

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
МІСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА імені О. М. БЕКЕТОВА

Навчально-науковий інститут енергетичної, інформаційної
та транспортної інфраструктури

Кафедра електричного транспорту

***РОЗРОБКА ВІЗКА ВАГОНА МЕТРОПОЛІТЕНУ З
КОМПОНЕНТНИМ РЕСОРНИМ ПІДВІШУВАННЯМ***

Бакалаврська кваліфікаційна робота

Студент:

Сергій Соловйов

гр. ХарЕМ 2022-1з

Керівник:

Владислав Скуріхін

доцент, к.т.н.

Харків – 2026

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ МІСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА
імені О. М. Бекетова

Навчально-науковий інститут енергетичної, інформаційної та транспортної
інфраструктури

Кафедра електричного транспорту


Освітньо-кваліфікаційний рівень бакалавр

Спеціальність 141 Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка

Освітня програма Електромеханіка

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ЕТ

 Микола ХВОРОСТ
«16» червня 2026 р.

ЗАВДАННЯ

до бакалаврської кваліфікаційної роботи

Соловійов Сергій Сергійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема Розробка візка вагона метрополітену з компонентним ресорним підвішуванням.

керівник бакалаврської кваліфікаційної

роботи Скуріхін Владислав Ігорович, к.т.н., доцент

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом університету від « 29 » 05 2026 р. № 465-03

2. Строк подання студентом роботи 15.06.2026р.

3. Вихідні дані до бакалаврської кваліфікаційної роботи: Конструкція ресорного підвішування вагонів метрополітену та залізниць; Ресорне підвішування рейкового транспорту; Перспективні види елементної бази ресорного підвішування рейкового транспорту.

4. Зміст бакалаврської кваліфікаційної роботи (перелік питань, які потрібнорозробити):

4.1. Стан питання (огляд, аналіз, оцінка) Технічне обґрунтування схеми ресорного підвішування для рейкового транспорту.





4.2. Технічна частина (вибір параметрів, розробка конструкції, структурної та електричної принципової схем, створення алгоритмів роботи тощо) Розробка та конструктивні особливості візка з інтегрованими компонентними елементами.

4.3. Розрахункова частина (розрахунок вузлів, метод розрахунку, алгоритм керування, програмне забезпечення) Оцінка показників бокової взаємодії в системі «колесо-рейка» за наявності компонентних ресор.

4.4. Охорона праці Вступ; Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів; Організаційно-технічні заходи по забезпеченню безпеки умов праці.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових слайдів) Структурно-класифікаційна схема об'єкту розробки, кінематичні схеми, робочі креслення, графіки навантаження елементів ресорного підвішування, візок вагона метрополітену з компонентними пружними елементами.

6. Консультанти розділів бакалаврської кваліфікаційної роботи

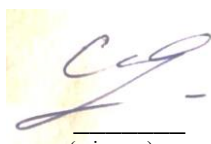
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Основна частина	Скуріхін В.І., доц.		
Антиплагіат	Левченко В. В., інж.		
Нормоконтроль	Шавкун В.М., доц.		

7. Дата видачі завдання 05.05.2026р

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

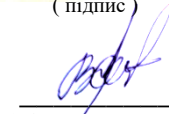
№ з/п	Назва етапів бакалаврської кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	Стан питання	16.05.2026	
2.	Технічна частина	18.05.2026	
3	Розрахункова частина	25.05.2026	
4.	Охорона праці	01.06.2026	
5.	Оформлення паперового та електронного варіантів роботи	09.06.2026	
6.	Підготовка доповіді та презентації	15.06.2026	

Студент


(підпис)

Соловійов Сергій Сергійович
(прізвище та ініціали)

Керівник


(підпис)

Скуріхін Владислав Ігорович
(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Дана бакалаврська робота спрямована на проектування перспективної конструкції ресорного підвішування візка вагона метрополітену, оснащеного компонентними пружними елементами. В основу розробки покладено концепцію пружини «Тенго», що успішно використовується в підвісках залізничного транспорту. Конструктивно цей вузол становить сталеву циліндричну пружину, інтегровану в масивну гумову оболонку, що утворює армований сталлю гофрований циліндр.

У ході дослідження було проведено порівняльний аналіз сучасних вітчизняних та закордонних ходових частин, що дозволило виявити їхні технічні особливості. Запропонована конструкція демонструє вищу ефективність порівняно з традиційними повідковими аналогами та вирізняється підвищеною експлуатаційною надійністю.

В бакалаврській роботі приділено значну увагу питанням охорони праці.

Сторінок 51, таблиць 2, рисунків 6, формул 23, літературних джерел 13.

КЛЮЧОВІ СЛОВА

Рухомий склад, вагон метрополітену, підвіска компонентна ресорна, шворінь, підвіска комбінована, двох- трьохосьовий візок, пружне навантаження, локомотив, вписування в криву, механічні напруги, момент опору, момент пружний.

ЗМІСТ

Вступ.....	6
1 ТЕХНІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ СХЕМИ РЕСОРНОГО ПІДВІШУВАННЯ ДЛЯ РЕЙКОВОГО ТРАНСПОРТУ.....	7
2 РОЗРОБКА ТА КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ ВІЗКА	
3 ІНТЕГРОВАНИМИ КОМПОНЕНТНИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ.....	22
2.1 Класифікація та розрахунок базових навантажень на раму візка....	22
2.2 Дослідження додаткових силових факторів у системі підвішування.....	28
3 ОЦІНКА ПОКАЗНИКІВ БОКОВОЇ ВЗАЄМОДІЇ В СИСТЕМІ «КОЛЕСО-РЕЙКА» ЗА НАЯВНОСТІ КОМПОНЕНТНИХ РЕСОР.....	33
4 ОХОРОНА ПРАЦІ.....	38
ВИСНОВОК.....	49
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	50

ВСТУП

Проектування механічного обладнання МЕТ вимагає балансу між забезпеченням міцності та мінімізацією власної маси конструкції. Це досягається шляхом детального аналізу напружено-деформованого стану кожного вузла. Окрім статичної міцності, обов'язковими є розрахунки на втому, довговічність, стійкість та теплові навантаження.

Навантаження, що діють на елементи конструкції, є змінними та залежать від пасажиропотоку, стану дорожнього покриття, геометрії траси та динамічних характеристик руху. При проектуванні за основу береться найбільш несприятливе поєднання максимальних навантажень, що можуть виникнути в різних експлуатаційних режимах. Це гарантує запас надійності транспортного засобу протягом усього життєвого циклу.

Міський електротранспорт — це ключовий чинник сучасного урбанізму, що визначає мобільність населення та стратегію розвитку міських територій. Постійне вдосконалення технічних параметрів та комфортабельності рухомого складу сприяє підвищенню якості обслуговування містян.

Ключовим завданням при розробці механічних вузлів є створення легкої, але витривалої конструкції. Розрахункові схеми враховують широкий спектр чинників: від завантаження салону до особливостей профілю колії та зчеплення коліс із покриттям. Методологія проектування базується на оцінці критичних режимів роботи, що дозволяє поєднати високу тягово-динамічну ефективність із дотриманням норм безпеки та екологічності.

1 ТЕХНІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ СХЕМИ РЕСОРНОГО ПІДВІШУВАННЯ ДЛЯ РЕЙКОВОГО ТРАНСПОРТУ

На сьогодні найбільш розповсюдженими є двовісні візки, у яких кузов вантажного вагона спирається на підп'ятник або комбіновано — на підп'ятник та пружні ковзуни. Такі конструкції мають центральне ресорне підвішування з прямим зв'язком між рамою та колісними парами. Характерною рисою є використання двох литих боковин, що не мають жорсткого з'єднання між собою. Ця концепція широко застосовується на залізницях пострадянських країн, Китаю, Північної Америки, Австралії та Африки.

Основним представником триелементних візків на теренах СНД, України та країн Балтії залишається модель 18-100 (ЦНДІ-ХЗ), термін експлуатації якої перевищує пів століття. Структура візка моделі 18-100 (рис. 1.1) включає дві литі бічні рами (3), надресорну балку (4), два комплекти білінійних пружин, дві колісні пари (1) з буксами, а також важільну гальмівну передачу (6) з одностороннім притисканням колодок.

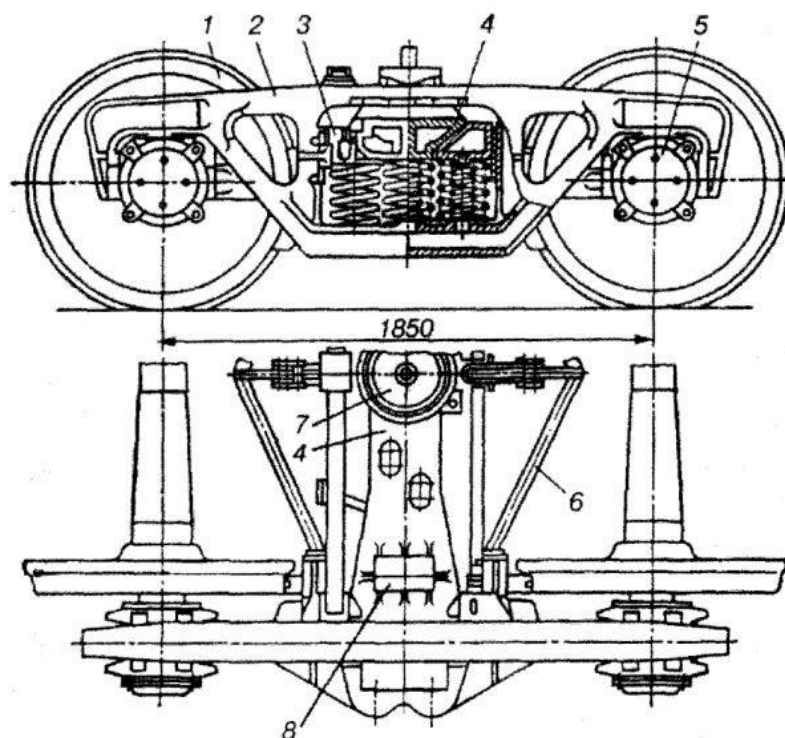


Рисунок 1.1– Візок 18-100

Пружинна підвіска двовісного візка вагона, що містить два пружинні комплекти, кожен з яких встановлений під одним із кінців опори і складається з п'яти дворядних пружин, що підтримують опору, та двох дворядних пружин, що підтримують фрикційні клини, при цьому зовнішня та внутрішня пружини, що підтримують фрикційні клини, мають однакову висоту у вільному стані, а також у дворядних пружинах, Підтримуючи опору, внутрішня пружина у вільному стані менша за зовнішню, тоді як зовнішня та внутрішня пружини під фрикційним клином і зовнішня пружина під опорою у вільному стані рівні за висотою, відрізняючись тим, що в кожному наборі пружини сума індексів пружин кожної подвійної пружини під клином тертя не менша за 11,75, а сума індексів пружин кожної дворядної пружини під болстером не менша за менше 11,15,2. Пружинна підвіска двовісного візка вагона згідно з пунктом 1, де кожна пружина пружинного комплекту виготовлена зі сталі з межею плинності не менше σ 1470 МПа.3. Пружинна підвіска двовісного візка вагона згідно з пунктом 1, де різниця у висоті між зовнішньою пружиною та внутрішньою пружиною під опорою не менша за 20 мм і не більше 35 мм. Пружинна підвіска двовісного візка вагона згідно з пунктом 1, яка відрізняється тим, що в динаміці під вагою чотиривісного вагона вагою до 25 тон внутрішні пружини під опорою не входять в дію.

Візок поєднує колісні пари, осьові коробки, тягові двигуни з підвіскою та тягові коробки передач в єдине ціле. Ці раніше розглядані одиниці, а також пружинна підвіска, про яку буде розглянуто нижче, з'єднані між собою через раму візка. Він також містить пристрої для з'єднання візка з кузовом (рамою) вагона, які виконують низку дуже важливих функцій. Пристрої зв'язку включають пристрої підтримки та повернення (опори) та опорний блок трамвая.

Класифікація візків. У конструкціях сучасних локомотивів по всьому світу вагони з візками є найпоширенішими. Візки метро вирізняються такими основними особливостями:

- кількість осей — двох, трьох і чотиривісних візків;
- тип рам – литий, з бортовими стінками та коробкою (зварені);
 - конструкції для з'єднання колісних пар з рамою — щелепні та беззубні візки;
 - метод підвіски TED – опорно-осьовий та опорний каркас;
 - конструкції підшипників і повернення – ролики з постійним зворотним моментом, комбіновані гумові роликові опори з еластичним кінцевим шпилькою, маятникові опори з пружинними повертачами та пружинні пристрої;

Конструкції пружинної підвіски — індивідуальні та збалансовані.

Двовісні візки є найпоширенішими в автомобільному будівництві. Чотиривісні візки використовуються на головних дизельних локомотивах з підвищеною (4400–6000 кВт) секційною потужністю, наприклад, на експериментальних пасажирських дизельних локомотивах ТЕР80, маневрових і експортних локомотивах ТЕМ7, призначених для важких робіт на горбах, а також на експериментальних пасажирських електровозах ЕР200.

Під час роботи рами візків зазнають значного статичного шуму (через вагу кузова та обладнання) та динамічні навантаження. Тягові та гальмівні сили, а також реактивні сили передаються через раму візка на головну раму та корпус локомотива, коли TED працює в режимі тяги. Тому конструкція рами візків дизельних локомотивів зазвичай включає коефіцієнт безпеки щонайменше 2.

Без сумніву, литі рами та рами з брусними боковими стінками мають найбільшу міцність і довговічність. Втім, несучі елементи візкових рам сучасних вантажних дизельних локомотивів, як правило, виготовляються з коробчастої форми, у вигляді зварених тонкостінних балок прямокутного поперечного перерізу. Це пов'язано з тим, що зварені конструкції легші та дешевші у виробництві. Слід зазначити, що литі та штамповані елементи (наприклад, литий поворотний балка) також використовуються у конструкціях коробчастих рам, що забезпечує їм певну міцність.

Особливості конструкцій опорно-осьової та опорно-рамної підвіски TED, щребних і безщелепних (безщелепних) осів, а також їх з'єднання та розміщення на рамах візків дизельних локомотивів детально розглядаються в попередніх статтях.

Пристрої повернення підшипника використовуються для передачі вертикального навантаження з ваги кузова з обладнанням на візки, щоб утримувати візки під час руху локомотива (наприклад, коли вагон хитається) у положенні, де його поздовжня вісь збігається з віссю локомотива. Вони також забезпечують обмежене обертання візків відносно осі кузова, коли локомотив проходить вигнуті ділянки колії, повертають візки у початкове положення, коли вони відхиляються від осі локомотива.

Розглянемо вузли зв'язку кузова та рами візка на прикладі серійного вантажного дизельного локомотива 2TE10M. Навантаження від кузова з обладнанням передається на раму візка за допомогою чотирьох гумових металевих опор 2, розташованих на бічних стінках рами (рис. 79). Кожна з чотирьох рухомих опор 2 пристрою опори-повернення (рис. 80) складається з литого сталевого корпусу 6, всередині якого розташований рухомий механізм, що складається з верхньої опори 1 і циліндричних роликів 9, які утримуються на опорі клітками.

Нижня базова пластина 8 рухомого механізму прикручена болтами до корпусу 6 опори, який, у свою чергу, розташований на бічній стінці рами візка 7.

Котячі поверхні основних пластин зроблені нахилом, їхній кут нахилу становить 2° .

Коли локомотив рухається вздовж колії, особливо на вигнутих ділянках колії, на поверхні роликів виникають великі контактні напруги. Для забезпечення високої надійності та терміну служби ролики рухомого механізму виготовляють з легованої сталі 40X і загартовують до глибини 3 мм до твердості Роквелла не нижче HRC 54–60.

Еластичний комплект, що складається з семи гумово-металевих елементів 2, встановлений на верхній опорі 1. Кожен такий елемент — це гумова шайба товщиною 30 мм, вулканізована у дві сталеві пластини. Пральна машина виготовлена з гуми 7-IRP-1347. Робоче положення еластичного елемента фіксується чашкою 3

Передні (найближчі до автоматичного зчеплення) опори 2 пристрої опори-повернення розташовані (див. рис. 79) уздовж радіусу 1632 мм відносно центру королівського штифта 4, задні — уздовж радіусу 1232 мм.

Кожна опора виконує функції пристрою опори-повернення і складається з двох ступенів: нижня жорстка ступінь — це роликів опора, верхня еластична — сім гумово-металевих елементів. Опора ролика забезпечує обертання візка відносно кузова (не більше 3–4°) і його повернення у початкове положення завдяки нахиленим I-поверхням опор, по яких котяться ролики.

Важливе місце в центрах зв'язку візків і корпусу займає пристрій kingpin. Kingpin призначений для передачі горизонтальних (тягових і гальмівних) і поперечних сил від рами візка до кузова локомотива. Він також є центром обертання візка відносно тіла.

Слід зазначити, що на дизельних локомотивах старої конструкції (TEZ, M62, 2TE10L, TEM2) візки могли повертатися лише відносно жорсткого кінця. Головний пристрій візків дизельних локомотивів пізнішого виробництва (2TE10V, 2TE10M, 2TE116, 2M62U тощо) вже може рухатися поперечно на ± 40 мм. Водночас вплив екіпажу на колію також зменшується, а динамічні та міцні характеристики екіпажної частини дизельних локомотивів загалом покращуються.

Для зменшення зносу кінцевої шпильки, що працює при ковзанні тертя, його поверхню змащують осьовою олією за допомогою спеціального масляного пристрою.

Пристрій підтримки та повернення дизельних локомотивів 2TE10M працює разом із kingpin наступним чином. Коли локомотив входить у

поворот, його візок обертається навколо центру кінцевого штифта відносно поздовжньої осі локомотива. Коли вагонетка повертається, ролики рухомого механізму кожної з чотирьох опор проходять по похилих поверхнях основних плит.

Під впливом відцентрової сили F_{cb} з радіуса кривої R ($F_{cb} = V^2/R$, де V — швидкість руху) корпус локомотива зміщується поперечно відносно осі колії через стиснення еластичних опор. Водночас максимальний рух кузова обмежений жорсткістю гуми комплектів комплектів і становить 20 мм Мм.

Коли локомотив входить на пряму ділянку колії, візки повертаються у своє початкове (до входу в криву) положення завдяки дії моменту повернення від горизонтальних сил, що виникають від похилих поверхонь опор і пружини шарнірного пристрою. Слід зазначити, що окрім моменту повернення при повороті візків, у опорах також виникають сили тертя, що допомагає зменшити вплив коливання вагона під час руху локомотива, зокрема на прямих ділянках колії.

Після проходження вигнутої ділянки колії ролики займають середнє положення відносно похилих поверхонь основних плит.

Вітчизняні пасажирські дизельні локомотиви ТЕР70 використовують пристрій з опорою-поверненням, який складається з восьми високих пружин і еластичного кінцевого пристрою з низьким кінцем. Сила відбиття в такому пристрої виникає через опір пружин поперечному зсуву. У цьому випадку пружини виконують подвійну функцію: вони слугують опорами і забезпечують повернення візків на початкове положення після проходження вигнутих ділянок колії.

Пружинна (еластична) підвіска — це набір еластичних елементів, пов'язаних із передачею вертикальних навантажень у конструкції вагонної частини локомотива. Коли локомотив рухається по рейковій колії, пружинна підвіска виконує такі функції:

- передає гравітаційні сили (вагу) кузова та обладнання локомотива на осі колісних пар;

- пом'якшує (зменшує) динамічний вплив сил, що діють на локомотив з боку колії, і приглушує вертикальні коливання екіпажу;
- розподіляє вагу локомотивного обладнання більш рівномірно між осями візкових колісних пар за допомогою збалансованої підвіски.

Використання еластичних елементів у конструкції вагона пом'якшує ударні удари, тобто зменшує динамічний вплив нерівностей колії на конструкцію локомотива (та членів екіпажу) та коливання колісних пар локомотива на колії.

Енергія удару, яку отримує локомотив при проходженні рейкового стика або нерівномірність колії, перетворюється на енергію вібрацій (вертикальних рухів) кузова та візків через еластичну деформацію пружинних елементів підвіски.

Ці коливання характеризуються такими параметрами, як амплітуда та частота. Коливання локомотивного вагона слід зменшувати, тобто амплітуда кожного наступного вертикального руху еластичних елементів пружинної підвіски (через їх стиснення або розтягнення) має зменшуватися.

Можна уявити, наскільки виснажливо було б пасажирам подорожувати або працювати з екіпажем локомотива на локомотиві, корпус якого постійно коливається, не кажучи вже про реальну можливість резонансних явищ. Для запобігання цим небезпечним явищам у пружинній підвісці сучасних локомотивів включені спеціальні пристрої — вібраційні демпфери.

Як пристрої з еластичними властивостями, у пружинній підвісці дизельних локомотивів використовуються наступні призначення: пружини, листові ресори, гумові елементи та пневматичні пристрої.

Розглянемо ці еластичні елементи пружинної підвіски дизельних локомотивів.

Циліндрична пружина (рис. 81) пружинної підвіски дизельних локомотивів виготовлена з одного круглого стрижня кремнієвої сталі класу 60S2A або 65S2VL. Після термічної обробки пружини пружини підвіски загартовуються за допомогою шкільного загартування, що покращує їхні

механічні характеристики (наприклад, міцність на втому) і усуває незначні дефекти на поверхні.

Опорні поверхні пружин мають бути плоскими і перпендикулярними осі пружини. Відстань між котушками зроблена так, щоб при руху локомотива при максимальному значенні навантаження на пружину його котушки не закривалися, і між ними була зазор близько 3 мм.

Геометричні параметри пружини включають середній діаметр D , висоту у вільному стані h , кількість робочих витків n , діаметр стрижня d тощо.

Пружина деформована прямо пропорційно до навантаження P (див. рис. 81, б) і має досить велике статичне відхилення $_{fst}$. З цієї причини в конструкціях пружинної підвіски дизельних локомотивів одночасно з пружинами використовуються спеціальні фрикційні демпфери, гумово-металеві амортизатори або інші типи демпферів (вібраційних демпферів).

Листові ресори 4 (рис. 82) дизельних локомотивів виготовлені з листів пружинної сталі 60С2 з високим вмістом кремнію. Пружинні листи піддаються термічній обробці. Листи з твердістю Брінелла НВ 363 – 432 дозволені для складання пружин. Мінімальна товщина пружинних листів після термічної обробки має становити 15,5 мм.

Листова пружина — це набір сталевих пластин, які зменшуються по довжині. Нижні (найдовші) 2-3 листові пружини мають таку ж довжину і називаються молярами. Набір пружинних листів накривається затискачем, який надягається на листи в нагрівальному стані. Щоб зменшити знос пружинних листів під час роботи та підвищити чутливість до змін навантаження, поверхні листів змащують сумішшю графіту (50%), содолу (25%) та моторної оливи (25%).

Перевага листових ресор полягає в їхній здатності знижувати енергію вібрації екіпажу через тертя при ковзанні між ресорами. Однак вони, порівняно з пружинами, мають досить велику вагу та розміри, нечутливі до

дрібних амортизаторів і жорстко передають їх на обладнання локомотива, мають невелике статичне відхилення.

Основні характеристики пружинних і листових ресор, а також пружинної підвіски локомотива загалом, включають статичне відхилення f_{ST} , жорсткість G та гнучкість G .

Відхилення еластичного елемента (див. рис. 3, 6) під впливом ваги P одиниць нерухомого локомотива, розташованого над ним, називається статичним прогином f_{st} . Вважається, що пружинна підвіска вантажних дизельних локомотивів має мати $f_{ST} = 120-130$ мм, пасажирських — $150-180$ мм.

Відношення вертикального навантаження P до відхилення f_{ST} називається жорсткістю G , тобто $G = P/f_{ST}$. Іншими словами, жорсткість — це навантаження, необхідне для відхилення еластичних елементів на одиницю висоти (зазвичай 1 мм).

Іноді для характеристики пружних елементів використовують поняття гнучкості елемента, тобто значення оберненої жорсткості, тобто $G = 1/F$.

Гумові елементи (вібраційні ізолятори) широко використовуються у вагонах сучасних дизельних локомотивів. Вони розроблені для захисту пружинних частин екіпажу від високочастотних вібрацій (шуму), а також для зменшення ударних навантажень на екіпаж локомотива. Як еластичний елемент використовується морозостійка та нафтостійка гума 7-NO-68-1 і 7-V-14. Температурний діапазон цих сортів гуми становить від $+100$ до -55 °С.

Слід зазначити, що гумові елементи, виготовлені на основі синтетичної гуми, є практично нестисним матеріалом, тобто об'єм гумового елемента практично не змінюється під час деформації. Щоб забезпечити певну величину відхилення гумового амортизатора, гума повинна мати здатність деформуватися.

У пружинній підвісці вагона метрополітен 81714 і 81717 вібраційні ізолятори встановлені під пружинами 3 (див. рис. 1.2) і мають форму кільцевих гумових пластин висотою 20 мм.

На випробувальному етапі низка секцій дизельних локомотивів (TE7-001, 2TE1OL-635, TGMZB-2000, TU7-0088, 2TE116-184 та TEM7) була оснащена пневматичною пружинною підвіскою, у якій конструктори використовували еластичну оболонку з гумового шнура (пневматичний елемент) як еластичний елемент. Використання пневматичних елементів у пружинній підвісці (паралельно з циліндричними пружинами) дозволило обійтися без демпферів, покращити плавність локомотива завдяки регульованому статичному прогину (65–180 мм) і зменшити вагу частини вагона. У такому типі підвіски також немає механічного контакту, а внаслідок цього — знос пружинних і непружинних блоків і частин екіпажу локомотива.

Основними недоліками пневматичних елементів є великі загальні розміри та значна втрата еластичності підвіски в | у разі втрати тиску повітря в пневматичній підвісі. З цих та низки інших причин подальше використання пневматичних елементів у конструкціях пружинної підвіски дизельних локомотивів було призупинено.

Демпфери вібрацій (демпфери) розроблені для забезпечення розрахункового зменшення амплітуди примусових коливань пружинних мас локомотива та запобігання резонансним явищам.

Як зазначалося раніше, циліндричні пружини є основним елементом пружинної підвіски сучасних дизельних локомотивів. Вони мають низький внутрішній опір (сила тертя) і не можуть за обмежений час приглушити коливання пружинних мас локомотива. З цієї причини амортизатори мають бути включені до системи індивідуальної пружинної підвіски дизельних локомотивів.

У вітчизняних дизельних локомотивах використовують два типи вібраційних демпферів — тертя та гідравлічні заслінки.

Фрикційний вібраційний демпфер встановлений у першій ступені пружинної підвіски вагонів метрополітену 81714, 81717, EJ3, EM2, 81720, 81721, 81730 тощо.

Досвід експлуатації вагона метрополітену із фрикційними вібраційними демпферами виявив низку їхніх недоліків: високочастотні вібрації (шум) практично не приглушуються, гарантована стабільність і надійність амортизаторів у роботі не гарантуються. Наприклад, через природний знос пар тертя демпферів значення сили тертя може відхилитися від розрахункового значення до 50%. Внаслідок цього помітні розбіжності у статичних відхиленнях пружинних комплектів колісних пар однієї візка, що призводить до зниження коефіцієнта використання ваги адгезії та тягових властивостей вагона загалом.

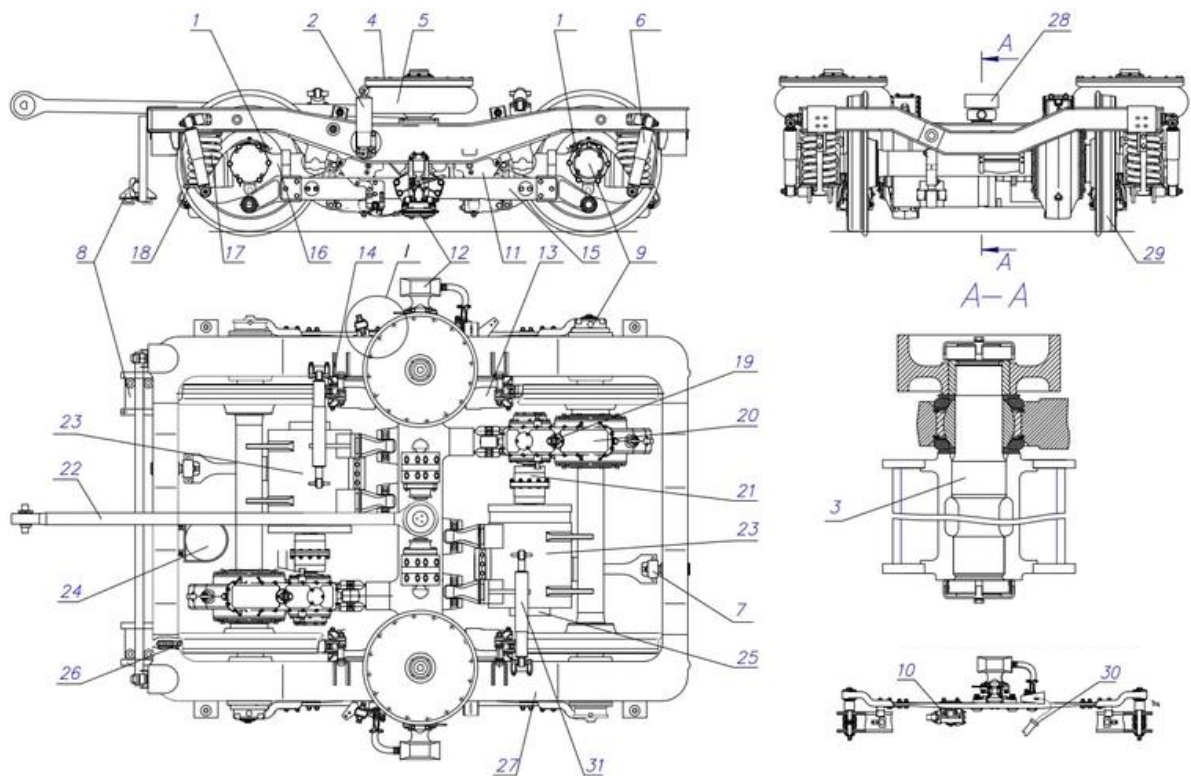


Рисунок 1.2 – Візок рамного типу з двоступеневим підвішуванням

1 - датчик перегріву осьових коробок (тепловий датчик); 3 — головний циліндр; 4 - пневматична пружина; 5 - повітряна пружина; 6 - амортизатор осьової коробки; 7 - тягова підвіска; 11 - блок гальмівного блоку; 13 - гальмівний блок із пружинним акумулятором; 14 - гальмівна колодка; 15 - осьова коробка; 17 - пружини підвіски у вигляді осевої коробки; 18 - підвіска осьової коробки; 19 - датчик швидкості передачі (датчик швидкості); 20 — коробка передач; 21 - зчеплення; 22 — тяга; 23 — електродвигун; 24 - бак для гребінчастого мастила; 25 - датчик обертів двигуна; 27 - рама візка; 28 — центральна зупинка; 29 - колісна пара

Гідравлічні вібраційні демпфери використовуються на кузові (другому) етапі пружинної підвіски пасажирських вагона метрополітену 81721 та вагонах метрополітену 81720.

Принцип їхньої роботи такий. У робочому циліндрі демпфера, який заповнений маслом і закріплений на кузові локомотива, є поршень, стрижень якого з'єднаний з рамою візка. Коли виникають вібрації, поршень піднімається і переміщує нестиснуту робочу рідину з резону над поршнем у порожнину під поршнем через клапанний дросельний порт (канал). Насправді швидкість виходу рідини з циліндра, яка залежить від діаметра дросельної заслінки, є опір, для подолання якого витрачається енергія коливаючого процесу. У процесі роботи рідина нагрівається. Теплова енергія заслінки викидається в навколишнє середовище.

Коли поршень (і пружинні маси) рухаються назад, масло надходить у порожнину над поршнем і додатково зливається у резервуар масла, що суттєво зменшує силу опору руху демпферного поршня. Отже, коли екіпаж осцилює, відбувається послідовний рух поршня демпфера та обхід рідини через отвори дросельної заслінки клапанних пристроїв.

Загалом, гідравлічні вібраційні демпфери є більш стабільними, ніж фрикційні. Пристрій суттєво зменшує ковзальні сили тертя та пов'язаний з цим знос робочих поверхонь пар тертя.

Основними недоліками гідравлічного демпфера є наявність високих сил у поршневій штанзі демпфера під час ударів і високочастотних коливань частини вагона, а також вагона метрополітену. З цих причин цей тип демпфера не використовується на етапі осевої коробки вагона метрополітену замість фрикційних демпферів.

Типи пружинної підвіски. На вітчизняних вагонах метрополітену використовуються два основних типи пружинної підвіски — індивідуальна та збалансована.

З таким типом підвіски кожна колісна пара локомотива має незалежні (індивідуальні) комплекти циліндричних пружин 3 (див. рис. 1.2), розташовані між опорами рами візка та осьовими коробками.

Для підвищення міцності та надійності пружинної підвіски кожен комплект пружин з вищезазначеної серії дизельних локомотивів складається з трьох пружин різного діаметра (зовнішня, середня та внутрішня), дві опори та регулюючі прокладки. Щоб пружини не торкалися і не затискали котушки, пружини встановлюються з відстанню не менше 5 мм одна від одної, і мають протилежну обмотку котушок. Статичне навантаження від пружинної ваги локомотива розподіляється між трьома пружинами комплекту у співвідношенні 65, 23 і 12%.

Максимальне допустиме динамічне навантаження (під час руху складу), що може призвести до закриття котушок пружин комплекту, становить 63 кН.

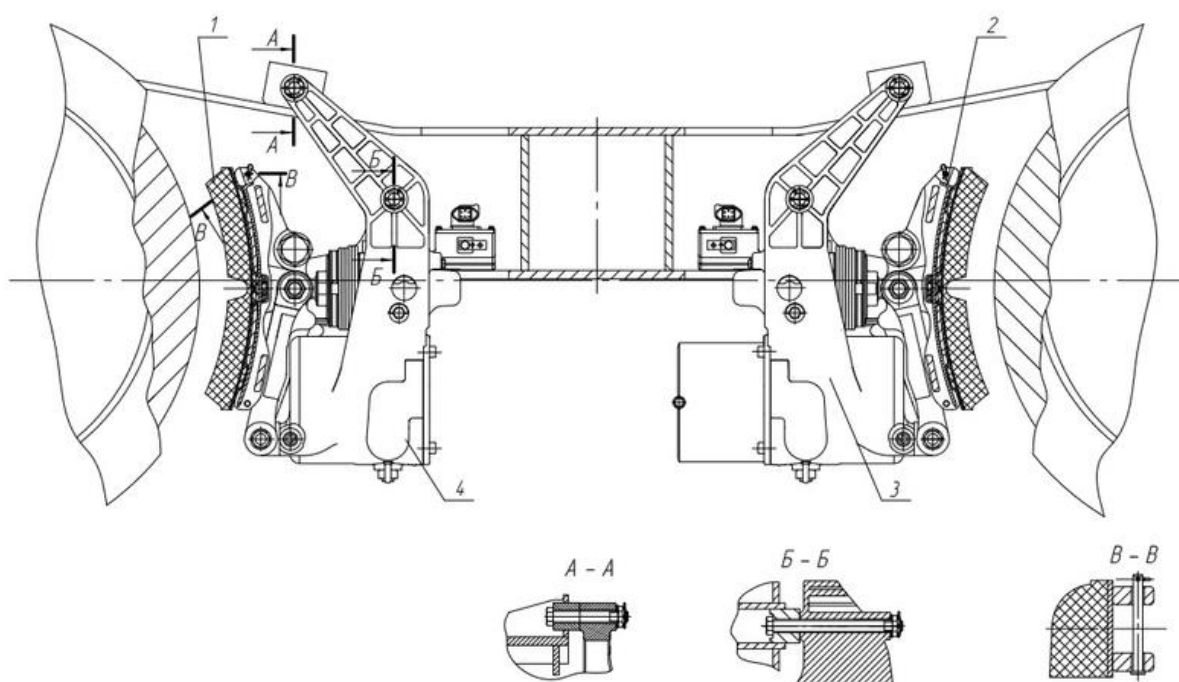


Рисунок 1.3 – Встановлення гальм

1 – колодка; 2 – чека; 3 - колодковий гальмівний блок із пружинним акумулятором РС7UF; 4 - колодковий гальмівний блок РС7U

Як зазначалося раніше, між рамою візка та корпусом кожної осьової коробки встановлені фрикційні амортизатори (демпфери) для зменшення вібрацій пружинної конструкції, які неминуче виникають під час руху вагона метрополітену з індивідуальною пружинною підвіскою. Кількість демпферів відповідає кількості осей і колісних пар вагона.

Недоліки індивідуальної пружинної підвіски включають наступне: підвищену схильність вагона метрополітену до «коробки» при відмінності характеристик пружинних комплектів колісних пар однієї візка, а також, як наслідок, підвищений знос (качання) шин колісних пар, а також незначне зниження тягових характеристик вагона метрополітену. Не випадково з заміною вагонів метрополітену ЕЖ3 та ЕМ2 на вагони метрополітену 81720 та 81721, оснащені індивідуальною пружинною підвіскою, оренда шин для колісної пари значно зростає. Тому, окрім існуючих типів обслуговування локомотивів, було впроваджено ТО-3, призначений для повороту шин без викочування колісних пар з-під вагона.

Фрикційний демпфер складається зі сталевого корпусу, двох вкладишів і поршня з шатуном. Корпус демпфера закріплений на бічній стінці рами візка. Поршневий стержень з'єднаний з корпусом безщелепної коробки через гумові амортизатори. Підкладки демпферів мають фрикційні підкладки, якими вони притискаються до поршня за допомогою пружини.

Збалансована пружинна підвіска використовується на вагонах метрополітену 81714, 81717, ЕЖ3, ЕМ2, 81720, 81721, 81730 та інших. Кожен із складів розташований з одного боку тривісного візка і складається (див. рис. 82) з трьох балансирів 2, двох листових ресор 4, чотирьох циліндричних пружин 6 і 7, підвісок 1 і 3, роликів і втулок 10, запобіжних кронштейнів 5, а також гумових амортизаторів.

Навантаження передається на осі кожної колісної пари через два балансири, встановлені зовні та всередині бокових стінок рами візка. З обох боків трамвая пружинна підвіска збалансована в одній точці. Отже, двовізковий вагон метрополітену має 4 точки прикладання сили від ваги

локомотива. Балансувальники в пружинній підвісці розроблені для вирівнювання навантажень між колісними парами під динамічним впливом нерівності гусениці на одному з них.

Вагони метрополітену з збалансованою пружинною підвіскою менш схильні до ущільнення, мають вищі властивості тяги та зчеплення, ніж вагонів метрополітену з індивідуальною підвіскою. Але вони мають швидкозношувані фрикційні блоки — балансувачі, ролики, втулки та плоскі стрічки, які потрібно змащувати під час роботи. Слід також враховувати, що їх заміна на нові (або відремонтовані) під час ремонту дизельного локомотива є дуже трудомісткою операцією. Отже, лише одна секція вагонів метрополітену 81.720 має 48 комплектів роликів і втулок, які потребують догляду під час експлуатації. Крім того, вага збалансованої пружинної підвіски приблизно втричі більша, ніж у окремої підвіски з такою ж потужністю, як у вагонів метрополітену.

У конструкціях вагонів метрополітену також є одноступенева та двоступенева пружинна підвіска. Двоступенева підвіска використовується на вагонах метрополітену із розрахунковою швидкістю понад 50 км/год, а також на вагонах метрополітену ТЕМ7 і ChMEZ. Як зазначалося раніше, перший ступінь підвіски розташований між осями та рамою візка, другий — між рамою візка та кузовом локомотива. Використання другого ступеня дозволяє збільшити загальне статичне відхилення пружинної підвіски (до 180 мм), що необхідно для високошвидкісного руху, а також зменшити динамічний вплив екіпажу на колію, але суттєво ускладнює конструкцію вагонної частини локомотива.

Враховуючи особливі вимоги до вагонів дизельних локомотивів для забезпечення безпеки руху, головним критерієм будь-якої конструкції є експлуатаційна надійність. Досвід експлуатації вагонів метрополітену свідчить про більш надійну експлуатацію тривісних беззубних візків з індивідуальною пружинною підвіскою тощо [4].

2 РОЗРОБКА ТА КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ ВІЗКА З ІНТЕГРОВАНИМИ КОМПОНЕНТНИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ

2.1 Класифікація та розрахунок базових навантажень на раму візка [5]

2.1.1 Визначимо площу, займану пасажирами:

$$F_{\text{пасс}} = F_{\text{полн}} - F_{\text{ст}} - F_{\text{каб}} - F_{\text{подн}}, \quad (2.1)$$

де $F_{\text{полн}}$ – повна площа салону;

$F_{\text{ст}}$ – площа стінок;

$F_{\text{каб}}$ – площа кабіни (3 м²);

$F_{\text{подн}}$ – площа підніжок.

2.1.2 Визначимо повну площу вагона:

$$F_{\text{полн}} = Д \cdot Ш \quad (2.2)$$

$$F_{\text{полн}} = 13 \cdot 2,7 = 35,1 \text{ м}^2$$

2.1.3 Площа займана стінками:

$$F_{\text{ст}} = 2 \cdot b_{\text{ст}} \cdot (Д + Ш), \quad (2.3)$$

де $b_{\text{ст}}$ – товщина стінок – (0,07 м);

Д – довжина вагона (13 м);

Ш – ширина вагона (2,7 м).

$$F_{\text{ст}} = 2 \cdot 0,07 \cdot (13 + 2,7) = 2,8 \text{ м}^2$$

2.1.4 Визначимо площу підніжок:

$$F_{\text{подн}} = n_o \cdot f_o + n_d \cdot f_d \quad (2.4)$$

де n_o – кількість одинарних дверей;

f_o – площа підніжки одинарної двері – (0,3 м²);

n_d – кількість подвійних дверей;

f_d – площа підніжки двійної двері – (0,6 м²).

$$F_{\text{подн}} = 4 \cdot 0,8 = 3,2 \text{ м}^2$$

За формулою (2.1) визначаємо площу, яку займають пасажирів:

$$F_{\text{насс}} = 44,8 - 3 - 3 - 2,1 = 36,7 \text{ м}^2$$

2.1.5 Кількість сидячих пасажирів дорівнює:

$$E_{\text{сид}} = \frac{F_{\text{насс}}}{f_{\text{сид}} + \beta \cdot f_{\text{ст}}}, \quad (2.5)$$

де згідно правилами проектування:

β – співвідношення сидячі і стоячі пасажирів, для безрейкового і та рейкового транспорту – 2, для вагона метро – 3;

$f_{\text{сид}}$ – площа, для сидячого пасажирів 0,32 м²/чол.;

$f_{\text{ст}}$ – площа, для стоячого пасажирів – 0,2 м²/чол, при нормальному наповненні.

$$E_{\text{сид}} = \frac{36,7}{0,32 + 3 \cdot 0,2} = 38 \text{ чел}$$

2.1.6 Повна вага пасажирів дорівнює:

$$G_{nacc} = (E_{сид} + E_{см}) \cdot g = (2 \cdot E_{см} + E_{сид}) \cdot g , \quad (2.6)$$

де g – середня вага пасажира (70 кг);

$E_{см}$ – кількість сидячих пасажирів ($E_{см} = \beta \cdot E_{сид}$).

$$G_{nacc} = (38 + 2 \cdot 38) \cdot 70 = 9300 \text{ кг}$$

2.1.7 Площа, яку займають сидячі та стоячі пасажир.

$$F_{сид} = E_{сид} \cdot f_{сид} \quad (2.7)$$

$$F_{см} = E_{см} \cdot f_{см}$$

$$F_{сид} = 40 \cdot 0,32 = 12,8 \text{ м}^2$$

$$F_{см} = 120 \cdot 0,2 = 24 \text{ м}^2$$

2.1.8 База екіпажу дорівнює:

$$\frac{D}{B} \approx 2 \div 2,2$$

$$B = 13 / 2 = 6,5 \text{ м}$$

2.1.9 Попереднє розміщення пасажирських сидінь та входних дверей здійснюється з урахуванням наступних ергономічних та конструктивних параметрів:

Параметри пасажирських сидінь, для забезпечення нормативного комфорту встановлюються такі габарити:

- Двомісне (подвійне) сидіння: ширина складає 0,9 м.

- Одномісне (одинарне) сидіння: ширина складає 0,5 м.
- Вільний прохід: ширина центрального проходу між рядами сидінь повинна бути не меншою за 0,6 м.

Конфігурація дверних отворів. Проектування входних груп базується на інтенсивності пасажиропотоку:

- Двостулкові (подвійні) двері: корисна ширина має бути $\geq 1,2$ м.
- Одностулкові (одинарні) двері: у даній схемі не передбачені (ширина 0 м), що вказує на використання виключно подвійних дверей для прискорення посадки-висадки.

Конструктивні обмеження (Компонування). Однією з ключових умов є взаємне розташування елементів кузова та ходової частини це уникнення конфліктних зон: місця встановлення дверних механізмів та самих отворів не повинні збігатися з розташуванням мостів або колісних візків. Це необхідно для збереження жорсткості рами та забезпечення низького рівня підлоги (якщо передбачено) або коректного розміщення сходинок.

2.1.10 Площа окремих груп пасажирів дорівнює:

$$F_i = D_i \cdot Ш_i \quad (2.8)$$

2.1.11 Після розробки схеми планування салону необхідно виконати розрахунок навантажень від пасажиропотоку. Нижче наведено технічно розрахунки окремих груп пасажирів.

Вага і-тої групи стоячих пасажирів:

$$G_{i\text{ cm}} = F_i \cdot \gamma \cdot g \quad (2.9)$$

Вага і-той групи сидячих пасажирів:

$$G_{\text{сид}} = \frac{F_i}{f_{\text{сид}}} \cdot g \quad (2.10)$$

де F_i – майданчик i -тої групи пасажирів (планувальні розрахунки);

γ – параметр, що відображає розрахункову інтенсивність заповнення проходів та майданчиків біля дверей. $\gamma = 10$ чол/м²;

g – середня вага одного пасажера.

За формулами (2.8 – 2.9) розрахуємо вагові навантаження.

Стоячі пасажери:

$$G_1 = 8,41 \cdot 10 \cdot 70 = 5887 \text{ кг}$$

$$G_2 = 5,71 \cdot 10 \cdot 70 = 3997 \text{ кг}$$

$$G_3 = 4,23 \cdot 10 \cdot 70 = 2961 \text{ кг}$$

$$G_4 = 2,99 \cdot 10 \cdot 70 = 2093 \text{ кг}$$

$$G_5 = 3,14 \cdot 10 \cdot 70 = 2198 \text{ кг}$$

Сидячі пасажери:

$$G_6 = \frac{4,54}{0,32} \cdot 70 = 1078 \text{ кг}$$

$$G_7 = \frac{5,45}{0,32} \cdot 70 = 1346,7 \text{ кг}$$

$$G_8 = \frac{6,45}{0,32} \cdot 70 = 1658,2 \text{ кг}$$

2.1.12 Вага тари дорівнює:

$$G_T = E_{\text{сид}} \cdot T \quad (2.11)$$

де T — вага власної конструкції (нетто), віднесена до одного сидячого місця. Для різних видів міського електричного транспорту цей показник варіюється в наступних межах:

- Тролейбуси: 200-260кг/місце;
- Трамвайні вагони: 240-350кг/місце;
- Вагони метрополітену: 450 -750кг/місце.

$$G_T = 38 \cdot 450 = 17100\text{кг}$$

2.1.13 Визначаємо реакції в опорах кузова (R_A , R_B). Розподіл мас між мостами (візками) здійснюється шляхом складання рівнянь статичних моментів відносно опорних точок кузова. Це дозволяє точно визначити реакції, що виникають у вузлах кріплення ходових частин при повному розрахунковому навантаженні.

$$\Sigma M_A = 81243,33 \text{ кг}\cdot\text{м}$$

R_B дорівнює:

$$R_B = 7854,7\text{кг}$$

$$\Sigma M_B = 6449,45 \text{ кг}\cdot\text{м}$$

R_A дорівнює:

$$R_A = 6129,4 \text{ кг}$$

Згідно з вимогами Правил технічної експлуатації, компонування обладнання та пасажирського салону вагонів метрополітену має забезпечувати симетричний розподіл маси. Вертикальне навантаження на передній візок не повинно перевищувати 50% від загальної ваги вагона, що гарантує ідентичну завантаженість обох ходових частин.

$$(R_B + R_A) \cdot 0,5 \approx R_A$$

$$(7854,7 + 6129,4) \cdot 0,5 = 6766,8$$

Похибка складає:

$$\frac{(5645,7 - 5844,3)}{5844,3} \cdot 100 = 3 \%$$

Допустимий поріг розбіжності між фактичним та цільовим розподілом мас становить 3%. При перевищенні цього ліміту виконується ітераційне перепланування інтер'єру: у перевантаженій частині кузова встановлюються додаткові пасажирські сидіння. Це дозволяє знизити сумарну вагу в цій зоні, оскільки площа, яку займає сидячий пасажир, створює менше питоме навантаження на підлогу, ніж зона для пасажирів, що стоять.

2.2 Дослідження додаткових силових факторів у системі підвішування

2.2.1 Визначення додаткових навантажень від дій бокових сил

До бічних навантажень відносяться відцентрова сила, сила бічного тиску вітру, а так само бічний момент, що викликається зміщенням кузова в бік.

Відцентрова сила, яка виникає при русі РС в кривій, приймається прикладеною в центрі тяжіння РС. При русі на повороті тролейбуса відцентрова сила співпадає з радіусом, проведеним через центр ваги і миттєвий центр повороту.

Визначаємо відцентрову силу при русі на повороті за формулою:

$$P_c = \frac{G * V_{kp}^2}{g * R} \quad (2.12)$$

де g – прискорення вільного падіння

$$g = 9,81 \text{ м/с}^2;$$

R – радіус кривої, м

$R = 15$ м;

$V_{кр}$ – швидкість тролейбуса на повороті, м/с

приймаємо $V_{кр} = 1,27\sqrt{15} = 4,91$ м/с;

G – повна вага тари з пасажирями, $G = 180600$ Н;

$$P_c = \frac{180600 * 4,91^2}{9,81 * 15} = 29588,3 \text{ Н}$$

Розрахунковий бічний тиск вітру визначаємо за формулою:

$$P_B = p \cdot D \cdot h_k, \text{ кН} \quad (2.13)$$

де h_k – висота кузова = 3 м;

D – довжина кузова;

p – розрахунковий питомий бічний тиск вітру,

$p = 0,5 \text{ кН/м}^2$,

$$P_B = 0,5 \cdot 11 \cdot 3 = 16,5 \text{ кН}$$

Сила P_B прикладається в центрі тяжіння бічних проєкцій кузова і направлена в бік P_c .

2.2 Визначення вертикального динамічного навантаження

Вертикальне динамічне навантаження обумовлене прискоренням підресорених частин механічного обладнання, які виникають при вертикальних коливаннях кузова при наїзді на нерівності дороги.

Вибираємо коефіцієнт вертикальної динаміки:

$$K_d = 1 + \alpha + \frac{0,01 * V}{fct} = 1 + 0,1 + \frac{0,01 * 50}{17} = 1,129$$

де α – коефіцієнт інерції рівний 0,1 для підресорених частин, 0,15 для не підресорених частин.

V – конструктивна швидкість

$f_{ст}$ – статичний прогиб ресорної підвіски (від 14 – 20см)

Визначаємо додаткове вертикальне навантаження за формулою:

$$P_d = G(K_d - 1), \text{ Н} \quad (2.14)$$

$$P_d = 180600(1,129 - 1) = 23631,5 \text{ Н}$$

2.3 Визначення додаткового навантаження від ухилу

При русі екіпажу по ухилам з'являється горизонтальна сила, яка є складовою ваги і спрямована завжди вниз по ухилу. Ця сила викликає додаткове вертикальне навантаження і горизонтальне навантаження, що діють на ходові частини.

Визначаємо вертикальне навантаження від ухилу за формулою:

$$Q_{YB} = \frac{G'' h}{B}, \text{ кН} \quad (2.15)$$

де G'' – загальна вага помножена на $\cos \alpha = \arctg i$

i – ухил шляху в ‰

$$Q_{YB} = \frac{152047,7 * 0,7}{5} = 21286,6 \text{ Н}$$

Визначаємо горизонтальне навантаження від ухилу за формулою:

$$Q_{YГ} = 0,5 \cdot G', \text{ кН} \quad (2.16)$$

$$G' = G \cdot \sin \alpha_y = 100754,5$$

$$Q_{\text{УГ}} = 0,5 \cdot G \cdot \sin \arctg i \quad (2.17)$$

$$Q_{\text{УГ}} = 0,5 \cdot 100754,5 = 50377,2 \text{ Н}$$

2.4 Визначення додаткових навантажень на ходові частини від дій сил інерції вздовж РС зрушенні та гальмуванні

При зрушенні та гальмуванні виникає сила інерції, прикладена в центрі тяжіння і направлена в здовж за напрямком руху, а при гальмуванні проти руху

Сила інерції кузова з пасажирями визначається за формулою:

$$P_i = m \frac{dv}{dt} = \frac{G}{g}, \text{ кН} \quad (2.18)$$

де m – приведена маса кузова з пасажирями;

$1+\gamma$ – коефіцієнт інерції частин, що обертаються, $1+\gamma = 1,16$

$$P_i = G \frac{\psi}{1+\varphi} = \frac{0,6}{1,16} \cdot 180600 = 93413,7 \text{ Н}$$

при зрушенні $P_i = 93413,7 \text{ Н}$

при гальмуванні $P_i = 93413,7 \text{ Н}$

Визначаємо додаткове вертикальне навантаження на вісі, за формулою:

$$Q_i = P_i \frac{h}{B}, \text{ Н} \quad (2.19)$$

$$Q_i = 93413,7 * \frac{0,7}{5} = 13077,9 \text{ Н}$$

$$- Q_i = 93413,7 * \frac{0,7}{5} = 13077,9 \text{ Н}$$

Додаткові навантаження у межах довідникових значень, що відповідає виконаним розрахункам.

3 ОЦІНКА ПОКАЗНИКІВ БОКОВОЇ ВЗАЄМОДІЇ В СИСТЕМІ «КОЛЕСО-РЕЙКА» ЗА НАЯВНОСТІ КОМПОНЕНТНИХ РЕСОР

3.1 Загальні положення

Сучасний рейковий транспорт, особливо високошвидкісні поїзди, вагони метро та сучасні трамваї, активно використовує гумотехнічні вироби в системі ресорного підвішування. Гума має унікальну здатність поглинати високочастотні вібрації та шум, що непідвладно сталевим пружинам.

Ось основні типи гумових та гумометалевих елементів, які застосовуються сьогодні це гумометалеві пружини (сендвіч-пакети) (рис. 3.1).

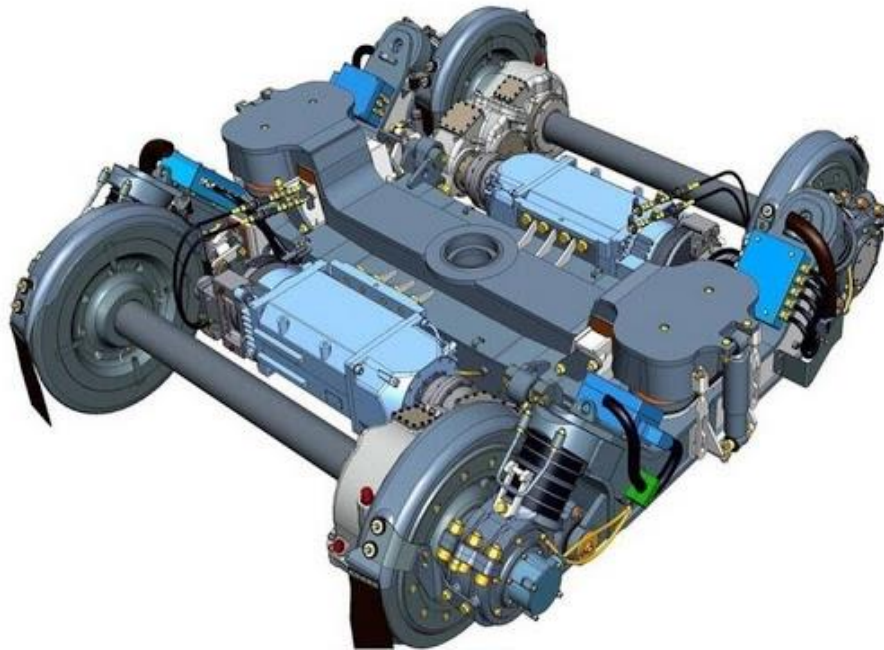


Рисунок 3.1 – Візок вагона метрополітену з V – подібними гумовими елементами

Це найпоширеніший тип елементів у первинному підвішуванні (між буксою та рамою візка). Вони складаються з чергованих шарів гуми та сталевих пластин.

Їх принцип роботи засновано на сталеві пластини обмежують розширення гуми в боки, що дозволяє витримувати величезні вертикальні навантаження, зберігаючи при цьому еластичність у поздовжньому та поперечному напрямках. Буксові вузли електропоїздів та вагонів метро.

Шевронні гумові елементи різновид сендвіч-пружин, де шари мають V-подібну форму. Особливістю є така геометрія забезпечує різну жорсткість у трьох осях. Це критично важливо для стабілізації візка під час руху по кривих ділянках колії. На рисунку 3.2 показано компонентний пружний елемент для ресорного підвішування рейкового транспорту.

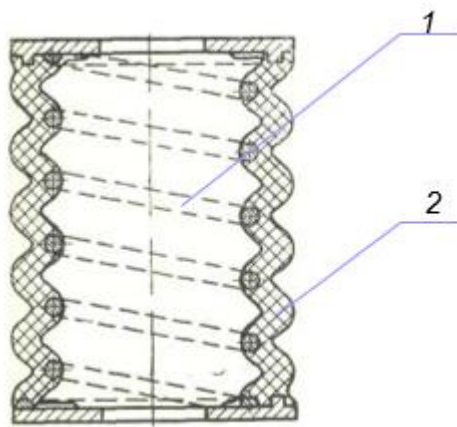


Рисунок 3.2 – Компонентний пружний елемент

1 – пружина, 2 – гумова оболонка

Гумометалеві шарніри (сайлентблоки) використовуються у вузлах з'єднання важелів, тяг та гасників коливань. Дозволяють деталям повертатися на невеликі кути без мащення та зносу металевих поверхонь. Повне виключення люфтів та металевого стукоту в з'єднаннях.

3.2 Розрахунок гумових пружних елементів на міцність.

Розрахункове значення жорсткості системи гумових амортизаторів встановлюється на основі фізико-механічних характеристик еластомеру та сумарної деформаційної здатності елементів у комплекті [6]:

$$Ж_m = \frac{F_o}{n \cdot p} (k \cdot E \cdot \sin^2 a + G \cdot \cos^2 a), \quad (3.1)$$

де F - площа поперечного перерізу елемента, яка дорівнює:

$$F_o = \frac{\pi(D_1^2 - D_2^2)}{4}, \quad (3.2)$$

D_1 - зовнішній діаметр гумових пружин елементів, мм;

D_2 - внутрішній діаметр досліджуваного гумового елемента, мм.

p - товщина гуми одного кільця у вільному стані, мм ;

n - кількість гумових елементів;

G - модуль пружності на зсув, що дорівнює 0,7 МПа;

E - модуль пружності на стиск, $E = 3,0$ МПа;

α – кут між опорною поверхнею і напрямком сили; під час розрахунків приймають $\alpha = 45^\circ$;

K - коефіцієнт збільшення жорсткості, який знаходять на основі графічної залежності (рис. 6.2) з урахуванням коефіцієнта форми K_ϕ

$$K_\phi = \frac{F_o}{F_b} = \frac{D_1 - D_2}{4B}, \quad (3.3)$$

де F_o - площа однієї опорної поверхні кільця, мм²

F_b - площа поверхні випирання кільця, мм².

$$F_b = 2\pi B(D_1 - D_2), \quad (3.4)$$

де B – товщина гумових елементів.

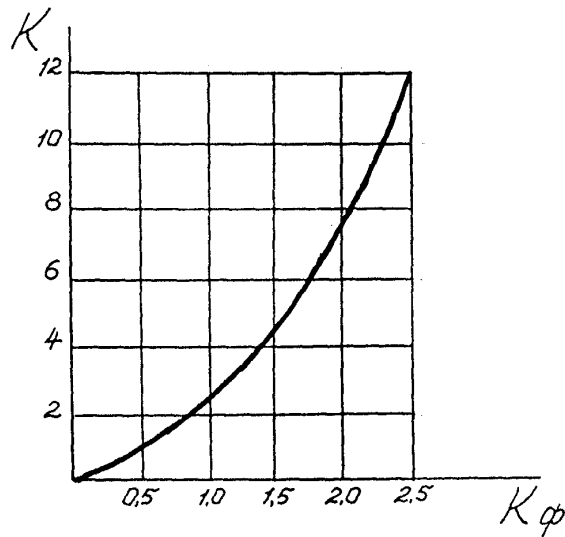


Рисунок 3.3 – Залежність коефіцієнта жорсткості від коефіцієнта форми $K = f(K_\phi)$

Визначення міцнісних характеристик гумових амортизаторів при стисканні ґрунтується на врахуванні значень абсолютної деформації, спричиненої постійним (статичним) навантаженням $\Delta B \leq 0,2B$ [6].

При великих значеннях ΔB гума швидко руйнується.

Характеристика гумового амортизатора у межах відносної деформації $\varepsilon = \Delta B / B \leq 0,2$ має лінійний вигляд згідно із законом Гука, відносно якого напруження стиску дорівнюватиме $\delta = E \cdot \varepsilon$.

Виходячи з діаграми одновісного розтягування $\delta = P / F$ та шляхом зіставлення правих частин відповідних рівнянь, встановлюється значення граничного зусилля стиску P_{\max} . Це дозволяє гарантувати дотримання умов міцності для гумових пружних елементів при експлуатаційних навантаженнях [6].

Розрахуємо жорсткість запропонованого компонентного елемента за формулою 3.1:

$$J_m = \frac{49910.3}{8 \cdot 25.3} \cdot (2 \cdot 3 \cdot \sin^2 45^\circ + 0.7 \cdot \cos^2 45^\circ) = 1394.3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Відповідно площа поперечного перерізу компонентного елемента визначається за формулою 3.2:

$$F_0 = \frac{3,14 \cdot (344^2 - 234^2)}{4} = 49910,3 \text{ мм}^2$$

Коефіцієнт форми і площа випирання кільця згідно формули 3.3 і 3.4 відповідно:

$$K_\phi = \frac{F_0}{F_b} = \frac{(344 - 234)}{4 \cdot 31,2} = 0,88$$

$$F_b = 2 \cdot 3,14 \cdot 31,2 \cdot (344 - 234) = 21552,96 \text{ мм}^2$$

При розрахунку на міцність враховуються також властивості циліндричної пружини, яка армована в середині. Згідно закону Гука маємо максимальне зусилля в компонентному пружному елементі:

$$P_{max} = 3 \cdot 0,2 \cdot 49910,3 = 29946 \text{ Н} \approx 30 \text{ кН}$$

На кожен компонентний елемент приходить 3 тони ваги, тобто з врахуванням, що на візках вагона 16 компонентних елементів це 48 тон, тому, відповідно, вага кузова з пасажирами не перевищує 34 т і можна стверджувати, що даний компонентний елемент задовольняє умовам напруженого стану ресорного підвішування вагона метрополітену.

4 ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1 Вступ

Основною метою охорони праці є мінімізація ризиків травмування або професійних захворювань персоналу. Це досягається шляхом створення безпечних умов, які одночасно забезпечують належний рівень комфорту та сприяють досягненню максимальної продуктивності виробничого процесу згідно Закону України [7,8].

Відповідно до ст. 4 Закону України «Про охорону праці», державне регулювання у цій сфері ґрунтується на низці фундаментальних принципів, що визначають пріоритетність безпеки людини в процесі виробництва.

Основні принципи державної політики:

- **Пріоритетність життя та здоров'я:** Беззаперечна перевага безпеки працівників над результатами виробничої діяльності, а також повна відповідальність роботодавця за створення належних умов праці.
- **Комплексний підхід:** Вирішення питань безпеки на основі національних програм, з урахуванням науково-технічного прогресу та екологічних стандартів.
- **Соціальна захищеність:** Гарантоване відшкодування збитків особам, які постраждали від нещасних випадків на виробництві або професійних захворювань.
- **Єдність нормативних вимог:** Встановлення спільних стандартів безпеки для всіх суб'єктів господарювання, незалежно від їхньої форми власності.
- **Економічне стимулювання:** Застосування фінансових методів управління, зокрема пільгового оподаткування для підприємств, що впроваджують інноваційні засоби захисту.

- **Безперервність навчання:** Обов'язкова професійна підготовка та регулярне підвищення кваліфікації персоналу з питань безпеки життєдіяльності.
- **Координація та співробітництво:** Взаємодія державних органів, громадських організацій та соціальний діалог між власниками й трудовим колективом.
- **Міжнародна інтеграція:** Використання світового досвіду для вдосконалення вітчизняних систем захисту праці.

Об'єктом проектування є відділення по ремонту візків. При ремонті візка передбачено проведення комплексу організаційних, санітарних та технічних заходів, виконання яких сприяє організації безпеки праці.

4.2 Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів

У відповідності з системою стандартів безпеки праці, яка є основною нормативно-технічною базою охорони праці, умови праці характеризуються відсутністю або наявністю небезпечних або шкідливих виробничих факторів.

На базі аналізу умов роботи й технологічного процесу формування ресор гумовотехнічних виробів, були виділені наступні небезпечні й шкідливі виробничі фактори [9]:

1. Фізичні небезпечні й шкідливі виробничі фактори:

- ☞ рушійні машини й механізми;
- ☞ підвищений рівень пилу у повітрі робочої зони;
- ☞ підвищений рівень шуму на робочому місці;
- ☞ підвищена або знижена температура повітря робочої зони;
- ☞ підвищена або знижена вологість повітря;
- ☞ підвищена напруга в електричному ланцюзі, замикання якого може пройти через тіло людини;

2. Хімічні небезпечні й шкідливі фактори:

- ☞ по характері впливу на організм людини (загально токсичні й сенсibiliзуючі);
- ☞ по шляху проникнення в організм людини, через шкіру й дихальні шляхи.

До фізичних НШВФ на дільниці по ремонту візків відносяться:

- рухомі машини та механізми - кран-балки, електрокари для переміщення візків;
- Для запобігання травматизму, пов'язаного із захопленням одягу або волосся рухомими елементами обладнання (гідравлічного горизонтального преса мод. 6736, вертикально-свердлильного верстата мод. 2М-112, а також свердлильних верстатів та верстаків з лещатами), необхідно суворо дотримуватися вимог [9]. Зокрема, всі відкриті зубчасті передачі мають бути закриті захисними кожухами. Персонал зобов'язаний використовувати головні убори для захисту волосся та слідкувати, щоб елементи спецодягу не мали вільно звисаючих кінців;
- виробниче середовище на ремонтній дільниці характеризується значним виділенням пилу та газів, що виникають під час зварювальних і свердлильних робіт. Це створює подвійну загрозу: погіршення стану здоров'я працівників та передчасне руйнування вузлів тертя верстатного парку через потрапляння твердих часток. Ефективне видалення шкідливих викидів забезпечується шляхом впровадження сучасних засобів фільтрації та очищення повітря. (фільтри, які відповідають [9]).
- на дільниці з ремонту візків джерелами інтенсивного шуму та вібрації є обладнання з неврівноваженими масами, що обертаються. Відповідно до вимог нормативного документа [9], з метою зниження рівня звукового тиску на робочих місцях необхідно впроваджувати наступні заходи: застосування вібропоглинаючих та шумозахисних

покриттів, а також використання звукоізолюючих кожухів для приводів шумних агрегатів.;

- ризик ураження електричним струмом виникає внаслідок підвищення напруги в електричному колі та можливості його замикання через тіло людини. Основними небезпечними факторами є випадковий контакт із металевими корпусами обладнання, що не мають належної ізоляції від землі та опинилися під напругою в результаті пробою. Також значну загрозу становлять зварювальні роботи, де ураження можливе безпосередньо під дією електричної дуги.

При ремонтних роботах найбільш широко використовують установки напругою до 1000В. Дільниця по ремонту візків відноситься до приміщень без підвищеної небезпеки влучення електричним струмом.

Згідно з [9] необхідними заходами і мірами захисту являються: забезпечення недоступності до струмоведучих частин, використання зниженої напруги (36В та нижче), занурення електроустановок, застосування, захисних засобів.

До хімічних НШВФ відносяться:

- загально токсичні - на дільниці з ремонту візків виділяються шкідливі речовини. У зв'язку із застосуванням лакофарбу вальних матеріалів та розчинників. ДСТУ-Н Б А.3.2-1:2007 встановлює гранично допустимі концентрації шкідливих речовин, в тому числі лакофарбувальних та розчинників. Враховуючи високу небезпечність пальних речовин, їх шкідливість при впливі на людину, у відповіді з діючими ми нормами потрібний періодичний контроль концентрації речовин у повітряному середовищі.

До психофізіологічних НШВФ відносять:

- нервопсихічні - перенапруження аналізаторів слухового апарату під впливом шуму;

- емоціональне навантаження - обумовлена відповідальністю виконуючих робіт.

Розробка організаційних та технічних заходів по утворенню нешкідливих та безпечних умов праці на дільниці по ремонту візків.

4.3 Організаційно-технічні заходи по забезпеченню безпеки умов праці

Функціональні обов'язки персоналу визначені положенням «Про організацію роботи з управління охороною праці в житлово-комунальному господарстві України».

Відповідальність за безпеку праці покладена на адміністрацію підприємства за загального керівництва директора та його заступника, а також безпосередньо на начальника цеху та майстра дільниці.

Важливою складовою є проведення обов'язкових інструктажів з охорони праці. Допуск будь-якого працівника до виконання робіт без проходження відповідного інструктажу суворо заборонено. На дільниці передбачено такі види інструктажів:

- ввідний інструктаж;
- первинний інструктаж на робочому місці;
- позаплановий інструктаж;
- поточний.

На дільниці повинні бути вивішені на видних місцях: правила внутрішнього розпорядку; інструкція по протипожежним заходам, інструкція по техніці безпеки і охороні праці.

4.3.1 Електробезпека

Дільниця з ремонту візків зазвичай належить до приміщень із підвищеною небезпекою через наявність струмопровідного пилю, металевих підлог або заземлених конструкцій та великої кількості масивного обладнання [10].

- Напруга живлення: Для переносного електроінструменту в зонах з підвищеною небезпекою використовується напруга не вище 42 В, а в особливо несприятливих умовах (всередині металевих конструкцій) — до 12 В.
- Ступінь захисту (IP): Електродвигуни та пускова апаратура повинні мати виконання, що відповідає класу зони (захист від пилу та бризок води).

Для запобігання ураженню електричним струмом при дотику до металевих частин, що опинилися під напругою, застосовуються такі методи:

- Захисне заземлення: Всі металеві неструмопровідні частини обладнання (корпуси верстатів, пресів, зварювальних трансформаторів, каркаси розподільчих щитів) підлягають обов'язковому заземленню.
- Занулення (система TN-S/TN-C-S): Швидке відключення пошкодженої ділянки мережі при замиканні на корпус.
- Пристрої захисного відключення (ПЗВ/УЗО): Обов'язкове встановлення ПЗВ для захисту ліній, що живлять ручний інструмент та розеткові мережі.
- Подвійна ізоляція: Використання ручного електроінструменту класу II, який не потребує заземлення корпусу.

Оскільки ремонт візків часто включає наплавлення та зварювання балок, особлива увага приділяється:

- Ізоляції зварювальних кабелів: Відсутність пошкоджень та надійне з'єднання через спеціальні муфти.
- Обмеженню напруги холостого ходу: Зварювальні трансформатори повинні мати пристрої автоматичного зниження напруги холостого ходу до безпечного рівня.
- Захисту від випромінювання: Використання захисних екранів (ширм), щоб запобігти впливу електричної дуги на інших працівників дільниці.

Персонал дільниці повинен бути забезпечений перевіреними діелектричними засобами:

1. Діелектричні рукавички та боти: Для робіт безпосередньо в електроустановках.
2. Діелектричні килимки: Встановлюються перед пультами керування верстатами та розподільчими щитами.
3. Інструмент з ізольованими ручками: Робоча частина повинна мати цілісне покриття без тріщин та сколів.

Всі ЗІЗ повинні мати штамп (клеймо) з актуальною датою наступного лабораторного випробування. Використання протермінованих засобів суворо заборонено.

Організаційні заходи:

- Допуск до робіт: До обслуговування електроустановок допускаються лише особи, які пройшли спеціальне навчання та мають групу з електробезпеки (не нижче II для операторів верстатів та III-IV для електриків).
- Маркування та попередження: Наявність знаків «Обережно! Електрична напруга», чітких схем електропостачання на внутрішній стороні щитків.
- Регламент закінчення робіт: Обов'язкове повне знеструмлення силових ліній після завершення зміни.

Дії при ураженні струмом:

Кожен працівник ділянки повинен володіти навичками:

1. Швидкого звільнення потерпілого від дії струму (вимкнення рубильника, відкидання дроту сухою палицею).
2. Надання першої долікарської допомоги (штучне дихання, непрямий масаж серця) до прибуття медиків.

Особи, які не досягли 18-річного віку згідно ПТЕ не можуть бути допущені для ведення самостійних робіт в електроустановках. Згідно з [10] робітнику забороняється:

- приступати до роботи без інструктажу по техніці безпеки;

- робити не справним інструментом або користуватися несправним обладнанням;
- робити без встановлених нормами спеціальної одежі, спецвзуття та запобіжних пристосувань;
- робити без освітлення та в необхідних випадках огороження робочого місця;
- користуватись електроприладами та електроустановками при наявності на них відкритих струмоведучих частин або несправної ізоляції;
- брати незахищеними руками неізольовані або з пошкодженою ізоляцією проводу електроустановок;
- захаращувати інструментом та матеріалами проходи;
- робити із піднятими рукавами і без головного вбрання;
- робити у стані навіть легкого алкогольного або наркотичного захмеління.

Кожен працівник забезпечується справним інструментом, що відповідає специфіці виконуваних робіт; обов'язковим є попередній інструктаж щодо правил його експлуатації. Перед початком робіт захисні засоби та інструментарій підлягають обов'язковому огляду. Діелектричні килими, рукавички, калоші, а також ізоляційне покриття ручок не повинні мати тріщин, розривів чи інших дефектів. Усі засоби індивідуального захисту (ЗІЗ) повинні мати чітке клеймо про проходження випробувань на діелектричну міцність.

Згідно з вимогами [11], для забезпечення належної якості повітря передбачено встановлення місцевих відсмоктувачів безпосередньо біля обладнання, а також використання пиловловлювачів та фільтрувальних систем.

4.3.2 Пожежна безпека

Пожежна небезпека та причини виникнення загорянь

Відповідно до нормативних вимог [12] та [13], дільниця з ремонту візків вагонів метрополітену класифікується як об'єкт із підвищеною пожежною небезпекою. Основними факторами, що можуть призвести до займання, є:

- Електротехнічні несправності: перевантаження мереж, пошкодження ізоляції, короткі замикання, іскріння контактних з'єднань, а також використання електрообладнання (двигунів, пускової апаратури) у відкритому виконанні в пожежонебезпечних зонах.
- Технологічні чинники: порушення регламентів експлуатації сушильних камер (перевантаження ТЕНів) та електрозварювальних установок, де використовується енергія електричної дуги.
- Порушення режиму зберігання: неправильне поводження з легкозаймистими речовинами (ЛЗР), такими як мастила, ацетон чи газ, а також накопичення промасленого ганчір'я в нещільно закритій тарі, що схильне до самозаймання.

Засоби пожежогасіння та протипожежний інвентар

Для забезпечення високого протипожежного стану дільниці передбачено використання спеціалізованих засобів:

- Первинні засоби: порошкові вогнегасники ОП-10, ящики з піском та пожежні щити з комплектом інструменту (ломи, сокири, лопати, конусні відра). Щити встановлюються у легкодоступних місцях, переважно біля входів.
- Вуглекислотні вогнегасники: розміщуються в утеплених приміщеннях на висоті 1,5 м від підлоги. Обов'язковою є наявність клейма з датою останньої перевірки; доступ до них заборонено захаращувати.
- Водопостачання: на території підрозділу передбачається протипожежне водоймище об'ємом не менше 50 м³.

Конструктивні вимоги та евакуація

Згідно з [13], безпека персоналу забезпечується архітектурно-планувальними рішеннями:

- Евакуація: передбачено виходи, що відчиняються назовні. Ширина виходів розраховується як 0,6 м на кожні 100 працюючих. Максимальна відстань від найвіддаленішого робочого місця до виходу становить 50–100 м.
- Зовнішні комунікації: на стінах будівлі монтуються пожежні драбини з кроком не більше 200 м.
- Просторова ізоляція: дільниці фарбування колісних пар повинні бути відокремлені від термічних, ковальських та зварювальних цехів для запобігання поширенню вогню.

Організаційно-технічні заходи та профілактика

Управління пожежною безпекою в депо здійснюється через:

- Комісійний контроль: пожежно-технічна комісія під керівництвом головного інженера проводить регулярні ревізії електроустановок, перевіряє справність автоматичних вимикачів, захисних реле та калібрування запобіжників.
- Навчання: начальник дільниці проводить щоквартальні протипожежні інструктажі, що поєднуються з інструктажами з техніки безпеки.
- Режим закінчення робіт: відповідальний майстер щозміни перевіряє знеструмлення обладнання та мереж, прибирання промасленого одягу в залізні шафи, а відходів (ганчір'я) — у металеві ящики з щільними кришками. Також контролюється вимкнення вентиляції та зачинення вікон і дверей.

Дії при виникненні пожежі

У разі виявлення осередку займання персонал зобов'язаний негайно розпочати гасіння пожежі наявними первинними засобами та одночасно викликати міську пожежну охорону.

4.4 Висновки по розділу:

У ході розробки розділу було виконано наступне:

- визначено ключові завдання на основі чинних законодавчих актів та нормативно-правових документів з охорони праці;
- ідентифіковано небезпечні та шкідливі виробничі фактори, характерні для дільниці з ремонту візків вагонів метрополітену;
- на основі проведеного аналізу умов праці розроблено комплекс заходів щодо гарантування безпеки персоналу;
- обґрунтовано систему протипожежного захисту та організаційні заходи для запобігання займанням на дільниці;
- впровадження запропонованих у розділі рішень дозволить створити здорові та безпечні умови праці під час виконання технологічних процесів ремонту візків.

ВИСНОВОК

У бакалаврській роботі розроблено вдосконалену систему ресорного підвішування візка вагона метрополітену. Основна увага приділена впровадженню компонентних пружних елементів у центральному та буксовому ступенях підвішування.

Запропонована конструкція поєднує в собі характеристики циліндричної пружини та гумової оболонки, що дозволяє ефективніше гасити коливання порівняно з традиційними гідравлічними демпферами, одночасно забезпечуючи захист металевих частин від корозії та зовнішнього середовища.

Додатково в роботі проведено комплексний аналіз безпеки праці на дільницях ремонту ходових частин. Визначено ключові виробничі ризики та запропоновано низку організаційно-технічних заходів для мінімізації впливу шкідливих факторів і покращення умов роботи персоналу.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Далека В.Х., Рухомий склад міського електричного транспорту. Механічна частина. В.Х. Далека, М.В. Хворост, В.І. Скуріхін, Д.І. Скуріхін. // Навчальний посібник. – Х.: ХНУМГ імені О. М. Бекетова, 2018. 370 стор.
2. EN 13452-1 Railway applications - Braking - Mass transit brake systems Part 1: Performance requirements (Залізниця. Гальмування. Громадський транспорт. Частина 1: Основні положення).
3. Results comparison of numerical analysis with experimental measurement of railway wheels / К. Bizoń, M. Sitarz, A. Śladkowski, K. Chruzik // Proc. V Intern. Sci. Conf. for Middle and Eastern European Countries «Railway wheel sets». – Katowice (Poland), 2002. – CD.
4. Chudzikiewicz A., Modeling of wheel profile wear for increased axle load / A. Chudzikiewicz, M. Opala // Proc. 9th mini conf. on vehicle system dynamics, identification and anomalies. – Budapest (Hungary), 2004. – P. 99-106.
5. Sitarz M., Definition of montage stresses in railway wheel pairs / M. Sitarz, A. Śladkowski // Proc. V Intern. Sci. Conf. for Middle and Eastern European Countries «Railway wheel sets». – Katowice (Poland), 2002. – CD. – 8 р.
6. В.І. Скуріхін, Перспективи розвитку комп'ютерних технологій в електроенергетиці та в електромеханіці: від штучного інтелекту до квантових обчислень / В.І. Скуріхін, Д.Ю. Зубенко, К.С. Ємельянова // Енергозбереження. Енергетика. Енергоаудит, Харків НТУ (ХПІ) № 12 (215) 2025р.
7. Конституція України.
8. Закон України «Про охорону праці», [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://zakon.rada.gov.ua/laws/show/2694-12>.
9. ДСТУ-Н Б А.3.2-1:2007 Система стандартів безпеки праці. Настанова щодо визначення небезпечних і шкідливих факторів та захисту від їх впливу

при виробництві будівельних матеріалів і виробів та їх використанні в процесі зведення та експлуатації об'єктів будівництва.

10. ДНАОП 0.00 – 1.32.01 Правила улаштування електроустановок (зі змінами).

11. ДБН В.2.5-67:2013 Опалення, вентиляція та кондиціонування.

12. Серіков Я.А., Болотских О.Н. Охорона праці / Навч. посібник для дистанційної форми навчання в рамках міжнародного європейського проекту Tempus-Tacis CD JEP – 24150 - 2003 «HUREMA». Харків, 2006. – 120 с.

13. ДБН В.1.1-7:2016 Пожежна безпека об'єктів будівництва. Загальні вимоги.