЯ.....	43
3.1 Визначення жорсткості та статичного прогину пружного підвішування.....	43
3.2 Розрахунок частоти та демпфування коливань підресорної маси та критичної швидкості руху тепловоза	48
4 ДИНАМІЧНІ ЯКОСТІ ЛОКОМОТИВА З ПРУЖНИМ ПІДВІШУВАННЯМ НА ОСНОВІ ГІДРОФЕДЕРІВ	54
4.1 Основні положення та критерії оцінки взаємодії екіпажа та колії.....	54
4.2 Види збурень, що діють на екіпаж.	56
4.3 Дослідження коливань екіпажа як двомасової системи	60
4.4 Дослідження коливань екіпажу з осьовою формулою 3_0-3_0 у поздовжньої вертикальної площині.....	65
5 ДИНАМІЧНЕ ВПИСУВАННЯ ТЕПЛОВОЗА.....	71
ВИСНОВКИ.....	83
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	86
ДОДАТОК А РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ КОЛИВАНЬ ЕКІПАЖА ЯК ДВОМАСОВОЇ СИСТЕМИ В MATHCAD	90

					0032.160121.000.04MP.ПЗ					
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Поліпшення характеристик пружного підвішування локомотивів			Літ.	Арк.	Аркуші
Розроб.	Алтухов									
Перевір.	Бобирь								5	99
Реценз.								ДНУЗТ, гр. ЛГ1921		
Н. Контр.	Колодій									
Затверд.										

ДОДАТОК Б РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ КОЛИВАНЬ ЕКІПАЖУ З
ОСЬОВОЮ ФОРМУЛОЮ 3_0-3_0 У ПОЗДОВЖНЬОЇ
ВЕРТИКАЛЬНОЇ ПЛОЩИНІ..... 91

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

ВСТУП

Технічна експлуатація тягового рухомого складу важлива складова забезпечення ефективності функціонування локомотивного господарства та забезпечення безпеки руху по всьому залізничному транспорту. Розвиток залізничного транспорту невіддільно пов'язаний з розвитком локомотивного господарства. Від його функціонування в першу чергу досягається переміщення вантажу та пасажирів на залізницях.

Раціональне оновлення рухомого складу дозволяє значно скоротити витрати паливо мастильних матеріалів на експлуатацію та ремонт. «Комплексною програмою оновлення залізничного рухомого складу України» передбачається оновлення всіх типів тягового рухомого складу, переважно за рахунок постачання нових локомотивів, при цьому тільки деяку частину рухомого складу передбачено оновляти шляхом модернізації. Але у зв'язку з кризовими явищами в економіці України та браком коштів в Укрзалізниці, актуальність оновлення локомотивів українських залізниць шляхом їх модернізації останнім часом підвищується, особливо це стосується тепловозного парку.

Разом з модернізацією силової частини нагально актуальним питанням є модернізація пружного підвішування, як складової екіпажної частини тягового рухомого складу.

Застаріли конструкції пружного підвішування тягового рухомого складу на даний час не забезпечують необхідну безпеку руху, особливо при комерційних вимогах збільшення швидкості доставки вантажів та пасажирів. Цей недолік властивий всім типовим конструкціям і не залежить від проектувальників. Причини неефективності типового пружного підвішування в основному пов'язані з неможливістю отримати досить м'яке підвішування, що забезпечує задані габарити і несучу здатність. Проблему не вирішує двох'ярусне, і навіть триярусне пружне підвішування тягового рухомого складу. У сучасних умовах до підвішування пред'являються наступні основні вимоги: воно повинно мати майже нульову жорсткість в зоні робочих прогинів з плавним зростанням жорсткості при

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

збільшенні прогинів; бути компактним, надійним і довговічним в різних умовах експлуатації, мати низьку собівартість та у сукупності з вище переліченим – як найменше ресурсоємним, довговічним та простим у обслуговуванні. Традиційне підвішування не може забезпечити виконання цих вимог. Необхідні принципово нові способи віброзахисту рухомого складу.

Тому метою роботи є поліпшення характеристик пружного підвішування локомотивів шляхом застосування сучасних пружно-демпфуючих елементів.

Об'єктом дослідження у дипломної магістерської роботі є пружне підвішування локомотива, а предметом дослідження – параметри пружного підвішування.

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1 АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ, МЕТА ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Аналіз технічного стану локомотивів

Вирішення найважливішого завдання ПАТ «Українська залізниця» з поліпшення ефективності роботи мережі залізниць можливе за допомогою збільшення провізної та пропускнуї спроможності залізниць. Але експлуатація морально застарілого рухомого складу частка якого на мережі залізниць досягає 95%, а також з незадовільними динамічними властивостями, є однією з причин низького рівня безпеки руху поїздів і високих експлуатаційних витрат, обумовлених збільшенням витрат на ремонтні роботи, а також підвищеним споживанням енергії на тягу поїздів [1]. У свою чергу нові вимоги підвищення швидкостей руху поїздів, що висувуються, ведуть до збільшення рівня сил динамічної взаємодії рухомого складу та колії, що в умовах значного зносу екіпажної частини морально і фізично застарілих локомотивів є неприпустимим.

Рішення означеної проблеми полягає в повній заміні парку рухомого складу, який виробив свій експлуатаційний ресурс. Разом з тим існують можливості поліпшення тягових і динамічних властивостей та продовження терміну служби основних магістральних локомотивів [2].

При експлуатації локомотивів змінюються їх характеристики, що пов'язані із зносом контактуючих поверхонь вузлів тертя, втратою характеристик демпферів, гумових і гумометалевих елементів, зі зміною передбачених конструкцією зазорів, тощо. Це, як правило, призводить до неконтрольованого зростання показників динаміки, збільшення динамічної напруженості основних несучих елементів екіпажу, а також, відповідно до обмеження швидкості руху локомотивів.

Цілком зрозуміло, що експлуатація рухомого складу за межами призначеного терміну служби веде не тільки до погіршення показників експлуатаційної надійності, але і до зростання витрат на його утримання. В якості тимчасового заходу на період відсутності розвиненого виробництва необхідно проводити модернізацію з продовженням терміну служби на ремонтних заводах. У зв'язку з

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

цим нагально актуальним напрямком є можливість удосконалення показників динамічних якостей локомотивів. При цьому надзвичайно актуальним є завдання збереження, а в більшості випадків поліпшення його експлуатаційних характеристик.

Одним з основних завдань щодо забезпечення оновлення рухомого складу України є оновлення та модернізація залізничного рухомого складу з метою збільшення його строку служби, підвищення безпеки та швидкості руху [2].

Виходячи з реального стану економіки України в умовах жорсткої економії коштів питання оновлення тягового рухомого складу не стоїть на першому плані, а першочерговим є модернізація тягового рухомого складу з метою збільшення його строку служби.

Основним напрямком, який забезпечує безпеку руху, поліпшення і стабілізацію динамічних якостей локомотивів, є встановлення раціональних допусків на утримання вузлів екіпажа та його модернізація, підвищення якості технічного обслуговування і ремонту за допомогою застосування в ремонтних локомотивних депо прогресивних технологій і сучасних засобів технологічного оснащення. Аналізуючи рівень надійності локомотивів, необхідно відмітити, що з кожним роком збільшується кількість позапланових ремонтів здебільшого з причин неякісного виконання ремонту та передчасного зношування вузлів та агрегатів. Виходячи з Аналізу стану безпеки руху поїздів [3], очевидно, що найбільш часта причина постановки локомотивів на неплановий ремонт, викликана несправностями механічної частини, у тому числі несправностями елементів пружного підвішування.

Так, наведені на рис. 1.1–1.3 графіки, свідчать про те, що за останні роки надійність локомотивів у загалі значно погіршилась, причому, якщо частка несправностей механічної частини від загального числа несправностей шість років тому складала до 30%, то на даний час ця величина наближається майже до 50%.

Наведені дані свідчать про значну частку псувань та несправностей механічного обладнання від загальної кількості псувань та несправностей за період

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

2013–2019 р.р, і, незважаючи на деяку стабілізацію становища в 2014 р, проблема псування та несправностей механічного обладнання залишається нагальною актуальною.

Рисунок 1.1 – Частка несправностей механічного обладнання від загального числа несправностей локомотива

Рисунок 1.2 – Середнє напрацювання на відмову по системах та вузлах тепловозів

Крім цього, наведені діаграми свідчать про те, що лідерство за кількістю несправностей, виявлених при ремонті та обслуговуванні, так само як і лідерство за цими показниками, віднесених на 1 млн км пробігу серед локомотивів належить тепловозам, а середнє напрацювання на відмову елементів системи пружного підвішування знаходиться на низькому рівні, що не досягає і 100 тис км пробігу.

Рисунок 1.3 – Розподіл відмов по елементах екіпажної частини

Аналіз розподілу відмов по елементах екіпажної частини (див. рис. 1.3) показує, що майже чверть відмов приходить на пружне підвішування.

Тому актуальним є розробка заходів, що дозволяють домогтися збільшення терміну служби елементів механічної частини з безумовним збереженням показників безпеки руху.

1.2 Аналіз робіт з поліпшення характеристик пружного підвішування

В процесі експлуатації рухомого складу змінюються параметри пружного підвішування, пов'язані із зносом контактуючих поверхонь елементів екіпажу, зміною характеристик демпфуючих пристроїв, появою додаткових зазорів і тому подібне, що часто значно погіршує динамічні якості і навантаженість несучих

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
						11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

елементів екіпажної частини.

Основи теорії взаємодії рухомого складу та колії були закладені на початку XX століття в працях Н. Е. Жуковського [6], А. М. Годицького-Цвирко [7], К. Ю. Цеглинський [8], Г. Марье [9], Н.П. Петрова [10], Ф. Картера [11] та інших вчених.

Пошук найкращій рішень щодо вдосконалення функціональних якостей рухомого складу та у тому числі пружного підвішування ґрунтується на теоретичних методах досліджень динаміки екіпажа та його експериментальної взаємодії з колією. Цим проблемам присвячені роботи І. В. Бірюкова [4], Є. П. Блохіна, Л. А. Манашкина, [13], В. А. Лазаряна [14], А. А. Львова [15], В. Б. Медель [16], С. В. Мямлина [17] та багатьох інших вчених.

Дослідження динаміки рухомого складу і його вплив на колію можна розділити на наступні основні напрямки: емпіричний, графічний, аналітичний і чисельні методи [13, 14].

Сучасний рівень розвитку обчислювальної техніки привів до широкого поширення чисельних методів розв'язання задач динаміки, міцності і впливу на колію рухомого складу; при цьому значно зросли можливості більш детального вивчення складних інженерних конструкцій, до числа яких належить екіпажна частина залізничного рухомого складу.

Для вивчення динаміки взаємодії залізничного рухомого складу та колії в світі розроблено ряд математичних моделей. Побудова універсальної математичної моделі, в якій всебічно враховувалися б усі аспекти цієї взаємодії було б нездійсненним або вкрай громіздкою завданням. Однак, за допомогою всіляких спрощень, можна вивчити складні динамічні явища, що виникають внаслідок цих взаємодій.

Складні динамічні процеси системи «екіпаж – колія» з точки зору зниження тимчасових і фінансових витрат доцільно поряд з експериментальними дослідженнями вивчати по моделях. При цьому застосовується фізичне та математичне моделювання [4, 12]. Перше базується на дослідженні моделі, зміст і

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

функції якої мають однакову фізичну сутність з реальною системою, але відрізняються параметрами, друге – має різну фізичну сутність, але рівняння, що описують процеси, що протікають, мають однаковий вигляд і відрізняються тільки значеннями коефіцієнтів і розмірностями величин. Моделювання дозволяє в лабораторних умовах, ще до розробки проекту і будівництва дослідного зразка, вивчити його основні динамічні особливості і внести необхідні уточнення в конструкцію на стадії технічного завдання. При виборі параметрів моделі прагнуть до простого її виконання, а також можливості зміни параметрів при розрахунках та експериментальних дослідженнях. Це завдання ідентифікації, на основі якої зіставляється структура та параметри реального об'єкта і моделі, забезпечуючи їх необхідну адекватність.

Однією з основних завдань дослідження динамічних процесів в системі «екіпаж – колія» є визначення раціональних параметрів цієї систем (маси, жорсткості, демпфірування, габаритних розмірів і т.д.), при яких знижуються взаємні переміщення і сили, що негативно впливають на конструкцію рухомого складу і вплив його на колію.

Раніше в науковій літературі багато уваги приділялося оптимізації функціоналів. Описано безліч пошукових методів, з яких можна виділити найбільш поширені групи чисельних методів параметричної оптимізації, а саме: градієнтні методи, методи випадкового пошуку, методи Монте-Карло. Слід зазначити, що термін «чисельні методи» свідчить про те, що оптимізація по окремому критерію досягається шляхом реалізації деякого наперед заданого обчислювального процесу, тобто фактично – математичний (обчислювальний) експеримент [14].

У роботі В.А. Камаєва [18] оптимальні параметри підвішування визначаються за умови мінімуму функціонала від нормованих критеріїв якості, що характеризують силову дію на кузов рухомого складу, елементи візків, колію з урахуванням основних функціональних і параметричних обмежень.

Автором роботи [19] В. В. Хусідовим запропоновано здійснювати вибір параметрів системи підвішування виходячи з умови забезпечення максимальної

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

ймовірності невиходу критерію якості з області допустимих станів.

У більшості теоретичних робіт проводилися дослідження динамічних показників екіпажу при зміні пружних або дисипативних параметрів пружного підвішування, а також схеми їх розташування. У більшості випадків розглядалися коливання рухомого складу в одній з площин (горизонтальній або вертикальній).

В роботі [20] розглянуто вплив розкиду кількох параметрів пружного підвішування (жорсткості буксового та центрального ступенів підвішування, коефіцієнта демпфування гідравлічного гасителя коливань в центральній ступені, сил тертя фрикційних гасителів буксової ступені) при дослідженні коливань в вертикальній поздовжньої площини. За нормовані показники динамічних якостей екіпажа прийняті: коефіцієнти динаміки центральної і буксової ступенів підвішування, прискорення шкворневих точок кузова і показник плавності ходу в вертикальній площині. Однак така постановка задачі не володіє достатньою повнотою, тому що гідравлічні гасителі коливань розташовані в центральній ступені підвішування похило, і зміна їх параметрів може вплинути на такі показники динаміки, як показник плавності ходу в поперечній горизонтальній площині і рамні сили, які в роботі не розглядалися.

У роботі [19] запропонована модернізація візка за рахунок вибору параметрів демпфування в першому і другому ступенях пружного підвішування і жорсткості в першому ступені підвішування. При цьому розглядається вплив цих параметрів на основні показники динаміки екіпажу при дослідженні його просторових коливань.

У статті [21] наводиться новий підхід до визначення критичних швидкостей для рейкових екіпажів за допомогою математичного моделювання. Показана можливість визначення раціональних параметрів візків і поліпшення динамічних показників безпеки руху.

В роботі [22] повідомляється про розроблену в Швеції нелінійну динамічну модель підвішування, що виконана на основі гумометалевих елементів. Модель пружного підвішування, що враховує сили пружності, тертя і в'язкості, виконана на основі комп'ютерних програм MATLAB і GENSYS. Відзначається відповідність результатів вимірювань і розрахунків для моделі при гармонійних коливаннях.

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

Описано порядок визначення параметрів моделі за результатами вимірювань деформацій ресори від прикладених сил. Знайдено розумний компроміс між точністю розрахунків математичної моделі ресори і якісним аналізом динамічної поведінки вагона.

У статті [23] відомого німецького фахівця з динаміки рухомого складу О.Креттека розглядаються основні напрямки розробок щодо зменшення зносу колеса і рейки, в тому числі візки з радіальної установкою колісних пар. Досліджувався 8-вісний зчленований електропоїзд фірми DUEWAG, поперечний вплив на колію якого виявився незадовільним. Методами математичного моделювання були встановлені оптимальні параметри пружного підвішування і, зокрема, величини жорсткостей зав'язків кузовного і буксового підвішування. Після зміни характеристик пружних елементів системи підвішування і тягового приводу вдалося привести показники горизонтальної динаміки до нормативних значень. Ця робота є переконливим прикладом ефективності застосування методів математичного моделювання при вирішенні практичних завдань динаміки рухомого складу в цілому.

В роботі [24] показано, що використання візків з радіальної установкою колісних пар призводить до зниження інтенсивності зносів гребенів коліс і внутрішніх поверхонь головок рейок. При цьому робиться висновок про доцільність використовувати комбінацію виконавчого повідкового механізму радіальної установки колісних пар і поздовжніх або діагональних зв'язків колісних пар.

В роботі [25] звертається увага на зв'язок експлуатаційного ресурсу пасажирського рухомого складу з надійним забезпеченням його ефективного демпфування. Складність конструкції гідравлічних гасителів коливань і їх недостатня надійність, особливо при роботі в буксовому ступені пружного підвішування, підштовхують до необхідності пошуку нових технічних рішень для демпфування коливань екіпажу.

Аналізуючи вищевикладене, необхідно зауважити, що серед робіт з

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

удосконалення конструкцій систем пружного підвішування, пріоритетними є напрями з удосконалення систем демпфування коливань рухомого складу і створення систем з радіальної установкою колісних пар в кривих. Але переважна більшість з них вимагає застосування додаткових, дуже складних конструкцій, наприклад таких як живлення повітрям пневморесор, важільноповідкові механізми примусової установки колісних пар, і, відповідно, ускладнення техобслуговування і ремонту. Для модернізації вітчизняного рухомого складу їх застосування в більшості випадків вкрай утруднено.

Висновки до розділу. Аналіз надійності локомотивів показує, що найбільша кількість пошкоджень приходить на екіпажну частину. На вартість життєвого циклу тягового рухомого складу значно впливають пошкодження колісно-моторного блоку, безпосередньо пов'язані з конструкцією буксових зав'язків колісних пар з рамою візка.

Відмова механізмів демпфування коливань першого ступеня пружного підвішування призводить до збільшення амплітуд коливань галопування і підстрибування візка, що викликає значне наднормативне зростання навантажень та пошкоджуваності вузлів і деталей екіпажної частини. У зв'язку з цим, одним з основних вузлів, що впливає на надійність екіпажної частини та локомотива у цілому є пружне підвішування буксового вузла. Удосконалення його схеми, конструкції і параметрів може благотворно вплинути на безпеку руху, вартість життєвого циклу, коефіцієнт експлуатаційної готовності.

Аналіз виконаних досліджень по динаміці рухомого складу в цілому показує, що задовільні та стабільні ходові якості екіпажа можуть бути забезпечені шляхом вибору раціональних значень пружнодисипативних параметрів пружного підвішування.

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
						16
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2 УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ПРУЖНОГО ПІДВІШУВАННЯ

2.1 Основні схеми систем пружного підвішування та будови його елементів

На вітчизняних вантажних локомотивах – електровозах та тепловозах, як магістральних, так і маневрових (ВЛ8, ТЭМ2, ТГМ4, ТГМ6 та ін.) застосовують в основному одноступінчасте збалансоване пружне підвішування (рис. 2.1), що складається або з листових ресор і спіральних пружин або спіральних пружин та фрикційних або гідравлічних гасителів коливань.

Навантаження від рами візка на збалансовану групу підвішування передається на дві кінцеві пружини, два комплекти пружин з ресорами, розташованими між колісними парами. Листові ресори за допомогою підвісок і балансирів з'єднані з кінцевими пружинами. Балансири через шарніри передають навантаження на буксові вузли.

Результати випробувань і експлуатації дозволили визначити шляхи подальшого підвищення ефективності та надійності пружного підвішування. Зокрема встановлено, що збалансоване пружне підвішування вирівнює навантаження між колісними парами при проходженні нерівностей колії лише при малій швидкості руху. З ростом швидкості збільшуються сили інерції повороту балансирів і тертя в шарнірах, внаслідок чого не відбувається повного перерозподілу навантажень між збалансованими колісними парами. У той же час експлуатація такої системи пов'язана з обслуговуванням і ремонтом великого числа шарнірних з'єднань (48 комплектів валиків і втулок на секцію). Крім того, листові ресори мають ряд недоліків: відрізняються невизначеністю і нестабільністю дії сил тертя між листами, мають шарніри в місцях з'єднання ресори з підвісками, а також порівняно велику масу і габарити [26].

У зв'язку з цим широке застосування знайшло індивідуальне пружне підвішування (рис. 2.2), що складається з одних гвинтових пружин для кожного колеса (багаторазово статично невизначена пружна система).

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

Таке підвішування застосовано на уніфікованому візку. Підвішування візка тепловоза складається з шести груп, кожна з яких включає два однакових пружинних комплекта, що встановлюється між приливами корпусу букси і кронштейнами рами візка. Але, і нова схема не відповідає сучасним вимогам надійності.

Рисунок 2.2 – Схема індивідуального пружного підвішування

Рисунок 2.1 – Схема збалансованого пружного підвішування

Зупинимось детальніше на конструкції, областях застосування, перевагах та недоліках елементах пружного підвішування, що виконують функції пружно-дисипативних зав'язків. Характеристика та область застосувань цих елементів наведено в таблиці 1.1.

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
						18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 1.1 – Пружні елементи, що застосовуються у пружному підвішуванні рухомого складі

Назва, застосування, вид рівняння характеристики	Схема елемента	Силова характеристика елемента
1	2	3
Циліндрична пружина, на всіх одиницях РС, $F = kx$		
Конічна пружина, на деяких типах РС, $F = kx^3$		
Білінійний пружний елемент, на деяких типах РС, $\begin{cases} F = k_1x, & x \leq x_0 \\ F = k_2x, & x > x_0 \end{cases}$		

Продовження табл. 1.1

1	2	3
Листова ресора, тепловози, електровози, $F = kx(1 \pm f_{\text{тр}})$		
Пневморесора, високошвидкісні поїзда, $F = \alpha x + \beta x + \gamma x^3$		

Гідродемпфер, на деяких типах РС, $F = \alpha \dot{x} + \beta \dot{x}^3$		
Фрикційний гаситель коливань, на деяких серіях тепловозів		
Гумометалеві пружні елементи, на всіх типах РС		

Циліндричні пружини. Саме широке застосування, як пружні елементи, у пружному підвішування рухомого складу знайшли виті металеві пружини, з циліндричною утворюючою рис. 2.3. Головною особливістю пружного підвішування сучасних локомотивів є застосування у кузовній ступені багатофункціональних пружин типу «Flexicoil», які призначені для функціонування як в поздовжньому так і поперечному напрямку, а також функції листових ресор виконує комбінація пружно-дисипативних елементів, що утворюється пружинами та гідрогасителями телескопічного типу [27].

Рисунок 2.3 – Виті пружини кузовного (а)) та буксового (б)) ступенів підвішування

Широке застосування у пружному підвішування сучасних циліндричних пружин в першу чергу виправдовується їх перевагами:

- простотою конструкції, в порівнянні з іншими пружними елементами, і як наслідок досить високою надійністю;
- відносно дешевші у виготовленні та обслуговуванні;
- при невеликих габаритах вони дозволяють отримати оптимальні пружні характеристики та забезпечують більш спокійний хід екіпажу, ніж листові ресори.

Недоліком пружин є досить низька здатність розсіювання енергії механічних коливань, що в свою чергу при настанні певних умов може привести до резонансу. Тому для розсіювання енергії коливань, необхідно вводити в конструкцію демпфуючий елемент [26].

Конічні пружини. Кубічну пружну характеристику мають металеві пружини, утворюючи яких виконана у вигляді конуса або гумовопружних елементів. Конічні пружини застосовують в тих випадках, коли необхідно отримати нелінійну силову характеристику пружини з жорсткістю, що збільшується пропорційно стисненню. Збільшення жорсткості при стисненні пояснюється неоднаковою піддатливістю витків, що залежить від їх діаметра. З додаванням сили деформуються витки найбільшого діаметра. Перший опорний виток лягає на опорну площину, потім на нього лягає наступний виток і т.д. Витки, що зімкнулися, виключаються з роботи. Жорсткість пружини зростає пропорційно стисненню внаслідок зменшення вільних витків, так і поступового зменшення їх діаметра. У конічних гвинтових пружин, а також для гумовокордних пружних елементів коефіцієнт жорсткості зростає зі збільшенням прикладеної сили, і в результаті силова характеристика є жорсткою. Жорстка силова характеристика описується, як правило, кубічної нелінійністю (або тангенсоїдою).

Перевагою конічних пружин є плавне обмеження динамічного ходу системи обрессорювання і отримання, у багатьох випадках, найкращих показників динамічних якостей. А недолік полягає в складності виготовлення і ремонту, тому широкого поширення у пружному підвішуванні рухомого складу вони не отримали.

Багаторядні пружини. Послідовна або паралельна робота кількох пружин поширено у пружних підвішуваннях залізничних екіпажів. Для зменшення габаритних розмірів зазвичай замість однорядних пружин застосовують багаторядні. В цьому випадку у внутрішній порожнині зовнішньої пружини розташовується друга, а іноді і третя рис. 2.4.

При паралельній роботі кількох пружин (багаторядних), рівних по висоті, силова характеристика залишається лінійною, але в тих випадках, коли одна пружина по висоті менше іншої характеристика стає кусочно-лінійною або

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
						21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

білінійної.

Рисунок 2.4 – Трирядні пружини у пружному підвішуванні тепловоза

Переваги багаторядних пружин перед однорядними полягають у компактності розміщення в конструкції рухомого складу, при незмінних динамічних характеристиках.

Недоліки багаторядних пружин аналогічні недоліків однорядних пружин, відмінність полягає лише у більш низької надійності даних пружних елементів через збільшення деталей в вузлі. Тому пружини у пружинні комплекти підбираються за групами, намагаючись зробити так, щоб напрацювання пружин, що складають комплект було приблизно однаковим.

Листова ресора. Листові ресори знайшли широке застосування в буксової ступені пружного підвішування тепловозів та електровозів. Ресори виконують одночасно функції, як гасителя коливань, так і пружних елементів.

Перевагою листових ресор є функціональна можливість дисипації механічної енергії коливань, що на відміну від пружин не вимагає наявності демпфуючих елементів. Але, незважаючи на те, що листові ресори мають значну кількість недоліків:

– при підвищених навантаженнях на листову ресору, і великій кількості листів, що характерно, наприклад, для магістральних вантажних електровозів, ресора може бути заблокована силою сухого тертя, що значно підвищує динамічну завантаженість вузлів локомотивів;

– поверхня окремих листів ресори схильна до корозії, яка в свою чергу призводить до зміни коефіцієнта тертя між листами і як наслідок до збільшення сили тертя після нетривалої експлуатації в 5–6 разів в порівнянні з силами тертя в ресорах, випущених заводом-виробником. Відбувається збільшення жорсткості, внаслідок чого ресора перестає виконувати свої функції, що призводить до зміни структурної схеми обресорювання екіпажа та підвищення впливу на колію. Тому у

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
						22
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

пружному підвішуванні локомотивів нового покоління листові ресори не застосовуються [26].

Пневморесори. Важливою відмінною рисою механічної частини високошвидкісних і швидкісних електропоїздів є наявність пневморесори в центральній ступені підвішування.

Переваги застосування пневморесор у складі пружного підвішування:

- оптимальна нелінійна силова характеристика з малою жорсткістю та підвищеною енергоємністю при малих габаритах пружного елемента;
- можливість поєднання в одному елементі пружнодисипативних властивостей;
- регулювання висоти автозчеплення за рахунок зміни тиску в робочій камері пневморесори;
- висока ізоляція підресореної маси від вібрацій;
- порівняна мала металоємність.

До недоліків пневморесор відносяться:

- низька надійність у порівнянні з традиційним металевими пружним елементами;
- обмежена можливість зниження жорсткості за умовами габаритів та компоновки до 400–500 Н/м;
- підвищена залежність пружно-дисипативних характеристик пневморесор від температури та вологості навколишнього середовища [27].

Вітчизняний і зарубіжний досвід показує, що пневматичні системи пружного підвішування локомотивів і вагонів дають можливість усунути недоліки, якими володіють існуючі системи та вирішити ряд інших технічно необхідних для рухомого складу завдань.

Гідродемпфери. У гідродемпферах (гідравлічних гасителях) сили опору створюються в процесі руху поршня з отворами малого перетину в циліндрі заповненому в'язкою рідиною [26]. Принцип дії цих гасителів полягає в послідовному видавлюванні в'язкої рідини через вузькі канали (дросельні отвори).

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

Гідродемпфери встановлюють між рамами кузова і візків на деяких серіях магістральних вантажних електровозах, на електропоїздах в другому ступені з витими пружинами та між рамою візка і буксами на деяких серіях пасажирських тепловозів та електровозів. Гідравлічні гасителі коливань мають телескопічну поршневу конструкцію.

Силова характеристика демпфера може бути симетричною, якщо сили опору при ході розтягування і під час стиснення однакові, та несиметричною, якщо ці сили різні. Демпфери з симетричною характеристикою зазвичай встановлюють в підвішуванні між кузовом і візком. У буксової ступені пружного підвішування доцільно застосовувати гасителі з несиметричною характеристикою, так як при русі колеса по опуклої нерівності виникають великі зусилля, ніж при русі його по западині.

Відомо, що стабільність силовий характеристики гасителя коливань при різних температурних режимах його роботи побічно відображає надійність гасителя [27]. Особливе значення це набуває при експлуатації локомотивів в умовах низьких температур. Однак гасителі в'язкого тертя помітно знижують свою енергоємність за цикл при підвищенні температури і навпаки. Ці недоліки по можливості повинні бути усунені при створенні нових гасителів коливань.

У більшості випадків гідравлічні гасителі встановлюють в центральній ступені підвішування під певним кутом до горизонту. В цьому випадку гідродемпфер створює дисипацію енергії коливань, як у вертикальному, так і у горизонтальному напрямку.

До переваг гідравлічних гасителів відносяться [26, 27]:

- можливість регулювати енергоємність в широких межах;
- висока енергоємність при малих габаритах;
- стійке обмеження амплітуди вимушених коливань на резонансі незалежно від стану рейкової колії;
- залежність сили опору від амплітуди та частоти коливань;
- забезпечення стійкого режиму демпфірування;

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

– менший, у порівнянні з фрикційними гасителями, знос в експлуатації.

Основними недоліками гідравлічних гасителів є:

– значна зміна значень коефіцієнту в'язкого тертя при зміні температури навколишнього середовища та витоках рідини гасителя;

– мала стисливість рідини при високочастотному спектрі збурення може призвести до зниження експлуатаційної надійності демпфера;

– низька стисливість рідини в робочій камері гідродемпфера при високочастотних коливаннях призводить до виникнення великих сил, які знижують надійність гасителя;

– досить швидкий знос ущільнюючих пристроїв та витоку робочої рідини, що призводить до зменшення сили опору або до виходу демпфера з ладу;

– порівняно висока вартість виготовлення та обслуговування;

– жорстка передача ударних імпульсів.

Фрикційні гасителі коливань. Фрикційні гасителі коливань на відміну від гідравлічних менш залежать від місця їх розташування у пружному підвішуванні. Працездатність цих гасителів в основному визначається: використовуваними матеріалами, тиском, станом та припрацюванням пар, що труться і конструктивними особливостями.

У пружному підвішуванні тепловозів, що експлуатуються на теперішній час, застосовуються фрикційні гасителі коливань з постійною за модулем силою тертя.

Фрикційні гасителі коливань характеризуються тим, що силова характеристика даних демпферів апроксимується аналітично функцією $\sin(x)$. Отже, при складанні математичної моделі залізничних екіпажів з силами сухого тертя отримують нелінійні диференціальні рівняння [27].

До переваг фрикційних демпферів відносяться:

– простота конструкції;

– надійність в експлуатації.

Недоліки фрикційних демпферів:

– нестабільність в часі значення коефіцієнта тертя, що визначає великий

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

розкид характеристик демпферів та появу значних сил тертя, які в ряді випадків блокують пружне підвішування;

- значний знос поверхонь тертя в процесі експлуатації;
- великі сили тертя спокою, що перешкоджають прогину пружного підвішування. Це відбувається коли величина вимушених коливань менше сили тертя самого гасителя;
- нестабільна їх робота під час руху локомотива по коліях різного стану. Тобто, оптимальна сила тертя, обрана на колії «відмінного» стані, не є оптимальною для іншого стану колії. Якщо знизити силу тертя, то на колії з великими нерівностями спостерігається різке наростання резонансних коливань. Зазначений недолік певною мірою усувається при застосуванні фрикційних гасителів, в яких сила тертя залежить від переміщення або швидкості переміщення системи при коливаннях.

Гумові елементи. Гумові елементи знаходять широке застосування в якості пружних елементів та рухомих з'єднань на рухомому складі. Завдяки порівняно високим допустимим відносним деформаціям та наявності внутрішнього тертя вдається створювати компактні пружні елементи, які реалізують також розсіювання енергії, що дозволяє, наприклад, обходитися при їх застосуванні без гасителів коливань в буксовому ступені підвішування. Внутрішнє тертя в гумі особливо ефективно сприяє пригніченню високочастотних вібрацій – шумів [26, 27].

Гумометалеві амортизатори можуть мати прямокутну, круглу суцільну або кільцеву форму і застосовуються в маятникових опорах кузовів і підвісках тягового електродвигуна.

Силові характеристики гумових ресор на відміну від металевих істотно залежать від температури режиму навантаження, агресивності середовища та інших факторів.

Переваги гумовопружних елементів:

- порівняно незначне поверхнєве зношування елементів з гуми;

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

- значна енергоємність та високе внутрішнє тертя, яке сприяє поглинанню коливань високої частоти;
- компактність.

Недоліки гумовопружних елементів:

- підвищення температури елементів через внутрішнє тертя;
- низька гнучкість;
- сильна залежність пружнодисипативних параметрів гуми від температури зовнішнього середовища.

Вище були розглянуті основні пружно-дисипативні зв'язки залізничних екіпажів, що створюють нелінійності в механічній системі «екіпаж-колія». Слід зазначити, що пружне підвішування локомотивів нового покоління відрізняється у застосуванні багатофункціональних гвинтових пружин в центральній ступені підвішування і в відсутності листових ресор в буксовому ступені. Гідравлічні гасителі, широко використовувані в механічній частині локомотивів всіх останніх розробок, при великій інтенсивності коливань надресорної будови втрачають ефективність розсіювання надлишкової механічної енергії в резонансній області. Це характерно для високих швидкостей руху поїздів, зв'язок між буксами і візком в таких випадках стає більш жорстким. З іншого боку, в конструкціях локомотивів колишніх серій для розсіювання енергії коливань в буксовій ступені пружного підвішування застосовувалися листові ресори. Тут подібний ефект з'являється, навпаки, при малих швидкостях, що пов'язано з явищами замикання листів ресори силами сухого тертя.

Окрім цього, підвищені осьові навантаження призвели до збільшення жорсткості несучих пружних елементів буксової ступені, що стало причиною збільшення вібрації підресорених мас і як наслідок, є причинами підвищення рівня силової взаємодії локомотива та колії. Таким чином, виникає необхідність застосування пружного підвішування з адаптивними властивостями, щоб була можливість пружного елемента «пристосовуватися» або регулювати резонансну частоту системи «екіпаж – колія» в залежності від інтенсивності коливальних

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

процесів, а отже, і від швидкості руху поїзда.

2.2 Основні вимоги щодо удосконалення параметрів систем пружного підвішування

Існуючи на даний час вимоги до системи пружного підвішування, що є складовою екіпажної частини рухомого складу, в явному вигляді не містять економічних оцінок створюваного або модернізованого рухомого складу і орієнтовані виключно на забезпечення вимог забезпечення певних критеріїв безпеки руху. Разом з цим, привабливість рухомого складу для замовника перевезень складається зі скорочення часу доставки вантажу або часу поїздки, підвищення динамічного та акустичного комфорту, а також зниження вартості перевезення. Перевізник же в кінцевому підсумку зацікавлений в покращенні двох фундаментальних показників – скорочення вартості життєвого циклу та підвищенні коефіцієнта технічної готовності рухомого складу.

Скорочення вартості життєвого циклу вимагає:

– необслуговуємість або збільшення міжремонтних пробігів рухомого складу, що забезпечує зниження експлуатаційних витрат, в т.ч. трудовитрат, витрат матеріальних та енергетичних ресурсів на техобслуговування і ремонт. Необслуговуємість, впливаючи на міжремонтні пробіги та обсяги ремонтів, є основою для підвищення коефіцієнта технічного використання;

– зниження витрат енергії на перевізний процес;

– екологічні вимоги до ходової частини. Ці вимоги зводяться до зниження зовнішніх шумів і вібрацій, а також попередження втрат мастила.

Як показують дані про пошкоджуваності екіпажної частини локомотивів, на вартість життєвого циклу значно впливають пошкодження колісно-моторного блока, так чи інакше пов'язані з конструкцією зав'язків колісних пар з рамою візка. На локомотивах, що зараз експлуатуються на залізницях України, застосовані

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

буксові вузли з фрикційними або гідравлічними гасителями коливань. Ці гасителі коливань мають вкрай невизначені характеристики енергопоглинання, що посилюється масовим виходом з ладу шарнірів і втратою функціональної працездатності.

Відмова механізмів демпфірування коливань першої (буксової) ступені підвішування призводить до збільшення амплітуд галопування і підстрибування візків, що викликає значне наднормативне зростання навантаження вузлів і деталей екіпажної частини:

- зростання рівня крутильних коливань у валопроводі тягового приводу та пов'язана з ним перевантаження всіх елементів водопроводу, включаючи підшипники, зубчасті колеса та елементи з'єднання;

- збільшення динамічного розцентрування елементів тягового осьового редуктора;

- збільшення динамічних зусиль на раму візка.

Крім того, недостатнє та невизначене демпфування першого ступеня підвішування в значній мірі обумовлює негативне зростання коливань одиниці рухомого складу в цілому, що призводить до перевищення нормативних показників плавності ходу.

У цілому вузол з'єднання колісних пар з рамою візка має такі серйозні недоліки:

- наявність, поздовжніх і поперечних зазорів в зв'язках колісної пари з рамою, що призводять до невизначеності динамічної системи екіпажу і, як наслідок, до нестабільності його динамічних характеристик;

- наявність тертя в буксових щелепах (у щелепних візках), що веде до зносу контактуючих поверхонь і необхідності їх періодичного відновлення;

- велика кількість рухомих з'єднань з поверхневим тертям – валиків, втулок, які потребують частого відновлення розмірів або заміни на нові.

Удосконалення системи пружного підвішування благотворно впливає на безпеку руху, вартість життєвого циклу, коефіцієнт експлуатаційної готовності.

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
						29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Пружне підвішування повинне забезпечувати цілий ряд функцій, які реалізуються через буксовий зв'язок по всіх координатах. Ці зв'язки, щоб уникнути зносів не повинні мати кінематичних пар з поверхневим тертям. Крім того, на них накладається ряд вимог, основні з яких полягають в наступному:

– забезпеченість раціональних і стабільних характеристик жорсткості зв'язку колісної пари з рамою візка в вертикальному, горизонтальному повздовжньому та горизонтальному поперечному напрямках;

– забезпечення раціональних та стабільних дисипативних характеристик першого ступеня пружного підвішування [27].

Виконання цих вимог забезпечить поліпшення та стабілізацію у міжремонтні періоди показників динаміки та навантаженості елементів екіпажної частини.

При визначенні раціональної жорсткості буксових зв'язків колісних пар з рамою візка необхідно також враховувати обмеження на допустимі зміщення колісних пар відносно рами візка, що визначаються конструктивним виконанням тягового приводу та екіпажа у цілому.

Схема пружного підвішування та конструкція буксового вузла цілком взаємопов'язані. Тому, перш за все, необхідно проаналізувати можливість заміни буксового вузла іншим, таким, що відповідає перерахованим вище вимогам по зв'язках і досить просто реалізований, враховуючи конкретну конструкцію рами візка, або, якщо це неможливо – розглянути існуючи на даний час конструкції з'єднання буксового вузла з рамою візка з метою їх пристосування до буксових вузлів серійних локомотивів. Для цього проаналізуємо особливості конструкцій буксових вузлів.

Буксові вузли більшості вітчизняних електровозів і тепловозів, являють собою буксові вузли з поводками на різному рівні, розташовані за схемою «антипаралелограма». Для поставленої задачі цей шлях досить важко реалізуємо через велику довжину повідків і необхідності розміщення кронштейнів на рамі візка.

Буксові вузли з поступальною парою та циліндричними спрямоючими

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		30

(шпінтонні буксові вузли). Така схема застосована на електровозах ЧС і вагонах метрополітену. Вузол може бути вписано у габарити вихідного існуючого вузла, але має низку недоліків:

- залишається пара тертя ковзання у спрямоючих, що вимагає застосування мастила і не виключає зносів;

- при існуючій конструкції буксових вузлів практично не реалізовується вибір раціональних характеристик поздовжньої і поперечної жорсткості буксових зв'язків;

- необхідна установка шпінтонних втулок в боковинах рами візка, що при штампозварній конструкції боковин пов'язано з технологічними невизначеностями і, як наслідок, можливістю непровару і подальшими втомними руйнуваннями вузла. Досвід такої модернізації рам візків вагонів метрополітену свідчить про великі труднощі створення надійної конструкції.

Важільний буксових вузол. Такий вузол застосований, наприклад, на дизель-поїздах ДР1. Вузол не може бути вписаний у габарит вихідного щелепного буксового вузла з-за великої довжини важеля.

Зі сказаного випливає, що традиційні схеми буксових вузлів вітчизняного рухомого складу не можуть бути застосовані при модернізації візків або є небажаними з наведених вище причин.

Досить цікавим є створення буксових вузлів з багатофункціональними гумометалевими пружними елементами.

Досвід застосування гумометалевих блоків для пружного підвішування рухомого складу у вітчизняній практиці досить обмежений та мало досліджений, хоча згадки про шевронні гумометалевих ресорах типу Меги описані ще в середині минулого століття [26].

На даний час ще не встановлена єдина термінологія відносно конічних гумометалевих елементів пружного підвішування. Розрізняють дві групи: власне гумометалеві елементи конусоподібного типу, які називають німецькою мовою –

conusfeder, а на французькій і англійській – metakon або rubber metal spring. Ті ж елементи в поєднанні з гідравлічним безпоршневим демпфуючим пристроєм мають назву hydrofeder.

Гідрофедери збираються на базі вже існуючих «конусфедерів» шляхом додавання гідравлічної демпфуючої частини. По відношенню до металу гуми (еластомери) володіють відносно високим конструкційним демпфуванням. Воно пов'язане, в першу чергу, з внутрішнім тертям матеріалу.

Пружні еластомірні елементи за своєю формою та застосованим матеріалом можуть забезпечувати заздалегідь задані механічні характеристики. Елементи пружного підвішування з литими пружними компонентами групи Schwingmetall (метакони і гідрофедери) виконуються на основі натурального каучуку (NR). Їх відрізняють наростаюча зі збільшенням деформації стиснення жорсткість, підвищена міцність на розтягнення і мала величина повзучості. Еластомери на основі NR не призначені для роботи в середовищі вуглеводнів (бензин, масла і т.д.). У той же час, незначне або випадкове попадання масла, характерне для умов залізничної експлуатації, не викликає негативних наслідків ні для характеристик, ні для довговічності гумометалевої ресори.

Елементи пружного підвішування групи Schwingmetall є елементами тривалого користування, що забезпечують високий рівень надійності функціонування за умови, що не тільки концепція, але також і умови застосування будуть відповідати технічним вимогам.

Довговічність метаконів (гідрофедерів) групи Schwingmetall визначається вимогами залізничних компаній. Всі типи метаконів за вимогою замовника піддаються ресурсним випробуванням. Випробування на довговічність ресор групи Schwingmetall здійснюються на установках з гідропульсаторами відповідно до норм.

					0032.160121.000.04MP.ПЗ	Арк.
						32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3 Необхідні параметри гідрофедера для модернізації буксового вузла

Штатне буксове пружне підвішування тепловозів складається з комплексу пружин і гасителя коливань, корпус якого розташований на рамі візка (у разі фрикційного) і пов'язаний з буксою.

Гідрофедер, як елемент, що практично не має зносу і володіє властивостями гідравлічного демпфера без механічного зношування, може бути застосований для модернізації буксового підвішування візка. Однак необхідно враховувати ряд особливостей застосування гідрофедерів у пружному підвішуванні, які вимагають ретельного попереднього вивчення.

Серед механічних властивостей еластомерів, що викликають сумніви в доцільності їх використання для підресорювання, необхідно відзначити збільшення їх жорсткості при зниженні температури навколишнього середовища.

На ступінь зміни жорсткості виробів з гуми при такому температурному режимі впливає вид каучуку та інгредієнтів, що вводяться в нього. Більшість зарубіжних і вітчизняних виробників використовують гуми з натурального каучуку або суміші на основі натурального і ізопренового або бутадієнового каучуку. Для гум з цих каучуків характерно три температурних діапазони: А – зона стабільності, в якій модуль пружності гуми змінюється незначно; Б – зона інтенсивного росту модуля пружності; В – зона, в якій гума поводить себе як твердий матеріал (зона скловання) [29].

Зона А для різних гум може перебувати в діапазоні від плюс 80°C до мінус 45°C. Вище верхньої межі температури гума втрачає свої властивості міцності, стає м'яким пластичним матеріалом. У цій зоні стабільні не лише пружні, але і дисипативні властивості гуми, які характеризуються тангенсом кута втрат. Залежно від складу гуми можуть починати кристалізуватися, одночасно повільно підвищується їх модуль пружності. Кристалізація проявляється у гум на основі натурального та ізопренового каучуків. Вона виникає при температурі нижче 5°C.

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

Перехід від зони А до зони Б носить умовний характер для різних гум він може бути в діапазоні температур від $+25^{\circ}\text{C}$ до -45°C . Для зони Б характерно не тільки інтенсивне зростання модуля пружності, а й тангенса кута втрат. Завдяки високій демпфуючій здатності гуми в цій зоні не можуть перебувати тривалий час при динамічному навантаженні, тому що відбувається їх розігрів. При подальшому зниженні температури здійснюється перехід гуми з еластичного в твердий стан (скловання). Для натурального та ізопренового СКІ-3 звичайний діапазон температур – від плюс 68°C до мінус 71°C .

Мінімальна температура на території України була зафіксована у 1935 р та склала $-41,9^{\circ}\text{C}$. Таким чином, нижня межа робочого температурного діапазону гум (температури скловання) і мінімальні температури навколишнього середовища на мережі залізниць не входять у протиріччя, що дозволяє зробити висновок про можливість використання гуми у пружному підвішуванні. При цьому не слід виключати і такий захід, як зниження швидкості при початку руху поїзда на окремих ділянках, де виникає екстремальне зниження температури.

З зіставлення результатів випробувань при динамічному навантаженні гідрофедера, отриманих при $+20^{\circ}\text{C}$ і мінус 20°C [29], видно, що при зниженні температури збільшується площа петлі гістерезису і кількість енергії, яка переходить в тепло. В результаті підвищується температура і знижується жорсткість гуми. Відбувається саморегуляція пружних властивостей гідрофедера.

Вище була показана принципова конструктивна можливість застосування гідрофедерів для модернізації буксового ступеня пружного підвішування. Також обґрунтована можливість їх застосування в кліматичних умовах України.

Екстремальні величини вертикального навантаження, наведені на діаграмах навантаження/деформація технічних каталогів виробника [30], є величинами максимальними (піковими) в режимі короткочасного навантаження. Для статичного і динамічного навантаження максимально дозволеної величини для кожної твердості еластомерів орієнтовно визначаються з наступних співвідношень:

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
						34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$F_{\max}^D = (0,65 \dots 0,75) F_{\max};$$

$$F_{\max}^C = (0,5 \dots 0,6) F_{\max},$$
(2.1)

де F_{\max} – максимальне пікове навантаження за діаграмою каталогу [30], кН;

F_{\max}^D, F_{\max}^C – максимально допустиме динамічне та статистичне навантаження відповідно, кН.

Величини допустимих навантажень з урахуванням всього комплексу умов експлуатації є предметом узгодження між фірмою-виробником і замовником [30].

Матеріал пружних елементів метакон в деякій мірі схильний до «повзучості». Повзучістю називають збільшення залишкової деформації ресори, схильною до постійного навантаження зі зміною її лінійних розмірів після зняття навантаження.

Повзучість є функцією застосовуваного матеріалу, жорсткості в стані під навантаженням, характеристики навантаження/деформація та температури пружного елемента. Повзучість при лінійних характеристиках жорсткості при постійній температурі відбувається лінійно і пропорційно логарифму часу. Повзучість не залежить від характеру деформації (стиснення, зсуву) і є однією з контрольованих характеристик.

З перерахованого випливає, що завдання вибору метаконів для встановлення у систему пружного підвішування вимагає пошуку компромісного рішення на базі детального дослідження вертикальної і горизонтальної динаміки одиниці рухомого складу. При цьому в число змінних параметрів метакона входять: типорозмір метакона, твердість гуми, наявність і стан вирізів для додання анізотропії поперечних жорсткісних властивостей. Як показує досвід розробки рухомого складу, оптимальні параметри метакона, що забезпечують відповідність динамічних показників екіпажу нормативним вимогам, можуть бути отримані ітераційним зближенням вимог розробника екіпажу до характеристик метаконів і можливості їх технологічної можливості бути реалізованим [31].

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

Нижче наведено вихідні дані, використані для розрахунку необхідних характеристик жорсткості та ресурсних характеристик метакона для використання в буксовому ступені тепловоза.

У відповідності з завданням:

- маса надвізкової будови, що приходить на візок $M_{\text{нб}} = 40$ т;
- маса непідресореної частини візка $M_{\text{нрв}} = 12,5$ т;
- маса підресореної частини візка $M_{\text{рв}} = 11,5$ т;
- маса колісної пари з буксами і редуктором $M_{\text{кпбр}} = 3,15$ т.

Для вибору типу метакона орієнтиром служить динамічне навантаження, що враховується коефіцієнтом динаміки

$$K_d = 0,1 + 0,2 \frac{V}{f_{\text{ст}}}, \quad (2.2)$$

де V – конструкційна швидкість локомотива. Згідно завдання $V = 100$ км/год;

$f_{\text{ст}}$ – статичний прогин пружного підвішування. Згідно завдання $f_{\text{ст}} = 100$ мм.

$$K_d = 0,1 + 0,2 \cdot \frac{90}{100} = 0,28.$$

Необхідну твердість гуми метакона визначаємо згідно методики, що наведена у [32].

При розрахунку гумових амортизаторів абсолютна деформація під статичним навантаженням не повинна перевищувати (10–15)% від висоти амортизатора, тому

$$\Delta H = 0,1H, \quad (2.3)$$

де H – висота одного гумового блока метакона. Згідно [30] $H = 0,04$ м.

Характеристика гумового амортизатора у границях коефіцієнту деформації $\varepsilon \leq 0,2$ приймається лінійною та виражається законом Гука

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

$$\sigma_{\text{ст}} = E_p \varepsilon, \quad (2.4)$$

де $\sigma_{\text{ст}}$ – напруження стиснення, Па;

E_p – розрахунковий модуль пружності гуми, Па;

$\varepsilon=0,1$ – коефіцієнт деформації.

Тому що

$$\sigma_{\text{ст}} = \frac{P_{\text{ст}}}{F} = \frac{P_{\text{ст}}}{\pi L(R + r)} \quad (2.5)$$

та

$$\varepsilon = \frac{\Delta H}{H}, \quad (2.6)$$

де $P_{\text{ст}}$ – статичне навантаження на метакон, Н;

F – опорна площа амортизатора, м²;

L – довжина спрямовуючої конуса, $L = 0,15$ м [30];

R – зовнішній радіус амортизатора, $R = 0,3$ м [30];

r – внутрішній радіус амортизатора, $r = 0,1$ м [30].

$$\Delta H = f_{\text{га}} = \frac{H P_{\text{ст}}}{E_p F}. \quad (2.7)$$

де E_p – розрахунковий модуль пружності амортизатора, Па.

$$P_{\text{ст}} = 9,81 \cdot 10^3 \cdot \frac{(M_{\text{нб}} + M_{\text{рв}})}{m}, \quad (2.8)$$

де m – кількість гумових амортизаторів.

$$E_p = E(1 + \alpha \Phi), \quad (2.9)$$

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		37

де E – модуль пружності гуми, Па;

α – коефіцієнт, який враховує стан опорних поверхонь. При міцному кріпленні опорних поверхонь гуми до металевих прокладок $\alpha = 4,67$;

Φ – коефіцієнт форми гумового амортизатора.

Коефіцієнт форми являє собою відношення площі однієї опорної поверхні амортизатора до його повної бічної поверхні (поверхні випинання):

$$\Phi = \frac{\pi L(R+r)}{H(D+d)} = \frac{\pi L}{2H}, \quad (2.10)$$

де D та d – зовнішній та внутрішній діаметр амортизатора відповідно, м.

Модуль пружності E пов'язаний з модулем зсуву гуми G_p виразом

$$E = 3G_p. \quad (2.11)$$

Основним показником, за яким оцінюються властивості гуми є її твердість. Перехід від числа твердості h до G_p , здійснюється за емпіричною формулою:

$$G_p = \left(\frac{h}{19,5} \right)^2. \quad (2.12)$$

Тоді

$$P_{ст} = 9,81 \cdot 10^3 \cdot \frac{(40 + 11,5)}{12} = 42101 \text{ Н.}$$

Відповідно до формули (2.5) напруження стиснення

$$\sigma_{ст} = \frac{42101}{3,14 \cdot 0,15 \cdot (0,3 + 0,1)} = 0,223 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Розрахунковий модуль пружності

$$E_p = \frac{0,223 \cdot 10^6}{0,1} = 2,23 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
						38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт форми гумового амортизатора

$$\Phi = \frac{3,14 \cdot 0,15}{2 \cdot 0,04} = 5,89.$$

Модуль пружності гуми

$$E = \frac{2,23 \cdot 10^6}{1 + 4,67 \cdot 5,89} = 0,78 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Модуль зсуву гуми

$$G_p = \frac{0,78 \cdot 10^6}{3} = 0,26 \cdot 10^6 \text{ Па} = 2,6 \text{ кгс/см}^2.$$

Тоді число твердості гуми

$$h = 19,5 \cdot \sqrt{2,75} \approx 31 \text{ одиниці по Шору.}$$

Гума такої твердості забезпечить допустиму деформацію амортизатора.

При таких умовах навантаження за каталогами фірми-постачальника [30] прийнятий метакон з вбудованою системою гідравлічного демпфування – гідрофедер моделі 230303В-1. Схема конструктивного виконання гідрофедера наведена на рис. 2.5, а загальний вигляд на рис. 2.6.

Метакони мають наступні переваги:

- створюють беззazorний пружній подовжній та поперечний зв'язок без поверхневого тертя в умовах взаємних переміщень букси і візка;
- надають можливість вибору потрібних жорсткостей у напрямі трьох лінійних координат;
- частково розсіюють енергію коливань в матеріалі гуми;
- легко стикуються з боковиною рами, не створюють незрівноважених розпираючих зусиль, діючих на раму візка;
- прості в монтажі і мають високі шумопоглинаючі властивості.

Рисунок 2.5 – Будова гідрофедера:

1 – дросельний отвір; 2 – діафрагма; 3 – кришка; 4 – робоча рідина;
5 – гумометалеві блоки

Рисунок 2.6 – Загальний вигляд гідрофедера

Останнім часом фірма *ContiTech* розробила конструкції метаконів, поєднаних в єдиний конструктивний блок з гідравлічними гасителями коливань, така конструкція дістала назву – гідрофедер.

Принципова відмінність гідрофедера від традиційних схем виконання пружини і гідрогасителя полягає в тому, що при зростанні частоти збурення сила, що передається системі, не зростає, рис. 2.7. При цьому дисипативна ланка сполучена по суті послідовно-паралельно з пружною, що полегшує вузлу сприйняття збурень при проході стикових нерівностей, пробоксовин, хвилеподібних зносів рейок. Саме ці нерівності служать причиною передчасного виходу з ладу звичайних – гідравлічних гасителів буксового ступеня пружного підвішування.

Рисунок 2.7 – Порівняння амплітудно-частотних характеристик

гідрофедера $A^{\phi} = f(f)$ та пружини з гасителем $A^{ac} = f(f)$

Жорсткісні характеристики гідрофедера наведені на рис. 2.8.

Рисунок 2.8 – Жорсткісні характеристики гідрофедера:

1 – у горизонтальному напрямку; 2 – у вертикальному напрямку

Конструкція, фізико-механічні властивості і досвід експлуатації гідрофедерів, а

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

також діапазон жорсткостних і дисипативних характеристик, що реалізуються, показав принципову можливість використання їх в буксовому ступені підвішування візків, у тому числі і при низьких температурах.

Гідрофедер значно простіше за схемою і конструкцією, ніж звичайні поршневі гідрогасителі.

Застосування гідрофедерів в буксовому ступені підвішування дозволяє реалізувати наступні переваги:

- забезпечення ефективного демпфування буксового ступеня за рахунок дисипативних властивостей гуми і інтегрованого безпоршневого гідравлічного гасителя;

- зниження маси буксового вузла;

- підвищення шумопоглинання в буксовому вузлі.

Гідрофедери на сьогодні є одним з перспективних елементів пружного підвішування.

Висновки до розділу. Виконано порівняльний аналіз існуючих схем пружного підвішування магістральних вантажних тепловозів, а також конструкції, сфери застосування та характеристик пружних елементів, що застосовуються у пружному підвішуванні. Слід зазначити, що пружне підвішування локомотивів нового покоління відрізняється у застосуванні багатофункціональних гвинтових пружин в центральній ступені підвішування і в відсутності листових ресор в буксовому ступені. Гідравлічні гасителі, широко використовувані в механічній частини локомотивів всіх останніх розробок, при великій інтенсивності коливань надресорної будови втрачають ефективність розсіювання надлишкової механічної енергії в резонансній області. Це характерно для високих швидкостей руху поїздів, зв'язок між буксами і візком в таких випадках стає більш жорстким. З іншого боку, в конструкціях локомотивів колишніх серій для розсіювання енергії коливань в буксової ступені пружного підвішування застосовувалися листові ресори. Тут подібний ефект з'являється, навпаки, при малих швидкостях, що пов'язано з явищами замикання листів ресори силами сухого тертя.

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Окрім цього, підвищені осьові навантаження призвели до збільшення жорсткості несучих пружних елементів буксової ступені, що стало причиною збільшення вібрації підресорених мас і як наслідок, є причинами підвищення рівня силової взаємодії локомотива та колії. Таким чином, виникає необхідність застосування пружного підвішування з адаптивними властивостями, щоб була можливість пружного елемента «пристосовуватися» або регулювати резонансну частоту системи «екіпаж – колія» в залежності від інтенсивності коливальних процесів, а отже, і від швидкості руху поїзда.

На основі аналізу конструкції та характеристик традиційно застосовуваних пружних елементів буксового ступеня пружного підвішування пропонується замість них встановити гідрофедери, що збираються на базі вже існуючих «конусфедеров» шляхом додавання гідравлічної демпфуючої частини.

На підставі вихідних даних пружного підвішування та розрахованих значеннях коефіцієнтом динаміки, коефіцієнту форми та числі твердості гуми гідрофедера за каталогами виробника обрано модель гідрофедера.

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
						42
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРУЖНОГО ПІДВІШУВАННЯ

3.1 Визначення жорсткості та статичного прогину пружного підвішування

Основною пружною характеристикою пружного підвішування візка є жорсткість, яка показує величину навантаження в кілоньютонах, що викликає статичний прогин в одиницю довжини.

Сумарна жорсткість пружного підвішування залежить від способу навантаження пружних елементів: паралельного, послідовного і змішаного.

Жорсткість групи пружних елементів у загальному випадку визначається на основі прирівнювання роботи, необхідної для осадження всієї пружної системи, до суми робіт, витрачених на прогин окремих елементів [32].

У разі навантаження декількох пружних елементів, наприклад пружини і ресори, робота, необхідна на стиснення системи, дорівнює сумі робіт на стиснення цих елементів

$$\frac{P_{\text{заг}} f_{\text{заг}}}{2} = \frac{P_{\text{р}} f_{\text{р}}}{2} + \frac{P_{\text{пр}} f_{\text{пр}}}{2}, \quad (3.1)$$

де $P_{\text{заг}}$ – загальне навантаження, що приходить на пружне підвішування, кН;

$f_{\text{заг}}$ – загальний прогин пружного підвішування, мм;

$P_{\text{р}}$ – навантаження, що приходить на ресорний вузол, кН;

$f_{\text{р}}$ – прогин ресорного вузла, мм;

$P_{\text{пр}}$ – навантаження, що припадає на пружинний вузол, кН;

$f_{\text{пр}}$ – прогин пружинного вузла, мм.

Введемо заміну у вираз (3.1):

$$f_{\text{заг}} = \frac{P_{\text{заг}}}{\mathcal{J}_{\text{заг}}}; f_{\text{р}} = \frac{P_{\text{р}}}{\mathcal{J}_{\text{р}}}; f_{\text{пр}} = \frac{P_{\text{пр}}}{\mathcal{J}_{\text{пр}}}, \quad (3.2)$$

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
						43
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де $\mathcal{J}_{\text{заг}}$ – загальна жорсткість пружного підвішування, кН/мм;

$\mathcal{J}_{\text{р}}$ – жорсткість ресорного вузла, кН/мм;

$\mathcal{J}_{\text{пр}}$ – жорсткість пружинного вузла, кН/мм.

Отримаємо

$$\frac{P_{\text{заг}}^2}{\mathcal{J}_{\text{заг}}} = \frac{P_{\text{р}}^2}{\mathcal{J}_{\text{р}}} + \frac{P_{\text{пр}}^2}{\mathcal{J}_{\text{пр}}}. \quad (3.3)$$

У разі послідовного навантаження елементів (рис. 3.1) $P_{\text{заг}} = P_{\text{р}} = P_{\text{пр}}$, тоді отримаємо

$$\frac{1}{\mathcal{J}_{\text{заг}}} = \frac{1}{\mathcal{J}_{\text{р}}} + \frac{1}{\mathcal{J}_{\text{пр}}} \quad (3.4)$$

або

$$\mathcal{J}_{\text{заг}} = \frac{\mathcal{J}_{\text{р}}\mathcal{J}_{\text{пр}}}{\mathcal{J}_{\text{р}} + \mathcal{J}_{\text{пр}}}. \quad (3.5)$$

Рисунок 3.1 – Схема навантаження елементів пружного підвішування

У разі паралельного навантаження елементів (див. рис. 3.1)

$$P_{\text{заг}} = \mathcal{J}_{\text{заг}} f_{\text{заг}}; \quad (3.6)$$

$$P_{\text{р}} = \mathcal{J}_{\text{р}} f_{\text{р}}; \quad P_{\text{пр}} = \mathcal{J}_{\text{пр}} f_{\text{пр}}. \quad (3.7)$$

Після підстановки у вираз (3.3) отримаємо

$$\mathcal{J}_{\text{заг}} f_{\text{заг}}^2 = \mathcal{J}_{\text{р}} f_{\text{р}}^2 + \mathcal{J}_{\text{пр}} f_{\text{пр}}^2. \quad (3.8)$$

Оскільки в разі паралельного навантаження $f_{\text{заг}} = f_{\text{р}} = f_{\text{пр}}$, то маємо

$$\mathcal{H}_{\text{заг}} = \mathcal{H}_{\text{р}} + \mathcal{H}_{\text{пр}}.$$

У разі паралельного навантаження елементів їх жорсткості підсумовуються.

Загальна жорсткість збалансованого пружного підвішування тривісного візка

$$\mathcal{H}_{\text{в}} = \frac{36\mathcal{H}_{\text{рв}}\mathcal{H}_{\text{кв}}}{\mathcal{H}_{\text{рв}} + 4\mathcal{H}_{\text{кв}}}, \quad (3.9)$$

де $\mathcal{H}_{\text{рв}}$ – жорсткість ресорного вузла, кН/мм;

$\mathcal{H}_{\text{кв}}$ – жорсткість кінцевого вузла, кН/мм.

Жорсткість пружних елементів ресорного вузла

$$\mathcal{H}_{\text{рв}} = \frac{1}{\frac{1}{\mathcal{H}_{\text{р}}} + \frac{1}{2\mathcal{H}_{\text{га}}} + \frac{1}{2\mathcal{H}_{\text{пр}}}}, \quad (3.10)$$

де $\mathcal{H}_{\text{р}}$, $\mathcal{H}_{\text{га}}$, $\mathcal{H}_{\text{пр}}$ – відповідно жорсткості ресори, гумового амортизатора й пружини, кН/мм.

Жорсткість кінцевого вузла

$$\mathcal{H}_{\text{кв}} = \frac{\mathcal{H}_{\text{пр}}\mathcal{H}_{\text{га}}}{\mathcal{H}_{\text{пр}} + 4\mathcal{H}_{\text{га}}}. \quad (3.11)$$

Загальна жорсткість індивідуального пружного підвішування з урахуванням жорсткості буксових повідків

$$\mathcal{H}_{\text{в}} = 12 \frac{\mathcal{H}_{\text{пр}}\mathcal{H}_{\text{га}}}{\mathcal{H}_{\text{пр}} + \mathcal{H}_{\text{га}} + \Sigma\mathcal{H}_{\text{пв}}}. \quad (3.12)$$

Жорсткість двох буксових повідків можна прийняти рівною $\mathcal{H}_{\text{пв}} = 0,3$ кН/м

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
						45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

[32]. Жорсткість пружного підвішування візка, віднесена до колеса, визначається як

$$j_{\kappa} = \frac{j_B}{\kappa}, \quad (3.13)$$

де κ – кількість осей у візку.

Статичний прогин пружного підвішування показує величину осадження пружних елементів під дією статичного навантаження

$$f_{\text{ст}} = \frac{P_{\text{ст}}}{j_B}. \quad (3.14)$$

Статичне навантаження на візок приблизно визначиться виходячи з навантаження на вісь

$$P_{\text{ст}} = 2P. \quad (3.15)$$

де $2P$ – навантаження на вісь, кН.

Розрахуємо параметри пружного підвішування згідно вихідних даних для схеми, що наведена на рис. 3.2.

У якості пружних демпфуючих елементів пружного підвішування, схема якого наведена на рис. 3.2 застосовано лише гідрофедери, тому після перетворення формули (3.12), отримаємо

$$j_B = 12 \frac{j_{\text{Гф}}}{j_{\text{Гф}} + \sum j_{\text{ПВ}}}, \quad (3.16)$$

де $j_{\text{Гф}}$ – жорсткість одного гідрофедера, кН/мм.

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

Рисунок 3.2 – Схема індивідуального пружного підвищення з гідрофедерами

Жорсткісні характеристики гідрофедера прийняті відповідно за даними, що представлені фірмою-виробником, рис. 2.8 [30]. Відповідно до цих даних

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

жорсткість у вертикальному напрямку відрізняється від вертикальної жорсткості існуючого підвішування. Крім цього, в рамках даної роботи не розглядаються питання проектування гідрофедсров, тому в подальших розрахунках жорсткісні та демпфуючи властивості гідрофедера приймаються на базі загальноприйнятих положень. Демпфуючи властивості елементів першого ступеня підвішування задаються за допомогою «параметра демпфування», що визначає тангенс кута нахилу лінійної функції в координатах «швидкість переміщення штока - сила опору демпфера». При цьому демпфер встановлюється паралельно пружному елементу буксової ступені підвішування.

Таким чином для $P_{ст} = 42101 \text{ Н}$ з рис. 2.8 жорсткість $ж_{гф} = 1,22 \text{ кН/мм}$. Тоді жорсткість пружного підвішування візка

$$ж_в = 12 \cdot \frac{1,22}{1,22 + 6 \cdot 0,3} = 4,85 \text{ кН/мм}.$$

Статичне навантаження на візок

$$P_{ст} = 245 \cdot 3 = 735 \text{ кН}.$$

Статичний прогин пружного підвішування

$$f_{ст} = \frac{735}{4,85} = 151,5 \text{ мм}.$$

3.2 Розрахунок частоти та демпфування коливань підресорної маси та критичної швидкості руху тепловоза

Коливання підресорних мас, яке викликане впливом випадкової нерівності колії і залежить від жорсткості системи і величини підресорної маси, називається вільними (власними) коливаннями системи. Вони показують кількість повних періодів коливань в одиницю часу.

Надресорна будова має два ступеня вільності та частоту вільних коливань,

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

що може бути визначена за наступною формулою:

$$\omega = \sqrt{\frac{1}{2} \left(\frac{ж_I + ж_{II}}{M_I} + \frac{ж_{II}}{M_{II}} \right)} \mp \sqrt{\frac{1}{4} \left(\frac{ж_I + ж_{II}}{M_I} + \frac{ж_{II}}{M_{II}} \right)^2 - \frac{ж_I \cdot ж_{II}}{M_I \cdot M_{II}}}, \quad (3.17)$$

де $ж_I$ – жорсткість підвішування першого ступеня (буксового), Н/м;

M_I – підресорена маса візків, кг;

$ж_{II}$ – жорсткість підвішування другого ступеня (кузовною), Н/м;

M_{II} – підресорена маса кузова кг.

Жорсткість підвішування першої ступені дорівнює жорсткості підвішування двох візків

$$ж_I = 2ж_B = 2 \cdot 4,85 \cdot 10^6 = 9,7 \cdot 10^6 \text{ Н/м.} \quad (3.18)$$

Жорсткість другого ступеня підвішування усього тепловоза, оскільки усі елементи з'єднані паралельно, буде

$$ж_{II} = 8ж_{Гма}, \quad (3.19)$$

де $ж_{Гма}$ – жорсткість гумометалевої опори. Згідно завдання $ж_{Гма} = 15 \cdot 10^6$ Н/м.

$$ж_{II} = 8 \cdot 15 \cdot 10^6 = 120 \cdot 10^6 \text{ Н/м.}$$

Підресорена вага візків тепловоза становить $221,7 \cdot 10^3$ Н, відповідно, підресорена маса $M_I = 22600$ кг.

Підресорена вага кузова тепловоза становить $833 \cdot 10^3$ Н, відповідно, підресорена маса $M_{II} = 85000$ кг.

Тоді частота синфазного (першого головного) коливання

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\omega_B = \sqrt{\frac{1}{2} \left(\frac{9,7 \cdot 10^6 + 120 \cdot 10^6}{22600} \mp \frac{120 \cdot 10^6}{85000} \right) - \sqrt{\frac{1}{4} \left(\frac{9,98 \cdot 10^6 + 120 \cdot 10^6}{22600} + \frac{120 \cdot 10^6}{85000} \right)^2 - \frac{9,7 \cdot 10^6}{22600} \cdot \frac{120 \cdot 10^6}{85000}}}$$

У результаті розв'язування отримаємо $\omega'_B = 8,95 \text{ с}^{-1}$ та $\omega''_B = 16,4 \text{ с}^{-1}$.

Менше з них є частотою першого головного коливання (візок і кузов коливаються синфазно). Вища частота відповідає другому головному коливанню (кузов і візок рухаються назустріч один одному).

Демпфування у пружному підвішуванні прийнято вважати задовільним, якщо робота тертя, що створюється демпферами, складає 3–7% від роботи пружних сил підвішування в цілому. Ця величина називається коефіцієнтом відносного тертя.

Робота пружних сил підвішування

$$A_y = 4 f_{CT} \kappa_B z_1, \quad (3.20)$$

де $z_1 = 20$ мм – величина відхилення рами візка при коливаннях (динамічний прогин) [32].

$$A_y = 4 \cdot 151,5 \cdot 4,85 \cdot 20 = 58\,782 \text{ кН} \cdot \text{мм}.$$

Робота сил в'язкого тертя гідрофедерів візка

$$W_{ГФ} = \pi \cdot c_B \cdot \omega_B \cdot z_1^2, \quad (3.21)$$

де c_B – сумарний коефіцієнт опору гідрофедерів візка, кН·с/мм.

$$c_B = \lambda \cdot c_{кр}, \quad (3.22)$$

де λ – коефіцієнт відносного демпфування. Прийmemo $\lambda = 0,29$ [32];

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$c_{кр}$ – критичний коефіцієнт опору, при якому коливання практично відсутні.

$$c_{кр} = \sqrt{\eta c_B \cdot k_{\Pi}}, \quad (3.23)$$

де $k_{\Pi} = 0,08$ – приведений коефіцієнт в'язкого тертя [32].

$$c_{кр} = \sqrt{4,85 \cdot 0,08} = 0,62;$$

$$c_B = 0,29 \cdot 0,62 = 0,1798 \text{ кН} \cdot \text{с/мм};$$

$$W'_{гф} = 3,14 \cdot 0,1798 \cdot 8,95 \cdot 20^2 = 2021 \text{ кН} \cdot \text{мм};$$

$$W_{r1} = 3,14 \cdot 0,1798 \cdot 16,4 \cdot 20^2 = 3704 \text{ кН} \cdot \text{мм}.$$

Тоді коефіцієнти відносного тертя

$$k'_{BT} = \frac{2021}{58782} = 0,034;$$

$$k''_{BT} = \frac{3704}{58782} = 0,063.$$

Можна рахувати, що демпфування у пружному підвішуванні тепловоза є задовільним, так як робота сил тертя становить 3,4% при синфазних коливаннях і 6,3% при протифазних коливаннях від роботи пружних сил підвішування.

Пружне підвішування являє собою складну коливальну систему, на яку періодично впливають збурення зі сторони колії, породжуючи так звані вимушені коливання. Частота вимушених коливань визначається за формулою:

$$\omega_B = \frac{2\pi v}{L}, \quad (3.24)$$

де v – швидкість руху тепловозу, м/с;

L – довжина рейкових ланок, м.

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
						51
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Явище резонансу може наступити при рівності частот власних і вимушених коливань. Швидкість руху, при якій настає це небезпечне явище, що іноді приводить до сходу з рейок, називається критичною та визначається за формулою:

$$v_{кр} = \frac{\omega_B}{2\pi} L = \frac{5L}{\sqrt{f_{ст}}} . \quad (3.25)$$

Для довжини рейкових ланок $L = 12,5$ м

$$v'_{кр} = \frac{8,95}{2 \cdot 3,14} \cdot 12,5 = 17,8 \text{ м/с} = 64,1 \text{ км/год};$$

$$v''_{кр} = \frac{16,4}{2 \cdot 3,14} \cdot 12,5 = 32,6 \text{ м/с} = 117,4 \text{ км/год}.$$

Для довжини рейкових ланок $L = 25$ м

$$v'_{кр} = \frac{8,95}{2 \cdot 3,14} \cdot 25 = 35,6 \text{ м/с} = 128 \text{ км/год};$$

$$v''_{кр} = \frac{16,4}{2 \cdot 3,14} \cdot 25 = 65,3 \text{ м/с} = 235 \text{ км/год}.$$

Критична швидкість виявилась вище, ніж задана конструкційна окрім синфазних коливань для рейок довжиною 12,5 м.

Висновки до розділу. Основною пружною характеристикою пружного підвішування є жорсткість, яка показує величину навантаження в кілоньютонах, що викликає статичний прогин в одиницю довжини. Тому для прийнятої схеми індивідуального пружного підвішування з гідрофедерами розраховано жорсткість пружного підвішування візка, а виходячи зі статичного навантаження на візок, статичний прогин пружного підвішування.

Визначено коливання підресорних мас, яке викликане впливом випадкової нерівності колії. У результаті розв'язування отримано частоти власних коливань

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

системи $\omega'_B = 8,95 \text{ с}^{-1}$ та $\omega''_B = 16,4 \text{ с}^{-1}$. Менше з них є частотою першого головного коливання (візок і кузов коливаються синфазно). Вища частота відповідає другому головному коливанню (кузов і візок рухаються назустріч один одному). Також, за коефіцієнтом відносного тертя встановлено, що демпфування у пружному підвішуванні тепловоза є задовільним, так як робота сил тертя становить 3,4% при синфазних коливаннях і 6,3% при протифазних коливаннях від роботи пружних сил підвішування.

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
						53
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4 ДИНАМІЧНІ ЯКОСТІ ЛОКОМОТИВА З ПРУЖНИМ ПІДВІШУВАННЯМ НА ОСНОВІ ГІДРОФЕДЕРІВ

4.1 Основні положення та критерії оцінки взаємодії екіпажа та колії

Оцінка поведінки модернізованих або новостворених конструкцій екіпажу рухомого складу вирішуються на основі методів динаміки. Вирішення цих питань включає в себе ряд етапів, основними з яких є:

- створення розрахункової схеми, що відображає основні динамічні властивості системи;
- вибір обурюючого впливу, який надає вирішальний вплив на поведінку системи в умовах поставленої задачі;
- створення математичної моделі процесів, що виникають при русі;
- вивчення властивостей вихідної системи по її математичної моделі і практичне використання результатів.

В динаміці залізничних екіпажів, у рамках поставленої задачі, розглядається динамічна система – екіпажна частина з індивідуальним пружним підвішуванням на основі гідрофедерів.

Під динамічною системою розуміється сукупність матеріальних точок, твердих та пружних тіл, що взаємодіють один з одним і зовнішнім середовищем. Обмеження, що накладаються на переміщення або швидкості елементів системи, що реалізуються за рахунок властивостей тертя, пружності, незмінності лінійних розмірів і інших обмежень, називаються зв'язками. Зв'язки можуть здійснюватися спрямовуючими пристроями (рейкова колія), шарнірними елементами, пружними та дисипативними елементами (пружини, ресори, гумові елементи, гасителі коливань) .

Динамічна модель повинна відображати основні властивості системи таким чином, щоб з її допомогою можна було з необхідною точністю оцінити динамічні якості реального об'єкта [12].

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

Стан динамічної системи описується рівняннями рівноваги сил і моментів, що діють на її елементи, в кожен момент часу. Для опису руху динамічної системи використовують диференціальні рівняння.

Обурюючі фактори, що діють на динамічну систему, для вирішення задачі моделювання повинні бути визначені кількісними характеристиками.

У процесі руху екіпажу по рейковому шляху виникають вільні та вимушені коливання [4]. Необхідність вивчення вільних коливань виникає при перехідних (невстановлених) режимах руху. Наприклад, прохід одиночній нерівності колії, вхід в криву, удар на стику рейки, зіткнення екіпажів та ін. Дисипативні характеристики рухомого складу такі, що вільні коливання швидко затухають. Тому при визначенні показників динамічних якостей розглядають в основному сталий режим вимушених коливань [12].

Збурення, що викликають вимушені коливання, можна розділити на три види: кінематичні, силові та параметричні. Стосовно до умов роботи тягового рухомого складу в якості кінематичних збурень виступають геометричні нерівності колії в профілі і плані, нерівності на поверхні кочення колеса; в якості силових – тяговий момент, періодичні сили від дисбалансу. Параметричні збурення обумовлені змінами будь-якого параметра системи. Параметри цих збурень використовуються при вирішенні завдань динаміки рухомого складу.

Динамічні якості екіпажу характеризуються запасом стійкості, плавністю ходу і рентабельністю. Запас стійкості, що відноситься до системи «екіпаж – колія», визначається головним чином як запас стійкості від сходу з рейок [12].

Плавність ходу визначає комфорт руху та ступінь стомлюваності локомотивної бригади, що важливо при порівнянні з іншими конструкційними рішеннями рухомого складу.

Рентабельність рухомого складу вимірюється за допомогою експлуатаційних витрат по поточному утриманню та ремонту. На ці витрати впливають експлуатаційна швидкість та сили взаємодії колеса і рейки. Зазначені фактори викликають знос деталей екіпажу, а також погіршення конструкції колії.

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

Для оцінки екіпажу як динамічної системи використовують показники динамічних якостей механічної частини. На вітчизняних залізницях прийняті наступні показники [4]:

- максимальні прискорення кузова. Використовують для оцінки віброзахисних властивостей механічної частини;
- максимальні переміщення, зокрема кінців кузова. Визначаються габаритами, обмеженнями і умовами роботи автозчеплення;
- коефіцієнти вертикальної та горизонтальної динаміки. Визначаються як відносини динамічної та статичної складових прогинів пружних комплектів або діючих сил;
- плавність ходу, що оцінюють за умовами впливу вібрації на організм людини;
- запас стійкості від сходу колеса з рейки, що оцінюються за допомогою відносини бокової сили до вертикального навантаження і умовам вповзання гребеня колеса на головку рейки.

При проходженні кривих ділянок колії обмежують величину бічних і спрямовуючих сил, що впливають на стійкість рейкової колії та міцність гребеня колеса.

Як видно з наведеного переліку показників динаміки, в них входять переміщення, швидкості та прискорення рухомих частин, а також сили у зв'язках і точках контакту. Таким чином, метою моделювання динамічної поведінки екіпажної частини є визначення допустимих умов взаємодії екіпажа та колії, пошук рішень, що забезпечують безпечну та рентабельну експлуатацію рухомого складу [4].

4.2 Види збурень, що діють на екіпаж

Найбільше значення для динаміки необресорених мас мають короткі нерівності, радіус кривизни яких дорівнює або менше радіуса колеса. Для сучасних екіпажів довжина цих нерівностей може бути не більше 3 м. Однак, якщо довгі

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
						56
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

нерівності в окремих своїх місцях містять різкі злами кутів, вони також можуть з'явитися джерелами значних сил взаємодії необресорених мас екіпажу та колії. Основними видами коротких нерівностей є: на поверхні кочення колеса – повзун, нерівномірний прокат, а також ексцентричність колеса та дисбаланс колісної пари; для рейкової колії – ступінчасті нерівності, нерівномірний знос рейок, місцеве «пробоксовання» від коліс локомотивів. В динаміці необресорених мас найбільше значення мають зони стиків. Геометричні нерівності в цих зонах мають складну форму, що включає сходинки та злами кутів.

При розв'язанні поставленої задачі вважатиме, що збурення з боку поверхні кочення колеса відсутні та розглядатиме лише нерівності рейкової колії.

Для опису ізольованих нерівностей геометрії колії вводяться сім основних характерних кривих наступного типу:

- пік;
- горб;
- округлений стрибок;
- плато;
- корито;
- синусоїда;
- згасаюча косинусоїда.

В таблиці 4.1 наведені форми вказаних вище кривих і функції, за допомогою яких можна описати ці криві. Аналітичні формули основних характеристичних кривих залежать від двох параметрів: амплітуди A і параметра k пов'язаного з довжиною нерівності [12].

Нерівність колії – це зовнішня протидія даної системи. На вході моделі протидія подається зі зміщенням – запізнюванням τ і визначаються геометричними розмірами тепловоза та швидкістю руху.

Вибір виду збурюючої дії від колії залежить від постановки і точності задачі, що пред'являється до математичної моделі.

В роботі розрахунки математичної моделі виконуються із збурюючою силою у вигляді синусоїди, тому що вона симулює рівномірно розподілені нерівності на всій ділянці колії.

Таблиця 4.1 – Основні типи збурюючих сил що діють на рухомий склад з боку колії

Назва збурюючої сили	Форма кривої	Формула, що задає криву
Пік		$n = Ae^{-k x }$
Горб		$n = Ae^{1/2(kx)^2}$
Закруглений стрибок		$n = \frac{A k x}{(1 + 4 k^2 x^2)^{1/2}}$
Плато		$n = \left(\frac{A^2}{(kx)^8} \right)^{1/2}$
Корито		$n = Ak \left[(1/k)^2 - x^2 \right]^{1/2}$
Синусоїда		$n = A \sin \pi k x$
Затухаюча синусоїда		$n = Ae^{-kx} \cos \pi k x$

Оскільки нерівність колії представляється у вигляді синусоїди, то збурююча сила, яка передається через колісні пари на кузов локомотива, різна від кожної колісної пари в кожен момент часу. Сили, що передаються на кузов шестивісного локомотива від колісних пар розраховуються за формулами (4.1–4.6). Для вищевказаної кінематичної розрахункової схеми збурюючі сили $\eta_i(t)$, що передаються від колії на кузов локомотива через кожну колісну пару, мають вигляд синусоїди:

– для першої колісної пари:

$$\eta_1(t) = n_0 \cdot \sin(\omega \cdot t), \quad (4.1)$$

де n_0 – амплітуда нерівності, м;

ω – частота нерівності колії (частота збурень), с^{-1} ;

t – час, с.

– для другої колісної пари:

$$\eta_2(t) = n_1 \left(t - \frac{2 \cdot a_B}{V} \right); \quad (4.2)$$

де n_1 – величина амплітуди нерівності під другою колісною парою, мм;

a_B – база візка, м;

V – швидкість руху, м/с.

– для третьої колісної пари:

$$\eta_3(t) = n_1 \left(t - \frac{4 \cdot a_B}{V} \right); \quad (4.3)$$

– для четвертої колісної пари:

$$\eta_4(t) = n_1 \left(t - \frac{2 \cdot a_{\text{Л}}}{V} \right), \quad (4.4)$$

де $a_{\text{Л}}$ – база секції локомотива, м.

– для п'ятої колісної пари:

$$\eta_5(t) = n_1 \left(t - \frac{2 \cdot a_{\text{Л}} + 2 \cdot a_B}{V} \right); \quad (4.5)$$

– для шостої колісної пари:

$$\eta_6(t) = n_1 \left(t - \frac{2 \cdot a_{\text{Л}} + 4 \cdot a_B}{V} \right). \quad (4.6)$$

Частота нерівності колії визначається за формулою:

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
						59
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot \frac{V}{l}, \quad (4.7)$$

де l – довжина рейкової нитки; $l=25$ м.

4.3 Дослідження коливань екіпажа як двомасової системи

Розглянемо спрощену модель вертикальних коливань екіпажу з двоступеневим пружним підвішування, де у першому ступені застосовані гідрофедери. Кочення коліс по рейках вважаємо безвідривним, колію – жорсткою, а збурення детермінованими гармонійними. Дві маси пов'язані пружними і дисипативними зв'язками (рис. 4.1).

Модель використовується для попередніх досліджень впливу основних параметрів пружного підвішування на вертикальні коливання. Для такої моделі визначимо власні частоти та коефіцієнт динаміки.

Стан механічної системи в будь-який момент часу визначається координатами, швидкостями та прискореннями. Для складання рівнянь динаміки такої системи використовується принцип Д'аламбера-Лагранжа. Для цього у напрямку кожної з можливих координат необхідно записати рівняння рівноваги. У рівняння поступального руху включають сили інерції, проекції зовнішніх сил та реакцій зав'язків. У рівняння обертального руху – моменти сил інерції і моменти зовнішніх сил і реакцій зв'язку [12].

Рисунок 4.1 – Розрахункова схема двомасової моделі екіпажа:

m_1 – обресорена маса візка; m_2 – маса кузова, приведена до одного візка; c_1, b_1 – жорсткість і демпфування в першому ступені підвішування; c_2, b_2 – жорсткість і демпфування в другому ступені підвішування; η – збурення з боку колії; z_1, z_2 – узагальнені координати переміщення візка та екіпажа відповідно

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

Для складання рівнянь коливань застосовуються методи аналітичної механіки в узагальнених координатах та узагальнених силах. Положення механічної системи при цьому визначається набором k незалежних параметрів різної фізичної та кінематичної природи, до яких відносяться декартові координати точок; відстані, відлічувані по траєкторії; кути повороту і т.п. Число k називають числом ступенів свободи, а самі параметри – узагальненими координатами q . В аналітичній механіці кожній узагальненій координаті q відповідає сила Q , що визначається з рівності можливих елементарних робіт або потужностей.

На основі варіаційного принципу робота зовнішніх, внутрішніх і інерційних сил, які діють на тіло, що рухається при варіації координат його траєкторії, повинна дорівнювати нулю [4].

Розглядаючи малі коливання екіпажу поблизу рівноважного положення, застосовується рівняння Лагранжа другого роду у вигляді

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_n} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_n} + \frac{\partial F}{\partial \dot{q}_n} = Q_n, \quad (4.8)$$

де L – функція Лагранжа;

F – дисипативна функція;

Q_n – узагальнені зовнішні сили, що діють на n -е тіло;

q_n – узагальнені координати n -го тіла;

\dot{q}_n – узагальнені швидкості n -го тіла.

Функція Лагранжа, що складається з кінетичної та потенційної енергії, має вигляд

$$L = \frac{1}{2} \sum_n \left(m_n \cdot \dot{q}_n^2 + J_n \cdot \dot{\psi}_n^2 + C_n \cdot q_n^2 \right), \quad (4.9)$$

де m_n – маса n -го тіла;

J_n – момент інерції n -го тіла навколо відповідної осі;

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
						61
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

C_n – жорсткі зв'язки n -го тіла.

Дисипативна функція має вигляд

$$F = \frac{1}{2} \sum_n (B_n \cdot \dot{q}_n^2), \quad (4.10)$$

де B_n – демпфування n -го тіла.

Для лінійних зв'язків, отримані диференціальні рівняння, можливо представити у матричному вигляді

$$M\ddot{q} + B\dot{q} + Cq = Q, \quad (4.11)$$

де M – інерційна матриця;

B – дисипативна матриця;

C – матриця жорсткостей;

Q – вектор зовнішніх сил.

Виходячи з вище наведеного, рух двомасової системи, схема якої наведена на рис. 4.1, описується наступними диференціальними рівняннями

$$\begin{aligned} m_1 \cdot \ddot{z}_1 + b_1 \cdot \dot{z}_1 + b_2 \cdot (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + c_1 \cdot z_1 + c_2 \cdot (z_1 - z_2) &= b_1 \cdot \dot{\eta} + c_1 \cdot \eta; \\ m_2 \cdot \ddot{z}_2 + b_2 \cdot (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + c_2 \cdot (z_2 - z_1) &= 0. \end{aligned} \quad (4.12)$$

Розв'язок системи диференціальних рівнянь виконуємо у системі Mathcad методом Рунге-Кутти. Mathcad – система комп'ютерної алгебри з класу систем автоматизованого проектування, орієнтована на підготовку інтерактивних документів з обчисленнями і візуальним супроводженням [33, 34].

Метод Рунге-Кутти є одним із методів чисельних алгоритмів рішення звичайних диференціальних рівнянь і їх систем. Формально метод є модифікованим і виправленим методом Ейлера.

Розв'язком диференціального рівняння є функція, яка є n раз диференційованою і після підстановки якої у рівняння отримаємо тотожність.

Порядком диференційного рівняння називається порядок найвищої похідної, яка входить у рівняння. Рівняння (4.12) є рівнянням другого порядку. На практиці здебільшого окремий розв'язок конкретного диференціального рівняння знаходять із загального розв'язку, виходячи з деяких умов, яким має задовольняти шуканий окремий розв'язок. Умови, яким має задовольняти окремий розв'язок даного диференціального рівняння, називають початковими умовами. Для даного диференційного рівняння початковими умовами є початкове положення кожної з степенів свободи в початковий момент часу. Вони рівні нулю для кожного степеня свободи. Початкові умови відіграють роль збурюючої сили. Але оскільки початкові умови рівні нулю, то збурюючою силою коливань є нерівність профілю колії. Якщо ж підставити в початкові умови певні значення, то можна отримати додаткові фактори, які спричиняють коливання.

Замінімо узагальнені змінні системи (математичні змінні) змінними Mathcad (так звані машинні або комп'ютерні змінні). Враховуючі, що індекси в Mathcad змінюються від нульового значення, отримаємо

$$x_0 = z_1; \quad x_1 = \dot{z}_1; \quad x_2 = z_2; \quad x_3 = \dot{z}_2. \quad (4.13)$$

Зробимо заміну змінних і представимо систему рівнянь (4.12) в формі Коші. Для використання вбудованої функції розв'язання системи диференціальних рівнянь праві частини рівнянь у формі Коші запишемо в символну функцію – $D(t, x)$, а права частина – вектор, що має розмірності системи, що розв'язується додаток А.

Рішення задачі про змушені коливання проведемо при нульових початкових умовах (вектор x) при гармонійному збуренні. Кінематичне збурення з боку колії задано функцією $\eta(t)$, а її похідна позначена $d\eta(t)$.

Для задачі обраний інтервал інтегрування $t = 0-4$, та позначені як змінні (t_0, t_1) . Кількість точок на інтервалі $N = 200$, при цьому крок інтегрування

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

$$h = 0,02.$$

Метод Рунге-Кутта стійкий для вирішення багатьох завдань динаміки і зазвичай вирішення багатьох проблем починають з нього. У завданнях динаміки крок інтегрування обирається, виходячи з найбільшої парціальної частоти в системі. Для контролю точності рішення зменшують крок інтегрування та порівнюють отримані результати.

Рішення проведено при нульових початкових умовах. Для вирішення використаний адаптивний метод – функція Rkadapt (додаток А). Для гладких функцій цей метод вимагає менше часу для отримання рішення у порівнянні з методом Рунге-Кутта з фіксованим кроком.

Рішення формується у вигляді матриці R , що містить у стовпчиках: незалежну змінну (час), далі – вибрані узагальнені змінні.

Для виведення результатів введені нові змінні (вектори T , $Z1$, $V1$, $Z2$, $V2$), яким присвоєно значення стовпців матриці результатів рішення. Результати представлені в графічному вигляді:

- переміщення в залежності від часу рис. 4.2;
- швидкості в залежності від часу рис. 4.3;
- фазових діаграм рис. 4.4, що являють залежність швидкості маси від її лінійного переміщення.

Отримане рішення показує, що після перехідного процесу встановлюються коливання постійної амплітуди з частотою збурення. Аналіз рішення показує, що амплітуда коливань залежить від частоти збурення, отже, від швидкості руху, а частоти коливань не перевищують розрахованих у попередньому розділі.

Рисунок 4.2 – Графіки залежностей переміщень мас від часу

Рисунок 4.3 – Графіки залежностей швидкостей переміщення мас від часу

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64

Рисунок 4.4 – Фазові діаграми залежностей швидкостей від переміщення мас

4.4 Дослідження коливань екіпажу з осьовою формулою 3_0-3_0 у поздовжньої вертикальній площині

У більшості конструкцій екіпажної частини сучасних локомотивів і вагонів закладені технічні рішення, що створюють малий вплив вертикальних коливань на коливання в горизонтальній площині [4].

При вирішенні ряду задач аналізу динаміки основних частин рухомого складу поділяють коливання у вертикальній поперечній площині (бічні хитання) і коливання у вертикальній поздовжній площині (підстрибування і галопування).

Для вивчення коливань секції тепловоза у вертикальній поздовжній площині при проходженні нерівностей колії розглянемо розрахункову схему коливань у вертикальній поздовжній площині секції тепловоза, який має осьову формулу 3_0-3_0 (рис. 4.5).

Дана схема має шість ступенів вільності: підстрибування кузова та двох візків, галопування кузова та двох візків. Кожна ступінь вільності описується диференціальним рівнянням. Збурюючим фактором коливань візків та кузова є нерівності колії, які передаються на локомотива через колісні пари.

Основними параметрами даної розрахункової схеми коливань є: маса кузова та візків, моменти інерції кузова та візків, жорсткість першої та другої ступені пружного підвішування, демпфування першої та другої ступені пружного підвішування, база локомотива та база візка. Жорсткість та демпфування першої та другої ступенів пружного підвішування – це сума жорсткості та демпфування всіх пружних та дисипативних елементів першого та другого ступеня відповідно.

Для дослідження коливань у вертикальній поздовжній площині складемо систему з шести диференціальних рівнянь другого порядку, що описує коливання у вертикальній поздовжній площині. Система диференціальних рівнянь складається із

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

двох рівнянь для кузова локомотива, що описують вертикальні та кутові коливання та двох рівнянь для кожного візка, що також описують вертикальні та кутові коливання, але рівняння коливань візків в правій частині ще містять вирази, що описують збурення із боку колії. Математична модель коливань локомотива з осовою формулою 3_0-3_0 у вертикальній площині має вигляд:

$$\left\{ \begin{array}{l} m_K \cdot \ddot{z}_K + b_K \cdot (2 \cdot \dot{z}_K - \dot{z}_1 - \dot{z}_2) + c_K \cdot (2 \cdot z_K - z_1 - z_2) = 0; \\ J_K \cdot \ddot{\phi}_K + a_K \cdot b_K \cdot (2 \cdot a_K \cdot \dot{\phi}_K - \dot{z}_1 + \dot{z}_2) + a_K \cdot c_K \cdot (2 \cdot a_K \cdot \phi_K - z_1 + z_2) = 0; \\ m_T \cdot \ddot{z}_1 - b_K \cdot (\dot{z}_K - \dot{z}_1 + a_K \cdot \dot{\phi}_K) - c_K \cdot (z_K - z_1 + a_K \cdot \phi_K) + 2 \cdot b_T \cdot \dot{z}_1 + 2 \cdot c_T \cdot z_1 = \\ = b_T \cdot (\dot{\eta}_1 + \dot{\eta}_2 + \dot{\eta}_3) + c_T \cdot (\eta_1 + \eta_2 + \eta_3); \\ J_T \cdot \ddot{\phi}_1 + 2 \cdot b_T \cdot 2 \cdot a_T^2 \cdot \dot{\phi}_1 + 2 \cdot c_T^2 \cdot \phi_1 = a_T \cdot [b_T \cdot (\dot{\eta}_1 - \dot{\eta}_2 - \dot{\eta}_3) + c_T \cdot (\eta_1 - \eta_2 - \eta_3)]; \\ m_T \cdot \ddot{z}_2 - b_K \cdot (\dot{z}_K - \dot{z}_2 + a_K \cdot \dot{\phi}_K) - c_K \cdot (z_K - z_2 + a_K \cdot \phi_K) + 2 \cdot b_T \cdot \dot{z}_2 + 2 \cdot c_T \cdot z_2 = \\ = b_T \cdot (\dot{\eta}_4 + \dot{\eta}_5 + \dot{\eta}_6) + c_T \cdot (\eta_4 + \eta_5 + \eta_6); \\ J_T \cdot \ddot{\phi}_2 + 2 \cdot b_T \cdot 2 \cdot a_T^2 \cdot \dot{\phi}_2 + 2 \cdot c_T^2 \cdot \phi_2 = a_T \cdot [b_T \cdot (\dot{\eta}_4 - \dot{\eta}_5 - \dot{\eta}_6) + c_T \cdot (\eta_4 - \eta_5 - \eta_6)]. \end{array} \right. \quad (4.14)$$

Для вирішення системи диференціальних рівнянь використовуємо адаптивний метод з автоматичним вибором кроку, що має велику швидкість в порівнянні з класичним методом Рунге-Кутта. Для розв'язання системи рівнянь використовуємо пакет символьних перетворень Mathcad. Результати проміжних обчислень наведено у додатку Б, а графіки залежностей основних динамічних характеристик на рис. 4.6–4.9.

За результатами побудов встановлено, що частоти синфазних та протифазних коливань не перевищують допустимих значень.

Рисунок 4.5 – Кінематична схема коливань локомотива у вертикальній площині:

m_K, m_T – маса кузова та візка відповідно; J_K, J_T – моменти інерції кузова та візка відповідно; a_K, a_T – половина бази кузова та візка відповідно; c_T, b_T – жорсткість та демпфування першої ступені ресорного підвішування; c_K, b_K – жорсткість та демпфування другої ступені ресорного підвішування; $z_i, \dot{z}_i, \ddot{z}_i, \varphi_i, \dot{\varphi}_i, \ddot{\varphi}_i$ – узагальнені координати вертикальних і кутових переміщень та їх похідні по часу; $\eta_j(t)$ – збурення зі сторони колії j -ї колісної пари

Рисунок 4.6 – Зміна вертикальних переміщень кузова і візків (підстрибування) у часі

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
						68
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Рисунок 4.7 – Зміна швидкості вертикальних переміщень кузова і візків (підстрибування) у часі

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
						69
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Рисунок 4.8 – Зміна кутових переміщень кузова і візків (галопування) у часі

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
						70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Рисунок 4.8 – Зміна швидкості кутових переміщень кузова і візків (галопування) у часі

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
						71
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Висновки до розділу. Оцінка поведінки модернізованих або новостворених конструкцій екіпажу рухомого складу вирішуються на основі методів динаміки. В динаміці залізничних екіпажів, у рамках поставленої задачі, досліджена динамічна система – екіпажна частина з індивідуальним пружним підвішуванням на основі гідрофедерів.

Стан динамічної системи описано рівняннями рівноваги сил і моментів, що діють на її елементи, в кожен момент часу. Для опису руху динамічної системи використано диференціальні рівняння. Досліджено екіпаж з гідрофедерами як двомасову систему та систему, що складається з кузова та двох візків.

Встановлено, що величина частоти синфазних та протифазних коливань не перевищує припустимих значень.

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
						72
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5 ДИНАМІЧНЕ ВПISУВАННЯ ТЕПЛОВОЗА

Під час руху локомотива в кривій на нього діють багато сил у вертикальній та горизонтальній площинах. У горизонтальній площині сили діють як упродовж осі локомотива, так і перпендикулярно до неї. Призначення динамічного вписування – аналіз горизонтальних поперечних сил і відповідних ним допустимих швидкостей руху локомотива, а також визначення критеріїв безпеки руху.

Основна задача динамічного вписування звичайно розглядається в двох постановках:

– пряма: локомотив певної серії рухається в кривій заданого радіуса з заданою швидкістю при заданій величині підвищення зовнішньої рейки. Визначити горизонтальні поперечні сили в контактi коліс з рейками;

– зворотна: локомотив певної серії рухається в кривій заданого радіуса з заданим підвищенням зовнішньої рейки при заданій величині горизонтальної поперечної сили в контактi набігаючого колеса з зовнішньою рейкою. Визначити допустиму швидкість руху.

Додатковими, але вирішальними, завданнями при цьому можуть бути: визначення критеріїв безпеки руху в кривій, або допустимої швидкості руху по якомусь критерію безпеки руху, або розв’язання інших питань взаємодії екіпажу та колії.

Засновниками теорії вписування в Росії був професор К. Ю. Циглинський, в Німеччині – К. Ф. Юбелакер, які на початку 1900-х років розробили методику динамічного вписування та запропонували критеріальну оцінку безпеки руху в кривих. Подальший розвиток теорія вписування отримала в роботах професорів К. П. Корольова, І. І. Ніколаєва, П. А. Слітікова [26].

В магістерській роботі вирішення задачі динамічного вписування передбачає визначення максимальної швидкості руху локомотива в кривій, при якій забезпечуються безпека руху і комфортабельність для обслуговуючого персоналу і пасажирів. Безпека руху оцінюється критеріями безпеки, які характеризують величин бічних зусиль на рейки і пружне віджимання рейок під дією цих зусиль [26].

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		73

Критерієм комфортельності є величина непогашеного прискорення α_H . Його величина не повинна перевищувати $0,7 \text{ м/с}^2$. Це – максимальне прискорення, при якому людина не відчуває страху при вході екіпажу в криву.

При динамічному вписуванні враховуються наступні сили:

- горизонтальні сили тертя бандажів, що становлять, об рейки $F_1 - F_6$;
- відцентрова сила локомотива C ;
- горизонтальна складова ваги локомотива, яка виникає від піднесення зовнішньої рейки в кривій C_1 ;
- бічні реакції з боку рейок від дії коліс, що упираються в них коліс (направляючі зусилля) $Y_1 - Y_6$;
- бічний тиск коліс на головки рейок $Y'_1 - Y'_6$, що є різницею між направляючими зусиллями і силами тертя бандажів об рейки;
- повертаючі сили і моменти за наявності в екіпажі повертаючих сил, а також моменти тертя в опорах.

Схема сил та моментів, що діють на тепловоз приведена на рис. 5.1, а на візок – рис. 5.2, 5.3.

Умови фізичної рівноваги візка, зображеного на рис. 5.1, можна описати системою двох лінійних рівнянь статички: рівнянням суми проекцій сил на якусь вісь та рівнянням суми моментів сил відносно довільної точки системи. Практика рішення задач подібного типу показала, що в якості осі проекції сил зручно приймати вісь, перпендикулярну до поздовжньої осі екіпажу, а в якості точки, відносно якої беруться моменти сил – точку Ω (центр повороту). Таким чином, система рівнянь рівноваги візка буде мати такий узагальнений вигляд:

$$\begin{cases} \sum Y = 0; \\ \sum M_{\Omega} = 0. \end{cases} \quad (5.1)$$

Якщо розгорнути ці узагальнені рівняння стосовно до схеми рис. 5.1 і при цьому припустити, що спрямовуючі зусилля можуть діяти як з боку зовнішньої, так і з боку внутрішньої рейки, то отримаємо таку систему

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		74

Рисунок 5.1 – Схема сил та моментів, що діє на екіпаж у кривій

					0032.160121.000.04MP.ПЗ	Арк.
						75
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Рисунок 5.2 – Схема сил та моментів, що діють на візок у «вільному» положенні

Рисунок 5.3 – Схема сил та моментів, що діють на візок у «хордовому» положенні

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
						77
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\begin{cases} -Y_1 + C - C_1 + Y_3 + 2F_1 \cos \alpha_1 - 2F_3 \cos \alpha_3 = 0; \\ Y_1 X_1 - C X_2 + C_1 X_2 + Y_3 X_3 - (M_B + M_{тр}) - 2F_1 r_1 - 2F_2 \sin \alpha_2 S - 2F_3 r_3 = 0, \end{cases} \quad (5.2)$$

- де Y_1, Y_3 – направляючі зусилля від рейок, що забезпечують поворот візка в кривій, кН;
- C – відцентрова сила від маси тепловоза, що припадає на один візок, кН;
- C_1 – горизонтальна сила, що виникає від підвищення зовнішньої рейки на величину h в кривій, кН;
- $(M_B + M_{тр})$ – сумарний момент від повертаючих сил і сил тертя при повороті візка навколо центрального шкворні, кН·м;
- F_1 – сили тертя в опорних точках коліс, направлені перпендикулярно променям r_3 , кН;
- S – половина відстані між колами кочення бандажів коліс;
 $S = 0,8$ м.

Для нанесення на схему центру повороту Ω припускаємо, що візок знаходиться в положенні найбільшого перекосу. Для цього положення полюсна відстань першої (що направляє) колісної пари визначиться за формулою:

$$X_1 = \frac{b}{2} + \frac{R}{b}(2\sigma + \Delta), \quad (5.3)$$

- де b – база візка; $b = 4,2$ м;
- R – мінімальний радіус кривої для заданої ділянки; $R = 556$ м;
- $2\sigma + \Delta$ – ширина колії зазорів, мм.

Мінімальне значення ширини колії зазору буде $2\sigma + \Delta = 0,007$ м, тоді

$$X_1 = \frac{4,2}{2} + \frac{556}{4,2} \cdot 0,007 = 3,1 \text{ м.}$$

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		78

За схемою, наведеною на рис. 5.1 знайдемо полюсні відстані другій та третій колісних пар:

$$X_2 = 0,93 \text{ м}, X_3 = 1,17 \text{ м}.$$

Середні значення сил тертя в опорних точках коліс вважаються рівними для всіх колісних пар тепловоза. Приблизно вони можуть бути визначені за формулою

$$2F_i = 2\Pi f_{\text{тр}}, \quad (5.4)$$

де 2Π – статичний тиск від колісної пари на рейки; $2\Pi = 230 \text{ кН}$;

$f_{\text{тр}}$ – коефіцієнт тертя між рейками і бандажами; $f_{\text{тр}} = 0,25$ [26];

$$2F_1 = 2F_2 = 2F_3 = 230 \cdot 10^3 \cdot 0,25 = 57,5 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

У тривісних візках сучасних тепловозів вільний розбіг середньої колісної пари досягає $\pm 14 \text{ мм}$, тому поперечна складова сили тертя від середньої колісної пари на раму візка не передається. При складанні рівняння рівноваги моментів враховується лише друга складова сили тертя, що діє уздовж рейок і дорівнює $2F_2 \sin \alpha_2$.

Відцентрова сила діє на візок

$$C = \frac{GV^2}{3,6^2 gR}. \quad (5.5)$$

Сила від піднесення зовнішньої рейки

$$C_1 = \frac{G \cdot h}{2S}, \quad (5.6)$$

де G – частина ваги тепловоза, що припадає на візок; $G = 850 \text{ кН}$;

h – підвищення зовнішньої рейки в кривій; $h = 0,1 \text{ м}$.

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		79

Значення $\cos \alpha_i, r_i$ визначаємо з тригонометричних співвідношень: $r_1 = 3,13$ м, $r_2 = 1,22$ м, $r_3 = 1,42$ м, $\cos \alpha_1 = 0,967$, $\sin \alpha_2 = 0,653$, $\cos \alpha_3 = 0,826$.

Найбільша допустима швидкість руху локомотива в кривій визначиться з умови комфортабельності по найбільшій величині непогашеного прискорення $\alpha_H = 0,7$ м/с²

$$V_{\text{доп}} = \sqrt{R(0,08h + 13\alpha_H)}, \quad (5.7)$$

$$V_{\text{доп}} = \sqrt{556 \cdot (0,08 \cdot 100 + 13 \cdot 0,7)} = 97,5 \text{ км/год.}$$

Припустивши, що $Y_3 = 0$ і позначивши $Ц = C - C_1$, рівняння (5.2) напишемо у вигляді

$$\begin{cases} -Y_1 + Ц - 43,125 = 0; \\ Y_1 \cdot 3,03 - Ц \cdot 0,93 - 287,34 = 0. \end{cases}$$

Результат вирішення рівнянь відносно Y_1 і $Ц$

$$Y_1 = 150,5 \text{ кН}, \quad Ц = 193,625 \text{ кН.}$$

Швидкість, відповідна силі $Ц = 193,625$ кН, – $V = 137,9$ км/год. Оскільки отримана швидкість переходу з положення найбільшого перекосу у вільну установку більше конструкційній і максимально допустимою по незгашеному прискоренню, то подальше дослідження положень візка у вільній установці та високих швидкостей не проводимо.

Для положення найбільшого перекосу, у разі, коли остання колісна пара візка притиснута до внутрішньої рейки, задаємося значеннями швидкостей і визначаємо направляючі зусилля і бічний тиск.

Бічний тиск визначаємо за формулою:

$$Y'_1 = Y_1 - F_1. \quad (5.8)$$

Результати розрахунків зводимо в табл. 5.1.

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
						80
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

За результатами розрахунків будуюмо динамічний паспорт тепловоза в горизонтальній площині рис. 5.4.

Таблиця 5.1 – Результати розрахунку динамічного паспорта тепловоза

V , км/год	Y_1 , кН	Y_3 , кН	Y_1' , кН
0	52,6	– 87,6	23,85
20	54,6	– 85,8	25,85
40	60,8	– 80,2	32,05
60	71,1	– 71	42,35
80	85,5	– 58,1	56,75
100	104,1	– 41,5	75,35

Графіки, наведені на рис. 5.4 є достатньо характеристичними з точки зору оцінки як безпосередніх силових факторів у контакті колеса з рейкою (Y_1, Y_1') так і необхідного у багатьох випадках визначення умов безпечного руху, індикаторами яких виступають так звані «критерій безпеки руху», а в нашому випадку величина максимальної швидкості обмежується величиною незгашеного прискорення. Аналізуючи результати розрахунків та побудови, необхідно відмітити, що максимально припустима швидкість руху тепловоза в кривій за обмеженням по найбільшій величині незгашеного прискорення $\alpha_H = 0,7 \text{ м/с}^2$ складає 97,5 км/год.

Висновки до розділу. Аналізуючи результати динамічного вписування, необхідно відмітити, що максимально припустима швидкість руху тепловоза в кривій за обмеженням по найбільшій величині незгашеного прискорення $\alpha_H = 0,7 \text{ м/с}^2$ складає 97,5 км/год.

Рисунок 5.2 – Динамічний паспорт тепловоза в горизонтальній площині

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
						82
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Аналіз надійності локомотивів показує, що найбільша кількість пошкоджень приходить на екіпажну частину. На вартість життєвого циклу тягового рухомого складу значно впливають пошкодження колісно-моторного блоку, безпосередньо пов'язані з конструкцією буксових зав'язків колісних пар з рамою візка.

Відмова механізмів демпфування коливань першого ступеня пружного підвішування призводить до збільшення амплітуд коливань галопування і підстрибування візка, що викликає значне наднормативне зростання навантажень та пошкоджуваності вузлів і деталей екіпажної частини. У зв'язку з цим, одним з основних вузлів, що впливає на надійність екіпажної частини та локомотива у цілому є пружне підвішування буксового вузла. Удосконалення його схеми, конструкції і параметрів може благотворно вплинути на безпеку руху, вартість життєвого циклу, коефіцієнт експлуатаційної готовності.

Аналіз виконаних досліджень по динаміці рухомого складу в цілому показує, що задовільні та стабільні ходові якості екіпажа можуть бути забезпечені шляхом вибору раціональних значень пружнодисипативних параметрів пружного підвішування.

Виконано порівняльний аналіз існуючих схем пружного підвішування магістральних вантажних тепловозів, а також конструкції, сфери застосування та характеристик пружних елементів, що застосовуються у пружному підвішуванні. Слід зазначити, що пружне підвішування локомотивів нового покоління відрізняється у застосуванні багатофункціональних гвинтових пружин в центральній ступені підвішування і в відсутності листових ресор в буксовому ступені. Гідравлічні гасителі, широко використовувані в механічній частини локомотивів всіх останніх розробок, при великій інтенсивності коливань надресорної будови втрачають ефективність розсіювання надлишкової механічної енергії в резонансній області. Це характерно для високих швидкостей руху поїздів, зв'язок між буксами і візком в таких випадках стає більш жорстким. З іншого боку, в конструкціях локомотивів колишніх серій для розсіювання енергії коливань в

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		83

буксової ступені пружного підвішування застосовувалися листові ресори. Тут подібний ефект з'являється, навпаки, при малих швидкостях, що пов'язано з явищами замикання листів ресори силами сухого тертя.

Окрім цього, підвищені осьові навантаження призвели до збільшення жорсткості несучих пружних елементів буксової ступені, що стало причиною збільшення вібрації підресорених мас і як наслідок, є причинами підвищення рівня силової взаємодії локомотива та колії. Таким чином, виникає необхідність застосування пружного підвішування з адаптивними властивостями, щоб була можливість пружного елемента «приспособуватися» або регулювати резонансну частоту системи «екіпаж – колія» в залежності від інтенсивності коливальних процесів, а отже, і від швидкості руху поїзда.

На основі аналізу конструкції та характеристик традиційно застосовуваних пружних елементів буксового ступеня пружного підвішування пропонується замість них встановити гідрофедери, що збираються на базі вже існуючих «конусфедеров» шляхом додавання гідравлічної демпфуючої частини.

На підставі вихідних даних пружного підвішування та розрахованих значеннях коефіцієнтом динаміки, коефіцієнту форми та числі твердості гуми гідрофедера за каталогами виробника обрано модель гідрофедера.

Основною пружною характеристикою пружного підвішування є жорсткість, яка показує величину навантаження в кілоньютонах, що викликає статичний прогин в одиницю довжини. Тому для прийнятої схеми індивідуального пружного підвішування з гідрофедерами розраховано жорсткість пружного підвішування візка, а виходячи зі статичного навантаження на візок, статичний прогин пружного підвішування.

Визначено коливання підресорних мас, яке викликане впливом випадкової нерівності колії. У результаті розв'язування отримано частоти власних коливань системи $\omega'_B = 8,95 \text{ c}^{-1}$ та $\omega''_B = 16,4 \text{ c}^{-1}$. Менше з них є частотою першого головного коливання (візок і кузов коливаються синфазно). Вища частота відповідає другому головному коливанню (кузов і візок рухаються назустріч один

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		84

одному). Також, за коефіцієнтом відносного тертя встановлено, що демпфування у пружному підвішуванні тепловоза є задовільним, так як робота сил тертя становить 3,4% при синфазних коливаннях і 6,3% при протифазних коливаннях від роботи пружних сил підвішування.

Оцінка поведінки модернізованих або новостворених конструкцій екіпажу рухомого складу вирішуються на основі методів динаміки. В динаміці залізничних екіпажів, у рамках поставленої задачі, досліджена динамічна система – екіпажна частина з індивідуальним пружним підвішуванням на основі гідрофедерів.

Стан динамічної системи описано рівняннями рівноваги сил і моментів, що діють на її елементи, в кожен момент часу. Для опису руху динамічної системи використано диференціальні рівняння. Досліджено екіпаж з гідрофедерами як двомасову систему та систему, що складається з кузова та двох візків.

Встановлено, що величина частоти синфазних та протифазних коливань не перевищує припустимих значень.

Аналізуючи результати динамічного вписування, необхідно відмітити, що максимально припустима швидкість руху тепловоза в кривій заданого радіуса та величиною підвищення зовнішньої рейки за обмеженням по найбільшій величині незгашеного прискорення складає 97,5 км/год.

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		85

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

- 1 Стратегические ошибки развития железнодорожного транспорта: История и современность внедрения рыночной парадигмы. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://ukrrailways.com/statti/2395-strategicheskie-oshibki-razvitiya-zheleznodorozhnogo-transporta-istoriya-i-sovremennost-vnedreniya-rynochnoj-paradigmy.html>
- 2 Транспортна стратегія України на період до 2020 року. [Електронний ресурс]. Режим доступу: <http://zakoi2.rada.gov.ua/laws/show/2174-2010-%B1%80>.
- 3 Аналіз стану безпеки руху, польотів, судноплавства та аварійності на транспорті в Україні. [Електронний ресурс]. Режим доступу: <https://mtu.gov.ua/>
- 4 Механическая часть тягового подвижного состава: Учебник для вузов ж.-д. трансп. / И. В. Бирюков, А. Н. Савоськин, Г. П. Бурчак и др.; Под ред. И. В. Бирюкова. – М.: Транспорт, 1992. – 440 с.
- 5 Смалев, А. Н. Влияние трения в листовой рессоре на динамику локомотива / А. Н. Смалев // Технологическое обеспечение ремонта и повышение динамических качеств железнодорожного подвижного состава: Матер. всерос. науч.-техн. конф. с междунар. участием / Омский гос. ун-т путей сообщения. Омск, 2011. С. 39–43.
- 6 Жуковский Н. Е. Механика системы. Динамика твердого тела. (Университетские курсы). Под ред. заслуженного деятеля науки проф. А. П. Котельникова. – М.: Гос. изд. оборонной промышленности, 1939. – 292 с.
- 7 Годыцкий-Цвирко А. М. Взаимодействие пути и подвижного состава железных дорог. – М.: Трансжелдориздат, 1931. – 216 с.
- 8 Цеглинский К. Ю. Железнодорожный путь в кривых. – М.: Транспорт, 1903. – 155 с.
- 9 Марье Г. Взаимодействие пути и подвижного состава. – М.:

					<i>0032.160121.000.04 МР.ПЗ</i>	Арк.
						86
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Госжелдориздат, 1933. – 338 с.
- 10 Петров Н. П. Сопротивление поезда на железной дороге. – С-Петербург, 1889. – 371 с.
 - 11 Carter F.W. In the Stability of Running of Locomotives // Proceeding of the Royal Society of London. 1928. Series A. Y 121, – № A788. – P. 585–610.
 - 12 Гарг В.К. Динамика подвижного состава: пер. с англ. / В.К. Гарг, Р. В. Дуккипати; под ред. Н. А. Панькина. – М.: Транспорт, 1988. – 391 с.
 - 13 Блохин Е. П., Манашкин Л. А. Динамика поезда. – М.: Транспорт, 1982. – 222 с.
 - 14 Лазарян В. А. Колебания железнодорожного состава. – В кн.: Вибрации в технике. – М. Машиностроение, 1980. – Т.3. – С. 398–433.
 - 15 Львов А. А., Грачева Л. О. Современные методы исследований динамики вагонов./Труды ЦНИИ МПС. Вып. 457. – М.: Транспорт, 1972. – 160 с.
 - 16 Медель В. Б. Динамика электровоза. – М.: Трансжелдориздат, 1937. – 414 с.
 - 17 Oscillation Dampers and Shock Absorbers in Railway Vehicles (Mathematical Models). L. A. Manashkin, S. V. Myamlin, V. I. Prikhodko. – Dnipropetrovsk: ДИПТ, 2007. – 180 p.
 - 18 Камаев В.А. Оптимизация параметров ходовых частей железнодорожного подвижного состава. – М.: Машиностроение, 1980. – 215 с.
 - 19 Хусидов В. В. Обоснование предложений по совершенствованию рессорно подвешивания пассажирских вагонов с помощью методов имитационного моделирования / Автореф. дис....канд. техн. наук. – М: МИИТ, 1998. – 24 с.
 - 20 Табаксман И. М. Влияние разброса параметров механической части и характеристик возмущения на показатели динамических качеств электропоездов / Автореф. дис. .. канд. техн. наук. – М: МИИТ, 1984. – 24 с.

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
						87
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- 21 Автоколебания и безопасность движения рельсовых экипажей. – Бюл. ОСЖД. – Вып. 2, 1997. – с. 21–24.
- 22 Berg Mats. A non-linear rubber spring model for rail vehicle dynamics analysis/Нелинейная модель резиновой рессоры для анализа динамики железнодорожного вагона. – Vehicle Syst. Dyn. Вып. 30, ГПНТБ России, 1998. – С. 197–212.
- 23 Уменьшение износа колес и рельсов. – Ж. д. мира. Вып. 10, – 2000. – С. 34–37. Krettek Otmar, Miluczky Attila. About the influence of the seasoning of elastomer elements for the safety against derailment of motor bogies with longitudinally-arranged, suspended motor-drive units during driving through connecting ramps/Обеспечение поперечной устойчивости электроподвижного состава путем выбора параметров буксового подвешивания. – VSDIA' 98 Budapest, Techn. Univ. Budapest, 1998. С. 199–207.
- 24 Левин А. Б., Павлюков А. Э. Возможности снижения взаимодействия подвижного состава и пути. / Науч.-техн. конф. "Подвижной состав 21 века (идеи, требования, проекты)". – Санкт-Петербург, 1999. – С. 80–81.
- 25 Кошелев В. А., Беженаров А. А. Динамические свойства пассажирского вагона и пути увеличения его эксплуатационного ресурса. – Вестн. машиностр. – Вып. 3, 2001. – С.11–16.
- 26 Боднар Б.Є. Теорія та конструкція локомотивів. Екіпажна частина: підручн. для ВНЗ залізнич. трансп. / Б.Є. Боднар. Є.Г. Нечаєв. Д.В. Бобир; за ред. д-ра техн. наук. проф. Б.Є. Боднара. – Дніпропетровськ: ПП «Ліра ЛТД», 2009. – 284 с.
- 27 Минжасаров М. Х. Краткий анализ особенностей железнодорожных экипажей с нелинейными упругими элементами // Известия Транссиба / Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск. – 2014. – №1(17). – С. 99 – 109.
- 28 Назаров А. С. Модернизация рессорного подвешивания тележки моторного вагона электропоезда ЭР2. Мир транспорта №3. – М.:

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		88

Транспорт 2009. – С. 48–51.

- 29 Назаров А. С., Бирюков И. В. Результаты теоретических и экспериментальных исследований рессорного подвешивания МВПС с гидрофедерами / Труды МИИТа. Шестая научно-практическая конференция «Безопасность движения поездов». Том 2. – М.:МИИТ, 2005. – С. 38–40.
- 30 Каталог продукции ContiTech SCHWINGMETALL®. [Электронный ресурс]. Режим доступа:
http://www.schwingmetall.com/pages/kataloge/downloads/catalog_ru.html
- 31 Вагон метро 556/557/558 НеВа. Первый состав. [Электронный ресурс]. Режим доступа:
http://vagonymetro.ucoz.ru/publ/vagon_metro_556_557_558_neva/1-1-0-2
- 32 Бобирь Д. В. Теорія та конструкція локомотивів: методичні вказівки до курсового проектування: у 3 ч. Ч. 2. Розробка екіпажної частини тепловоза та визначення її основних параметрів / Д. В. Бобирь, М. П. Довбня, М. І. Мартишевський; Дніпропетр. націон. універ. залізнич. тран-сп. ім. ак. В. Лазаряна. – Д.: Вид-во Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна, 2010. – 21 с.
- 33 Программирование и решение задач в пакете MathCAD: Учеб. Пособие: Ю.Е. Воскобойников, В.Ю. Очков. – Новосибирск: НГАСУ, 2002. – 136 с.
- 34 Решение задач динамики железнодорожных экипажей в пакете MathCAD: учеб. пособие / В. Г. Рубан, А. М. Матва; Рост. гос. ун-т путей сообщения. – Ростов Н/Д, 2009. – 99 с.

ДОДАТОК А

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ КОЛИВАНЬ ЕКІПАЖА ЯК ДВОМАСОВОЇ СИСТЕМИ В MATHCAD

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
						90
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ДОДАТОК Б

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ КОЛИВАНЬ ЕКІПАЖУ З ОСЬОВОЮ
ФОРМУЛОЮ 3_0-3_0 У ПОЗДОВЖНЬОЇ ВЕРТИКАЛЬНОЇ ПЛОЩИНІ

Рівняння руху

					0032.160121.000.04 МР.ПЗ	Арк.
						91
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		