

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ НАУКИ І ТЕХНОЛОГІЙ

Факультет *“Транспортна інженерія”*

Кафедра *“Управління та експлуатація рухомого складу”*

“ДО ЗАХИСТУ”

Зав. кафедрою *Б. Боднар* Борис БОДНАР

“*12*” *01* 2026 р.

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
до кваліфікаційної роботи *магістра*

на тему: **“Підвищення надійності пневматичної системи електровоза”**

за освітньою програмою: *“Локомотиви та локомотивне господарство”*
зі спеціальності 273 *“Залізничний транспорт”*
галузі знань 27 *“Транспорт та послуги”*

Виконав: студент групи *ЛГ2421*

Керівник *Сергій НЕВГОДЕНКО*
Нормоконтролер *Дмитро БОБИРЬ*
Людмила КОЛОДІЙ

Засвідчую, що у цій роботі немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент *Сергій НЕВГОДЕНКО*

Дніпро, 2026

MINISTRY OF EDUCATION AND SCIENCE OF UKRAINE
UKRAINIAN STATE UNIVERSITY OF SCIENCE AND TECHNOLOGIES

Faculty “*Transport engineering*”

Department “*Management and operation of rolling stock*”

Explanatory Note
to Master’s Thesis

master

on the topic: “**Improving the reliability of the electric locomotive's pneumatic system**”

according to educational curriculum: “*Locomotives and Locomotive Economy*”
in the Speciality *J7 “Railway transport”*

Branch of knowledge *27 “Transport and services”*

Done by the student of the group *LG2421*:

Sergey NEVGODENKO

Scientific Supervisor: Dmytro BOBYR

Normative controller: Liudmyla KOLODII

Dnipro, 2026

Український державний університет науки і технологій

Факультет «*Транспортна інженерія*»,

кафедра «*Управління та експлуатація рухомого складу*»

Спеціальність *J7 «Залізничний транспорт»*

за ОП «*Локомотиви та локомотивне господарство*»

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Завідувач кафедри «Локомотиви»

_____ Борис БОДНАР

«_____» _____ 2025 р.

З А В Д А Н Н Я

на кваліфікаційну роботу на здобуття ОС «*магістр*»

студенту групи *ЛГ2421*

Невгоденку Сергію Миколайовичу

1. Тема кваліфікаційної роботи: «**Підвищення надійності пневматичної системи електровоза**»

затверджена наказом від «**02**» жовтня 2025 р № 1401ст

2. Термін подання студентом закінченої роботи «**13**» січня 2026 р

3. Вихідні дані до кваліфікаційної роботи: проектно-конструкторська документація пневматичної системи електровоза; статистична інформація з надійності пневматичних систем електровозів; нормативно-технічна документація з експлуатації та ремонту електровозів.

4. Перелік креслень (демонстративного матеріалу)

1) Розподіл відмов електровоза.

2) Аналіз надійності пневматичної системи електровоза.

3) Діаграма Парето відмов пневматичного обладнання електровоза.

- 4) Графіки імовірності безвідмовної роботи $R(L)$ та імовірності відмови $Q(L)$ пневматичної системи.
- 5) Pareto-діаграма ризиків FMEA (RPN) пневматичної системи електровоза.
- 6) Конструктивна схема магістральної частини пневматичної системи з заходами підвищення надійності.

5. Перелік питань до розробки та термін виконання

Назва розділу кваліфікаційної роботи	Термін виконання	Обсяг розділу, %
Аналіз стану надійності пневматичної системи електровозів	12.11.2025	30
Будова пневматичної системи електровоза	12.12.2025	30
Обґрунтування та розроблення заходів з підвищення надійності пневматичного обладнання електровозів	14.01.2026	40

Студент _____ Сергій НЕВГОДЕНКО

Керівник роботи _____ Дмитро БОБИРЬ

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи магістра:

71 с., 36 рис., 6 табл., 10 джерел.

Об'єктом дослідження є пневматична система електровоза магістрального типу як відновлювана технічна система, що забезпечує функціонування гальмівного обладнання, апаратів керування та допоміжних пневмоприводів і безпосередньо впливає на експлуатаційну надійність та безпеку руху.

Метою кваліфікаційної роботи є підвищення надійності пневматичної системи електровоза шляхом аналізу статистики відмов, кількісного оцінювання параметричної та структурної надійності, визначення критичних елементів і обґрунтування технічних заходів щодо зниження ризику відмов магістральної частини пневматичного обладнання.

Методи дослідження включають статистичний аналіз експлуатаційних даних міжпоїздних ремонтів електровозів серій 2ЕС5К та 2ЕЛ5 за 2023–2024 роки, побудову діаграм розподілу та діаграм Парето, застосування методів теорії надійності для параметричного та структурного оцінювання, використання експоненціальної моделі відмов, а також проведення розширеного FMEA-аналізу з ранжуванням ризиків. Розрахунки виконано з використанням показника пробігу як наробітку та з урахуванням умов магістральної експлуатації.

Одержані результати свідчать, що пневматичне обладнання стабільно входить до групи систем, які формують істотну частку міжпоїздних відмов електровозів. Встановлено, що найбільш критичним елементом пневматичної системи є магістральна частина, на яку припадає основний внесок у зниження загальної надійності. Параметричні розрахунки показали різке зменшення імовірності безвідмовної роботи при досягненні нормативного міжремонтного пробігу, а структурний аналіз підтвердив послідовний характер з'єднання критичних елементів системи. FMEA-аналіз визначив відмови магістральної частини як такі, що мають найвищі значення пріоритету ризику. Обґрунтовано доцільність концентрації заходів з підвищення надійності саме на магістральному пневмотракті та критичних вузлах пневматичної системи.

Ключові слова: ЕЛЕКТРОВОЗ, ПНЕВМАТИЧНА СИСТЕМА, НАДІЙНІСТЬ, ВІДМОВА, МІЖПОЇЗДНИЙ РЕМОНТ, ПАРАМЕТРИЧНА НАДІЙНІСТЬ, СТРУКТУРНА НАДІЙНІСТЬ, ДІАГРАМА ПАРЕТО, FMEA-АНАЛІЗ.

ВСТУП

Залізничний транспорт залишається одним із базових елементів транспортної системи України, забезпечуючи масові вантажні та пасажирські перевезення, стабільність логістичних ланцюгів і безпеку руху. В умовах інтенсифікації експлуатації тягового рухомого складу, збільшення міжремонтних пробігів, ускладнення умов роботи та підвищення вимог до надійності особливої актуальності набувають питання забезпечення безвідмовної роботи систем, що безпосередньо впливають на безпеку руху електровозів.

Однією з таких систем є пневматична система електровоза, яка забезпечує функціонування гальмівного обладнання, апаратів керування, допоміжних пневмоприводів і систем безпеки. Порушення її працездатності призводить не лише до зниження експлуатаційної надійності локомотива, а й до виникнення загроз безпеці руху та зростання кількості міжпоїздних ремонтів. Практика експлуатації електровозів серій 2ЕС5К та 2ЕЛ15 свідчить, що пневматичне обладнання стабільно входить до числа систем, які формують значну частку відмов у загальній структурі несправностей.

Аналіз сучасного стану проблеми показує, що більшість існуючих робіт у галузі надійності тягового рухомого складу зосереджені переважно на електричному обладнанні, тягових двигунах або силових перетворювачах. Водночас пневматичні системи часто розглядаються фрагментарно – без комплексного поєднання статистичного аналізу відмов, параметричних і структурних моделей надійності та ризик-орієнтованих методів аналізу, таких як FMEA. Це зумовлює наявність прогалин у знаннях щодо кількісної оцінки впливу окремих елементів пневматичної системи на загальну експлуатаційну надійність електровоза.

Особливої уваги потребує магістральна частина пневматичної системи, яка, згідно з експлуатаційною статистикою, характеризується підвищеною частотою відмов, чутливістю до вібраційних навантажень, циклічних напружень, корозійних процесів і температурних коливань. Конструктивні особливості трубопроводів, з'єднань і компенсувальних елементів у поєднанні з реальними умовами експлу-

					0032.220861.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

атації формують технічні протиріччя між вимогами до довговічності, герметичності та ремонтпридатності, які не завжди повною мірою враховані у чинних конструктивних рішеннях.

Таким чином, актуальність даної кваліфікаційної роботи визначається необхідністю системного підходу до підвищення надійності пневматичної системи електровоза, що поєднує аналіз фактичних експлуатаційних даних, використання методів теорії надійності та обґрунтування конкретних технічних заходів, спрямованих на зниження ймовірності відмов критичних елементів.

Об'єктом дослідження у даній роботі є пневматична система електровоза магістрального типу як відновлювана технічна система.

Предметом дослідження є показники надійності пневматичного обладнання електровоза, характер і причини його відмов, а також технічні рішення, спрямовані на підвищення безвідмовності магістральної частини пневматичної системи.

Метою кваліфікаційної роботи є підвищення експлуатаційної надійності пневматичної системи електровоза шляхом аналізу статистики відмов, кількісного оцінювання параметричної та структурної надійності, проведення FMEA-аналізу та обґрунтування технічних заходів щодо зниження ризику відмов магістральної частини пневматичного обладнання.

Для досягнення поставленої мети в роботі передбачено розв'язання таких основних завдань:

- виконати аналіз статистичних даних відмов електровозів серій 2EC5K та 2EL5 за результатами міжпоїздних ремонтів;
- дослідити структуру та динаміку відмов пневматичного обладнання з використанням діаграм розподілу та діаграм Парето;
- здійснити параметричне оцінювання надійності пневматичної системи з використанням експоненціальної моделі відмов;
- побудувати структурну модель надійності пневматичної системи та визначити критичні елементи;
- провести розширений FMEA-аналіз із ранжуванням ризиків відмов;
- обґрунтувати технічні заходи щодо підвищення надійності магістральної

					0032.220861.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

частини пневматичної системи.

Методи дослідження, використані в роботі, включають статистичний аналіз експлуатаційних даних, методи теорії надійності, побудову параметричних і структурних моделей, метод Парето, а також метод аналізу видів і наслідків відмов (FMEA). Розрахунки виконані з урахуванням нормативних вимог і рекомендацій чинних стандартів у галузі надійності та безпеки руху.

Практична цінність роботи полягає в можливості використання отриманих результатів для коригування ремонтних стратегій, удосконалення конструктивних рішень елементів пневматичної системи та підвищення рівня безпеки й надійності експлуатації електровозів у магістральних умовах.

					0032.220861.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

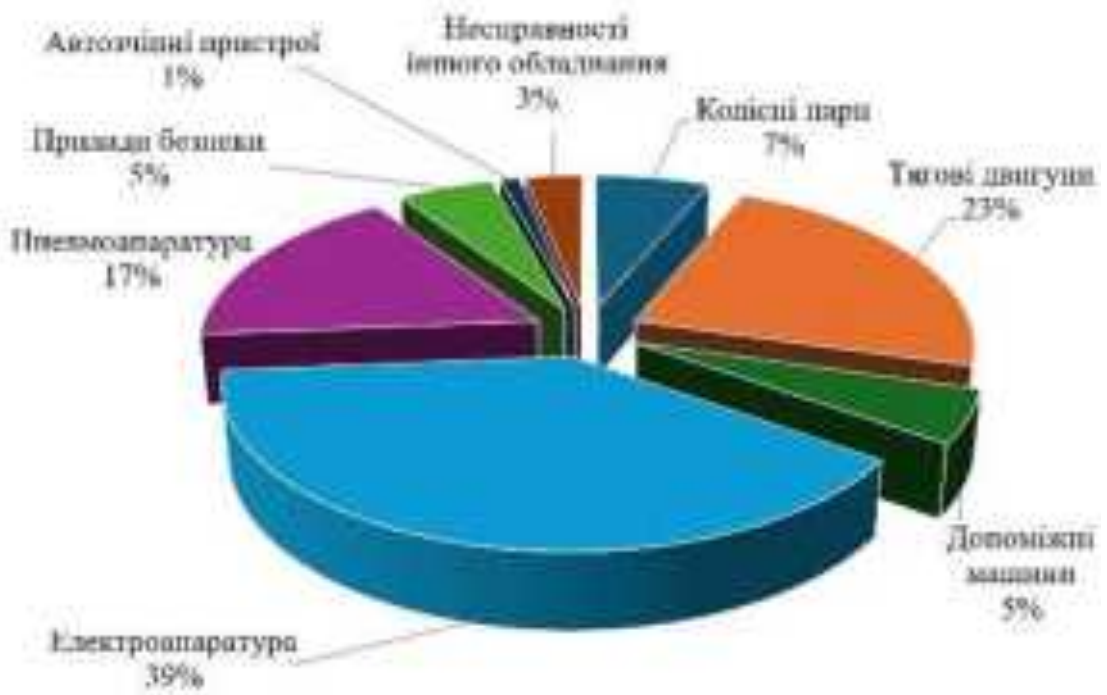


Рисунок 1.1 – Діаграма розподілу за обладнанням міжпоїзних ремонтів електровозів 2ЕС5К та 2ЕЛ5 за 2023 рік

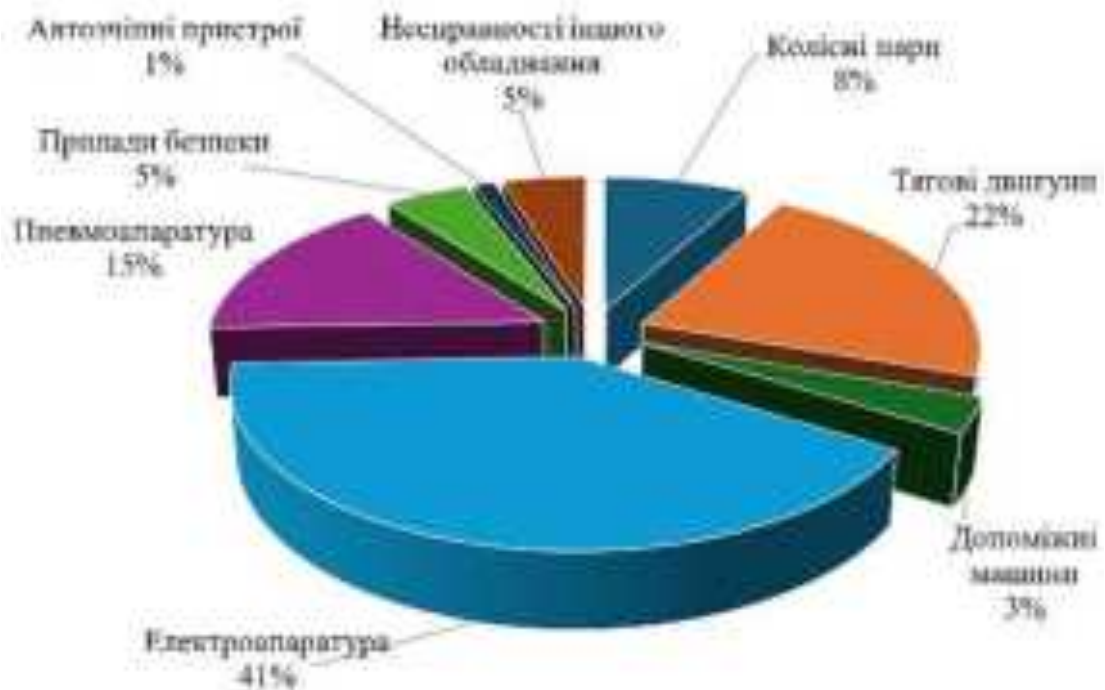


Рисунок 1.2 – Діаграма розподілу за обладнанням міжпоїзних ремонтів електровозів 2ЕС5К та 2ЕЛ5 за 2024 рік

Найбільший внесок у загальну кількість міжпоїздних ремонтів припадає на електроапаратуру. У 2023 році її частка становила 39 %, тоді як у 2024 році вона зросла до 41 %. Збільшення питомої ваги цієї групи може бути пов'язане з інтенсифікацією електричних навантажень, впливом несприятливих умов експлуатації, а також процесами старіння елементної бази силових і керувальних електричних кіл. Це дозволяє зробити висновок, що електроапаратура залишається ключовим чинником, який визначає рівень експлуатаційної надійності електровозів зазначених серій.

Частка несправностей тягових двигунів у 2024 році дещо зменшилася порівняно з 2023 роком – з 23 % до 22 %. Така динаміка може свідчити про підвищення якості ремонтних впливів, більш ефективний контроль електричних і теплових режимів роботи, а також про певну стабілізацію стану ізоляції тягових електродвигунів. Попри це, тягові двигуни залишаються другою за значущістю групою за внеском у загальну кількість міжпоїздних ремонтів.

Для пневмоапаратури характерна тенденція до зменшення питомої частки несправностей – з 17 % у 2023 році до 15 % у 2024 році. Це може бути наслідком покращення технічного стану пневматичних систем, підвищення ефективності регламентних робіт, а також своєчасної заміни зношених елементів. Водночас пневмоапаратура продовжує входити до групи обладнання, що істотно впливає на надійність роботи електровозів.

Інші види обладнання – колісні пари, допоміжні машини, прилади безпеки, автотягачі та інші пристрої та інше обладнання – мають відносно невелику питому вагу в загальній структурі несправностей. Їх сумарний внесок у кожному з розглянутих років не перевищує 20 %, що свідчить про другорядний, але не незначний вплив цих систем на процеси міжпоїздних ремонтів. Невеликі коливання їх часток між роками можуть бути зумовлені особливостями умов експлуатації та випадковим характером окремих відмов.

Загалом порівняльний аналіз діаграм показує, що у 2024 році зберігається та сама ієрархія причин несправностей, що й у 2023 році, за одночасного зменшення загальної кількості міжпоїздних ремонтів. Це дозволяє зробити висновок про доцільність подальшої концентрації заходів з підвищення надійності електровозів насамперед на електроапаратурі, тягових двигунах та пневмоапаратурі, оскільки саме ці групи обладнання визначають основний рівень експлуатаційної надійності рухомого складу.

					0032.220861.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

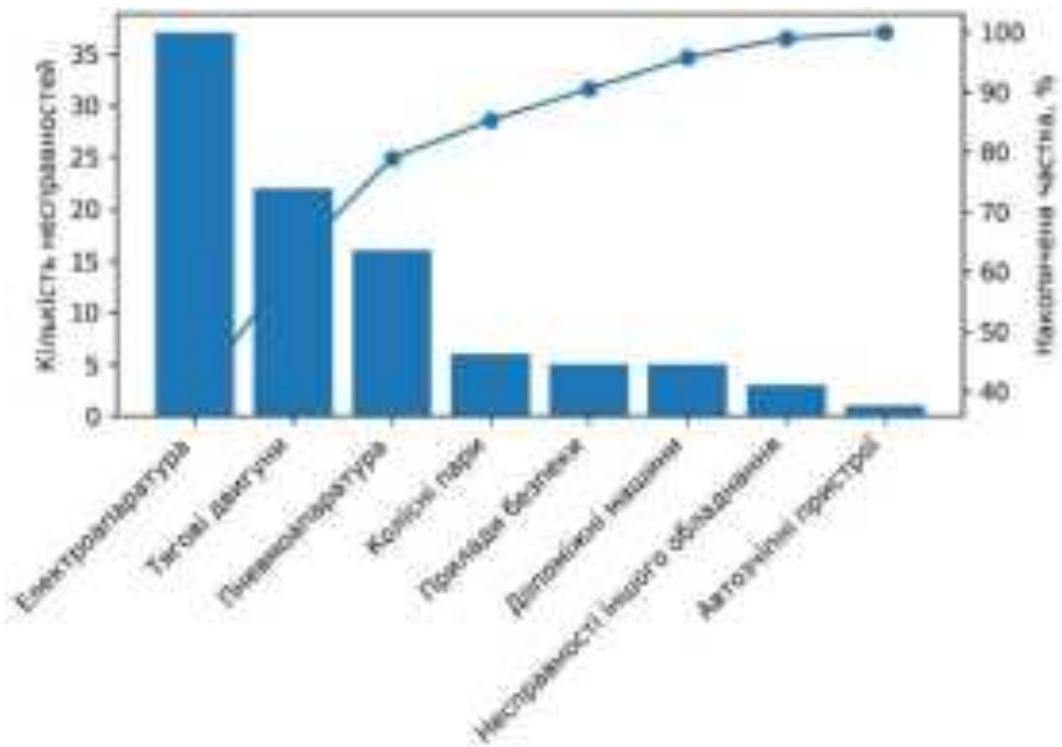


Рисунок 1.3 – Діаграма Парето відмов по обладнанню електровозів 2ЕС5К та 2ЕЛ5 за 2023 рік

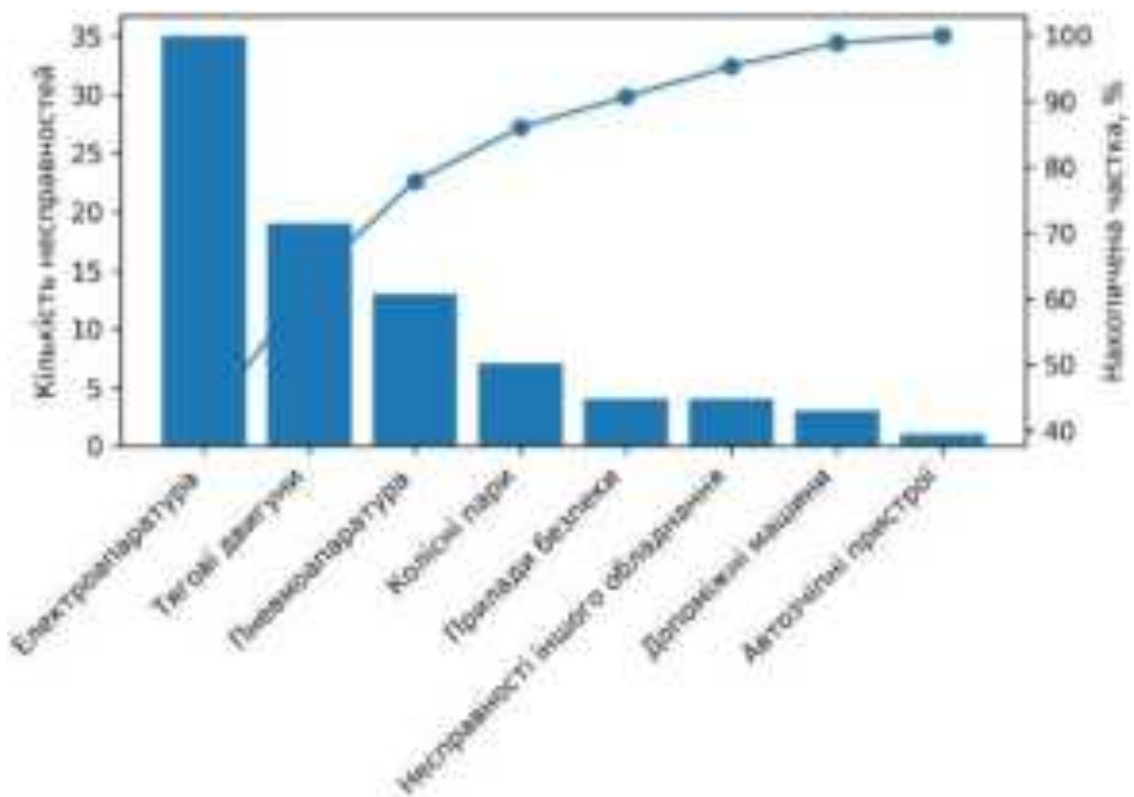


Рисунок 1.4 – Діаграма Парето відмов по обладнанню міжпоїздних ремонтів електровозів 2ЕС5К та 2ЕЛ5 за 2024 рік

Аналіз діаграми Парето за 2023 рік показав, що близько 78 % усіх міжпоїздних ремонтів зумовлено несправностями електроапаратури, тягових двигунів та пневмоапаратури. Це підтверджує домінуючий вплив зазначених систем на рівень експлуатаційної надійності електровозів і обґрунтовує доцільність пріоритетного спрямування ремонтних заходів саме на них.

Порівняльний аналіз діаграми Парето за 2024 рік свідчить про збереження структури причин міжпоїздних ремонтів, характерної для 2023 року. Основну частку несправностей (понад 75 %) знову формують електроапаратура, тягові двигуни та пневмоапаратура. Водночас відзначається зменшення загальної кількості відмов, що може свідчити про підвищення ефективності технічного обслуговування та коригування ремонтної стратегії.

Аналіз діаграм Парето причин міжпоїздних ремонтів електровозів 2ЕС5К та 2ЕЛ5 за 2023 і 2024 роки показав збереження сталої структури несправностей упродовж досліджуваного періоду. В обох роках визначальну роль у формуванні загальної кількості відмов відіграють електроапаратура, тягові двигуни та пневмоапаратура, сукупна частка яких перевищує 75 %, що свідчить про їх системоутворювальний вплив на рівень експлуатаційної надійності рухомого складу. Незначні коливання питомих часток окремих груп обладнання між роками не змінюють загальної ієрархії причин несправностей, а спостережуване зменшення загальної кількості міжпоїздних ремонтів у 2024 році може розглядатися як результат підвищення ефективності технічного обслуговування та коригування ремонтних заходів. Отримані результати підтверджують доцільність концентрації заходів з підвищення надійності насамперед на електроапаратурі, тягових двигунах і пневмоапаратурі, оскільки саме ці системи визначають основний внесок у виникнення міжпоїздних ремонтів.

Таким чином, попри домінування електроапаратури та тягових двигунів у загальній структурі міжпоїздних ремонтів, пневматичне обладнання посідає третє місце за кількістю відмов і має безпосередній вплив на безпеку руху, що зумовлює доцільність його детального аналізу та дослідження показників надійності.

					0032.220861.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

1.2 Аналіз відмов і міжпоїзних ремонтів пневматичного обладнання електровозів

Порівняння відмов за видами пневматичного обладнання електровозів за 2023 і 2024 р.р. наведено в табл. 1.2.

Таблиця 1.2 – Дані про відмови за складовими пневматичного обладнання по роках

Вузол	Кількість відмов по рокам	
	2023	2024
	█	█
	█	█
	█	█
	█	█
	█	█
	█	█
	█	█
	█	█
	█	█
	█	█

За даними табл. 1.2 на рис. 1.5 наведено розподіл відмов пневматичного обладнання за вузлами по роках, а на рис. 1.6 – діаграма Парето відмов пневматичного обладнання у 2024 році.

Аналіз результатів свідчить, що загальна кількість відмов пневматичного обладнання у 2024 році зросла порівняно з 2023 роком (з 23 до 30 відмов), що вказує на підвищення навантаження на пневматичні системи або прогресування зношування їх елементів у процесі експлуатації.

Найбільшу кількість відмов у обох роках формує магістральна частина пневматичної системи – 7 відмов у 2023 році та 9 відмов у 2024 році. Це підтверджує її визначальну роль у забезпеченні працездатності гальмівної та керуючої пневматики, а також її високу чутливість до витоків, забруднення та втомного зношування.

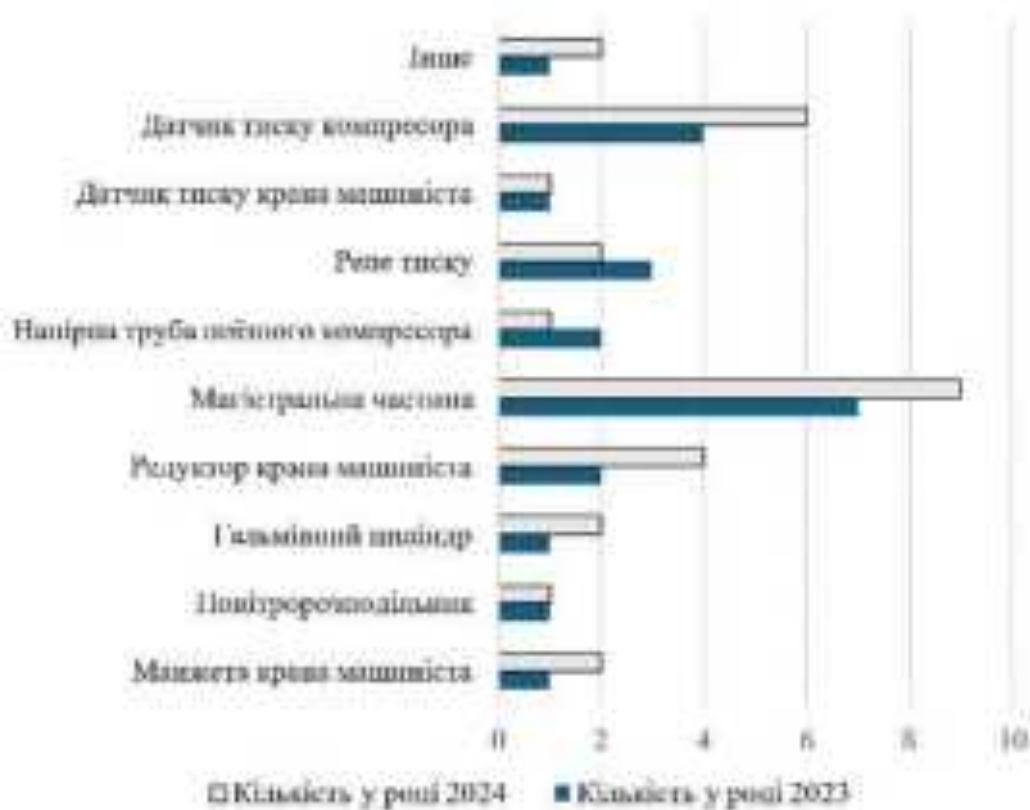


Рисунок 1.5 – Діаграма розподілу відмов пневматичного обладнання по роках

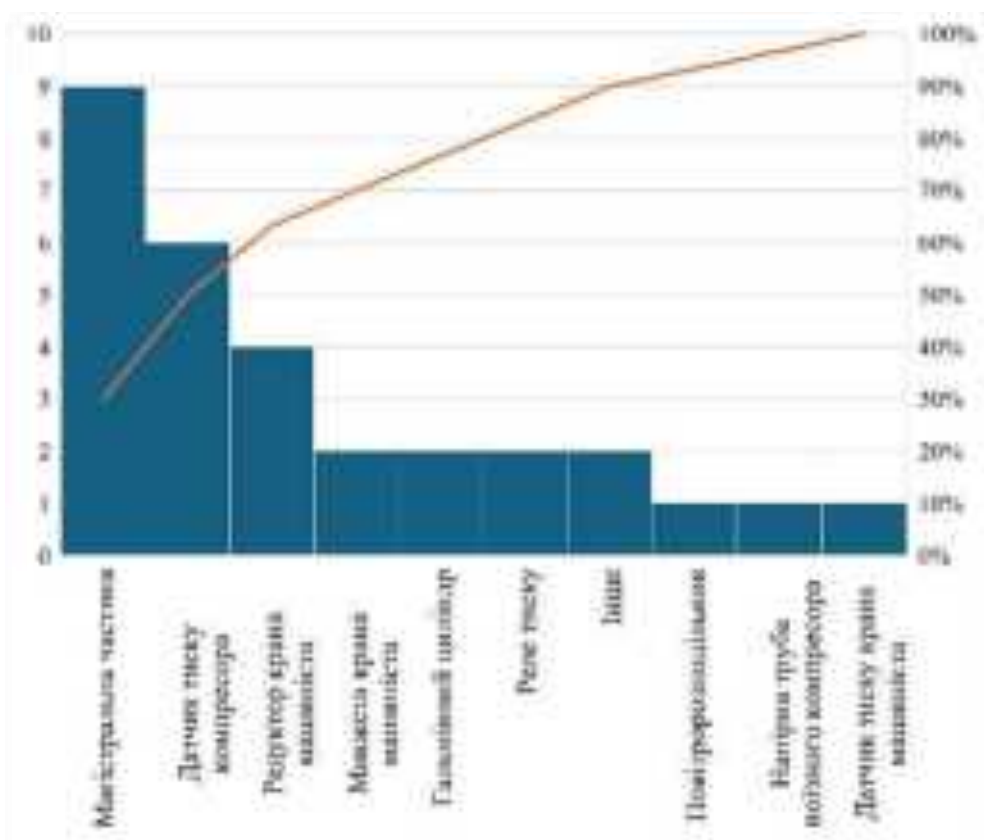


Рисунок 1.6 – Діаграма Парето відмов пневматичного обладнання у 2024 р.

Суттєвий внесок у загальну кількість відмов мають датчики тиску компресора і редуктор крана машиніста. Зростання кількості відмов цих елементів може бути пов'язане з нестабільністю тиску в системі, підвищеними вібраційними навантаженнями та зношуванням ущільнювальних елементів.

Для таких вузлів, як манжета крана машиніста та гальмівний циліндр, також спостерігається тенденція до зростання кількості відмов, що є типовим для елементів із гумово-ущільнювальними деталями та рухомими частинами. Водночас для реле тиску та напірної труби поїзного компресора у 2024 році зафіксовано незначне зменшення кількості відмов, що може свідчити про позитивний вплив виконаних ремонтних заходів або заміну окремих компонентів.

Порівняльний графік по роках чітко демонструє загальну тенденцію зростання відмов у 2024 році практично для всіх ключових вузлів пневматичного обладнання. Особливо виражене зростання характерне для магістральної частини, датчиків тиску компресора та редуктора крана машиніста, що дозволяє ідентифікувати ці вузли як критичні з точки зору експлуатаційної надійності.

Діаграма Парето показує, що приблизно 70–75 % усіх відмов пневматичного обладнання у 2024 році припадає лише на три–чотири вузли: магістральну частину, датчик тиску компресора, редуктор крана машиніста та гальмівний циліндр. Це підтверджує доцільність застосування принципу Парето для обґрунтування пріоритетів технічного обслуговування.

Для зменшення кількості відмов можна запропонувати такі заходи.

По магістральній частині доцільно посилити контроль герметичності, регулярно перевіряти стан з'єднань і трубопроводів, а також запровадити скорочені інтервали діагностування.

По датчиках тиску компресора та редуктору крана машиніста рекомендується виконувати їх профілактичну заміну або калібрування під час планових ремонтів, а також контролювати стабільність тиску в системі.

По елементах з ущільненнями (манжети, гальмівні циліндри) доцільно ретельно відстежувати термін служби гумових елементів і замінювати їх за напрацюванням, а не лише за фактом відмови.

Отримані результати аналізу свідчать про визначальну роль пневматичного обладнання у формуванні міжпоїздних відмов, при цьому найбільший внесок припадає на магістральну частину пневматичної системи. У зв'язку з цим у наступному розділі доцільно детально розглянути будову пневматичного обладнання, проаналізувати характерні види його відмов, дослідити чинники, що зумовлюють

					0032.220861.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

підвищену аварійність магістральної частини, та обґрунтувати технічні заходи, спрямовані на підвищення її надійності.

1.3 Розрахунок надійності пневматичного обладнання електровоза

1.3.1 Розрахунок параметричної надійності

З урахуванням результатів аналізу, наведених у підрозділі 1.2, доцільно перейти до кількісного оцінювання надійності пневматичного обладнання [1].

Об'єктом дослідження у даному підрозділі є пневматичне обладнання електровоза як відновлювана технічна система, що забезпечує формування, підготовку, розподіл і використання стисненого повітря для роботи гальмівного обладнання та допоміжних систем. Оцінювання виконано в умовах магістральної експлуатації, для якої характерні вологість, запиленість, температурні коливання та змінні режими роботи компресора і пневмоапаратури.

З позицій теорії надійності магістральна частина пневматичної системи розглядається як послідовна структурна система, відмова будь-якого її елемента призводить до порушення цілісності повітряного тракту та, як наслідок, до втрати працездатності всієї пневматичної системи електровоза.

Як показник наробітку прийнято пробіг електровоза L , км. Інтенсивність відмов λ задає середню кількість відмов на одиницю пробігу та має розмірність км^{-1} .

Для оцінювання надійності пневматичного обладнання на першому етапі розрахунку прийнято експоненціальну модель відмов, що відповідає експлуатаційній стадії життєвого циклу, на якій інтенсивність відмов може вважатися сталою. Такий підхід є обґрунтованим за умов сталого потоку відмов, характерного для пневматичних систем електровозів у магістральній експлуатації за відсутності масових початкових або зношувальних відмов [2].

Імовірність безвідмовної роботи за експоненціальною моделлю визначається виразом:

$$P(t) = e^{-\lambda t} \quad (1.1)$$

де λ – інтенсивність відмов пневматичного обладнання, км^{-1} ;

L – пробіг електровоза, км.

									0032.220861.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						18

$$\overline{с е р}$$

(1.2)

де n – кількість об'єктів, що відмовили, за наробіток L ;

$\overline{с е р}$ – середня кількість працездатних об'єктів у інтервалі L , км.

За статистичними даними експлуатації електровозів розраховане за формулою (1.2) середнє значення інтенсивності відмов пневматичного обладнання становить $\overline{с е р} - 6 - 1$.

Середній пробіг до відмови

$$\overline{с е р} / \overline{с е р} - 6 \text{ км.} \quad (1.3)$$

Імовірність відмови визначається за формулою:

$$Q(L) = 1 - R(L)$$

(1.4)

Для оцінювання зміни безвідмовності з пробігом виконано розрахунок $R(L)$ та $Q(L)$ за формулами (1.1), (1.4), результати якого наведено у табл. 1.3. За результатами побудовано графіки залежності $R(L)$ та $Q(L)$ від L на рис. 1.7 та рис. 1.8.

Таблиця 1.3 – Результати розрахунку $R(L)$ та $Q(L)$

L , км	$R(L)$	$Q(L)$	L , км	$R(L)$	$Q(L)$
█	█	█	█	█	█
█	█	█	█	█	█
█	█	█	█	█	█
█	█	█	█	█	█
█	█	█	█	█	█
█	█	█	█	█	█
█	█	█	█	█	█

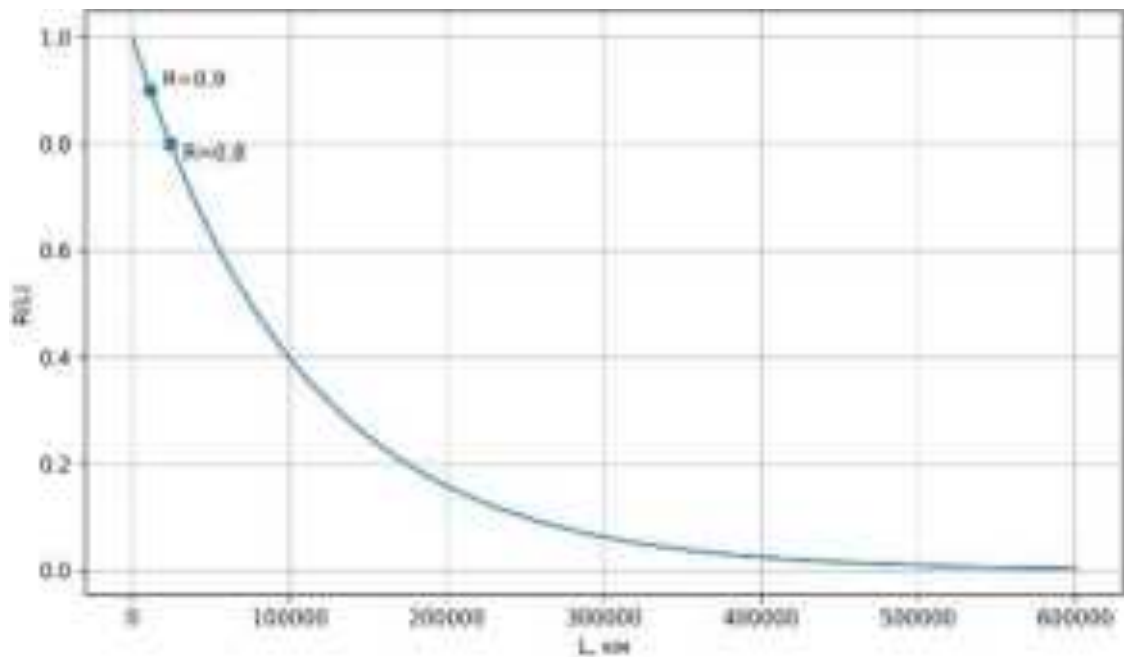


Рисунок 1.7 – Залежність імовірності безвідмовної роботи $R(L)$ від пробігу з виділенням характерних рівнів $R=0,9$ та $R=0,8$

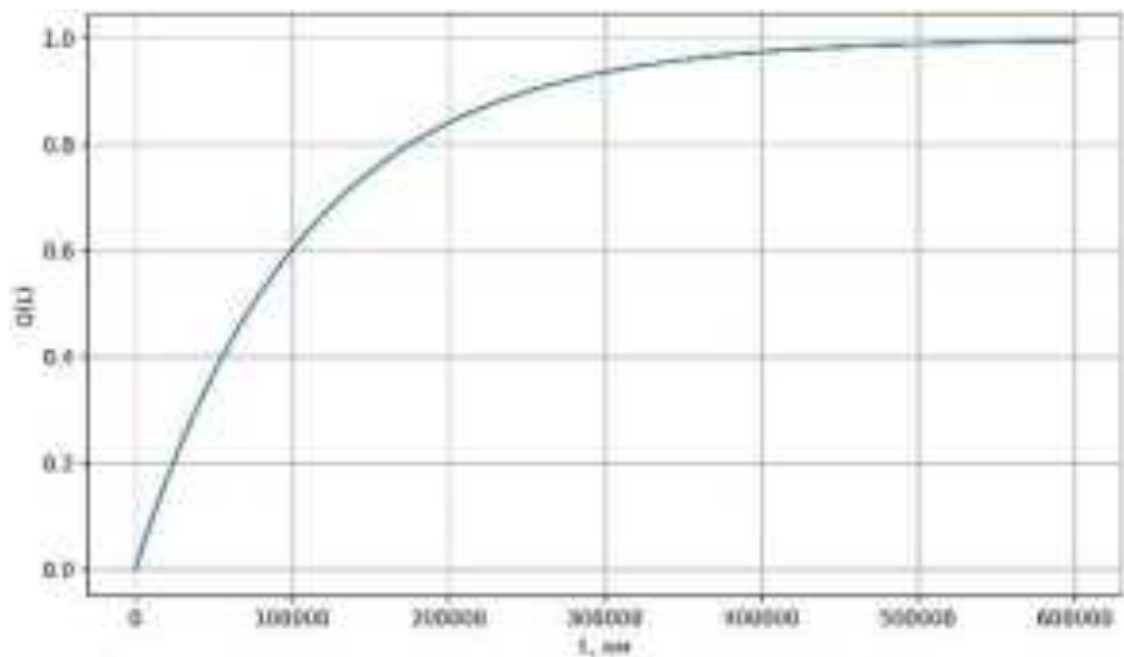


Рисунок 1.8 – Залежність імовірності відмови $Q(L)$ від пробігу

Аналіз графічних залежностей $R(L)$ та $Q(L)$ показав, що імовірність безвідмовної роботи пневматичного обладнання зменшується до практично нульового рівня вже при пробігу близько 580 тис. км. Відповідно до «Положення про планово-попереджувальну систему ремонту і технічного обслуговування рухомого складу

(локомотиви та моторвагонний рухомий склад) АТ «Укрзалізниця» [3] міжремонтний пробіг ПР-3 для електровозів зазначених серій встановлено на рівні 600 тис. км. Таким чином, результати розрахунку надійності підтверджують, що до моменту досягнення нормативного міжремонтного пробігу пневматичне обладнання перебуває у зоні високого ризику відмов, що обґрунтовує необхідність підвищеної уваги до його технічного стану та впровадження заходів з підвищення надійності.

Визначимо характерні пробіги, за яких імовірність безвідмовної роботи знижується до заданих рівнів.

При $\lambda=9,2 \cdot 10^{-6} \text{ км}^{-1}$ пробіг, що відповідає рівню $R(L) = 0,9$ становить:

$$0,9 = e^{-\lambda L} \Rightarrow -6 = \ln(0,9) \Rightarrow L = \frac{-6}{-9,2 \cdot 10^{-6}} \approx 652174 \text{ км}$$

Аналогічно для рівня $R(L) = 0,8$ маємо:

$$0,8 = e^{-\lambda L} \Rightarrow -6 = \ln(0,8) \Rightarrow L = \frac{-6}{-9,2 \cdot 10^{-6}} \approx 652174 \text{ км}$$

Отримані значення $L_{0,9}$ і $L_{0,8}$ можна використовувати як кількісні орієнтири для планування профілактичних робіт і діагностування пневматичного обладнання: при наближенні пробігу до $L_{0,9}$ доцільно посилити контроль критичних вузлів (насамперед магістральної частини), а при наближенні до $L_{0,8}$ – виконувати поглиблені профілактичні заходи з метою недопущення втрати працездатності системи [4].

З позицій теорії надійності до критичних елементів пневматичної системи електровоза належать вузли, відмова яких безпосередньо призводить до втрати працездатності системи в цілому або створює загрозу порушення безпеки руху. На підставі результатів статистичного аналізу відмов до таких елементів віднесено магістральну частину пневматичної системи, а також датчики тиску компресора, редуктор крана машиніста та гальмівні циліндри. Сукупність зазначених вузлів формує структуру пневматичної системи з переважно послідовним характером з'єднання, за якої відмова будь-якого окремого елемента призводить до відмови системи в цілому. Це обумовлює доцільність виконання розрахунку структурної надійності пневматичної системи з урахуванням надійності окремих критичних елементів як необхідного етапу кількісного оцінювання її експлуатаційної надійності та обґрунтування технічних заходів з її підвищення [5].

1.3.1 Розрахунок структурної надійності пневматичної системи

					0032.220861.000.04КР.ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

Структурна схема надійності пневматичної системи наведена на рис. 1.9.



Рисунок 1.9 – Структурна схема надійності пневматичної системи

Відповідно до цієї схеми, статистичних даних табл. 1.2, розрахуємо інтенсивність відмов кожного елемента структурної схеми за формулою:

$$i \cdot \frac{i}{\Sigma}, \quad (1.5)$$

де i – кількість відмов i -го елемента;
 Σ – сумарна кількість відмов системи.

Результати розрахунку наведені у табл. 1.4.

Таблиця 1.4 – Результати розрахунку інтенсивності відмов елементів

Елемент	Значення параметру		
	i	i/Σ	$i \cdot 10^{-6}, \text{км}^{-1}$
████████████████████	█	██████	██████
████████████████████	█	██████	██████
████████████████████	█	██████	██████
████████████████████	█	██████	██████

Розрахунок імовірності безвідмовної роботи кожного елемента виконуємо за формулами (1.1) та (1.4). За результатами будуємо графіки їх зміни, що наведені на рис. 1.10 та рис. 1.11.

На рис.1.10 наведено залежності імовірності безвідмовної роботи $Ri(L)$ для основних елементів пневматичної системи з виділенням характерних пробігів $L_{0,9}$ та $L_{0,8}$. Аналіз графіків показує, що для магістральної частини відповідні значення пробігу є найменшими, що підтверджує її визначальну роль у формуванні структурної надійності системи. Для датчика тиску компресора та редуктора крана машиніста характерні пробіги займають проміжне положення, тоді як гальмівні циліндри характеризуються найбільшими значеннями $L_{0,9}$ та $L_{0,8}$, що відповідає їх вищій надійності.

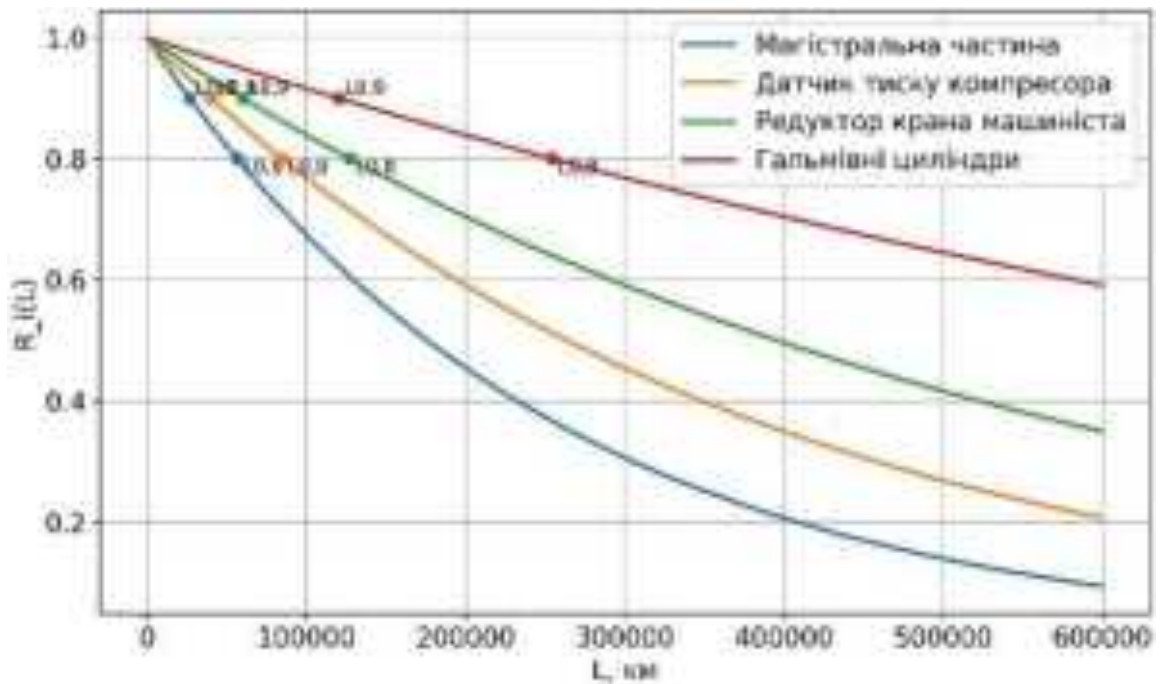


Рисунок 1.11 – Залежності імовірності безвідмовної роботи $R_i(L)$ основних елементів пневматичної системи електровоза

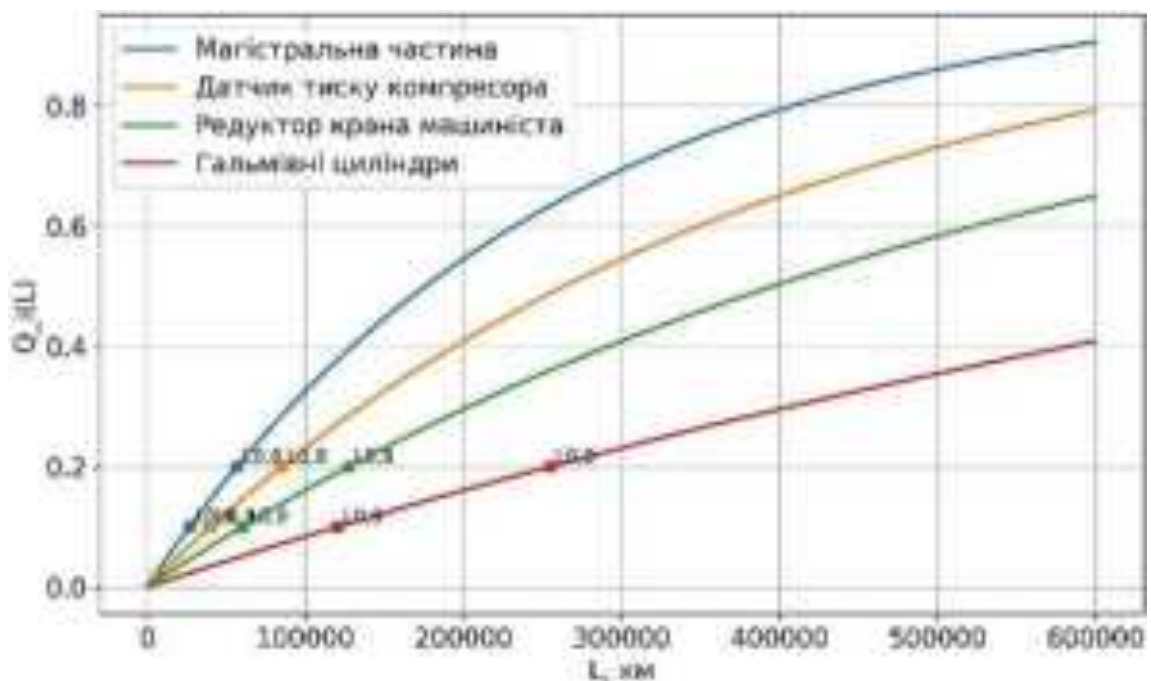


Рисунок 1.12 – Залежності імовірності відмови $Q_i(L)$ основних елементів пневматичної системи електровоза

Відповідно до табл. 1.2 та діаграми Парето, 70–75% відмов пневмообладнання у 2024 році формують саме ці 3–4 вузли, тому їх вибір для структурної моделі є обґрунтованим. За прийнятим розподілом інтенсивності відмов найбільш «слабкою

ланкою» є магістральна частина ($\lambda=3,943 \cdot 10^{-6} \text{ км}^{-1}$), що найшвидше знижує власну безвідмовність і, відповідно, найбільше «тягне вниз» структурну надійність системи.

1.4 Розширений FMEA-аналіз пневматичного обладнання з ранжуванням ризиків

З метою уточнення пріоритетів підвищення надійності пневматичного обладнання виконано розширений FMEA-аналіз (*Failure Modes and Effects Analysis*) із кількісним ранжуванням ризиків [6]. Аналіз проведено для основних елементів пневматичної системи з використанням показників *S* (*Severity* – тяжкість наслідків), *O* (*Occurrence* – імовірність виникнення) та *D* (*Detection* – виявлюваність відмови).

Узагальнений показник пріоритету ризику визначається як:

$$RPN = S \cdot O \cdot D. \quad (1.6)$$

Формування вхідних даних для FMEA-аналізу пневматичного обладнання електровоза здійснювалося на основі поєднання нормативних, експлуатаційних та експертних джерел інформації. Такий підхід відповідає рекомендаціям ДСТУ 3433–96 [2] та загальноприйнятій практиці застосування FMEA для складних технічних систем залізничного транспорту.

Значення показників *S* (тяжкість наслідків) визначалися з урахуванням функціонального призначення елементів пневматичної системи та можливих наслідків їх відмов для безпеки руху, що відповідає класифікації відмов за ДСТУ 2860–94 [1]. Особлива увага приділялася впливу відмов на працездатність гальмівного обладнання та стабільність експлуатаційних режимів електровоза.

Оцінювання показника *O* (імовірність виникнення) базувалося на узагальнених статистичних даних експлуатації локомотивів, наведених у технічній літературі, ремонтній документації та звітах локомотивних депо, а також на результатах аналізу характерних дефектів пневматичного обладнання, що проявляються на різних етапах міжремонтного пробігу.

Показник *D* (виявлюваність) визначався з урахуванням реальних можливостей виявлення відмов у процесі експлуатації та технічного обслуговування без застосування спеціалізованих стендів або розбирання обладнання. При цьому

					0032.220861.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

враховувалася складність діагностування прихованих витоків, деградації ущільнень та внутрішніх дефектів елементів пневматичних магістралей.

Таким чином, використані у FMEA-аналізі значення показників *S*, *O* та *D* мають обґрунтований інженерний характер, відображають реальні умови магістральної експлуатації електровозів і забезпечують узгодженість якісного аналізу з кількісними результатами оцінювання надійності пневматичного обладнання.

Шкали оцінювання (класичні FMEA, 1...10):

– *S* (*Severity* / тяжкість наслідків): 1 – незначно, 10 – критично для безпеки/зупинка руху;

– *O* (*Occurrence* / імовірність): 1 – рідко, 10 – дуже часто;

– *D* (*Detection* / виявлення): 1 – легко виявити, 10 – майже не виявляється до відмови.

Розширений FMEA-аналіз пневматичної системи електровоза наведений у табл. 1.5.

Зосередження заходів на відмовах, що формують перші 20–30 % Pareto-діаграми, дозволяє досягти найбільшого ефекту зниження загального ризику при мінімальних витратах.

Відповідно до Pareto-діаграми ризиків (рис. 1.13), пріоритетними з точки зору зниження показника *RPN* є заходи, спрямовані на запобігання тріщинам і розривам магістральної частини пневматичної системи, що визначає напрям подальших досліджень і технічних рішень.

Таким чином, FMEA-аналіз показав, що найбільш критичним видом відмови пневматичної системи електровоза є тріщина або розрив магістральної частини, які характеризуються максимальними наслідками з точки зору безпеки руху та призводять до миттєвої втрати працездатності системи. Високі значення *RPN* для цього виду відмови обґрунтовують необхідність пріоритетного впровадження заходів, спрямованих на підвищення міцності, вібраційної стійкості та контролю технічного стану магістрального пневмотракту.

					0032.220861.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

Таблиця 1.4 – Розширений FMEA-аналіз пневматичної системи електровоза

Елемент	Вид відмови	Ефект відмови	Причини	Контроль	S	O	D	RPN	Ранг	Рекомендовані дії
Млістрі- льна час- тина	Тріщина/ розрив	Різка втрата ти- ску, повна від- мова пневматич- ної системи	Втрата мате- ріалу, коро- зія, вібра- ційні наван- таження	Візуаль- ний огляд при ТО	10	6	7	420	1	Активізаційні кращення, зміна ділянок за напро- цюванням
Млістрі- льна час- тина	Витік повітря	Падіння тиску, різкий поору- шення гальму- вання	Знос ущіль- нень, ослаб- лення з'єд- нань	Контроль тиску, огляд	9	8	6	432	2	Регламент пошуку витоків, зміна ущільнень
Млістрі- льна час- тина	Засті- чення/обме- ження	Нестабільна ро- бота пневматич- ної системи	Конденсат, забруднення повітря	Злив кон- денсату	8	7	7	392	3	Посилення осушки та фільтрації
Датчик тис- ку компрес- ора	Дрейф показів	Хибне керування компресором	Старіння, те- мпературні зміни	Самодіаг- ностика	7	7	7	343	4	Періодичне каліб- рування
Редуктор крана ма- шиніста	Заклиню- вання	Порушення ке- ривності галь- мування	Знос, забруд- нення	Функціо- нальний перевірка	9	6	6	324	5	Розширений функ- ціональний тест

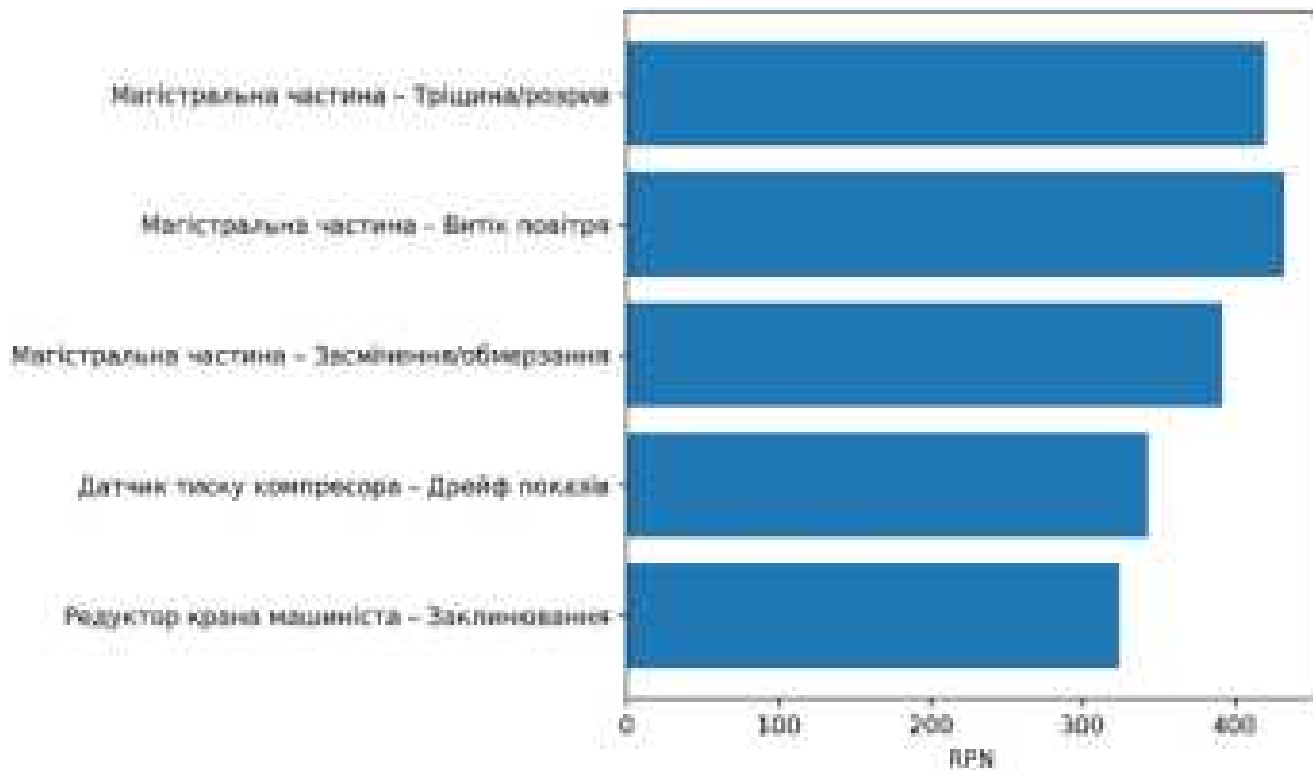


Рисунок 1.13 – Pareto-діаграма ризиків відмов пневматичної системи електровоза за показником RPN

Проведений у першій главі статистичний, параметричний, структурний та FMEA-аналізи показали, що пневматичне обладнання електровозів є однією з ключових систем, які суттєво впливають на рівень експлуатаційної надійності та безпеки руху. Встановлено, що вирішальний внесок у формування міжпоїздних відмов і ризиків працездатності припадає на магістральну частину пневматичної системи та низку критичних вузлів, що зумовлено як конструктивними особливостями, так і умовами експлуатації. Це обґрунтовує необхідність детального розгляду будови пневматичної системи електровоза, принципів роботи її основних елементів та їх взаємодії, що і становить зміст другої глави роботи.

Привід компресора здійснюється асинхронним трифазним електродвигуном напругою 380 В і частотою 50 Гц, при цьому крутний момент передається на вал компресора через пружну муфту. Регулювання подачі повітря забезпечується впускним (дросельним) клапаном з пневмоприводом, який також виконує функцію розвантаження компресора під час пуску та зупинки.

Система маслозабезпечення включає масловіддільник, сепаратор тонкого очищення, масляний фільтр і термостатичний клапан, що підтримує оптимальний температурний режим роботи. Запобіжний і клапан мінімального тиску забезпечують захист установки та стабільність її роботи, запобігаючи перевищенню тиску і зворотному потоку повітря. Відведення тепла від компресора здійснюється теплообмінником, а зниження вологості стисненого повітря – системою осушення з вологомасловіддільником, осушувачем і байпасною лінією.

З позицій теорії надійності компресорна установка є базовим джерелом живлення всієї пневматичної системи, тому її відмова призводить до втрати працездатності всіх залежних вузлів.

2.2 Головні резервуари

Компресорний агрегат подає стиснене повітря в живильну магістраль через чотири головні резервуари РГ1–РГ4 місткістю по 250 л кожен (рис. 2.2). Загальний об'єм головних резервуарів однієї секції електровоза становить 1000 л. Резервуари розташовані на задніх стінках секції з обох боків перехідних майданчиків і обладнані продувними клапанами та роз'єднувальними кранами. Над ними встановлено запасний резервуар для піднімання струмоприймача.

Захист від підвищеного тиску забезпечують запобіжні клапани КП1 і КП2, налаштовані на спрацьовування при тиску 1 МПа (10 кгс/см²). Клапани змонтовані на трубопроводі від компресора, між ними встановлено зворотний клапан КО1. Для приєднання трубопроводів і встановлення спускних кранів у резервуари вварені різьбові бобишки.

З метою ефективнішого охолодження та видалення вологи головні резервуари з'єднані послідовно. Конденсат відводиться в атмосферу за допомогою клапанів продувки КЕП6–КЕП9, які працюють як автоматично при кожному пуску компресора, так і в ручному режимі з кабіни машиніста. Усі клапани продувки оснащені

					0032.220861.000.04КР.ПЗ	Арк.
						30
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

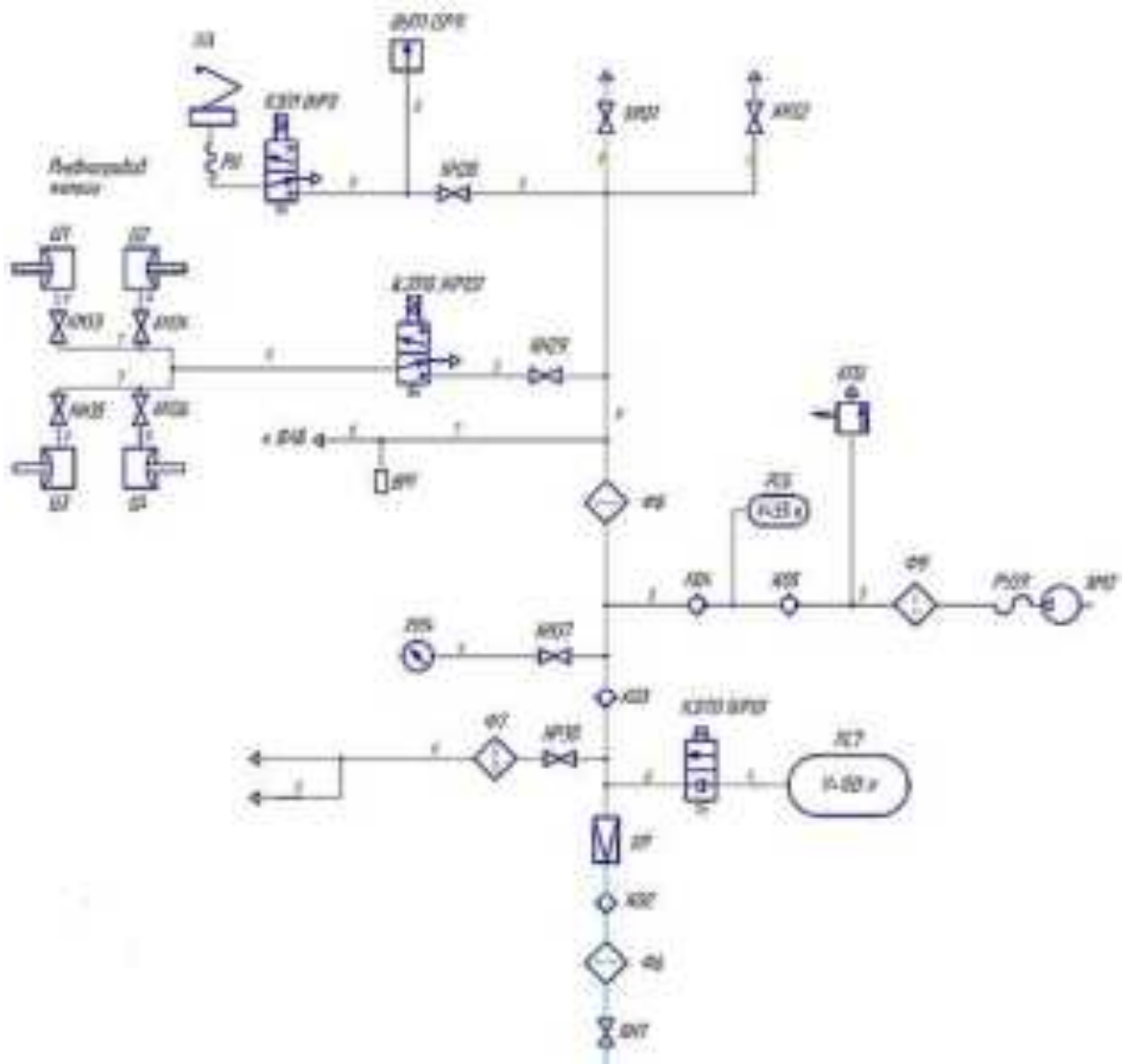


Рисунок 2.3 – Схема живлення приводу струмоприймача від допоміжного компресора

Для зменшення часу підйому струмоприймача та запобігання перегріву КМ2 перед її вмиканням кран КР11 переводять у положення живлення від запасного резервуара ЗР2. Захист магістралі від надлишкового тиску забезпечує запобіжний клапан КР3, налаштований на 0,75 МПа, а зворотний клапан К05 запобігає протитиску при зупинці компресора.

Із ЗР2 повітря через крани КН31, КН32 подається до електропневматичних вентилів роз'єднувача і заземлювача, а через КН28 і ВУП1 – до вентиля струмоприймача. При досягненні тиску 0,35 МПа формується готовність схеми до підйому

					0032.220861.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

електропневматичних клапанів пісочниць КЕП16–КЕП19, які забезпечують дозовану подачу піску під колісні пари для підвищення зчеплення з рейками. Максимально допустимий тиск у системі пісочниць становить 0,9 МПа.

Звукові сигнали електровоза – тифон і свисток – мають електропневматичний привід і живляться від магістралі ланцюгів керування; їх вимкнення здійснюється кранами КН11 і КН12 (рис. 2.5).

Крім того, з живильної магістралі повітря через відповідні фільтри та роз'єднувальні крани подається до блоку допоміжного гальма, блоку електропневматичних приладів (БЕПП), гальмівного обладнання та в кабінку керування – до електропневматичного клапана і крана допоміжного гальма умов. №215.

Справність елементів кола керування безпосередньо впливає на функціональну надійність електровоза та можливість нормального керування обладнанням.

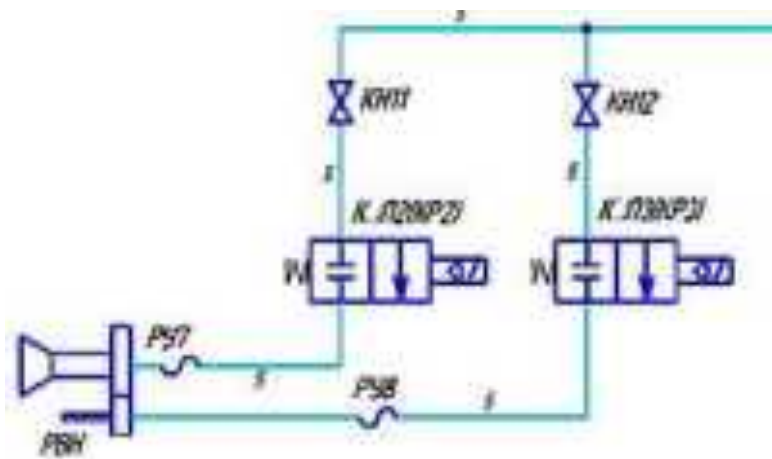


Рисунок 2.5 – Схема живлення звукових сигналів

2.4 Гальмівне обладнання

Пневматична гальмівна система електровоза включає автоматичні та допоміжні гальма і забезпечує службове, екстрене й автостопне гальмування, а також гальмування при роз'єднанні секцій. Система підтримує дистанційне керування та відпускання автогальм з кабіни машиніста, у тому числі під час гальмування поїзда, і працює у взаємодії з електричним гальмом локомотива.

Керування гальмівною пневматичною системою здійснюється через уніфікований комплекс гальмівного обладнання (УГОЛ), що складається з органів керування, розміщених на уніфікованому пульті керування (УПУ), та виконавчої частини, встановленої на правій задній стінці кабіни машиніста з боку тамбура.

До органів керування, розташованих на УПУ, належать: контролер крана машиніста, два клапани аварійного екстреного гальмування, резервний кран

					0032.220861.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

Резервний кран керування (КРК), наведений на рис. 1.8, є аварійним і застосовується для керування гальмами у разі відмови контролера дистанційного керування. Рукоятка КРК має три фіксовані положення: відпуск, перекриша і гальмування. Рукоятка обертається у вертикальній площині та через стержень керує двома клапанами у середній частині крана: при відкритті першого клапана зрівнювальний резервуар через кран з'єднується з редуктором і збуджувальною камерою реле тиску БЕПШ (відпуск, верхнє положення); при закритих клапанах зрівнювальний резервуар з редуктором не сполучається (перекриша, середнє положення); при відкритті другого клапана зрівнювальний резервуар через КРК сполучається з атмосферою через калібрований отвір (гальмування, нижнє положення), при цьому перший клапан перекриває сполучення зі редуктором. За керування ККМ рукоятка КРК перебуває у гальмівному положенні. Для переходу на роботу від КРК необхідно: встановити рукоятку в положення «перекриша», вимкнути автомати або вимикачі УКГОЛ, перевести у вертикальнє положення кран КРК на блоці електропневматичних приладів і ввимкнути блокування гальм на БЕПШ робочої кабіни натисканням на «грибок» вентиля В1.

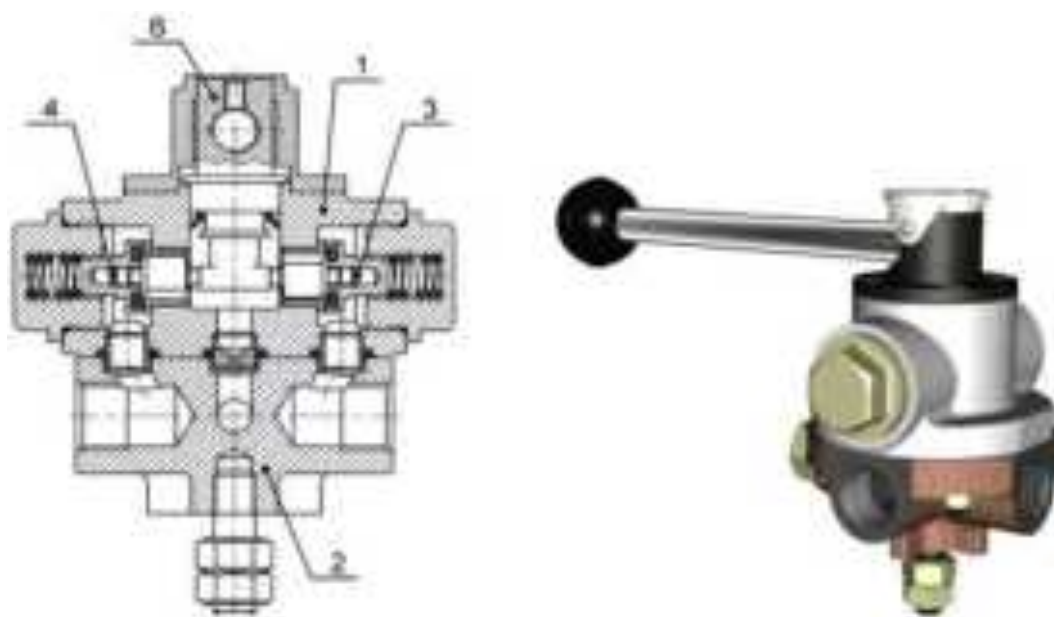


Рисунок 2.8 – Резервний кран керування:

1 – корпус; 2 – кронштейн; 3, 4 – клапан; 5 – ручка; 6 – кулачок

Клапан аварійного екстреного гальмування, наведений на рис. 2.9, призначений для реалізації екстреного гальмування у разі аварійної ситуації та має два фіксовані положення. Під час натискання на рукоятку клапана відбувається

					0032.220861.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		37

магістраллю; в гальмівному положенні та положенні перекриші атмосферний отвір перекривається хвостовиком стакана, ущільненого манжетою. Поворот рукоятки проти годинникової стрілки переводить кран у гальмівні положення: відкривається живильний клапан, повітря надходить в імпульсну магістраль і до виконавчої частини до урівноваження зусиль на діафрагмі. Поворот рукоятки за годинниковою стрілкою викликає відпуск: відкривається відпускний клапан і повітря виходить в атмосферу, забезпечуючи розрядку імпульсної магістралі. Регулювання крана виконують за ступенями гальмування закручуванням стакана (поз. 17) і регулювального гвинта (поз. 16), який фіксується гайкою (поз. 15). Тиск у ГЦ локомотива залежно від положення рукоятки: 2 положення – 0,10–0,13 МПа; 3 положення – 0,17–0,20 МПа; 4 положення – 0,27–0,30 МПа; 5 положення – 0,38–0,40 МПа.

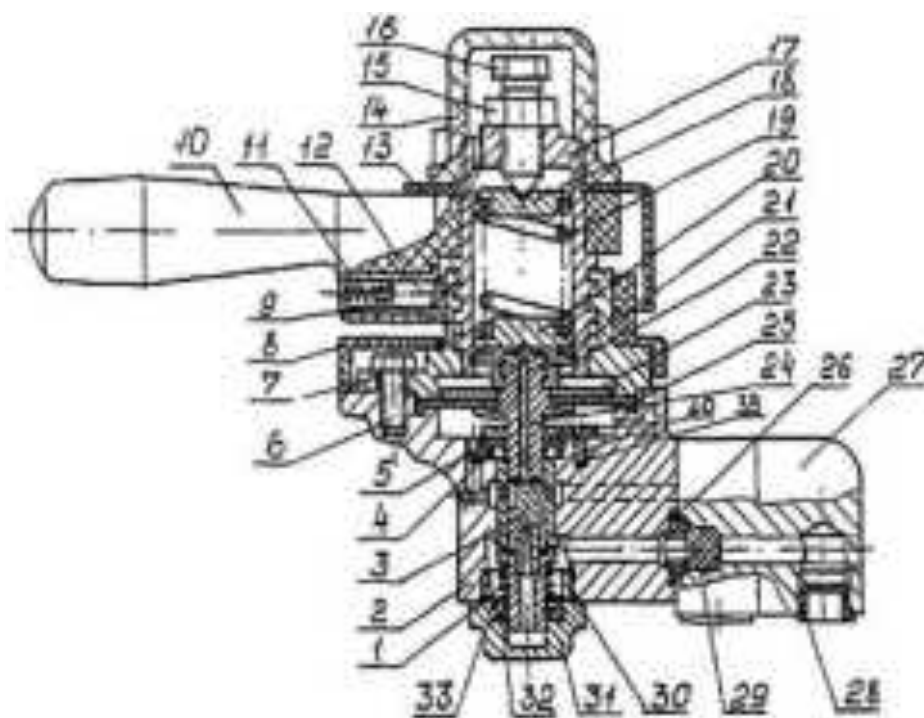


Рисунок 2.10 – Керувальна частина крана допоміжного гальма:

1 – пружина; 2 – корпус; 3 – клапан; 4 – манжета; 5 – дросель; 6 – болт; 7 – фланець; 8 – кришка; 9 – обойма; 10 – ручка; 11 – пружина; 12 – штовхач; 13 – кожух; 14 – ковпачок; 15 – гайка; 16 – гвинт регулювальний; 17 – стакан; 18 – упор; 19 – пружина; 20 – упор; 21 – шайба; 22 – кільце стопорне; 23 – шайба; 24 – диск діафрагми; 25 – діафрагма; 26 – прокладка; 27 – кронштейн; 28 – пробка; 29 – фільтр; 30 – кільце; 31 – заглушка; 32 – манжета; 33 – шайба

					0032.220861.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

Перемикач «Відпуск гальма» застосовується для дистанційного відпуску автогальма електровоза при задіяних гальмах состава та керує ввімкненням електроблокувальних клапанів КЕБ1 і КЕБ2 блоку гальмівного обладнання. Перемикач має три положення «0», «1» і «2»: у «0» живлення з КЕБ2 знято; у «1» КЕБ2 також знеструмлений, а під живленням КЕБ1, який забезпечує узгоджене застосування електричного і пневматичного гальма залежно від тиску в ГЦ локомотива; у імпульсному положенні «2» живиться електромагнітний вентиль КЕБ2, керувальна порожнина реле тиску РТ сполучається з атмосферою, перекидається подача повітря від БПР (блок повітророзподільника) до РТ і ГЦ розряджаються в атмосферу. Після самоповернення перемикача в «1» КЕБ2 вимикається і повітря з БВР знову надходить у керувальну камеру реле тиску (ГЦ наповнюються). Команду «Відпуск гальма» після встановлення в «2» можна скасувати лише переведенням перемикача в «0» або при підвищенні тиску в ГМ понад 0,48 МПа (спрацьовування БПР на відпуск).

Виконавча частина. Прилади та обладнання виконавчої частини УКГО розміщені в тамбурі на правій задній стінці кабіни у спеціальній шафі. У ній встановлено блок електропневматичних приладів (БЕПП), блок гальмівного обладнання (БГО), блок повітророзподільника (БПР) вантажного типу, а також блок виконавчої частини крана допоміжного гальма 224. До обладнання з боків і знизу підведені повітропроводи від гальмівної та живильної магістралей, урівнювального (УР) і запасного (ЗР) резервуарів.

Кожна секція електровоза оснащена живильними резервуарами об'ємом 150 л, відокремленими від живильної магістралі зворотними клапанами. Це забезпечує збереження запасу стисненого повітря для гальмування у разі розриву міжсекційних рукавів. Схемою також передбачено наповнення живильних резервуарів із гальмівної магістралі під час пересилання електровоза в недіючому стані.

Автоматичне гальмо з компоновочним блоком гальмівного обладнання типу 010 та допоміжне локомотивне гальмо з краном керування 224 виконані як завершені функціональні системи. Вони можуть працювати як у складі загальної гальмівної системи локомотива, так і автономно.

Стиснене повітря з головних резервуарів через вологомасловіддільник ВМВ (Е120/т) надходить у живильну магістраль, до датчиків-перетворювачів БВР, крана керування допоміжним гальмом, виконавчої частини крана машиніста (БЕПП),

					0032.220861.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

блоку БТО та манометра МН2, який відображає тиск у гальмівній і живильній магістралях. Через БЕПП повітря з живильної магістралі подається і в гальмівну магістраль електровоза. На трубопроводі гальмівної магістралі встановлено клапан екстреного гальмування КЕГ, що дає змогу виконати екстрену розрядку магістралі без участі машиніста.

Блок повітророзподільника (БПР). БПР (рис. 2.11) виконаний у вигляді панелі з головною та магістральною частинами, двокамерним резервуаром, режимним перемикачем і роз'єднувальним краном з атмосферним отвором. На головній частині встановлено пневмоелектричний датчик ДПЕ №418. Усі елементи змонтовані на кронштейн-плиті з внутрішніми каналами для проходу стисненого повітря. БПР з'єднаний трубопроводами з гальмівною магістраллю, запасним резервуаром об'ємом 20 л та блоком гальмівного обладнання.

БПР призначений для заряджання запасного резервуара з гальмівної магістралі, керування процесами гальмування й відпуску та формування тиску в гальмівних циліндрах залежно від розрядки гальмівної магістралі і вибраного режиму навантаження (порожній, середній, гружений). Особливістю БПР є поєднання ступінчастого та безступінчастого відпуску.

Під час службового або екстреного гальмування повітря із запасного резервуара через БПР подається до блоку БГО, який за допомогою реле тиску наповнює гальмівні циліндри. Випускний клапан головної частини забезпечує спрацьовування повітророзподільника на відпуск.

На магістральній частині встановлено перемикач режимів «рівнинний/гірський», що впливає на процеси заряджання та відпуску гальм. Пневмоелектричний датчик ДПЕ №418 при обриві гальмівної магістралі подає сигнал машиністу та вимикає режим тяги. Його робота ґрунтується на контролі тиску в каналах додаткової розрядки та гальмівного циліндра.

Роз'єднувальний кран з фільтром і атмосферним отвором, встановлений на трубопроводі від гальмівної магістралі, при перекритті забезпечує випуск повітря з



Рисунок 2.11 – Загальний вигляд блоку повітророзподільника

					0032.220861.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

магістральної камери БПР. Для відпуску після перекриття крана повітря випускають із робочої камери через випускний клапан.

На задній частині кронштейн-плити змонтовано перемикач режимів із трьома положеннями: порожній, середній та вантажний. Кожному режиму відповідає встановлене максимальне тиск у гальмівних циліндрах: порожній – 0,14...0,18 МПа; середній – 0,30...0,34 МПа; вантажний – 0,40...0,45 МПа.

Блок гальмівного обладнання. Компонувачний блок гальмівного обладнання вантажного типу 010 (рис. 2.12) призначений для регулювання тиску в гальмівних циліндрах залежно від тиску в гальмівній магістралі, керування допоміжним гальмом, а також для виключення сумісної роботи автоматичного та електричного гальма і заміщення останнього у разі відмови.

В блок тормозного обладнання БГО входять: реле повторителі тиску РД1, РД2; пристрій автоматичного гальмування при саморозчепленні секцій; електроблокувальні клапани КЕБ1 і КЕБ2 для дистанційного відпуску автогальма; вузол заряджання живильного резервуара ПР від гальмівної магістралі під час транспортування електровоза в недіючому стані; стабілізуючий резервуар;



Рисунок 2.12 – Блок гальмівного обладнання

пристрій заміщення електричного гальма пневматичним; перемикальні клапани ПК1–ПК3; датчики стану та діагностики; зворотні клапани; роз'єднувальні крани; сигналізатор тиску; фільтр і пневматичний клапан.

Реле-повторювач тиску (рис. 2.13) складається з корпусу з кришкою, двох живильних клапанів, діафрагмового вузла з атмосферним клапаном, пружини та заглушки. Воно призначене для відтворення керувального тиску, що надходить у збудливу камеру. Переміщення діафрагми забезпечує роботу живильних клапанів, які з'єднують гальмівні циліндри з живильною магістраллю, а під час відпуску —

					0032.220861.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

атмосферного клапана, що сполучає гальмівні циліндри з атмосферою.

Сигнал гальмування в збуджувальну камеру надходить від блоку повітророзподільника під час гальмування краном машиніста, від блоку БВТ через імпульсну магістраль — при дії крана допоміжного гальма, а також із живильної магістралі через редуктор Ред2 і клапан К у разі саморозчеплення секцій або спрацювання клапанів екстреного гальмування КАЕГ1, КАЕГ2 при падінні тиску в гальмівній магістралі.

Сигнал на відпуск подається від БПР під час випуску повітря в атмосферу через хвостовик вирівнювального поршня, від БПГ — при розрядці імпульсної магістралі через кран допоміжного гальма, а також від БГО — через електроблокувальні клапани КЕБ1 або КЕБ2.

Електроблокувальні клапани КЕБ1 і КЕБ2. Клапан КЕБ1 призначений для взаємного блокування пневматичного та електричного гальм: він відключає автоматичне пневматичне гальмо під час роботи електричного та забезпечує його пневматичне заміщення у разі зриву електричного гальмування. Клапан КЕБ2 використовується для дистанційного відпуску автогальма електровоза при загальмованому складі.

До клапанів підведено трубопроводи від живильної магістралі, блоку повітророзподільника та збуджувальної камери реле тиску. Конструктивно КЕБ виконаний у вигляді корпусу з поршнем і підпружиненим клапаном, який керується електропневматичним вентилем. Залежно від наявності напруги клапан з'єднує збуджувальну камеру реле тиску або з блоком повітророзподільника, або з атмосферою.

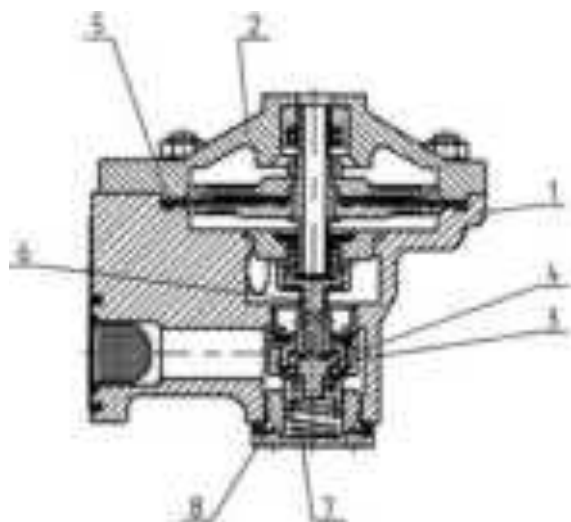


Рисунок 2.13 – Реле повторювачі тиску

					0032.220861.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

3 ОБҐРУНТУВАННЯ ТА РОЗРОБЛЕННЯ ЗАХОДІВ З ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ПНЕВМАТИЧНОГО ОБЛАДНАННЯ ЕЛЕКТРОВОЗІВ

3.1 Обґрунтування вибору об'єкта дослідження

За результатами виконаного в попередніх розділах аналізу надійності та структури відмов встановлено, що найбільша кількість несправностей пневматичної системи електровоза пов'язана з трубопроводами напірної частини повітряної магістралі компресора. Саме ці елементи характеризуються підвищеною чутливістю до експлуатаційних навантажень і займають провідне місце в структурі відмов магістральної частини пневматичної системи. На рис. 3.1 наведено характерний приклад типового пошкодження трубопроводу напірної магістралі компресорної установки.



Рисунок 3.1 – Характерне місце відмови трубопроводу напірної частини повітряної магістралі компресора

Трубопроводи напірної частини зазнають одночасного впливу змінного внутрішнього тиску, вібраційних навантажень, температурних деформацій та циклічних напружень [7]. У процесі експлуатації це призводить до накопичення втомних пошкоджень матеріалу, утворення мікротріщин, а в подальшому – до

					0032.220861.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

розгерметизації або повного руйнування трубопроводу.

Вібраційні коливання компресорних установок і приєднаних до них трубопроводів мають як механічну, так і газодинамічну природу. Механічна складова зумовлена наявністю неврівноважених сил інерції рухомих частин кривошипно-шатунного механізму компресора, які через жорсткі конструктивні зв'язки передаються на трубопровідну систему. Частота таких коливань безпосередньо залежить від частоти обертання вала компресора, а їх інтенсивність – від ступеня врівноваженості рухомих мас.

Газодинамічна складова вібрацій пов'язана з пульсаціями тиску стисненого повітря в трубопроводах. Пульсуючий характер потоку призводить до періодичної зміни сил, що діють на стінки труб, особливо в зонах поворотів, відводів, трійників та змін перерізу. У цих місцях спостерігається локальне зростання напружень і концентрація динамічних навантажень [8].

Слід зазначити, що застосування традиційних конструктивних заходів – пружних опор, прокладок або збільшення маси опорних елементів – дозволяє лише частково зменшити рівень механічних коливань. При цьому пульсації тиску повітря в трубопроводі залишаються практично незмінними, а за певних умов навіть можуть посилюватися. Крім того, некоректний вибір місць встановлення еластичних опор або способу кріплення трубопроводу здатний призвести до виникнення резонансних режимів.

Особливу небезпеку становить акустичний резонанс, який виникає тоді, коли частота пульсацій тиску, що генеруються компресором, співпадає з власною частотою коливань ділянки трубопроводу. У цьому випадку можливе утворення стоячих хвиль тиску, за яких навіть незначні збуджувальні сили спричиняють коливання великої амплітуди. Це призводить до різкого зростання вібраційних напружень і прискореного розвитку втомних пошкоджень.

Пульсації тиску негативно впливають не лише на механічну міцність трубопроводів, а й на енергетичні показники компресорної установки. Вони знижують пропускну здатність магістралі, погіршують рівномірність роботи клапанів компресора, сприяють зростанню споживаної потужності та інтенсифікують

					0032.220861.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

зношування клапанних елементів.

Таким чином, трубопроводи напірної частини повітряної магістралі компресора є конструктивно та експлуатаційно вразливими елементами пневматичної системи електровоза. Їх відмова безпосередньо призводить до порушення працездатності пневматичного обладнання, а в окремих випадках – до виникнення загрози безпеці руху. Це обґрунтовує доцільність вибору зазначеного вузла як об'єкта подальших досліджень і розробки технічних заходів, спрямованих на зниження вібраційних навантажень, зменшення впливу пульсацій тиску та підвищення загальної надійності пневматичної системи електровоза.

3.2 Аналіз проблеми

Аналіз експлуатаційних відмов трубопроводів напірної частини повітряної магістралі компресорної установки показує, що ключовим фактором, який зумовлює виникнення механічних коливань і прискорене втомне руйнування, є пульсуючий характер газового потоку. Саме пульсації тиску та швидкості стисненого повітря формують змінні динамічні навантаження, що діють на стінки трубопроводів і викликають їх коливання.

Для обґрунтування доцільності подальших технічних заходів необхідно розглянути фізичну природу пульсуючого потоку, механізм його взаємодії з трубопроводами та умови виникнення резонансних явищ у пневматичних системах компресорних установок.

3.2.1 Пульсуючий потік як основне джерело коливань трубопроводів

Газовий потік у трубопроводі вважається стаціонарним, якщо його основні параметри – швидкість, тиск, температура та густина – залишаються сталими в кожному перерізі і не змінюються з часом. Якщо ж періодичні зміни цих параметрів є незначними та не впливають на результати вимірювань, такий потік також умовно можна вважати сталим.

					0032.220861.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

На відміну від цього, газовий потік називається пульсуючим, якщо в ньому відбуваються швидкі періодичні знакозмінні коливання тиску, швидкості та інших параметрів, причому характер цих змін у кожній точці трубопроводу зберігається в часі. Пульсуючий потік є окремим випадком нестационарного потоку і характерний для пневматичних систем, у яких стиснення газу здійснюється поршневими машинами.

Перші системні дослідження причин виникнення пульсацій газу в трубопроводах і методів їх зниження були виконані ще у 1923 році [9]. Основні висновки цієї роботи зберігають актуальність і нині та були підтвержені подальшими теоретичними й експериментальними дослідженнями. Зокрема, встановлено, що:

- пульсації в трубопроводах проявляються у вигляді раптових змін швидкості та тиску газу, при цьому визначальною є саме зміна тиску;
- хвиля тиску поширюється вздовж трубопроводу зі швидкістю звуку;
- швидкість поширення пульсацій практично не залежить від середньої швидкості руху газу в трубі.

Висловлене припущення про те, що в прямолінійних трубопроводах пульсації можуть згасати на певній відстані від джерела, є справедливим лише за відсутності умов для резонансу. У реальних пневматичних системах з поворотами, відводами та відгалуженнями повне загасання пульсацій, як правило, не відбувається.

Пульсаційний рух газу є неминучим супутником роботи поршневих компресорів і зумовлений зворотно-поступальним рухом поршня, що викликає періодичну зміну витрати газу. Найбільший внесок у формування пульсацій вносить процес впуску та випуску газу з циліндра компресора в приєднаний трубопровід.

У момент початку прискореного руху поршня перед його лобовою поверхнею формується зона збуреного стану газу, тоді як решта газу в трубопроводі перебуває в стані спокою. Межа між цими зонами поширюється вздовж трубопроводу зі швидкістю звукової хвилі. У межах збуреної області параметри газу – тиск, температура, густина та швидкість – змінюються вздовж осі трубопроводу, утворюючи фронт хвилі тиску.

Поширення хвиль відбувається на фоні залишкових коливань від попередніх

					0032.220861.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

робочих циклів компресора. Унаслідок цього хвиля може рухатися як у напрямку руху газу, так і проти нього. При співпадінні напрямків швидкість поширення хвилі зростає, при протилежних напрямках – зменшується. Це призводить до постійної зміни фаз і амплітуд результуючих коливань уздовж трубопроводу.

Експериментальні криві тиску за клапанами компресора свідчать, що імпульси тиску мають чітко виражений періодичний характер і складаються з двох основних фаз:

- різкого зростання тиску, зумовленого перепадом тисків у циліндрі та трубопроводі в момент відкриття клапана;
- зниженого тиску, що виникає внаслідок витіснення газу поршнем.

Пульсуючий газовий потік, взаємодіючи зі стінками трубопроводу, створює періодично змінні сили, які можуть збуджувати механічні коливання труб, приєднаного обладнання та опорних конструкцій. Особливо небезпечними є випадки, коли власні частоти коливань трубопроводів або опорних елементів наближаються до частоти пульсацій тиску.

На довгих прямолінійних ділянках трубопроводів пульсації тиску зазвичай розподіляються відносно рівномірно, і значні коливання можливі лише за наявності резонансу. У таких умовах навіть невеликі зусилля, спричинені місцевими опорами – шорсткістю стінок, овальністю труб або зміною поперечного перерізу, – можуть викликати значні поперечні коливання трубопроводу.

У складних розгалужених пневматичних системах і при роботі декількох компресорів імовірність виникнення резонансних режимів суттєво зростає. Це зумовлює підвищений рівень вібрацій трубопроводів і, як наслідок, прискорене накопичення втомних пошкоджень матеріалу.

Таким чином, пульсуючий потік газу є основним джерелом динамічних навантажень, що викликають коливання трубопроводів напірної частини повітряної магістралі компресора. Розуміння механізмів формування пульсацій і їх впливу на трубопровідну систему є необхідною передумовою для розроблення ефективних технічних заходів з підвищення надійності пневматичного обладнання електровоза.

					0032.220861.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

При проходженні газового потоку через кут повороту трубопроводу внаслідок зміни напрямку вектора швидкості виникає сила реакції динамічних тисків N' (рис. 3.2), яка разом із поздовжньою складовою N'' формує максимальне зусилля R_{\max} , що діє на трубопровід. Саме ці сили є основною причиною виникнення вібрацій і втомних пошкоджень у зоні колін та відводів [10].

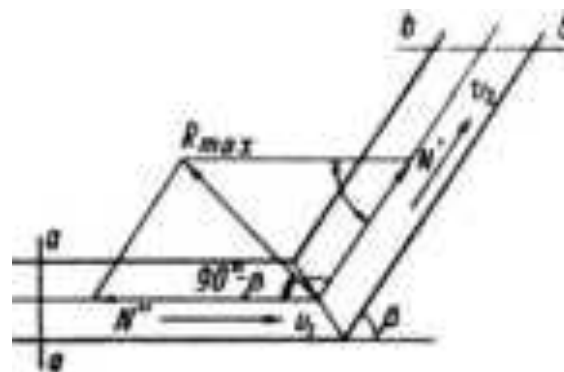


Рисунок 3.2 – Схема реакції динамічних тисків, що виникають на кутах повороту при русі потоку газу

На рис. 3.2 результуюча сила реакції динамічного тиску газового потоку, що діє на трубопровід у зоні повороту, та поздовжня складова сили динамічного тиску, що діє вздовж осі вхідної ділянки трубопроводу, визначаються з виразів:

$$R_{\max} = \dots \quad (3.1)$$

$$N_{\max} = \dots \quad (3.2)$$

Для визначення зусилля впливу пульсуючого потоку на стінку труби застосуємо закон збереження кількості руху до маси газу, що рухається в обсязі $aa-bb$ (див. рис. 3.2).

Оскільки зміна кількості руху дорівнює імпульсу сили, то сума проекції всіх сил на вісь x зумовить зміну кількості руху маси газу в одиницю часу, тобто

$$m_1 v_1 - m_2 v_2 \cos \beta = R \cos (90^\circ - \beta) \Delta t = R \sin \beta \Delta t, \quad (3.3)$$

де m_1 – маса газу, що проходить через переріз $a-a$ трубопроводу за інтервал часу

Δt , кг;

m_2 – маса газу, що проходить через переріз $b-b$ трубопроводу за інтервал часу

Δt , кг;

v_1 – швидкість газового потоку на вході в коліно трубопроводу (у перерізі $a-a$),

					0032.220861.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

- м/с;
- v_2 – швидкість газового потоку на виході з коліна трубопроводу (у перерізі $b-b$), м/с;
- β – кут повороту трубопроводу (кут між напрямками осей $a-a$ та $b-b$), °;
- R – результуюча сила реакції динамічного тиску газового потоку, що діє на стінку трубопроводу в зоні повороту, Н;
- Δt – елементарний інтервал часу, за який розглядається зміна кількості руху газу, с.

Отримане з рівняння закону збереження кількості руху вираження для сили реакції динамічних тисків R є вихідним при оцінюванні вібраційного навантаження трубопроводу в зоні повороту. За пульсуючого потоку газу сила R має змінний у часі характер і може бути подана у вигляді гармонічної складової:

$$R(t) = R_0 \sin(\omega t), \quad (3.4)$$

де R_0 – амплітуда змінної складової сили, Н;

ω – кутова частота пульсацій, Гц.

Трубопровід у зоні коліна можна розглядати як пружно-масову систему з еквівалентною масою $m_{\text{екв}}$, жорсткістю k і коефіцієнтом демпфування c . Динамічна поведінка такої системи описується рівнянням вимушених коливань:

$$m_{\text{екв}} \ddot{u} + c \dot{u} + k u = F_0 \sin(\omega t) \quad (3.5)$$

де u – поперечне переміщення трубопроводу, м.

У сталому режимі амплітуда вібрацій трубопроводу визначається з виразу:

					0032.220861.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

$$\frac{0}{\sqrt{\epsilon k v^2}} \quad (3.6)$$

З аналізу цього співвідношення випливає, що амплітуда вібрацій прямо пропорційна амплітуді змінної сили реакції динамічних тисків R_0 і різко зростає за наближення частоти пульсацій ω до власної частоти коливань трубопроводу $0, \sqrt{\epsilon k v}$, тобто в умовах резонансу.

Таким чином, пульсації тиску газу, викликаючи змінну силу реакції R , є безпосередньою причиною виникнення вимушених вібрацій трубопроводів. Зменшення амплітуди вібрацій можливе шляхом зниження амплітуди пульсацій тиску, зміни жорсткості та маси трубопроводу або збільшення демпфування, що обґрунтовує необхідність застосування спеціальних протипульсаційних і віброзахисних заходів.

Витрата рухомого потоку незмінна, тому

$$\rho v_1 F_1 \Delta t = \rho v_2 F_2 \Delta t, \quad (3.7)$$

де ρ – густина рухомого середовища, кг/м^3 ;

$v_1=v_2$ – середня швидкість потоку, м/с ;

$F_1=F_2$ – площа поперечного перерізу трубопроводу по внутрішньому діаметру, м^2 .

Використовуючи вираз (3.3) і зробивши математичні перетворення, отримаємо

$$\frac{2}{\dots}, \quad (3.8)$$

де $Q = Fv$ – об'єм прохідного потоку в одиницю часу, $\text{м}^3/\text{с}$, (F – площа поперечного перерізу трубопроводу, м^2).

										0032.220861.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							51

поток, що діє на трубопровід у зоні повороту, визначається за таким співвідношенням:

$$\max p_{об} = \frac{2}{\rho} \frac{m^2 v^2}{R} \quad (3.11)$$

Зусилля в трубопроводі при плавній зміні напрямку потоку, як це показано на рис. 3.3, визначаються шляхом перетворення такого співвідношення:

$$m_1 v_1 - m_2 v_2 \cos \beta = R \sin \beta / 2. \quad (3.12)$$

Де

$$\frac{2}{\rho} \frac{m^2 v^2}{R} \quad (3.13)$$

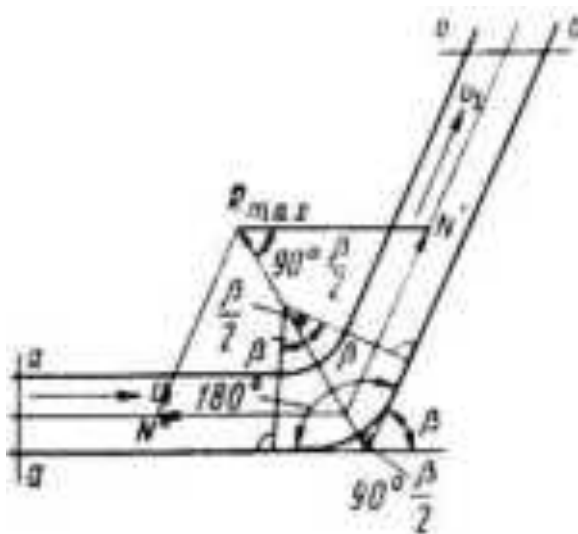


Рисунок 3.3 – Схема дії реактивних сил динамічних тисків у зоні плавного повороту трубопроводу при русі рідини або газу

На рис. 3.3 результуюча сила реакції динамічного тиску газового потоку, що діє на трубопровід у зоні повороту, та поздовжня складова сили динамічного

тиску, що діє вздовж осі вхідної ділянки трубопроводу, визначаються з виразів:

$$\max_{\beta} \quad (3.14)$$

$$\max_{\beta} \quad (3.15)$$

У разі $\beta = 90^\circ$

$$\sqrt{2} \cdot \frac{I}{\dots} \quad (3.16)$$

Максимальне зусилля R_{\max} від пульсуючого потоку газу, що діє на трубопровод при плавному куті повороту, може бути знайдено за аналогією, як це було зроблено для різкого кута повороту

$$\max_{\beta} \left\{ \rho \cdot \omega \cdot b \right\}^2 \quad (3.17)$$

У будь-якому випадку, коли газовий потік, що рухається трубопроводом, зазнає зміни напрямку або геометрії течії – у відводах, колінах, трійниках, перехідниках чи зонах зміни поперечного перерізу – на стінки труби діють реактивні сили. Їх виникнення зумовлене зміною вектора швидкості потоку, а величина визначається масовою витратою, швидкістю руху рідини або газу та кутом відхилення потоку від початкового напрямку.

Для поршневих нагнітальних машин характерним є періодичний характер зміни швидкості та витрати газу на виході з циліндрів. Унаслідок цього в трубній обв'язці виникають не сталі, а змінні в часі реактивні сили, пов'язані як зі зміною імпульсу потоку, так і з дією місцевих гідравлічних опорів. Такі сили мають пульсуючий характер і виступають основним джерелом збудження вимушених коливань трубопроводів.

Частота виникнення реактивних сил безпосередньо пов'язана з частотою обертання вала нагнітальної установки та числом робочих циклів компресора. За певних умов вона може наближатися до власних частот коливань трубопровідної системи, що створює передумови для резонансного підсилення вібрацій.

					0032.220861.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

У разі плавної зміни напрямку потоку пульсуючий характер навантаження зберігається, проте величина збурюючої сили істотно зменшується порівняно з різкими відводами. Збурююча сила ΔR , що діє на трубопровід у зоні плавного повороту при пульсуючому потоці, може бути визначена за таким співвідношенням:

$$\frac{\Delta R_{\text{max}}}{R_{\text{роб}}} = 2 \sqrt{\frac{\Delta R_{\text{max}}}{R_{\text{роб}}}} \quad (3.18)$$

Вираз (3.8) представляє максимальне амплітудне збільшення реактивної сили на коліно трубопроводу в порівнянні з $R_{\text{роб}}$ при куті повороту $\beta = 90^\circ$.

Для судження про значущість сил, що виникають в трубній обв'язці від дії пульсуючого потоку, достатньо визначити величину амплітуди збурюючого зусилля на куті повороту в нагнітальному трубопроводі компресора типу ВВ-3,5/10, що має таку характеристику:

Внутрішній діаметр d , мм	50
Робочий тиск P , кг/см	130
Кут повороту β , °	90
Ступінь нерівномірності амплітуди пульсацій тиску δ ..	0,12

Максимальна амплітуда збурюючої реактивної сили визначається пульсацією тиску

$$\Delta R_{\text{max}} = 2 p_{\text{роб}} \delta = 2 \cdot 130 \cdot 0,12 \text{ кг} = 690 \text{ Н.}$$

У наведеному розрахунку використано спрощену розрахункову схему, оскільки точне визначення амплітуд зусиль з урахуванням змін масової витрати, температури та коефіцієнта густини газу в часі потребує складного математичного апарату і значних обчислювальних ресурсів. Проте навіть у такому наближеному вигляді розрахунок амплітуди збурюючої сили, що виникає при зміні напрямку руху пульсуючого потоку в трубній обв'язці, дозволяє оцінити порядок величин періодичних

навантажень, які діють на трубопровід під час роботи компресорної установки.

Отримані оцінки свідчать, що реактивні сили, зумовлені пульсаціями тиску та швидкості газу, можуть досягати значних значень і виступати основним джерелом збудження вимушених коливань трубопроводів. Унаслідок взаємодії пульсуючого потоку з внутрішньою поверхнею труб виникають змінні динамічні навантаження, які передаються не лише на сам трубопровід, а й на приєднане обладнання та опорні конструкції.

Таким чином, періодичні зміни тиску газу в пневматичній системі компресора є визначальним чинником формування вібраційного стану трубопровідної системи. За несприятливого поєднання частоти пульсацій і власних частот коливань трубопроводу ці навантаження можуть призводити до зростання амплітуди вібрацій, прискореного розвитку втомних пошкоджень і зниження загальної надійності пневматичного обладнання, що обґрунтовує необхідність розроблення спеціальних технічних заходів віброзахисту та зниження пульсацій.

3.2.2 Температурна зміна довжини трубопроводу

Під час експлуатації трубопроводи зазнають впливу температури середовища, що транспортується, а також температури навколишнього повітря, унаслідок чого відбувається зміна їх лінійних розмірів. Зокрема, при підвищенні температури приблизно на 100 °С подовження сталевого трубопроводу може становити близько 1,2 мм на кожен метр довжини. За відсутності компенсуючих пристроїв такі температурні подовження призводять до виникнення значних осьових і згинальних напружень, що супроводжуються деформаціями труб і можуть спричиняти пошкодження трубопровідної системи.

Температурна зміна довжини трубопроводу при його нагріванні або охолодженні описується залежністю лінійного теплового розширення

$$\Delta l = \alpha l \Delta T, \quad (3.19)$$

де Δl – температурне подовження або укорочення трубопроводу, м;

α – коефіцієнт лінійного теплового розширення матеріалу труби, °C⁻¹;

					0032.220861.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

l – початкова довжина розрахункової ділянки трубопроводу, м;

ΔT – зміна температури відносно початкового стану, °С.

Слід зазначити, що числове значення приросту температури в градусах Цельсія та Кельвінах є однаковим, оскільки у формулі враховується саме різниця температур.

З наведеної залежності випливає, що величина температурного подовження прямо пропорційна довжині трубопроводу та зміні температури, а також визначається фізичними властивостями матеріалу. Для сталевих труб коефіцієнт лінійного теплового розширення зазвичай становить приблизно $(11-13) \cdot 10^{-6} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$, унаслідок чого при підвищенні температури на близько 100 °С подовження трубопроводу досягає орієнтовно 1,2 мм на кожен метр його довжини. Саме ця оцінка широко використовується в інженерній практиці для попереднього аналізу температурних деформацій.

Саме по собі температурне подовження не становить небезпеки за умови, що трубопровід має можливість вільно або напіввільно деформуватися. У таких випадках зміна довжини компенсується за рахунок гнучкості траси, поворотів, вигинів, ковзних опор або спеціальних компенсуючих пристроїв. Однак у разі жорсткого закріплення трубопроводу або недостатньої компенсуючої здатності траси фактичне подовження обмежується, і температурна деформація переходить у внутрішні напруження матеріалу труби.

За жорсткого обмеження температурні подовження призводять до виникнення значних осьових напружень, величина яких зростає зі збільшенням температурного перепаду. У реальних умовах ці напруження накладаються на напруження від внутрішнього тиску та на динамічні напруження, спричинені вібраціями і пульсаціями потоку газу. Особливо небезпечна така сумарна дія в зонах поворотів, трійників, жорстких кріплень і зварних з'єднань, де одночасно виникають концентрації напружень і значні переміщення.

Таким чином, залежність (3.19) є базовою для кількісної оцінки температурних деформацій трубопроводів і відіграє важливу роль при аналізі їх напруженого

									Арк.
									57
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.220861.000.04КР.ПЗ				

стану. Неврахування температурних подовжень або недостатня компенсація теплових деформацій у поєднанні з вібраційними навантаженнями суттєво знижують довговічність трубопровідних систем і підвищують імовірність їх відмов у процесі експлуатації.

Для запобігання руйнівному впливу температурних напружень у трубопроводах застосовують різні способи компенсації теплових деформацій. У багатьох випадках компенсація здійснюється за рахунок власної гнучкості трубопроводу, зокрема в зонах поворотів і вигинів траси. Гнучкість трубопроводу характеризується відношенням його фактичної довжини до найкоротшої відстані між точками, які він з'єднує, і визначає здатність системи сприймати температурні подовження без виникнення надмірних напружень.

Трубопроводи вважають жорсткими, якщо вони закріплені на опорах без шарнірних з'єднань і можуть змінювати своє положення лише внаслідок пружної деформації матеріалу. У таких системах температурні подовження призводять до значних внутрішніх напружень, що потребує обов'язкового застосування спеціальних компенсуючих пристроїв.

На відміну від цього, у нежорстких трубопроводах температурні подовження не супроводжуються суттєвим зростанням напружень, оскільки переміщення труб відбувається за рахунок поворотів і шарнірних з'єднань. У подібних системах осьові навантаження від внутрішнього тиску зазвичай передаються без застосування додаткових компенсаторів, однак для забезпечення необхідної кінематичної рухливості кожен проліт трубопроводу, розташований в одній площині, повинен мати не менше трьох шарнірних з'єднань.

У практиці експлуатації нагнітальних установок застосовуються також трубопроводи вільного переміщення, які практично не сприймають навантажень, за винятком сил тертя. Такі системи доцільно використовувати у випадках, коли необхідно захистити компресори, технологічні посудини та інше обладнання від впливу температурних подовжень трубопроводів. Вільне переміщення труб у таких системах забезпечується шляхом встановлення компенсуючих пристроїв або використання гнучких шлангів.

					0032.220861.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

Поглинання температурних подовжень може також здійснюватися шляхом самокомпенсації (природної компенсації), що реалізується завдяки наявності поворотів і вигинів уздовж траси трубопроводу. У цьому випадку температурні деформації сприймаються окремими ділянками, утвореними колінами та прямими відрізками труб (рис. 3.4), і супроводжуються поперечними переміщеннями трубопроводу. В окремих випадках, зокрема при наявності тупих кутів повороту, величина таких поперечних переміщень може істотно перевищувати величину власне теплового подовження.

Компенсуюча здатність трубопроводу в умовах самокомпенсації значною мірою визначається конфігурацією траси, кутами поворотів, довжиною окремих ділянок та схемою розміщення нерухомих і рухомих опор. З огляду на це правильний вибір трасування трубопроводу та конструкції опор є важливим чинником зниження температурних напружень і підвищення довговічності трубопровідної системи в цілому.

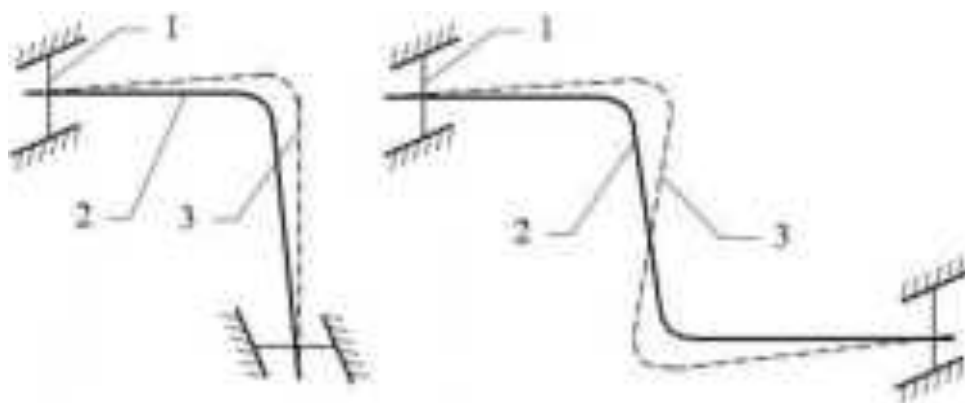


Рисунок 3.4 – Температурна деформація трубопроводів:

1 – нерухомі опори; 2 – розташування холодних труб;

3 – розташування гарячих труб

Наявність у трасі трубопроводу гнутих колін і вигинів істотно підвищує його гнучкість і, відповідно, компенсуючу здатність при температурних подовженнях. За умови самокомпенсації принципово важливо забезпечити можливість вільних поперечних переміщень трубопроводу, оскільки саме вони дозволяють поглинати теплові деформації без виникнення надмірних внутрішніх напружень.

					0032.220861.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59

У трубопроводах високого тиску спеціальні компенсатори, як правило, не застосовують, а необхідна еластичність системи досягається виключно за рахунок самокомпенсації, що реалізується геометрією траси та правильним розташуванням опор. Такий підхід дає змогу зменшити кількість додаткових елементів у системі та спростити її конструкцію.

До основних переваг самокомпенсації належать простота конструктивного виконання, відсутність потреби у спеціальному технічному обслуговуванні та зменшення навантаження на нерухомі опори від дії внутрішнього тиску. Разом із тим застосування самокомпенсації потребує обов'язкового розрахункового обґрунтування, яке полягає у визначенні зусиль, переміщень і напружень, що виникають у трубопроводі під час температурних деформацій.

Таким чином, самокомпенсація температурних подовжень є ефективним і доцільним способом зниження температурних напружень у трубопроводах за умови раціонального трасування, наявності достатньої кількості поворотів і правильної схеми опор. У поєднанні з динамічними навантаженнями від пульсацій потоку недостатня компенсуюча здатність трубопроводу може призводити до зростання напружень і зниження його довговічності, що обумовлює необхідність урахування температурних деформацій при аналізі надійності пневматичного обладнання електровозів.

3.3 Пропозиції щодо підвищення надійності трубопроводу напірної частини повітряної магістралі компресора

Аналіз напружено-деформованого стану трубопроводів напірної частини повітряної магістралі компресора показав, що однією з основних причин їх передчасного пошкодження є недостатня компенсуюча здатність існуючої конфігурації трубопроводу. За наявності значних температурних подовжень, пульсацій тиску та вібраційних навантажень жорстка схема трубопроводу призводить до концентрації напружень у зонах вигинів і зварних з'єднань, що істотно знижує довговічність системи.

					0032.220861.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

Для зменшення температурних і динамічних напружень у трубопроводах у практиці машинобудування застосовують компенсатори, призначені для сприйняття осьових і поперечних деформацій без перевищення допустимих напружень у матеріалі труби. Залежно від конструктивного виконання розрізняють П-подібні, ліроподібні, лінзові та сальникові компенсатори – рис. 3.5–3.8.

П-подібний компенсатор (див. рис. 3.5) виконується у вигляді петлі з прямих і криволінійних ділянок труби та забезпечує компенсацію температурних подовжень за рахунок пружного згину плечей. Такий тип компенсатора є конструктивно простим, однак потребує значного монтажного простору, що обмежує його застосування в умовах обмежених габаритів локомотивного обладнання.

Ліроподібний (Ω -подібний) компенсатор, схема якого наведена на рис. 3.6, має підвищену гнучкість у порівнянні з П-подібним за тих самих габаритних обмежень. Завдяки плавній зміні напрямку трубопроводу та збільшенню ефективної довжини деформівної ділянки такий компенсатор дозволяє зменшити згинальні напруження і навантаження на фланцеві з'єднання, що робить його найбільш доцільним для напірної частини повітряної магістралі компресора електровоза.

Лінзовий компенсатор (див. рис. 3.7) є осьовим компенсуючим пристроєм, у якому сприйняття температурних подовжень відбувається за рахунок пружної деформації металевих лінз. Застосування таких компенсаторів у пневматичних системах обмежується підвищеними вимогами до герметичності та умов експлуатації

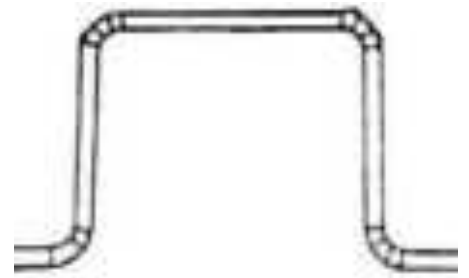


Рисунок 3.5 – П-подібний компенсатор

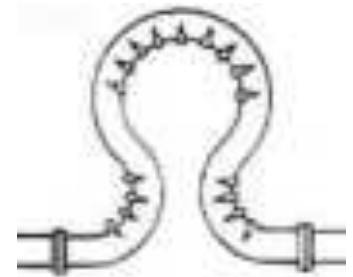


Рисунок 3.6 – Ліроподібний компенсатор

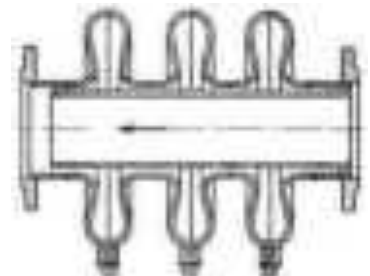


Рисунок 3.7 – Лінзовий компенсатор

					0032.220861.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

за змінних навантажень.

Сальниковий компенсатор, зображений на рис. 3.8, забезпечує компенсацію осьових переміщень трубопроводу шляхом телескопічного зсуву елементів, герметизованих сальниковим ущільненням. Недоліком цього типу компенсаторів є необхідність регулярного технічного обслуговування через зношування ущільнювальних елементів, що знижує їх придатність для використання в умовах локомотивної експлуатації.

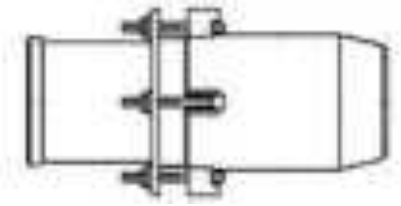


Рисунок 3.8 – Сальниковий компенсатор

З урахуванням наведеного аналізу конструктивних схем компенсаторів обґрунтовано вибір ліроподібного компенсатора як оптимального рішення для підвищення надійності трубопроводу напірної частини повітряної магістралі компресора.

Як видно з рис. 3.9, трубопровід напірної частини повітряної магістралі компресора конструктивно виконаний у вигляді П-подібного компенсатора. Однак через часті зміни напрямку потоку та невелику довжину прямолінійних ділянок у перетині А–А такий компенсатор не забезпечує достатньої гнучкості. У результаті температурні подовження та динамічні зусилля від пульсацій тиску практично не компенсуються, а трансформуються у підвищені згинальні напруження.

З огляду на обмежені габарити розміщення фланця компресора та гальмівної магістралі електровоза, доцільним є заміщення існуючої П-подібної схеми на ліроподібний компенсатор, який має більшу гнучкість за однакових зовнішніх розмірів.

Ліроподібна форма дозволяє збільшити ефективну довжину деформівної ділянки та зменшити жорсткість трубопроводу в поперечному напрямку, що особливо важливо в умовах дії змінних навантажень.

Кількісну оцінку допустимого прольоту компенсатора виконують за умовою міцності труби при згині. Для цього використовується полярний момент опору перерізу труби, який для кільцевого перерізу визначається за формулою:

					0032.220861.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

$$d = D - 2\delta = 60 - 2 \cdot 5 = 50 \text{ мм},$$

а відносний діаметр

$$\alpha = d / D = 50 / 60 = 0,833.$$

Підставляючи значення у формулу (3.20), отримуємо полярний момент опору труби

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 50^3}{32} = 119608 \text{ см}^3$$

Допустимий проліт трубопроводу визначається з урахуванням внутрішнього тиску та допустимих напружень матеріалу труби. Для напірної частини повітряної магістралі приймаємо робочий тиск з урахуванням можливих перевищень $q = 13 \text{ кгс/см}^2$, а допустиме напруження для сталеві труби $\sigma_{\text{доп}} = 180 \text{ кгс/см}^2$.

За вказаними параметрами, використовуючи номограму для визначення допустимої довжини прольоту трубопроводу, що наведена на рис. 3.10, встановлено, що допустимий проліт компенсатора напірної частини магістралі становить $l_{\text{доп}} = 135 \text{ см}$.

Запропонована конструкція ліроподібного компенсатора наведена на рис. 3.11. Геометричні параметри компенсатора підібрані таким чином, щоб фактична довжина прольоту становила $l_{\text{факт}} = 122,8 \text{ см}$, що є меншим за допустиме значення, тобто виконується умова міцності та надійності

$$l_{\text{факт}} < l_{\text{доп}}$$

Зменшення еквівалентної жорсткості трубопроводу за рахунок ліроподібної форми компенсатора дозволяє істотно знизити рівень згинальних напружень, що виникають при температурних подовженнях та під дією змінних реактивних сил від пульсуючого потоку. Це, у свою чергу, зменшує амплітуду вимушених коливань трубопроводу та інтенсивність накопичення втомних пошкоджень.

					0032.220861.000.04 КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64

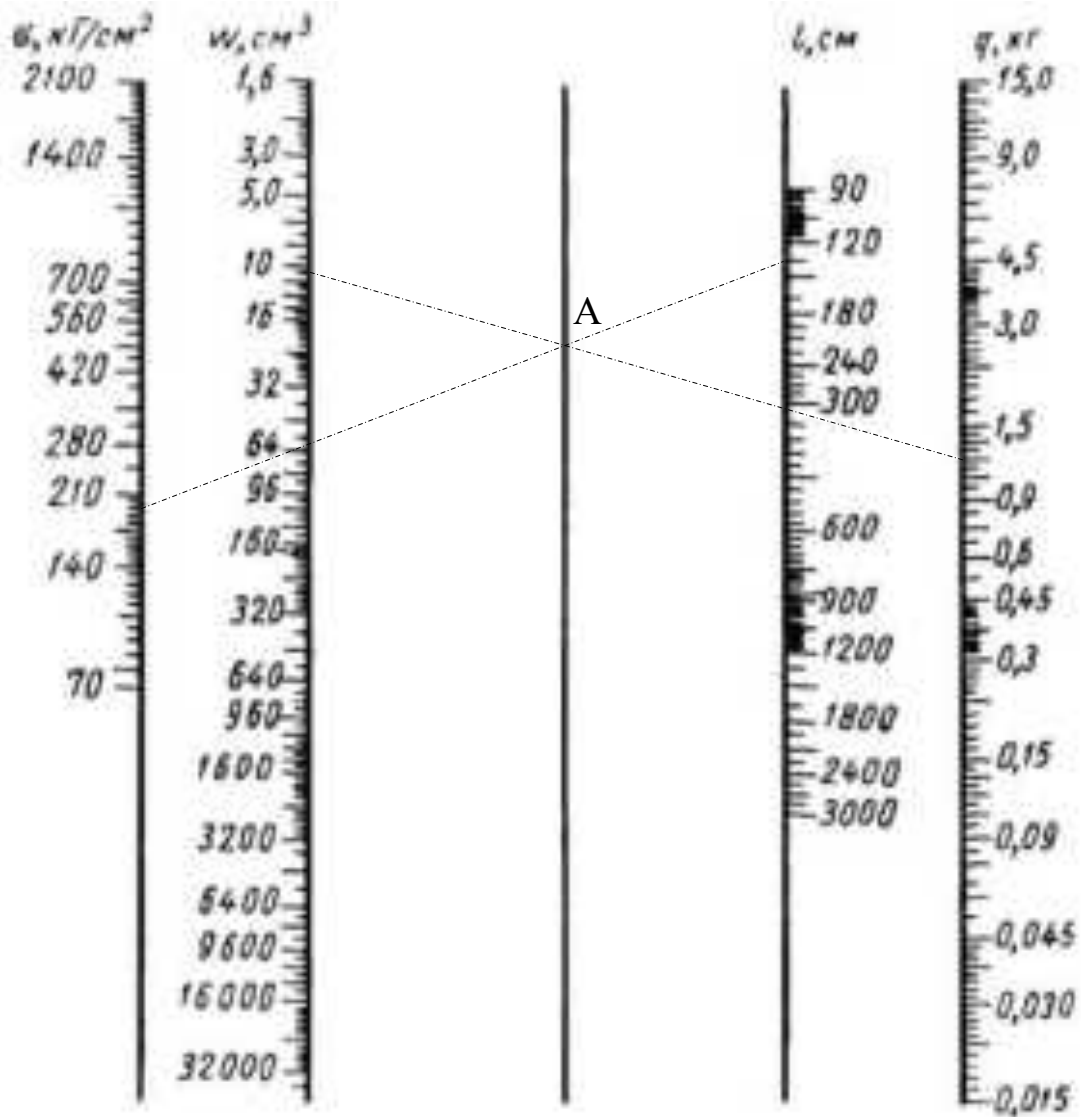


Рисунок 3.10 – Номограма для визначення допустимої довжини прольоту трубопроводу

Запропонована заміна П-подібного компенсатора на ліроподібний у напірній частині повітряної магістралі компресора забезпечує збільшення гнучкості трубопроводу та зниження рівня температурних і динамічних напружень. Розрахунок допустимого прольоту підтвердив, що обрана геометрія компенсатора відповідає умовам міцності, а фактична довжина прольоту не перевищує допустимого значення. Реалізація запропонованого технічного рішення створює передумови для підвищення довговічності трубопроводу та зменшення ймовірності його відмов у процесі експлуатації.

					0032.220861.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

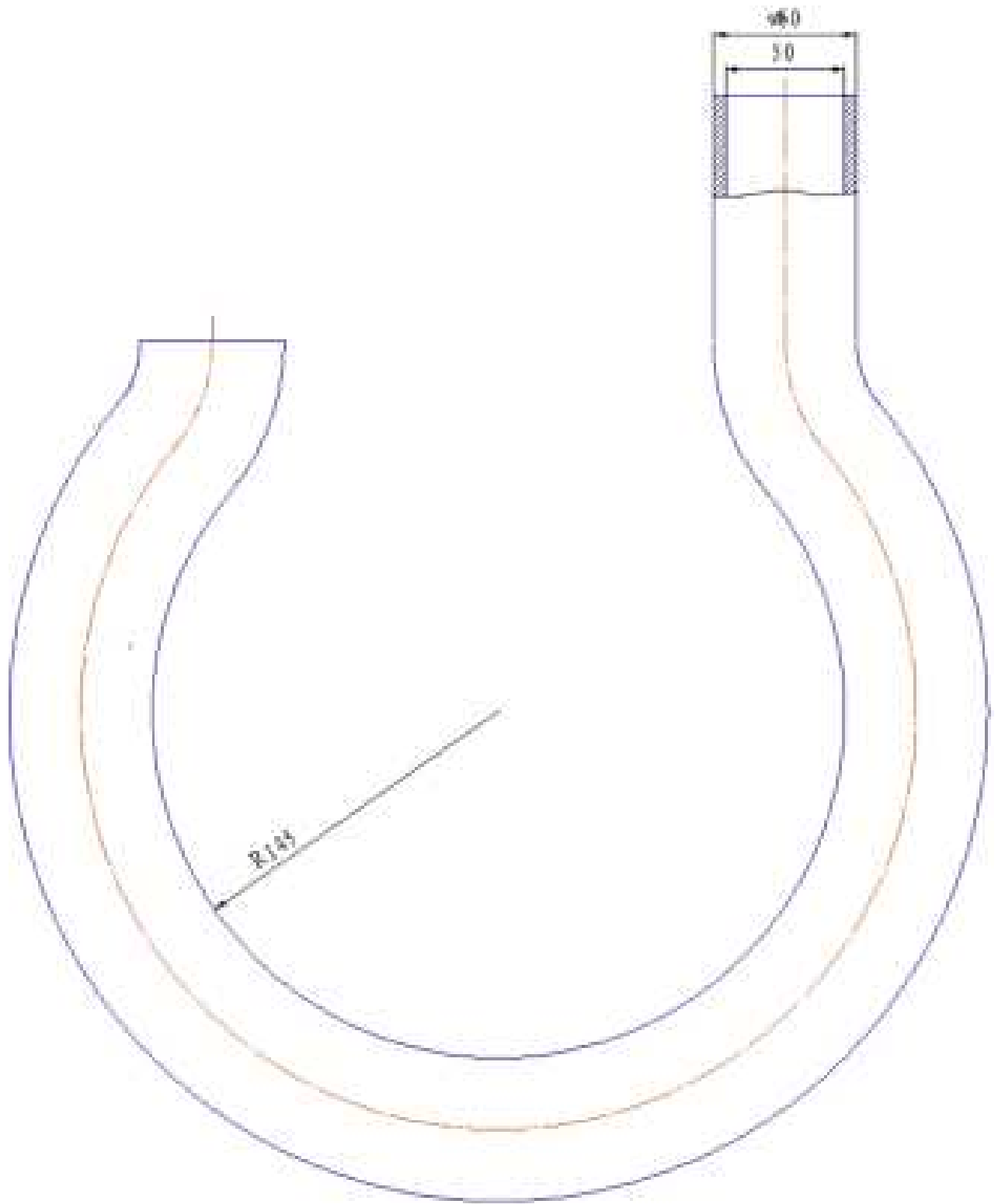


Рисунок 3.8 – Пропонована конструкція компенсатора напірної частини

У цьому розділі обґрунтовано вибір трубопроводу напірної частини повітряної магістралі компресора як найбільш вразливого елемента пневматичної системи

					0032.220861.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66

електровоза. Показано, що основними чинниками зниження його надійності є пульсації тиску, вібраційні навантаження та температурні деформації, які в умовах недостатньої гнучкості трубної обв'язки призводять до концентрації напружень і розвитку втомних пошкоджень.

Аналітичний розгляд впливу пульсуючого потоку та температурних подовжень дозволив сформулювати технічні вимоги до компенсуючих елементів трубопроводу. На цій основі запропоновано конструктивне рішення у вигляді ліроподібного компенсатора, параметри якого підтверджені розрахунком допустимого прольоту. Реалізація запропонованих заходів забезпечує зниження динамічної навантаженості трубопроводу, підвищення його вібростійкості та загальної надійності пневматичного обладнання електровоза.

					0032.220861.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		67

ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

У кваліфікаційній роботі виконано комплексне дослідження надійності пневматичної системи електровоза в умовах магістральної експлуатації та обґрунтовано технічні заходи щодо її підвищення. Отримані результати дозволяють зробити такі узагальнені висновки.

Аналіз статистики міжпоїздних ремонтів електровозів серій 2ЕС5К та 2ЕЛ5 за 2023–2024 роки показав, що пневматичне обладнання стабільно входить до трійки систем, які формують основну частку відмов разом з електроапаратурою та тяговими двигунами. При цьому частка пневмоапаратури становить близько 15–17 % загальної кількості несправностей, що підтверджує її суттєвий вплив на експлуатаційну надійність і безпеку руху електровозів.

Поглиблений аналіз відмов пневматичного обладнання встановив, що найбільшу кількість несправностей формує магістральна частина пневматичної системи, а також окремі критичні вузли – датчики тиску компресора, редуктор крана машиніста та гальмівні циліндри. Діаграми Парето показали, що приблизно 70–75 % усіх відмов пневмообладнання припадає на 3–4 зазначені вузли, що підтверджує доцільність концентрації заходів підвищення надійності саме на них.

Параметричне оцінювання надійності пневматичної системи з використанням експоненціальної моделі відмов дозволило кількісно охарактеризувати зміну імовірності безвідмовної роботи з пробігом електровоза. Встановлено, що при досягненні міжремонтного пробігу ПР-3 (600 тис. км) імовірність безвідмовної роботи пневматичного обладнання знижується до практично нульового рівня, що свідчить про перебування системи у зоні високого ризику відмов до моменту планового ремонту в обсязі ПР-3.

Визначені характерні пробіги $L_{0,9}$ та $L_{0,8}$, що відповідають рівням імовірності безвідмовної роботи 0,9 та 0,8, можуть бути використані як кількісні орієнтири для планування профілактичних робіт і діагностування пневматичного обладнання. Це дозволяє перейти від реактивного усунення відмов до випереджального технічного обслуговування.

					0032.220861.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		68

відмов пневматичної системи з урахуванням неекспоненціальних законів розподілу, зокрема Вейбула, експериментальним дослідженням напружено-деформованого стану магістральних трубопроводів, а також впровадженням методів безперервного технічного діагностування на основі цифрових датчиків тиску та витрат повітря.

Загалом результати кваліфікаційної роботи мають практичну цінність і можуть бути використані в експлуатаційних та ремонтних підрозділах залізничного транспорту для підвищення надійності, безпеки руху та ефективності використання електровозів.

					0032.220861.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		70

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

- 1 ДСТУ 2860–94. Надійність техніки. Терміни та визначення. Чинний від 1996-01-01. Київ: Держстандарт України, 1995. 92 с.
- 2 ДСТУ 3433–96. Надійність техніки. Методи вибору моделей відмов. Чинний від 1997-01-01. Київ: Держстандарт України, 1997. 58 с.
- 3 Положення про планово-попереджувальну систему ремонту і технічного обслуговування рухомого складу локомотиви та моторвагонний рухомий склад АТ «Укрзалізниця». Київ: АТ «Укрзалізниця», 2019. 214 с.
- 4 O'Connor P. D. T., Kleyner A. Practical Reliability Engineering. 5th edition. Chichester John Wiley & Sons, 2012. 560 p.
- 5 Rausand M., Høyland A. System Reliability Theory Models Statistical Methods and Applications. 2nd edition. Hoboken Wiley Interscience, 2004. 636 p.
- 6 EN 14198:2016+A2:2021. Railway applications Braking Requirements for the brake system of trains hauled by locomotives. Brussels CEN, 2021. 45 p.
- 7 EN 50126-1:2017. Railway applications The specification and demonstration of Reliability Availability Maintainability and Safety RAMS. Part 1. Generic RAMS process Brussels. CENELEC, 2017. 78 p.
- 8 IEC 60812:2018. Failure modes and effects analysis FMEA and FMECA. Geneva International Electrotechnical Commission, 2018. 110 p.
- 9 EN 13480-1:2017. Metallic industrial piping. Part 1. General Brussels. CEN, 2017. 245 p.
- 10 ISO 9712:2021. Non-destructive testing Qualification and certification of NDT personnel. Geneva International Organization for Standardization, 2021. 156 p.

					<i>0032.220861.000.04КР.ПЗ</i>	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		71