

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ НАУКИ І ТЕХНОЛОГІЙ

Факультет "Транспортна інженерія"

Кафедра "Управління та експлуатація рухомого складу"

"ДО ЗАХИСТУ"

Зав. кафедрою  Борис БОДНАР

"12" 01 2026 р.

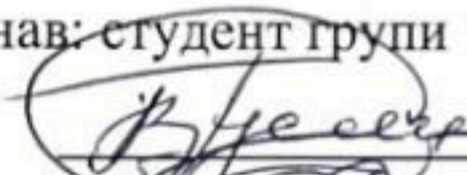
ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до кваліфікаційної роботи *магістра*

на тему: "Підвищення надійності головного вимикача електровоза"

за освітньою програмою: "Локомотиви та локомотивне господарство"
зі спеціальності 2.73 "Залізничний транспорт"
галузі знань 27 "Транспорт та послуги"

Виконав: студент групи ЛГ2421



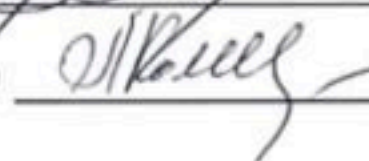
Владислав ГУСЛИСТИЙ

Керівник



Дмитро БОБИРЬ

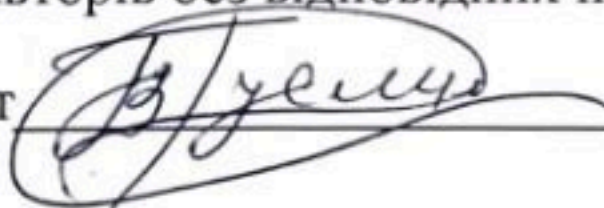
Нормоконтролер



Людмила КОЛОДІЙ

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

Студент



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 main switch of an electric locomotive**”

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*:

Vladislav GUSLISTY

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.

ЗАВДАННЯ

на кваліфікаційну роботу на здобуття ОС «*магістр*»

студенту групи *ЛГ2421*

Гуслистому Владиславу Андрійовичу

1. Тема кваліфікаційної роботи: «**Підвищення надійності головного вимикача 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 головного вимикача електровоза; статистична інформація з надійності головного вимикача електровоза; нормативно-технічна документація з експлуатації та ремонту електровозів.

4. Перелік креслень (демонстративного матеріалу)

1) Розподіл відмов електровоза.

2) Аналіз надійності головного вимикача електровоза.

3) Діаграма Парето відмов головного вимикача електровоза.

4) Графіки імовірності безвідмовної роботи $R(L)$ та імовірності відмови $Q(L)$.

- 5) Розрахунок сил, що діють на заціпку головного вимикача.
- 6) Результати розрахунку міцності заціпки головного вимикача.
- 7) Заходи з модернізації заціпки.

5. Перелік питань до розробки та термін виконання

Назва розділу кваліфікаційної роботи	Термін виконання	Обсяг розділу,%
Конструкція та принцип дії головного вимикача як об'єкта надійності. Аналіз експлуатаційної надійності та відмов головного вимикача	12.11.2025	30
Розрахунок сил, що діють на заціпку головного вимикача як лімітуючий елемент надійності	12.12.2025	30
Розрахунок міцності заціпки головного вимикача. Заходи з модернізації заціпки	14.01.2026	40

Студент _____ Владислав ГУСЛИСТИЙ

Керівник роботи _____ Дмитро БОБИРЬ

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи магістра:

76 с., 72 рис., 7 табл., 12 джерел.

Об'єктом дослідження у кваліфікаційній роботі є головний вимикач електровоза як елемент високовольтного обладнання, що безпосередньо впливає на надійність, безпеку та безперервність тягового режиму електровоза. Особливу увагу в роботі приділено приводу головного вимикача та його ключовому елементу – защіпці, відмови якої за експлуатаційними даними мають критичний характер і призводять до вимкнення секцій електровоза, порушення графіка руху та виникнення непланових ремонтів.

Метою кваліфікаційної роботи є підвищення надійності головного вимикача шляхом аналізу експлуатаційних відмов, кількісної оцінки показників надійності, розрахунку напружено-деформованого стану защіпки та розроблення конструктивних заходів її модернізації, спрямованих на зменшення імовірності відмов і підвищення ресурсу.

Для досягнення поставленої мети у роботі застосовано комплекс аналітичних, статистичних та розрахунково-моделювальних методів дослідження. Проведено аналіз експлуатаційних даних із використанням агрегованих таблиць і діаграм Парето, що дозволило виділити найбільш критичні види відмов. Розрахунок показників надійності виконано із застосуванням експоненційної моделі та моделі Вейбулла, що дало змогу оцінити характер і динаміку відмов у процесі напруження. Для визначення навантажень і напружень у защіпці використано методи теоретичної механіки та чисельного моделювання, а статичні й динамічні розрахунки міцності виконано в середовищі SolidWorks.

На основі отриманих результатів розроблено модернізовану конструкцію защіпки з оптимізованою геометрією «дзьоба», зміненим профілем «плеча» та застосуванням демпфера. Перевірочні статичні й динамічні розрахунки показали зниження максимальних напружень і зменшення імовірності експлуатаційних відмов головного вимикача, що підтверджує ефективність запропонованих технічних рішень.

Ключові слова: ГОЛОВНИЙ ВИМИКАЧ, ЕЛЕКТРОВАЗ, НАДІЙНІСТЬ, ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ВІДМОВИ, ЗАЩІПКА, МОДЕЛЬ ВЕЙБУЛЛА, МІЦНІСТЬ, МОДЕРНІЗАЦІЯ.

Зміст

ВСТУП.....	6
1 КОНСТРУКЦІЯ ТА ПРИНЦИП ДІЇ ГОЛОВНОГО ВИМИКАЧА ЯК ОБ'ЄКТА НАДІЙНОСТІ	9
1.1 Конструкція складових частин головного вимикача	9
1.2 Принцип дії головного вимикача	11
1.3 Увімкнення та вимкнення головного вимикача	19
1.4 Ручне вмикання та вимикання головного вимикача	24
2 АНАЛІЗ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ ТА ВІДМОВ ГОЛОВНОГО ВИМИКАЧА	28
2.1 Загальна характеристика експлуатаційних відмов головного вимикача	28
2.2 Аналіз експлуатаційної статистики відмов головного вимикача	30
2.3 Розрахунок показників експлуатаційної надійності головного вимикача	36
3 РОЗРАХУНОК СИЛ, ЩО ДІЮТЬ НА ЗАЦІПКУ ГОЛОВНОГО ВИМИКАЧА ЯК ЛІМІТУЮЧИЙ ЕЛЕМЕНТ НАДІЙНОСТІ	43
3.1 Вихідні положення для визначення навантажень на заціпку	43
3.2 Визначення сил, що діють на заціпку	45
4 РОЗРАХУНОК МІЦНОСТІ ЗАЦІПКИ ГОЛОВНОГО ВИМИКАЧА	56
4.1 Вихідні дані	56
4.2 Статичний розрахунок заціпки	58
4.3 Динамічний розрахунок заціпки	61
5 ЗАХОДИ З МОДЕРНІЗАЦІЇ ЗАЦІПКИ	66
ВИСНОВКИ.....	74
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	76

					<i>0032.24.0128.000.04КР.ПЗ</i>					
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						
Розроблена.	Гуслистый				<i>Підвищення надійності головного вимикача електровоза</i>		Літ.	Аркуш	Аркушів	
Перевір.	Бодирь							5	76	
Рецензування							<i>УДУНТ, зр. ЛГ2421</i>			
Н. Кантр.	Колодій									
Затверд.										

ВСТУП

Залізничний транспорт традиційно відіграє провідну роль у системі вантажних і пасажирських перевезень України, забезпечуючи сталий соціально-економічний розвиток держави, міжрегіональні зв'язки та інтеграцію у міжнародні транспортні коридори. В сучасних умовах експлуатації рухомого складу та підвищення вимог до безпеки й енергоефективності особливого значення набуває проблема забезпечення високої надійності рухомого складу.

Одним із ключових елементів електричного обладнання електровоза є головний вимикач, який виконує функції оперативної та аварійної комутації, а також захисту високовольтних ланцюгів від струмів короткого замикання і перевантажень. Від надійності роботи головного вимикача безпосередньо залежить працездатність силового обладнання, безпека локомотивної бригади та безперервність перевізного процесу. Відмова головного вимикача, як правило, призводить до зупинки секції електровоза, виникнення непланових ремонтів і значних експлуатаційних втрат.

На сучасних електровозах серій 2ЕЛ5 та 2ЕС5К широкого застосування набули вакуумні високовольтні вимикачі, які мають низку конструктивних і експлуатаційних переваг порівняно з повітряними аналогами, зокрема меншу масу, підвищений комутаційний ресурс і знижену потребу в стисненому повітрі. Водночас багаторічний досвід експлуатації високовольтних вимикачів засвідчив наявність характерних відмов механічних елементів привода, що істотно впливають на загальну надійність вимикача.

Аналіз експлуатаційної статистики непланових ремонтів головних вимикачів показує, що значна частка відмов пов'язана з порушенням працездатності заціпки привода дугогасильної камери. Заціпка виконує критично важливу функцію утримання вимикача у ввімкненому стані та забезпечує коректне спрацювання під час оперативного або аварійного вимкнення. Її механічне руйнування, втомний знос або порушення регулювань призводять до раптових відмов, що, у свою чергу, спричиняє тривалі простої локомотивів і зниження експлуатаційної готовності.

Існуючі конструктивні рішення заціпки вимикача, включно з раніше запропонованими варіантами модернізації, не повною мірою забезпечують необхідний запас міцності та довговічності за реальних експлуатаційних навантажень. При

					0032.240128.000.04КР.ПЗ	Арк.
						6
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

цьому більшість робіт, присвячених удосконаленню вакуумних вимикачів, зосереджені переважно на електричних характеристиках і комутаційних процесах, тоді як питання механічної надійності елементів привода залишаються недостатньо дослідженими. Це формує науково-технічне протиріччя між високими вимогами до безвідмовної роботи головного вимикача та фактичними показниками надійності його механічних вузлів.

У зв'язку з цим актуальною є задача комплексного дослідження навантаженого стану заціпки головного вимикача, виявлення слабких місць конструкції, оцінювання граничних станів та розроблення технічних рішень, спрямованих на підвищення її механічної надійності і ресурсу. Розв'язання цієї задачі дозволить зменшити кількість непланових ремонтів, скоротити тривалість простоїв локомотивів і підвищити загальний рівень надійності електровозів.

Об'єкт дослідження – головний вимикач електровоза змінного струму з вакуумною дугогасильною камерою.

Предмет дослідження – процеси навантаження, деформування та відмов заціпки привода головного вимикача в умовах експлуатації.

Мета кваліфікаційної роботи – підвищення надійності головного вимикача електровоза шляхом удосконалення конструкції заціпки на основі аналізу експлуатаційних відмов, розрахунку силових навантажень і оцінювання граничних станів.

Для досягнення поставленої мети в роботі необхідно розв'язати такі основні завдання:

- проаналізувати конструкцію та принцип дії головного вимикача як об'єкта надійності;
- виконати аналіз експлуатаційних відмов головного вимикача з виокремленням ролі заціпки у структурі відмов;
- побудувати кінематичну та силову моделі привода дугогасильної камери;
- визначити сили, що діють на заціпку в характерних режимах роботи;
- виконати статичний і динамічний прочностний розрахунок заціпки;
- розробити та обґрунтувати конструктивні заходи з підвищення її надійності;
- оцінити ефективність запропонованих технічних рішень.

Методи дослідження, використані у роботі, включають: аналіз технічної та експлуатаційної документації; методи теоретичної механіки та опору матеріалів;

					<i>0032.240128.000.04КР.ПЗ</i>	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

чисельне моделювання методом кінцевих елементів; аналіз статистики відмов; порівняльну оцінку варіантів конструктивних рішень.

Отримані результати можуть бути використані під час удосконалення конструкції головних вимикачів, коригування ремонтної документації та підвищення ефективності технічного обслуговування електровозів змінного струму.

					0032.24.0128.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

1 КОНСТРУКЦІЯ ТА ПРИНЦИП ДІЇ ГОЛОВНОГО ВИМИКАЧА ЯК ОБ'ЄКТА НАДІЙНОСТІ

1.1 Конструкція складових частин головного вимикача

Головний вимикач електровоза призначений для підключення електровоза до контактної мережі змінного струму напругою 25 кВ частотою 50 Гц, а також для оперативної та аварійної комутації та захисту електричного обладнання від струмів короткого замикання і перевантажень. На електровозах серій 2ЕЛ5, 2ЕС5К застосовується вакуумний високовольтний вимикач типу ВБО-25-20/630 УХЛ1 (далі – ВБО-25) [1].

Вимикач встановлюється на спеціальному майданчику даху електровоза. Основною конструкції вимикача є плита, жорстко закріплена на рамі. Для підключення вимикача до високовольтної мережі використовується контакт дугогасильної камери та струмопровідна шина, закріплена на роз'єднувачі. У вимкненому стані роз'єднувач заземлюється через заземлювальну стійку, встановлену на плиті, що забезпечує електробезпеку під час обслуговування [2].

Ескіз загального вигляду ВБО-25 наведено на рис. 1.1, а основні технічні характеристики вимикача подано в табл. 1.1. Зазначені характеристики визначають електричні, пневматичні та експлуатаційні можливості вимикача і мають безпосередній вплив на його надійність.

Вакуумний вимикач ВБО-25 розрахований на номінальний струм 630 А та номінальний струм вимикання 20 кА. Гасіння електричної дуги під час розмикання контактів здійснюється у вакуумному проміжку дугогасильної камери, утвореному внаслідок відкачування повітря до тиску порядку 10^{-2} Н/см². Вакуум характеризується високою електричною міцністю та відсутністю середовища, яке підтримує горіння дуги, що забезпечує малий час її існування та високий комутаційний ресурс.

Порівняно з повітряними вимикачами, ВБО-25 має меншу масу, вищу зносостійкість контактів та знижене споживання стисненого повітря, оскільки розмикання контактів здійснюється переважно за рахунок енергії попередньо стиснених пружин [2].

					0032.240128.000.04КР.ПЗ	Арк.
						9
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

На внутрішній стороні плити змонтовано основні елементи керування вимикачем: привід дугогасильної камери, привід роз'єднувача з механізмом доводки, блок електромагнітів, автомат мінімального тиску, контрольно-сигнальні пристрої, реле максимального струму, штепсельні роз'єми та лічильник циклів спрацювання.

З позицій надійності зазначені елементи формують єдину функціональну систему, відмова будь-якого вузла якої може призвести до втрати працездатності головного вимикача в цілому.

1.2 Принцип дії головного вимикача

Принцип дії вимикача полягає в тому, що гасіння електричної дуги, яка виникає під час розмикання контактів, здійснюється у вакуумному середовищі. Вакуум характеризується високою електричною міцністю та відсутністю середовища, здатного підтримувати горіння дуги, унаслідок чого тривалість її існування є мінімальною. Переривання дуги відбувається в момент переходу змінної синусоїдальної напруги через нульове значення зі зміною полярності, що забезпечує стабільність процесу комутації та високу повторюваність режимів вимикання, а отже, сприяє підвищенню експлуатаційної надійності вимикача.

Вимикання головного вимикача реалізується шляхом розмикання контактів дугогасильної камери, що забезпечується дією попередньо стиснених пружин, тоді як вимикання роз'єднувача здійснюється за допомогою стисненого повітря. Такий розподіл функцій між механічною та пневматичною підсистемами дозволяє зменшити залежність процесу вимикання від стану пневматичної мережі, що позитивно впливає на безвідмовність роботи в перехідних та аварійних режимах [1, 2].

Дугогасильна камера зображена на рис. 1.2 у положеннях «увімкнене» та «вимкнене» (відповідно – *a*) та *б*). Пунктирними лініями показано положення контактів у двох характерних станах вимикача. Камера складається з вакуумної дугогасильної камери та корпусу, всередині якого розміщені важіль, регулювальна тяга, гнучкий зв'язок, пружини підтискання та вимикання, ізоляційна тяга і буфер. Сукупність зазначених елементів формує єдиний механічний ланцюг, працездатність якого визначає як коректність комутаційних процесів, так і ресурс та довговічність головного вимикача в цілому.

					0032.240128.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

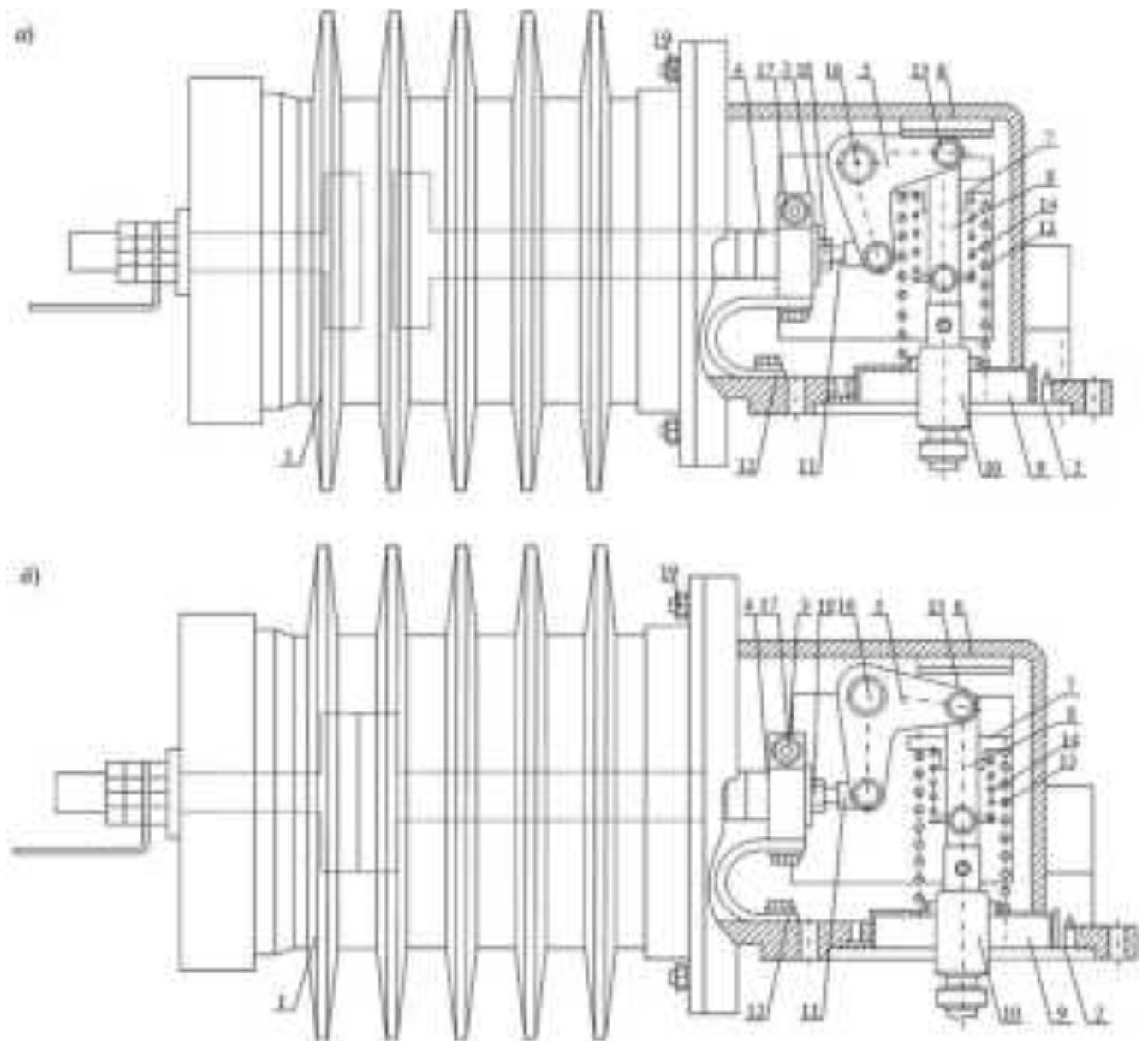


Рисунок 1.2 – Дугогасильна камера:

а) положення «увімкнене»; б) положення «ввімкнене»;

1 – камера дугогасильна вакуумна; 2 – корпус; 3 – струмознімальний контакт; 4 – рухомий контакт; 5 – важіль; 6 – буфер; 7, 8 – серезка; 9 – тарілка; 10 – ізоляційна тяга; 11 – регулювальна тяга; 12 – зв'язок гнучкий; 13 – пружина відключення; 14 – пружина підтискання; 15 – ролик; 16 – вісь; 17, 18, 19 – гайка

Роз'єднувач з поворотним валом зображено на рис. 1.3. Він складається з ізолятора, жорстко закріпленого на фланці вала, який установлений у підшипникових опорах [2]. На нижньому кінці вала виконано квадрат для встановлення важеля

					0032.240128.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

ручного вмикання, тоді як у верхній частині ізолятора змонтовано ножі роз'єднувача.

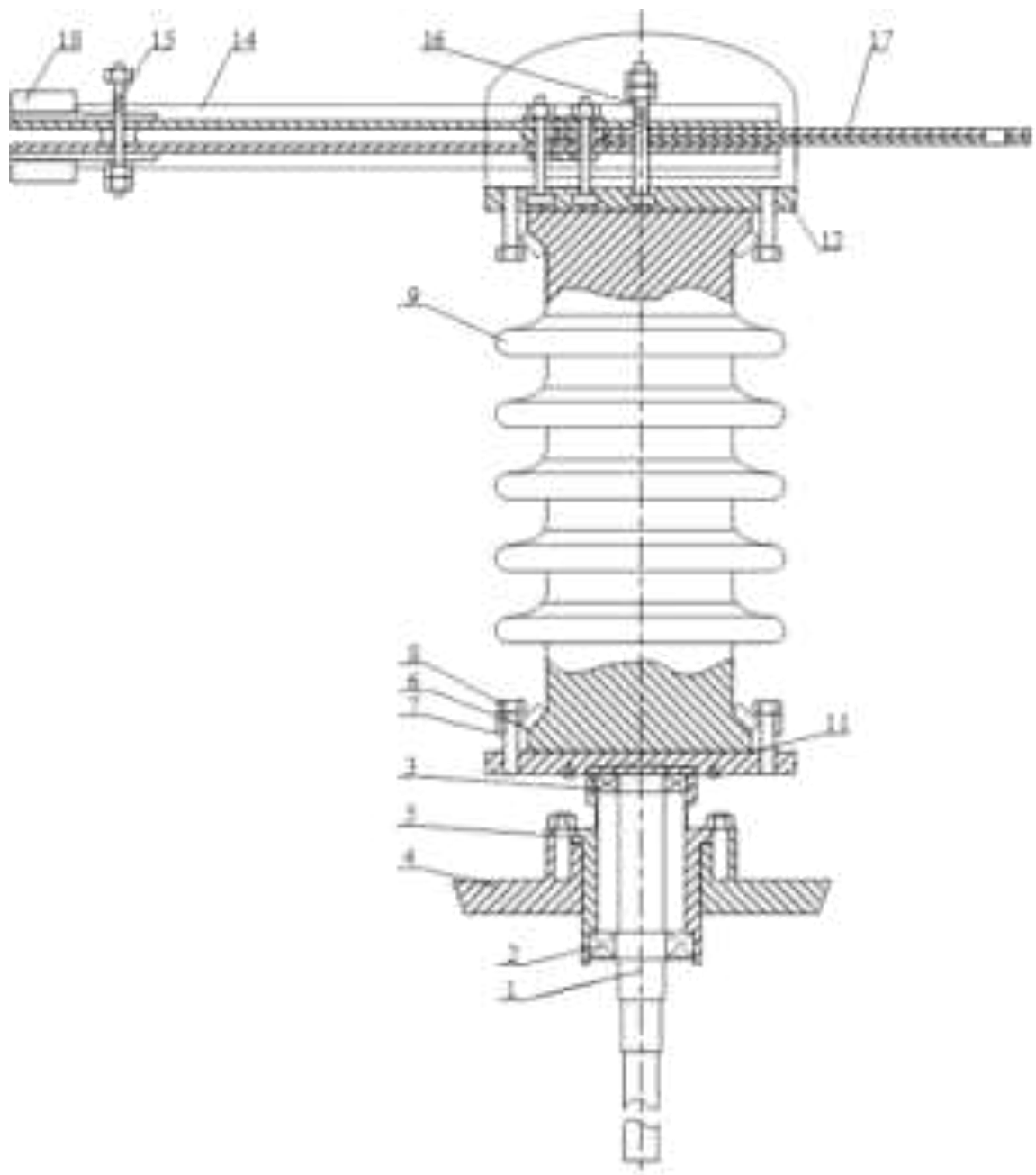


Рисунок 1.3 – Роз'єднувач з поворотним механізмом:

1 – вал; 2, 3 – підшипники; 4 – плита; 5 – втулка; 9 – керамічний ізолятор; 6, 11 – ущільнення; 7,12 – фланець; 14 – ніж; 15, 16 – пружина; 17 – шпилька; 18 – знімна накладка

Привід головного вимикача наведено на рис. 1.4 у положенні «вимкнено» та на рис. 1.5 у положенні «увімкнено» і призначений для забезпечення переміщення

					0032.240128.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

позицій надійності заціпка є функціонально критичним елементом привода, оскільки саме вона забезпечує фіксацію механізму у робочому стані та сприймає основні статичні й динамічні навантаження під час експлуатації.

Вимикання вимикача здійснюється шляхом виведення заціпки із зачеплення під дією якоря електромагніта у разі розриву кола живлення утримувального електромагніта змінного струму. Такий принцип дії забезпечує чітке та гарантоване вимикання незалежно від стану пневматичної системи, що позитивно впливає на безвідмовність роботи вимикача в аварійних режимах.

Крім того, до складу привода входять два блоки сигналізації: перший призначений для контролю положення поршня, другий – для індикації положення вимикача, що дозволяє здійснювати оперативний контроль працездатного стану механізму та своєчасно виявляти відхилення у роботі.

Привід роз'єднувача з механізмом доведення (рис. 1.6 та 1.7) складається з корпусу, гільзи, поршня двосторонньої дії, штока та серезки, яка з'єднує шток із важелем. Важіль закріплено на валу роз'єднувача. На нього діє пружина доведення, що забезпечує фіксацію роз'єднувача у двох крайніх положеннях – увімкненому та вимкненому, зменшуючи ймовірність проміжних нестійких положень.

Автомат мінімального тиску та механічний пневмовентиль (рис. 1.8) розміщені в спільному корпусі. Автомат мінімального тиску складається з корпусу, всередині якого розташовані сильфон і штовхач, регулювальні шпильки та планка, що здійснює перемикання контактів блокувального апарата [2]. Наявність автомата мінімального тиску забезпечує блокування вмикання вимикача за недостатнього тиску стисненого повітря, що знижує ризик неповного спрацювання привода та підвищує загальну експлуатаційну надійність.

Блокувальний апарат виконано таким чином, що його контакти замикаються за тиску стисненого повітря в межах 0,43–0,45 МПа та розмикаються у разі зниження тиску до 0,35–0,37 МПа [2]. Такий діапазон спрацювання забезпечує надійне блокування вмикання вимикача за недостатнього тиску повітря, що унеможливорює неповне або нестабільне спрацювання привода та знижує ймовірність механічних відмов.

					0032.240128.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

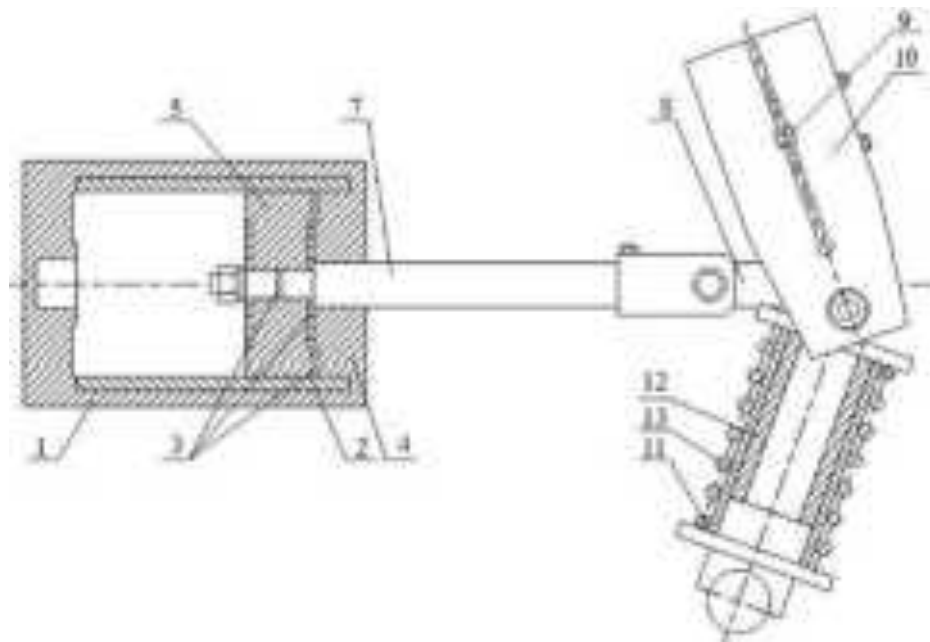


Рисунок 1.6 – Привід роз'єднувача у положенні «вимкнено»:

1 – корпус; 2 – гільза; 3 – ущільнення; 4 – кришка; 5 – поршень; 6 – манжета; 7 – шток; 8 – серезка; 9 – вал роз'єднувача; 10 – важіль; 11 – пружина доведення; 12 – стрижень; 13 – напрямна

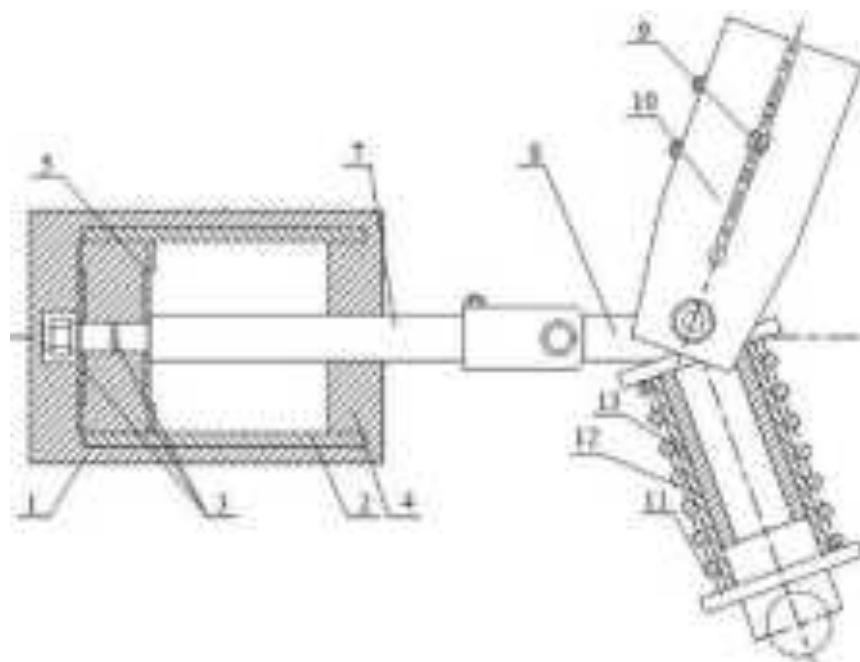


Рисунок 1.7 – Привід роз'єднувача у положенні «увімкнений»:

1 – корпус; 2 – гільза; 3 – ущільнення; 4 – кришка; 5 – поршень; 6 – манжета; 7 – шток; 8 – серезка; 9 – вал роз'єднувача; 10 – важіль; 11 – пружина доведення; 12 – стрижень; 13 – напрямна

					0032.240128.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

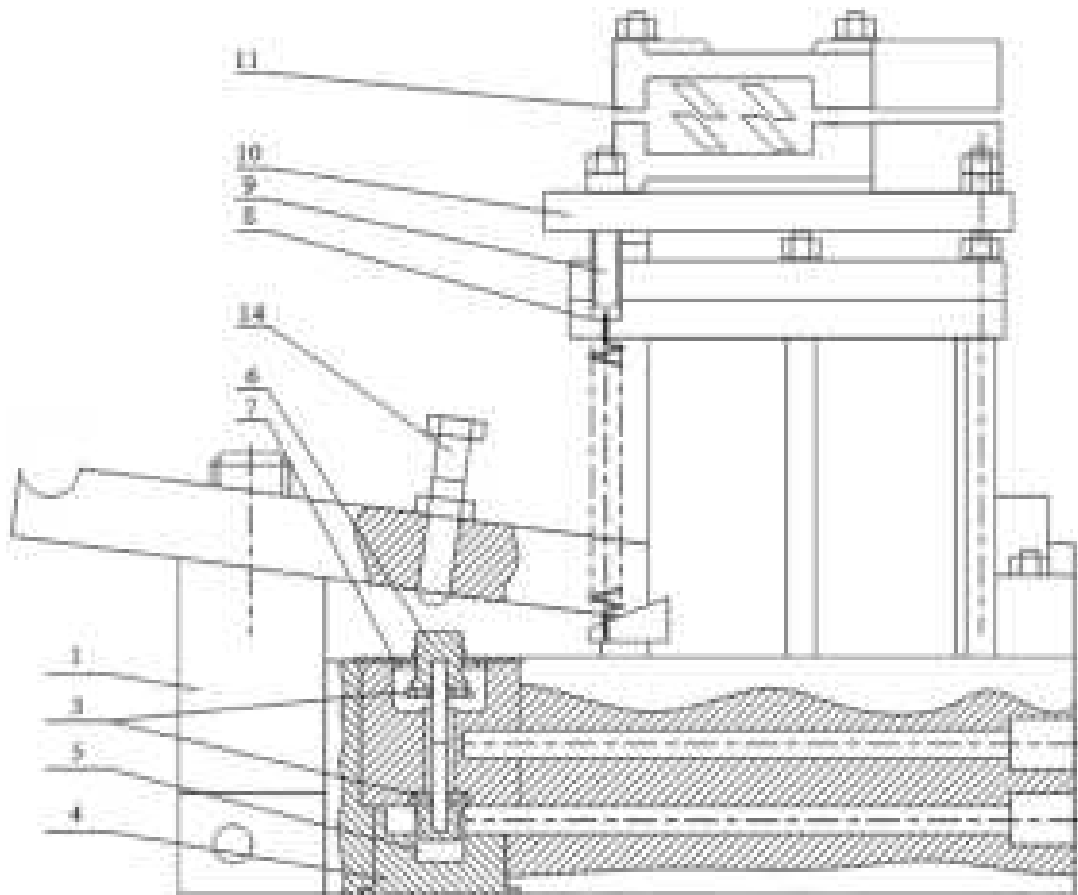


Рисунок 1.8 – Автомат мінімального тиску і механічний пневмовентиль:
 1 – корпус; 2 – втулка; 3 – клапан; 4 – пробка; 5 – пружина; 6 – шток;
 7 – фланець; 8 – корпус; 9 – шпилька; 10 – планка; 11 – блокувальний
 апарат; 12 – важіль; 13 – регулювальний гвинт.

Механічний пневмовентиль складається з втулки, запресованої в корпус, клапанів, пробки, пружини та важеля. Важіль оснащено регулювальним гвинтом, який забезпечує точне та повторюване спрацювання клапана від осі штока, що є важливим з погляду стабільності пневматичних процесів і довговічності елементів привода.

На головному вимикачі також встановлено блок контактів, або контрольно-сигнальний пристрій (КСП), зображений на рис. 1.9. КСП складається з низьковольтного блокувального апарата, закріпленого на стійці. На валу роз'єднувача встановлено кулачок, який під час повороту вала через штовхач впливає на контакти КСП. Перемикання контактів відбувається при повороті вала роз'єднувача на кут 45° – 50° , що забезпечує надійну синхронізацію електричних сигналів з механічним положенням вимикача та підвищує достовірність інформації про його стан [2].

									0032.240128.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						18

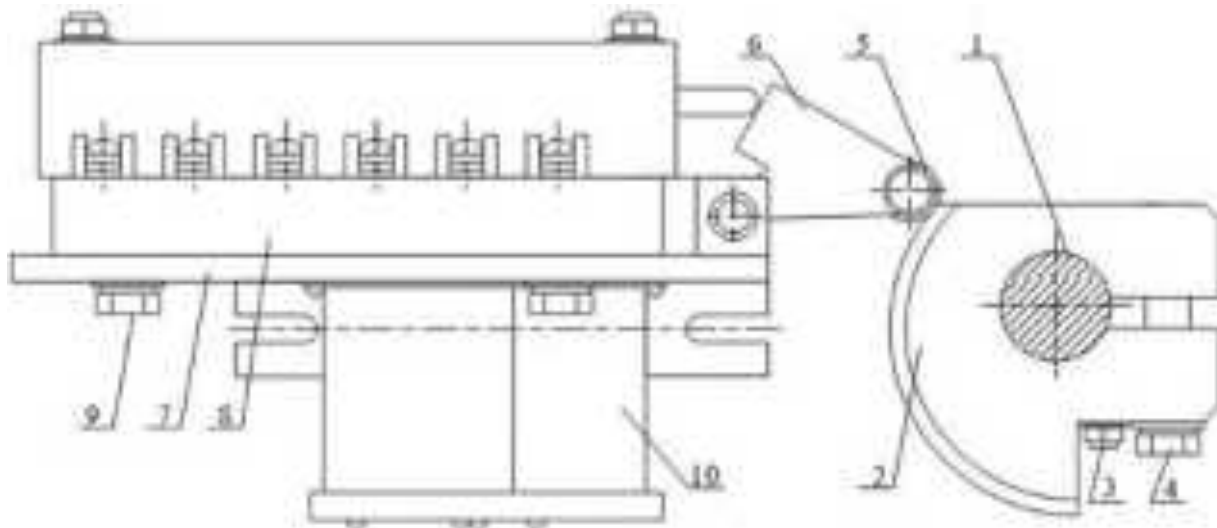


Рисунок 1.9 – Контрольно-сигнальний пристрій:

1 – вал роз'єднувача; 2 – кулачок; 3 – стопорний гвинт; 4 – болт; 5 – ролик; 6 – важіль; 7 – стійка; 8 – блокування низьковольтне; 9 – болт; 10 – конденсатор

Реле максимального струму (рис. 1.10) призначене для формування команди на вимикання головного вимикача у разі виникнення струмових перевантажень у головному колі. Реле складається з котушки, всередині якої розміщено якір. На скобах закріплено блок затискачів із виведеними відпайками котушки реле. Регульовальні гвинти призначені для встановлення струму спрацювання реле, що дозволяє адаптувати чутливість захисту до конкретних умов експлуатації та забезпечити селективність і надійність захисних відключень.

1.3 Увімкнення та вимкнення головного вимикача

Процеси увімкнення та вимкнення головного вимикача реалізуються відповідно до електропневматичної схеми, наведеної на рис. 1.11.

У початковому стані контакти дугогасильної камери розімкнуті, а роз'єднувач перебуває у вимкненому положенні, тобто замкнений на заземлювальну стійку за допомогою ножів. Для увімкнення вимикача ВБО-25 необхідна наявність напруги в колах керування 50–110 В та тиску стисненого повітря в магістралі на рівні 0,43–0,45 МПа [2].

					0032.240128.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

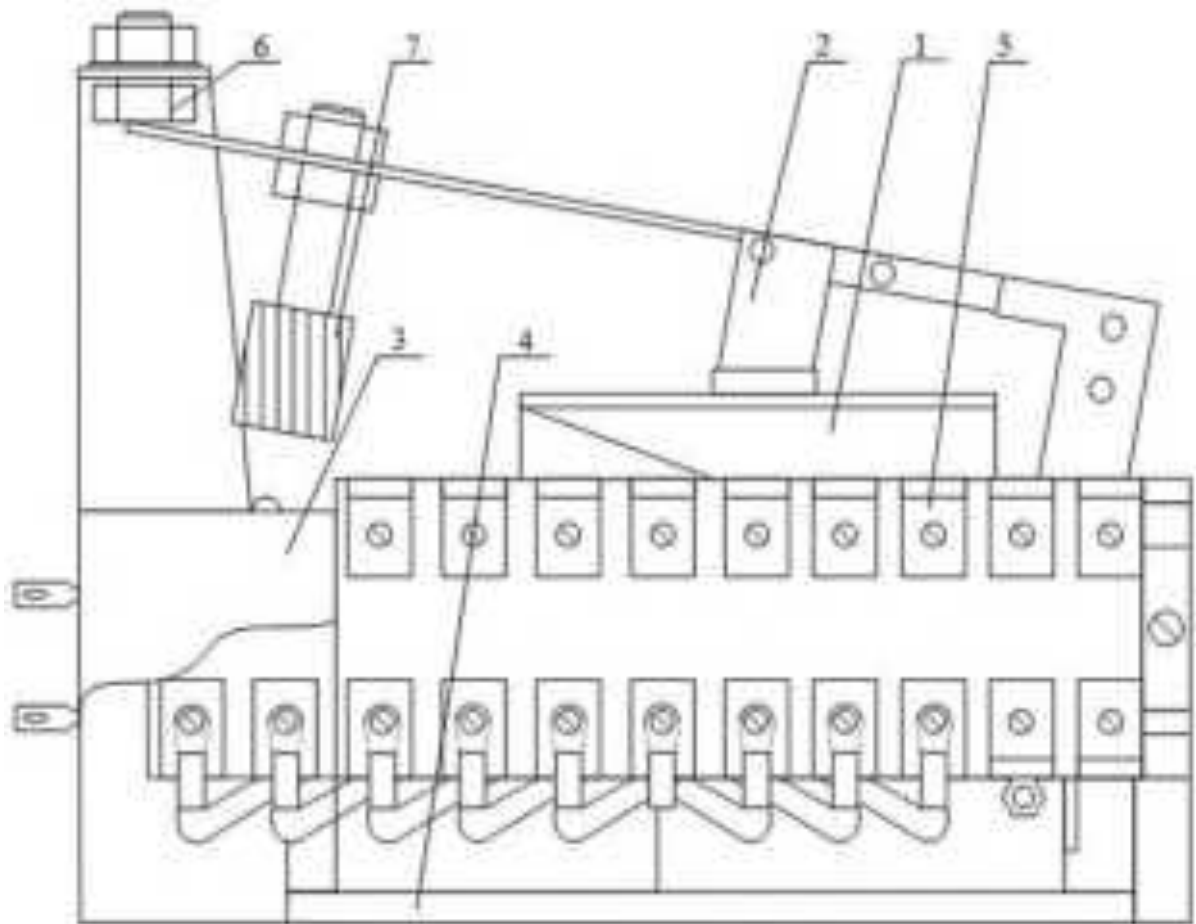


Рисунок 1.10 – Реле максимального струму:

1 – катушка; 2 – якір; 3 – блок-контакт; 4 – скоба; 5 – блок затискачів;
6, 7 – регулювальні гвинти

Увімкнення стає можливим після замикання контактів SP1 автомата мінімального тиску, що підтверджує достатній рівень пневматичного забезпечення та підвищує надійність процесу вмикання.

Через замкнений контакт SP1 готується коло увімкнення електромагнітного вентиля YA2. Стиснене повітря з магістралі через пневмовентиль подається в циліндр і фіксує роз'єднувач у вимкненому положенні. Після подачі напруги на електромагнітний вентиль YA2 повітря надходить у пневмоциліндр, унаслідок чого поршень переміщується, одночасно відбувається перемикання контакту SQ1 блока сигналізації.

Поршень через шток, шпильку, ізоляційну тягу та важіль забезпечує замикання контактів дугогасильної камери.

					0032.240128.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

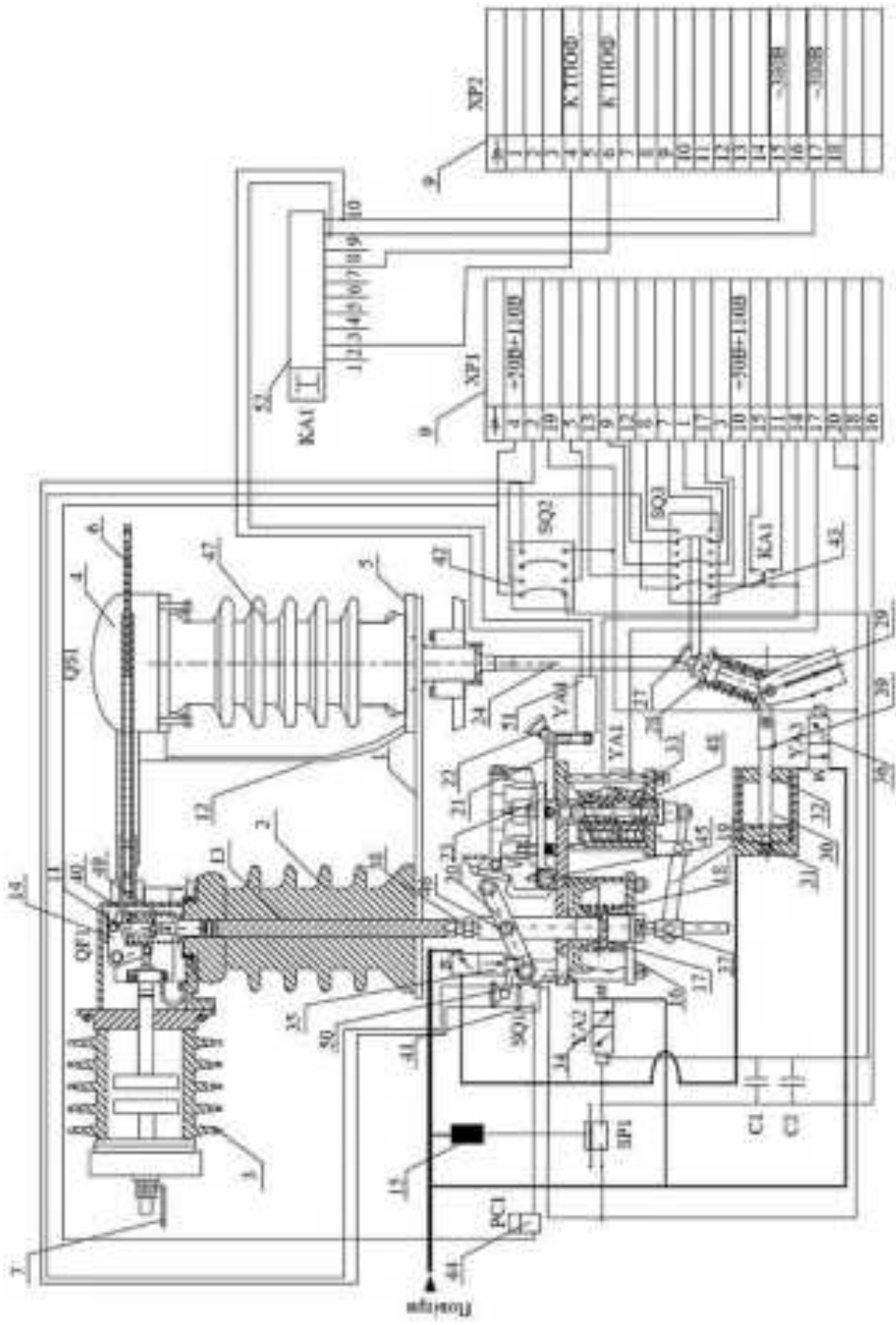


Рисунок 1.11 – Електропневматична схема ВБО-25

змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

0032.240128.000.04КР.ПЗ

Арк.
21

Позиції на рис. 1.11: 1 – плита; 2 – керамічна покривка; 3 – камера дугогасильна; 4 – роз'єднувач; 5 – механізм поворотний; 6 – шина; 7 – контакт дугогасильної камери; 9 – роз'єм штепсельний; 10 – пружина підтискання; 11 – стійка заземлююча; 12 – тяга; 13 – важіль; 14 – автомат мінімального тиску; 15 – циліндр; 16 – пружина зворотного поршня; 17 – поршень включення камери; 18, 19, 20 – важіль; 21 – пружина защіпки; 22 – защіпка; 23 – вал; 24 – якір; 25 – болт; 26 – кулачок; 27 – механізм доведення; 28 – важіль поворотного механізму; 29 – пневмоциліндр; 30 – поршень; 31 – шток; 33 – котушка електромагніту; 33 – електромагнітний вентиль; 34 – механічний вентиль; 35 – електромагнітний вентиль; 36 – шток; 37 – шпилька регульовальна; 38 – сережка; 39 – контакт; 40 – блок сигналізації положення поршня; 41 – блок сигналізації положення вимикача; 42 – пристрій блок-контактний; 43 – лічильник кількості циклів; 44 – ізолятор; 45 – пружина відключення защіпки; 46 – пружина відключення; 47 – важіль; 48 – електромагніт змінного струму; 49 – реле максимального струму

При цьому відбувається стискання пружини вимкнення та, через систему важелів, зведення пружини утримувального електромагніта, котушки якого за наявності напруги утримують якір у притягнутому положенні. Після цього здійснюється додаткове підтискання пружини вузла підтискання, що забезпечує стабільне контактне зусилля.

У кінці ходу поршня важіль, закріплений на штоку, заходить під «клюв» защіпки, фіксуючи механізм у увімкненому положенні. При цьому спрацьовує блок сигналізації, контакти SQ2 якого знеструмлюють електромагнітний вентиль YA2 та одночасно готують коло увімкнення роз'єднувача.

Конденсатори C1 і C2 під час подачі команди на увімкнення забезпечують короткочасне утримання пневмовентиля YA2 у увімкненому стані. Це зумовлено тим, що ролик важеля може зупинитися як вище, так і нижче зони надійного захоплення «клювом» защіпки. У разі неповного заходження ролика під защіпку конденсатори підтримують роботу вентиля, завдяки чому ролик повторно переміщується донизу. Процес повторюється доти, доки не буде забезпечено надійне та стійке зачеплення, що підвищує повторюваність циклів увімкнення та знижує ймовірність відмов.

Далі, з подальшим ходом штока, перемикається механічний пневмовентиль,

					0032.240128.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

який перекриває подачу стисненого повітря в ліву порожнину пневмоциліндра та з'єднує її з атмосферою, забезпечуючи чітку фіксацію увімкненого положення. Поршень під дією зворотних пружин повертається у вихідне положення, контакти SQ1 замикаються, і формується команда на електромагнітний вентиль YA3.

У результаті повітря подається в циліндр привода роз'єднувача, поршень переміщується та через шток, важіль і сережку повертає вал роз'єднувача на кут 63°. Ножі роз'єднувача замикаються з контактом, закріпленим на корпусі дугогасильної камери. Під час повороту вала на 45°–50° перемикаються контакти контрольно-сигнального пристрою SQ3, які знеструмлюють електромагнітний вентиль YA3. У увімкненому положенні роз'єднувач фіксується механізмом доведення, після чого процес увімкнення вважається завершеним [2].

Вимкнення головного вимикача відбувається у разі зняття напруги з утримувального електромагніта або спрацювання електромагніта змінного струму. Розмикання кола котушки утримувального електромагніта можливе в таких випадках:

- при спрацюванні реле максимального струму за досягнення встановленого значення струму в колі трансформатора струму;
- при дії захисних апаратів електрорухомого складу, контакти яких включені в коло котушки утримувального електромагніта;
- при натисканні кнопки керування;
- при спрацюванні автомата мінімального тиску у разі зниження тиску в магістралі до 0,35–0,37 МПа [2].

Під час розмикання кола котушки утримувального електромагніта якір під дією попередньо стисненої пружини впливає на заціпку. Заціпка виходить із зачеплення з роликком, і вимкнення здійснюється за рахунок енергії пружин вимкнення та підтискання. Далі важіль переміщується вгору, перемикаючи контакт SQ2 блока сигналізації та готуючи коло живлення електромагнітного вентиля.

Під час руху штока вгору відбувається перемикання механічного пневмовентиля, через який стиснене повітря подається в ліву порожнину пневмоциліндра, переміщуючи поршень і повертаючи вал роз'єднувача на той самий кут. Ножі роз'єднувача замикаються із заземлювальною стійкою. Одночасно з поворотом вала здійснюється перемикання контактів блокування блока контактів. У вимкненому положенні роз'єднувач фіксується тим самим механізмом доведення.

					<i>0032.240128.000.04КР.ПЗ</i>	Арк.
						23
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Аналіз процесів увімкнення та вимкнення головного вимикача ВБО-25 показує, що його працездатність і надійність визначаються узгодженою взаємодією електричних, пневматичних і механічних підсистем. Реалізована послідовність операцій забезпечує поетапне та контрольоване переміщення контактів, що знижує ймовірність неповного або нестабільного спрацювання.

Застосування автомата мінімального тиску, блокувального апарата та контрольно-сигнального пристрою забезпечує блокування вмикання за несприятливих умов, підвищуючи безвідмовність роботи вимикача. Використання конденсаторів у колі керування пневмовентилем дозволяє компенсувати розкид положень ролика та забезпечити надійне захоплення заціпки, що сприяє стабільній повторюваності циклів увімкнення.

Процес вимкнення реалізується переважно за рахунок енергії пружин і не залежить від стану пневматичної системи, що є важливою перевагою з точки зору безпеки та надійності в аварійних режимах. При цьому заціпка привода виступає ключовим елементом, від технічного стану якого безпосередньо залежить коректність і швидкодія вимкнення.

Таким чином, саме механічні елементи привода, насамперед заціпка та пов'язані з нею вузли, значною мірою визначають ресурс і експлуатаційну надійність головного вимикача, що обґрунтовує доцільність їх подальшого детального аналізу.

1.4 Ручне вмикання та вимикання головного вимикача

Оперативне вмикання головного вимикача здійснюється виключно дистанційно з кабіни машиніста. Ручне вмикання (рис. 1.12) є неоперативним режимом роботи та призначене лише для виконання регульовальних і налагоджувальних операцій під час технологічних процесів поза електрорухомим складом. Виконання ручного вмикання забороняється у разі перебування електровоза під контактним проводом, що зумовлено вимогами електробезпеки.

Під час ручного вмикання мають бути вжиті заходи, які унеможливають перекидання або переміщення вимикача; при цьому ВБО-25 повинен бути надійно та жорстко закріплений. Важіль ручного вмикання після кожного використання підлягає обов'язковому зняттю, що виключає можливість його випадкового застосування в експлуатаційних умовах.

					0032.240128.000.04КР.ПЗ	Арк.
						24
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

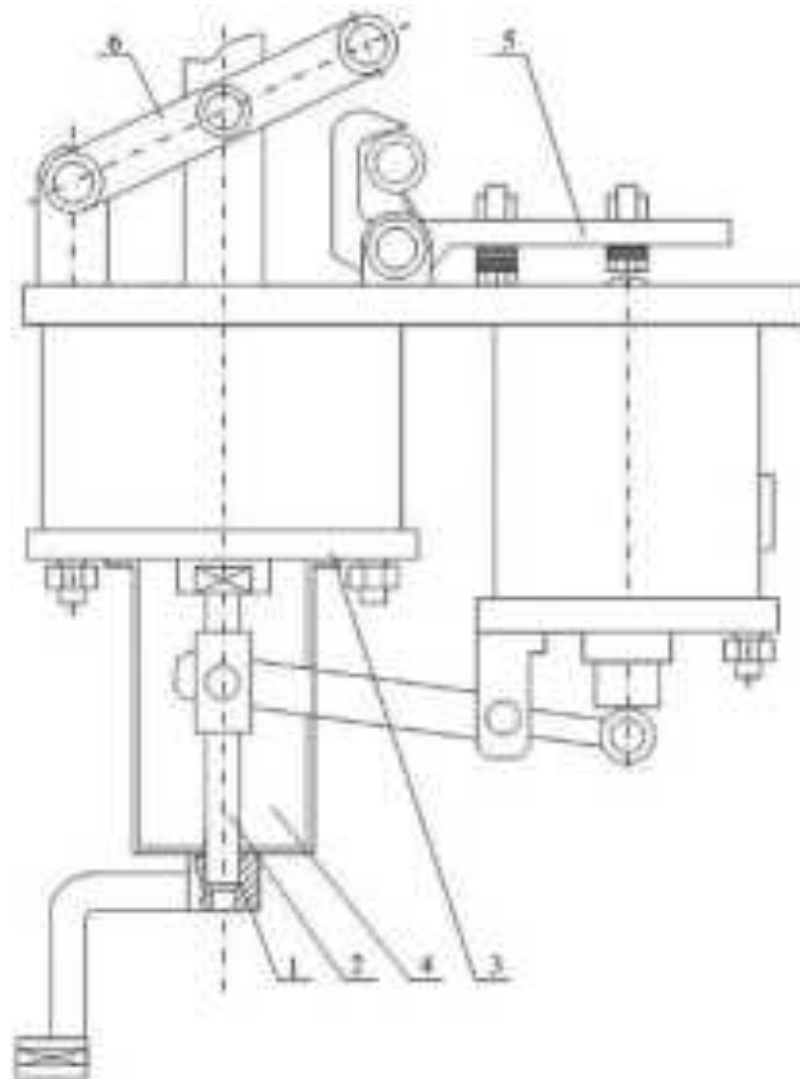


Рисунок 1.12 – Ручне вмикання та вимикання вимикача:

- 1 – рукоятка; 2 – шток; 3 – кришка приводу; 4 – стакан;
5 – защіпка; 6 – важіль

Для виконання ручного вмикання без комутації необхідно здійснити таку послідовність операцій:

- перекрити магістраль подачі стисненого повітря;
- закортити контакти автомата мінімального тиску;
- під'єднати роз'єм ХР1;
- подати номінальну напругу на утримувальний електромагніт;
- навернути різьбовий кінець рукоятки на шток, установивши між кришкою приводу та рукояткою стакан; обертаючи рукоятку, перемістити шток до моменту посадки важеля приводу вимикача на защіпку;

					0032.240128.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

– викрутити рукоятку штока, зняти стакан і встановити рукоятку з квадратним отвором у квадрат вала роз'єднувача, після чого повернути вал на кут 63° до положення «увімкнено».

Для вимкнення головного вимикача ВБО-25 необхідно зняти напругу з утримувального електромагніта та повернути вал роз'єднувача на кут 63° до положення «вимкнено».

Аналіз режиму ручного керування показує, що заціпка ВБО-25 відіграє визначальну роль у процесах як увімкнення, так і вимкнення вимикача. Вона призначена для утримання елементів привода та дугогасильної камери в зафіксованому стані, забезпечуючи притискання контактів у робочому положенні. Виведення заціпки з початкового положення призводить до негайного вимкнення ВБО-25, тобто до розмикання контактів дугогасильної камери, що підтверджує її критичне значення з точки зору надійності та безпеки роботи головного вимикача.

У розділі виконано аналіз конструкції та принципу дії головного вимикача ВБО-25, що дозволило розглянути його як складний електромеханічний об'єкт, працездатність і надійність якого визначаються узгодженою взаємодією електричних, пневматичних і механічних підсистем. Описана конструкція забезпечує виконання основних функцій вимикача – оперативної та аварійної комутації високовольтних кіл електровоза.

Аналіз процесів увімкнення та вимкнення показав, що вимикання головного вимикача реалізується переважно за рахунок енергії попередньо стиснених пружин і не залежить від стану пневматичної системи, що є важливою перевагою з точки зору безпеки та безвідмовності роботи в аварійних режимах. Водночас процес увімкнення характеризується складною багатоступеневою послідовністю операцій, що висуває підвищені вимоги до стабільності та повторюваності роботи механічних елементів привода.

Встановлено, що заціпка привода дугогасильної камери є функціонально критичним елементом головного вимикача. Саме вона забезпечує фіксацію механізму у ввімкненому положенні, сприймає основні статичні та динамічні навантаження та визначає коректність і швидкодію процесів вимкнення. Порушення її працездатного стану безпосередньо призводить до відмови головного вимикача.

Системи блокування, автомата мінімального тиску, контрольно-сигнальні

					0032.240128.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

пристрої та захисні апарати забезпечують необхідний рівень функціональної надійності, унеможливаючи вмикання вимикача за несприятливих умов та забезпечуючи своєчасне аварійне вимкнення. Разом з тим їх ефективність значною мірою залежить від механічної справності привода та стабільності роботи його елементів.

Таким чином, результати аналізу, виконаного в розділі, обґрунтовують доцільність подальшого детального дослідження експлуатаційних відмов головного вимикача ВБО-25 з акцентом на механічні вузли привода, насамперед на заціпку, з метою розроблення технічних заходів, спрямованих на підвищення надійності та ресурсу роботи головного вимикача електровоза.

					0032.240128.000.04КР.ПЗ	Арк.
						27
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2 АНАЛІЗ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ ТА ВІДМОВ ГОЛОВНОГО ВИМИКАЧА

2.1 Загальна характеристика експлуатаційних відмов головного вимикача

Головний вимикач ВБО-25 у процесі експлуатації працює в умовах дії значних електричних, механічних і пневматичних навантажень, а також за наявності вібрацій, ударних впливів, температурних коливань і впливу навколишнього середовища. Робота вимикача характеризується багаторазовими циклами вмикання та вимикання, що супроводжуються переміщенням масивних механічних елементів, стисканням пружин і передачею значних зусиль через кінематичні ланки привода. Сукупність зазначених факторів зумовлює поступове погіршення технічного стану окремих вузлів і елементів, що з часом призводить до виникнення відмов.

Особливістю експлуатації головного вимикача є те, що він функціонує в режимі періодичної дії, однак перебуває під навантаженням практично протягом усього часу роботи електровоза. У ввімкненому стані окремі елементи привода, зокрема заціпка, перебувають під тривалим статичним навантаженням, а під час вимикання зазнають додаткових динамічних і ударних впливів. Це створює умови для розвитку втомних процесів, контактного зношування та локальних пластичних деформацій.

Для узагальнення впливу експлуатаційних факторів на формування відмов головного вимикача ВБО-25 на рис. 2.1 наведено структурну схему виникнення та розвитку експлуатаційних відмов, яка відображає взаємозв'язок між умовами експлуатації, навантаженнями, процесами деградації та експлуатаційними наслідками.

Аналіз експлуатаційних даних свідчить, що відмови головного вимикача ВБО-25 мають як раптовий, так і поступовий характер. Раптові відмови, як правило, пов'язані з порушенням працездатності елементів керування та захисту (електромагнітів, реле, контактів блокувальних і сигнальних пристроїв), а також із заклинюванням або збоєм у роботі окремих механічних вузлів [3]. Такі відмови проявляються без явних попередніх ознак і призводять до негайної втрати працездатного стану вимикача.

					0032.240128.000.04КР.ПЗ	Арк.
						28
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Рисунок 2.1 – Структурна схема формування експлуатаційних відмов головного вимикача ВБО-25

Поступові відмови формуються внаслідок зношування, втомного руйнування та порушення регулювань механічних елементів привода. Вони розвиваються протягом тривалого часу, однак проявляються раптово у вигляді мимовільного вимикання, неможливості утримання вимикача у ввімкненому положенні або нестабільної роботи механізму. Особливу складність такі відмови становлять через обмежені можливості їх раннього виявлення під час планових оглядів [4].

З погляду впливу на перевізний процес відмови головного вимикача ВБО-25 належать до категорії критичних, оскільки призводять до вимкнення секції електровоза, втрати тяги та порушення встановленого графіка руху. У більшості випадків усунення таких відмов потребує виконання непланових ремонтних робіт і виведення локомотива з експлуатації, що супроводжується додатковими експлуатаційними витратами.

У зв'язку з цим до головного вимикача висуваються підвищені вимоги щодо безвідмовності, довговічності та ремонтпридатності, а аналіз характеру його експлуатаційних відмов є необхідним етапом для обґрунтування технічних заходів, спрямованих на підвищення надійності електровоза в цілому [5].

2.2 Аналіз експлуатаційної статистики відмов головного вимикача

Для кількісної оцінки структури експлуатаційних відмов головного вимикача ВБО-25 та визначення вузлів, що мають найбільший вплив на його надійність, виконано узагальнення статистичних даних непланових ремонтів за 2023–2024 р.р. Первинна інформація, отримана з ремонтної документації та журналів обліку несправностей, містила значну кількість однотипних і близьких за фізичною суттю дефектів, що ускладнювало її безпосередній аналіз.

З метою зменшення розмірності статистичного масиву та підвищення інформативності аналізу однойменні та споріднені несправності було об'єднано в укрупнені групи за функціональною ознакою. Таке агрегування дозволяє не лише оцінити частоту виникнення окремих видів відмов, але й зіставити їхній вплив на експлуатаційні показники шляхом аналізу сумарного часу простою локомотивів.

Результати агрегування експлуатаційних відмов головного вимикача ВБО-25 за видами несправностей, а також узагальнені відомості щодо їх основних причин і загального часу усунення наведено в табл. 2.1. Наведені дані є підґрунтям для подальшого статистичного аналізу та застосування методу Парето з метою виявлення лімітуючих елементів за надійністю [6].

Таблиця 2.1 – Агрегована характеристика непланових відмов ВБО-25

Назва несправності / відмови	Кількість випадків за період, од.	Основна причина несправності	Загальний час на усунення, год
1	2	3	4
Злам защіпки	■	втомне руйнування, недостатній запас міцності, неякісний ремонт	■
Знос або деформація крючка защіпки	■	контактне зношування, порушення регулювання зазору	■

Продовження табл. 2.1

1	2	3	4
Злам або втрата жорсткості пружини заціпки	■	втома матеріалу, перевищення циклів навантаження	■
Розрегулювання механізму заціпки	■	порушення технології ТО та ремонту	■
Злам або деформація елементів привода	■	ударні навантаження, знос	■
Відмова утримувального електромагніта	■	зношування, забруднення	■
Відмова автомата мінімального тиску / пневмovenтиля	■	забруднення, негерметичність	■
Відмова контрольно-сигнального пристрою (КСП)	■	зношування контактів	■
Пробій вакуумної дугогасильної камери	■	ресурсне зношування, деградація ізоляції	■
Інші поодинокі несправності	■	випадкові експлуатаційні чинники	■

Наведені в табл. 2.1 результати свідчать, що експлуатаційні відмови головного вимикача ВБО-25 мають виражену концентрацію за окремими видами несправностей. Аналіз показує, що відмови, пов'язані з механізмом заціпки та його елементами, становлять близько двох третин від загальної кількості випадків і формують понад 60 % сумарного часу усунення несправностей. Це вказує на визначальний вплив даного вузла на експлуатаційну надійність головного вимикача.

Інші види несправностей, зокрема відмови електромагнітів, пневматичних елементів і вакуумної дугогасильної камери, мають істотно меншу частоту виникнення та сумарний вплив на простій локомотивів. Отримані результати обґрунто-

вують доцільність подальшого аналізу структури відмов із застосуванням методу Парето з метою виділення пріоритетних напрямів підвищення надійності головного вимикача ВБО-25.

2.2.1 Аналіз структури відмов головного вимикача ВБО-25 методом Парето за кількістю відмов

З метою поглибленого аналізу структури експлуатаційних відмов головного вимикача ВБО-25 та виділення найбільш значущих їх причин було застосовано метод Парето. Даний метод широко використовується в теорії надійності для визначення обмеженої кількості факторів, які формують основну частку відмов технічного об'єкта, і ґрунтується на принципі «20/80», відповідно до якого приблизно 20 % причин зумовлюють близько 80 % наслідків.

Вихідними даними для побудови діаграми Парето слугували агреговані статистичні відомості про кількість непланових відмов головного вимикача ВБО-25 за розглянутий період експлуатації, наведені в табл. 2.1. Види несправностей було впорядковано за спаданням кількості випадків їх виникнення з одночасним визначенням накопиченої частки відмов.

На рис. 2.2 наведено діаграму Парето за кількістю відмов, яка наочно відображає нерівномірний розподіл експлуатаційних несправностей між окремими вузлами головного вимикача.

Аналіз діаграми показує, що найбільшу частку відмов формують несправності, пов'язані з механізмом заціпки та його елементами, зокрема злам заціпки, знос або деформація крючка, втрата жорсткості пружини та розрегулювання механізму заціпки.

Сукупно зазначені види несправностей становлять близько двох третин від загальної кількості зафіксованих відмов, тоді як решта відмов розподіляється між електромагнітними, пневматичними та іншими елементами головного вимикача. Таким чином, результати аналізу методом Парето підтверджують, що механізм заціпки є домінуючим за частотою виникнення відмов і визначає структуру експлуатаційної ненадійності головного вимикача ВБО-25.

					0032.24.0128.000.04КР.ПЗ	Арк.
						32
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

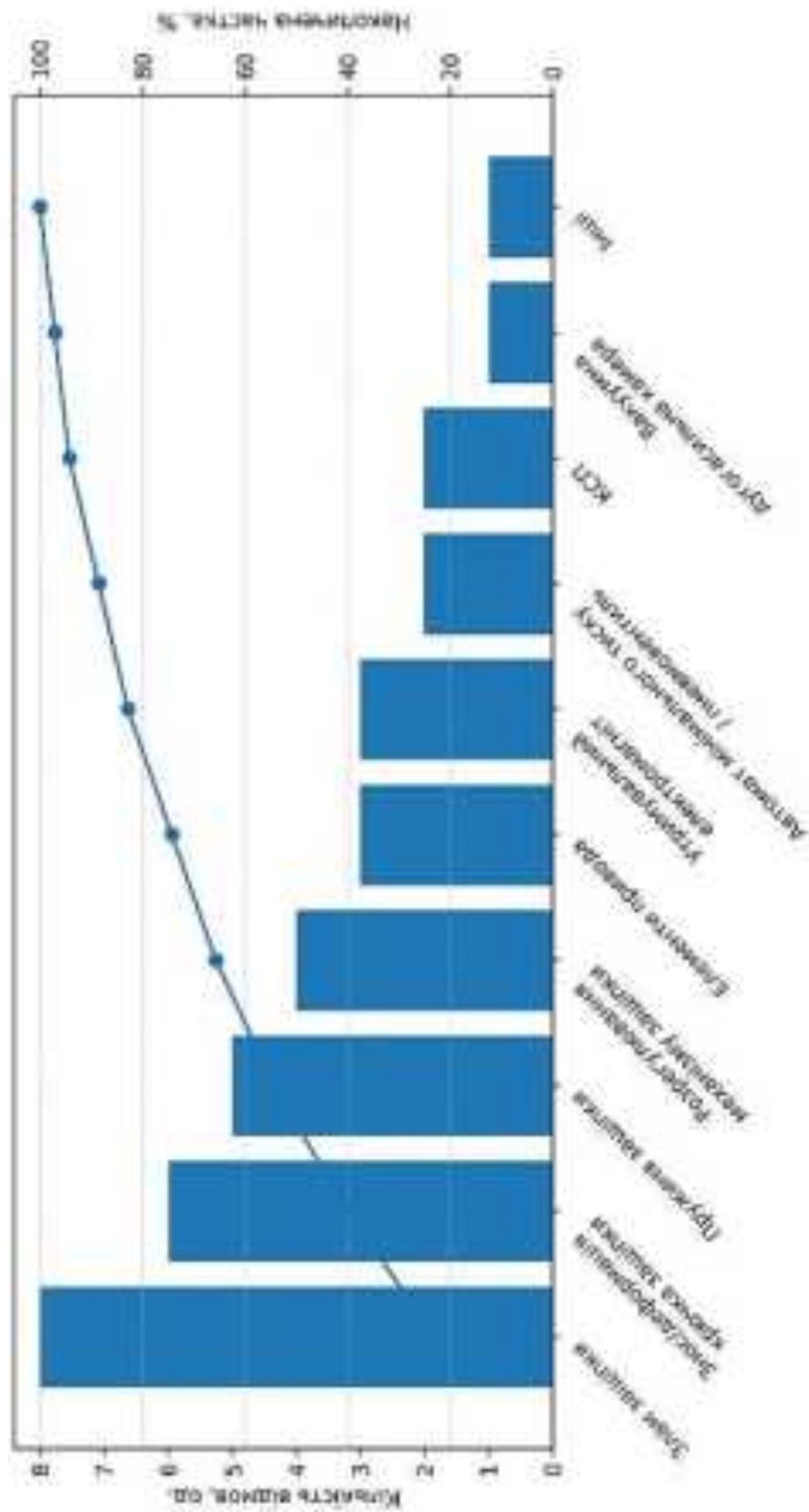


Рисунок 2.2 – Діаграма Парето відмов головного вимикача ВБО-25
(за кількістю випадків)

Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

0032.240128.000.04КР.ПЗ

Отримані результати дозволяють обґрунтовано виділити механізм заціпки як пріоритетний об'єкт для подальшого розрахункового та конструктивного аналізу, спрямованого на підвищення надійності головного вимикача електровоза.

2.2.2 Аналіз структури відмов головного вимикача ВБО-25 методом Парето за сумарним часом усунення

Окрім частоти виникнення відмов, важливою характеристикою експлуатаційної надійності головного вимикача ВБО-25 є тривалість їх усунення, яка безпосередньо впливає на простій електровоза та експлуатаційні витрати. У зв'язку з цим для комплексного оцінювання структури відмов доцільно виконати аналіз методом Парето за сумарним часом усунення несправностей.

Вихідними даними для побудови діаграми Парето слугували агреговані статистичні відомості про загальний час усунення кожного виду несправностей, наведені в табл. 2.1. Види відмов було впорядковано за спаданням сумарного часу простою з одночасним визначенням накопиченої частки цього показника.

На рис. 2.3 наведено діаграму Парето за сумарним часом усунення несправностей головного вимикача ВБО-25. Аналіз діаграми показує, що найбільший внесок у загальний простій локомотивів формують відмови, пов'язані з механізмом заціпки та його елементами. Зокрема, злам заціпки, знос або деформація крючка, втрата жорсткості пружини та розрегулювання механізму заціпки характеризуються не лише значною кількістю випадків, але й тривалим часом відновлення працездатності.

Сукупна частка зазначених видів несправностей перевищує 60 % від загального часу усунення всіх відмов головного вимикача ВБО-25, тоді як решта несправностей, пов'язаних з електромагнітними, пневматичними та іншими елементами, мають істотно менший вплив на експлуатаційні втрати. Таким чином, результати аналізу методом Парето за сумарним часом усунення підтверджують, що механізм заціпки є не лише найбільш відмовонебезпечним, але й найбільш «витратним» вузлом з точки зору простою електровоза.

Отримані результати додатково обґрунтовують доцільність зосередження подальших розрахункових і конструкторських досліджень на механізмі заціпки з метою підвищення надійності та зменшення експлуатаційних втрат, спричинених відмовами головного вимикача ВБО-25.

					<i>0032.240128.000.04КР.ПЗ</i>	Арк.
						34
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

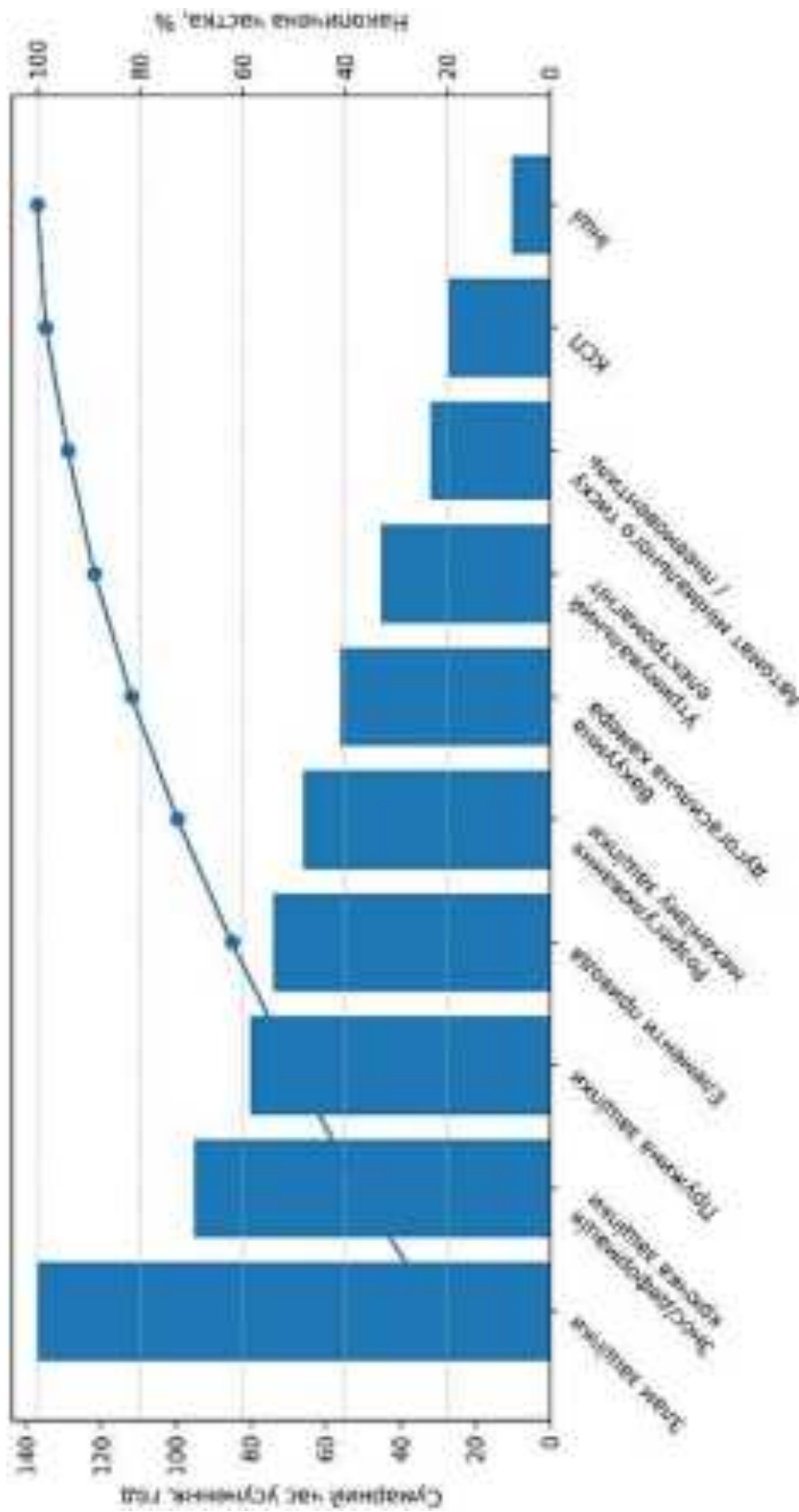


Рисунок 2.3 – Діаграма Парето відмов головного вимикача ВБО-25 (за сумарним часом усунення)

змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

0032.240128.000.04КР.ПЗ

Аналіз діаграми Парето за сумарним часом усунення (див. рис. 2.3) показує, що найбільші експлуатаційні втрати, пов'язані з простоем електровозів, зумовлені відмовами механізму заціпки та його елементів. Сукупний внесок цих несправностей перевищує 60 % від загального часу усунення, що свідчить про їх визначальний вплив на експлуатаційну надійність головного вимикача ВБО-25 та доцільність пріоритетного удосконалення саме цього вузла.

2.3 Розрахунок показників експлуатаційної надійності головного вимикача

Для кількісного оцінювання рівня експлуатаційної надійності головного вимикача ВБО-25 та обґрунтування необхідності впровадження заходів з її підвищення виконаємо розрахунок основних показників безвідмовності на основі узагальнених статистичних даних експлуатації, наведених в агрегованій табл. 2.1.

2.3.1 Розрахунок надійності за експоненціальної моделі

За результатами аналізу експлуатаційної інформації за дворічний період спостереження встановлено:

- загальна кількість зафіксованих відмов головного вимикача $n=35$;
- сумарний пробіг електровозів, оснащених ВБО-25 – $T_{\Sigma}=4,0 \cdot 10^6$ км;
- розрахунковий інтервал пробігу $t=100\ 000$ км;

Інтенсивність відмов визначаємо як відношення кількості відмов до сумарного напрацювання:

$$\lambda = \frac{n}{T_{\Sigma}} \quad (2.1)$$

Підставляючи числові значення, отримаємо:

$$\lambda = \frac{35}{4,0 \cdot 10^6} = 8,75 \cdot 10^{-6} \text{ км}^{-1}$$

Отримане за експоненціальною моделлю значення інтенсивності відмов характеризує середню частоту виникнення відмов головного вимикача ВБО-25 в умовах тривалої реальної експлуатації.

Середній наробіток між відмовами визначається за формулою:

					0032.240128.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

$$t_{\text{ср}} = \frac{1}{\lambda} = \frac{T \sum_{i=1}^n 6}{35} = \frac{4,0 \cdot 10}{35} \approx 114 \text{ 300 км.} \quad (2.2)$$

Таким чином, у середньому одна відмова головного вимикача ВБО-25 припадає на пробіг близько 114 тис. км.

Для оцінювання ймовірності безвідмовної роботи головного вимикача на заданому інтервалі пробігу застосуємо експоненційну модель надійності, характерну для стадії нормальної експлуатації:

$$R(t) = e^{-\lambda t} \quad (2.3)$$

Підставляючи значення λ та t , отримаємо:

$$R(t) = e^{-(8,75 \cdot 10^{-6}) \cdot 100000} \approx 0,416.$$

Відповідно, ймовірність виникнення відмови на цьому ж інтервалі становить:

$$Q(t) = 1 - P(t) \approx 0,584. \quad (2.4)$$

Отримані результати свідчать, що ймовірність безвідмовної роботи головного вимикача ВБО-25 на інтервалі пробігу 100 тис км становить близько 0,42, тобто в межах одного міжремонтного циклу ймовірність виникнення відмови перевищує 50 %. Це вказує на недостатній рівень безвідмовності головного вимикача в існуючому конструктивному виконанні.

Зміни ймовірності безвідмовної роботи та ймовірності відмови, визначені за формулами (2.3) та (2.4) протягом наробітку 200 тис км, наведені на рис. 2.4 та 2.5.

Аналіз графіка ймовірності безвідмовної роботи (див. рис. 2.4), побудованого з урахуванням статистичних даних за дворічний період експлуатації, показує поступове зниження значення $R(t)$ зі збільшенням пробігу. Так, на інтервалі пробігу 100 тис км ймовірність безвідмовної роботи головного вимикача ВБО-25 становить близько 0,42, що свідчить про наявність суттєвого ризику виникнення відмови в межах міжремонтного пробігу.

Графік ймовірності відмови (див. рис. 2.5) демонструє зростання ризику втрати працездатності головного вимикача ВБО-25 зі збільшенням пробігу.

					0032.24.0128.000.04 КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		37

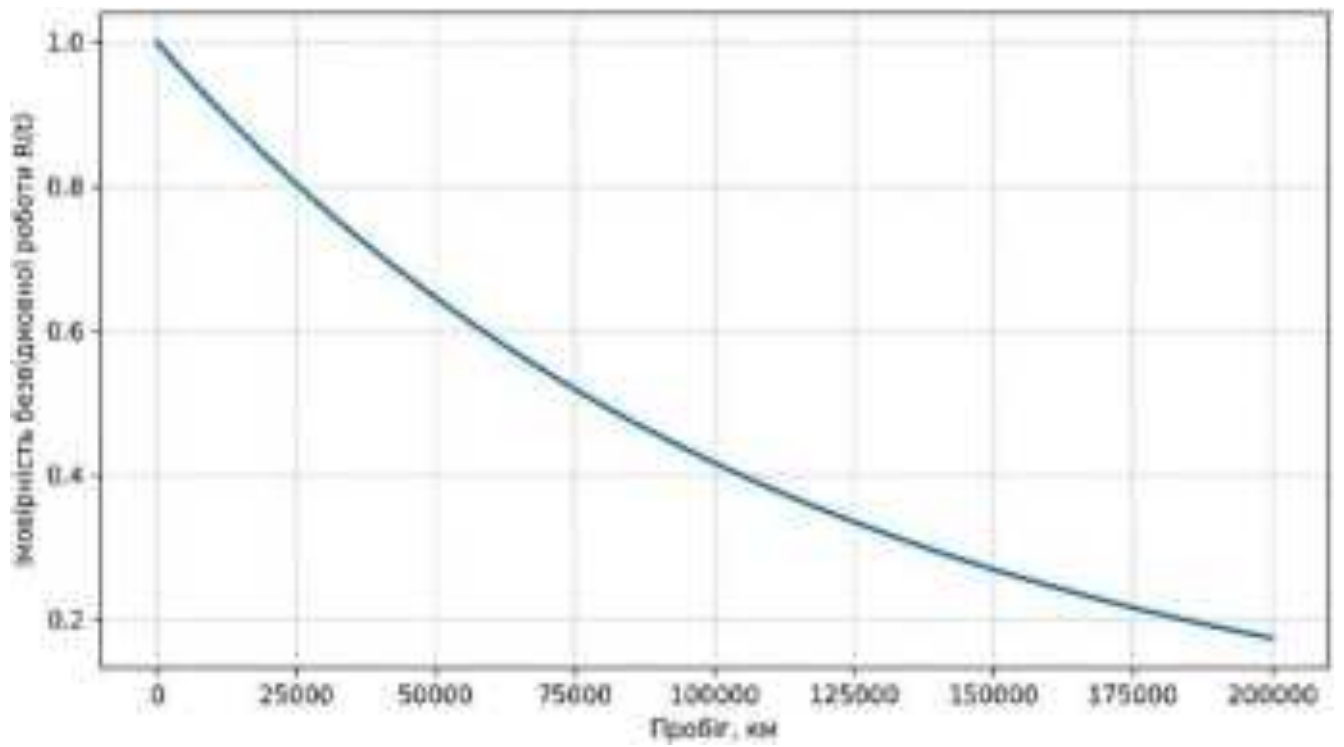


Рисунок 2.4 – Зміна ймовірності безвідмовної роботи головного вимикача ВБО-25

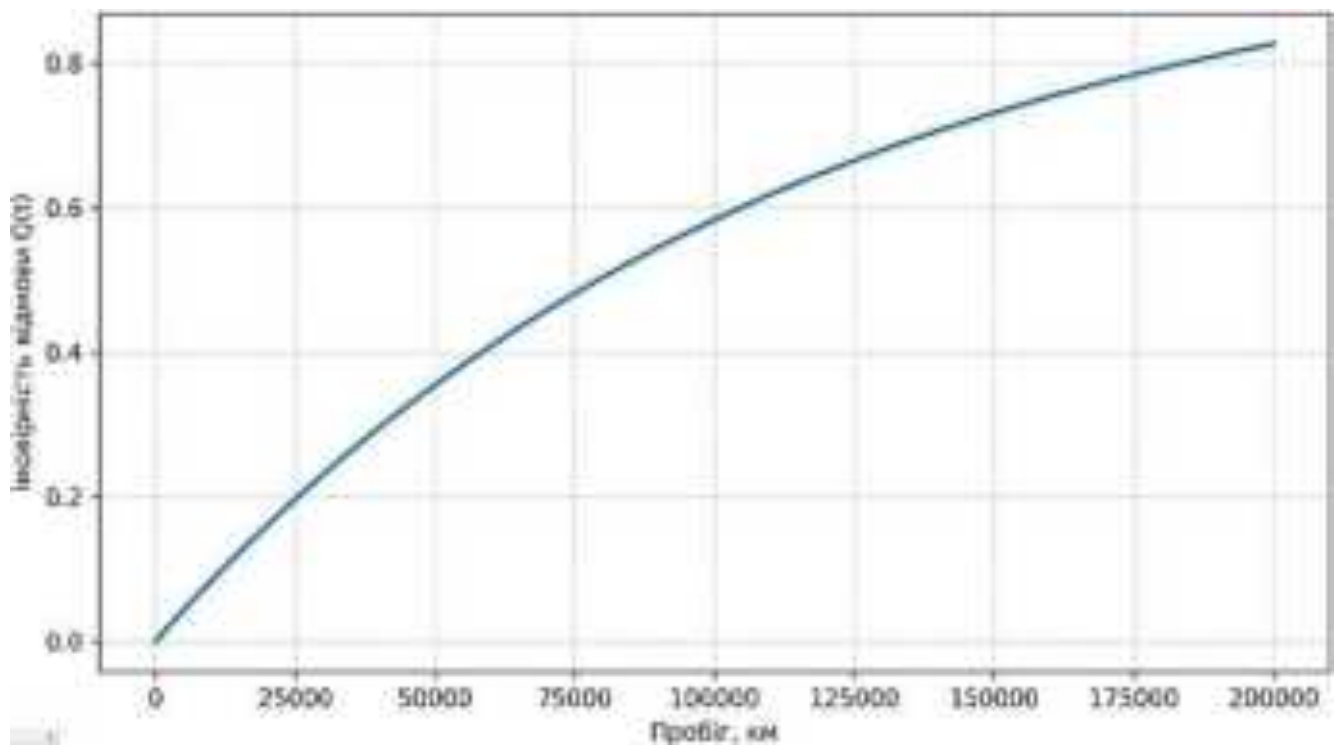


Рисунок 2.5 – Зміна ймовірності відмови головного вимикача ВБО-25

Значення $Q(t)$ на інтервалі 100 тис км перевищує 0,58, що підтверджує недостатній рівень безвідмовності головного вимикача в існуючому конструктивному виконанні та необхідність реалізації заходів з підвищення його надійності.

Порівняння результатів розрахунку з даними аналізу структури відмов методом Парето показує, що визначальний внесок у формування експлуатаційної ненадійності здійснює механізм заціпки, на який припадає найбільша частка як за кількістю відмов, так і за сумарним часом їх усунення. Таким чином, саме цей вузол є лімітуючим за надійністю та потребує першочергового удосконалення.

2.3.2 Оцінювання надійності заціпки за відмовою «злам» за моделлю Вейбулла та порівняння з експоненціальною моделлю

Відмова заціпки за ознакою «злам» має виражений ресурсний характер і зумовлена накопиченням втомних пошкоджень у процесі експлуатації. Для опису таких відмов доцільно застосувати модель Вейбулла, яка, на відміну від експоненціальної моделі, дозволяє врахувати зміну інтенсивності відмов залежно від напруження [4].

За агрегованими статистичними даними для відмов заціпки типу «злам» отримано такий розподіл за інтервалами пробігу:



Для подальших розрахунків використано середини інтервалів пробігу.

Функція безвідмовної роботи за моделлю Вейбулла має вигляд:

$$R(t) = \exp\left[-\left(\frac{t}{\eta}\right)^\beta\right] \quad (2.5)$$

де β – параметр форми;

η – параметр масштабу, км.

Оцінювання параметрів моделі Вейбулла виконано за статистичними даними відмов заціпки за ознакою «злам» із використанням методу лінеаризації функції

					0032.240128.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

розподілу. Для цього за групованими даними визначено емпіричні значення імовірності відмови на основі так званих медіанних рангів, які дозволяють коректно оцінити функцію надійності за обмеженої вибірки.

Функцію безвідмовної роботи за моделлю Вейбулла було приведено до лінійного вигляду шляхом подвійного логарифмування:

$$\ln[-\ln R(t)] = \beta \ln t - \beta \ln \eta. \quad (2.6)$$

За отриманими значеннями побудовано лінійну залежність між величинами $\ln t$ та $\ln[-\ln R(t)]$, параметр форми β визначено як кутовий коефіцієнт прямої, а параметр масштабу η – з вільного члена рівняння. Застосування даного підходу є поширеним у теорії надійності для оцінювання параметрів закону Вейбулла за експлуатаційними статистичними даними та забезпечує достатню точність при аналізі ресурсних відмов. У результаті отримано: $\beta = 1,56$, $\eta \approx 1,41 \cdot 10^5$ км.

Значення параметра форми $\beta > 1$ свідчить про зростання інтенсивності відмов із наробітком, що є характерним для втомних і зносових процесів.

Для порівняння використано експоненціальну модель з інтенсивністю відмов, визначеною в п.п. 2.3.1. На рис. 2.6 наведено порівняння функцій безвідмовної роботи заціпки за моделлю Вейбулла та експоненціальною моделлю.

Аналіз рис. 2.6 показує, що експоненціальна модель недооцінює ризик відмови заціпки на великих пробігах, тоді як модель Вейбулла більш адекватно відображає реальний характер деградації елемента.

Інтенсивність відмов за моделлю Вейбулла визначається як:

$$\lambda(t) = \frac{\beta}{\eta} \left(\frac{t}{\eta}\right)^{\beta-1}. \quad (2.7)$$

На рис. 2.7 наведено порівняння залежності $\lambda(t)$ для моделі Вейбулла та експоненціальної моделі.

Зростаючий характер кривої $\lambda(t)$ за моделлю Вейбулла підтверджує ресурсну природу відмов заціпки та обмеженість її довговічності.

Застосування моделі Вейбулла для аналізу відмов заціпки за ознакою «злам» показало, що даний елемент працює в умовах накопичення втомних пошкоджень, що супроводжується зростанням інтенсивності відмов із напрацюванням.

					0032.240128.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

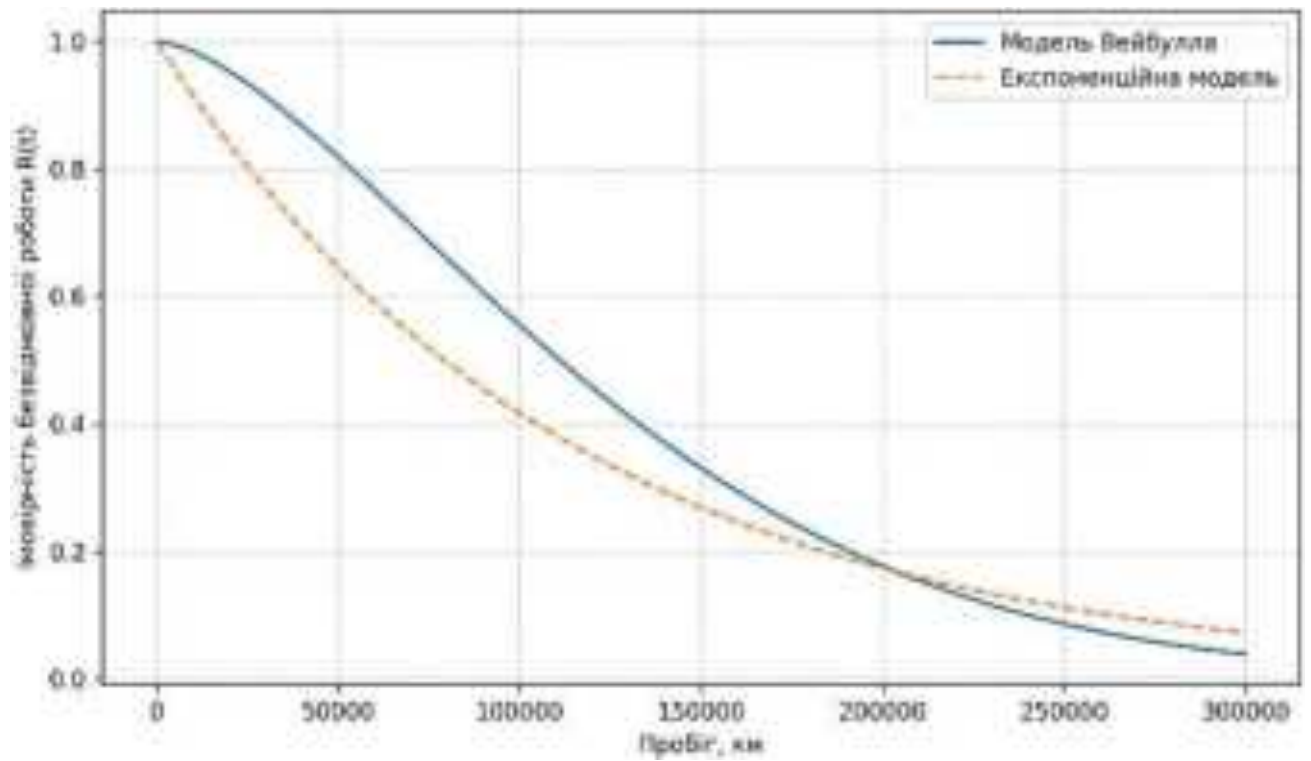


Рисунок 2.6 – Порівняння функцій безвідмовної роботи заціпки за моделями Вейбулла та експоненціальною

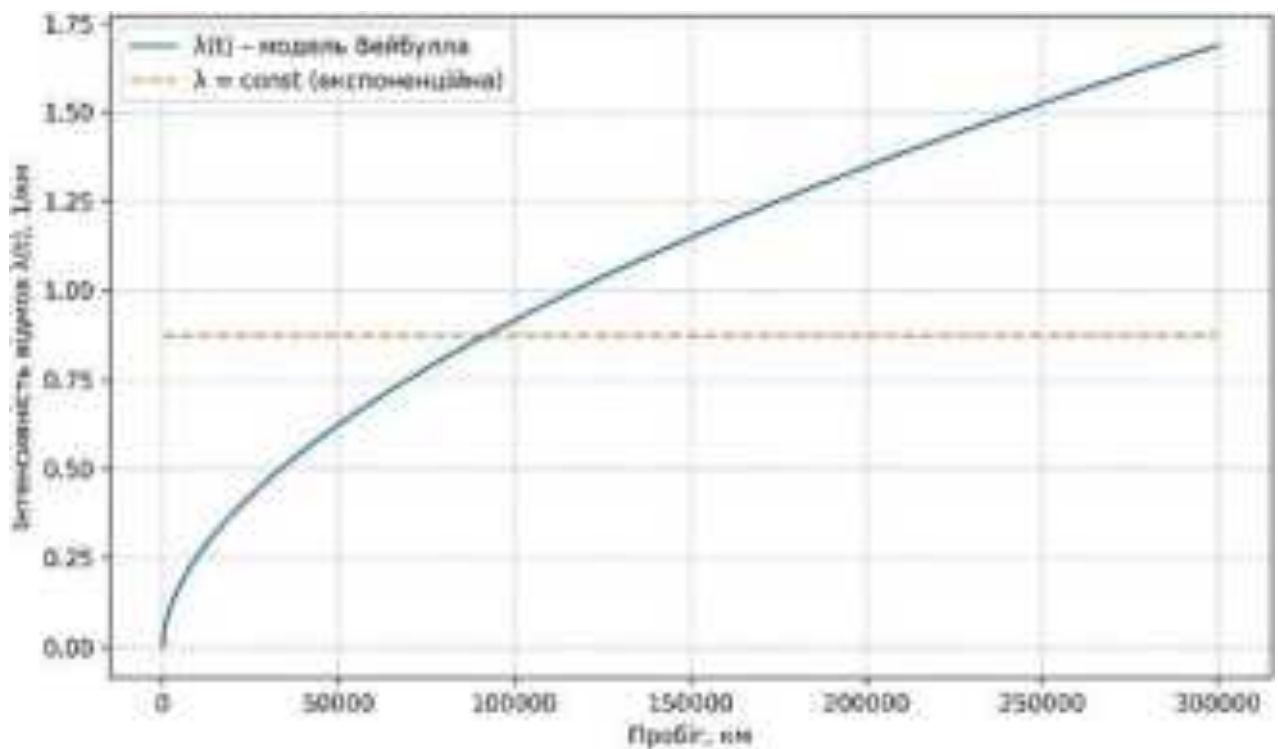


Рисунок 2.7 – Зміна інтенсивності відмов заціпки за моделлю Вейбулла та експоненціальною моделлю

Порівняння з експоненційною моделлю доводить, що використання лише сталої інтенсивності відмов не дозволяє адекватно оцінити ризик руйнування заціпки на пізніх етапах експлуатації. Отримані результати підтверджують доцільність розроблення конструктивних і технологічних заходів, спрямованих на підвищення ресурсу та надійності механізму заціпки.

У розділі виконано аналіз експлуатаційних відмов головного вимикача з позицій теорії надійності та практики експлуатації електровозів. Установлено, що робота вимикача відбувається в умовах дії значних електричних, механічних і пневматичних навантажень, які з часом призводять до погіршення технічного стану його вузлів і виникнення відмов.

Аналіз статистичних даних показав, що відмови головного вимикача мають як раптовий, так і поступовий характер, причому більшість із них належать до критичних, оскільки спричиняють вимкнення секції електровоза та виникнення непланових простоїв. Застосування методу Парето дозволило встановити, що найбільший внесок у загальну кількість відмов і сумарний час їх усунення припадає на елементи механічного привода, насамперед на заціпку.

У межах розділу виконано розрахунок показників надійності головного вимикача ВБО-25 та побудовано функції надійності й імовірності відмов. Отримані результати свідчать про зниження безвідмовної роботи вимикача зі зростанням напруження. Аналіз відмов заціпки за моделлю Вейбулла показав ресурсний характер її зламу та зростання інтенсивності відмов у процесі експлуатації, що підтвердило доцільність використання даної моделі для прогнозування ресурсу.

Таким чином, результати другого розділу дозволили обґрунтовано визначити заціпку привода як найбільш уразливий елемент головного вимикача ВБО-25 та сформулювати вихідні дані для подальших розрахункових досліджень.

Виявлення заціпки як елемента, що визначає рівень надійності головного вимикача ВБО-25, зумовлює необхідність детального дослідження силових факторів, які діють на неї в різних режимах роботи. Тому в наступному розділі виконано розрахунок сил, що діють на заціпку привода, з метою подальшої оцінки її міцності та обґрунтування напрямів конструктивної модернізації.

					0032.240128.000.04КР.ПЗ	Арк.
						42
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3 РОЗРАХУНОК СИЛ, ЩО ДІЮТЬ НА ЗАЩІПКУ ГОЛОВНОГО ВИМИКАЧА ЯК ЛІМІТУЮЧИЙ ЕЛЕМЕНТ НАДІЙНОСТІ

3.1 Вихідні положення для визначення навантажень на защіпку

Для подальшого розрахунку сил, що діють на защіпку головного вимикача ВБО-15, необхідно розглянути робочі процеси, які відбуваються в дугогасильній камері та її приводі, оскільки саме через елементи привода формується навантаження на вузол фіксації (зашчіпку) [6]. Загальний вигляд дугогасильної камери з приводом наведено на рис. 3.1. На цьому рисунку показано взаємне розташування основних елементів камери та привода, а також напрямки переміщень рухомих ланок під час комутаційних процесів.

Для аналізу кінематики перемикачання головного вимикача розглядають два характерні стани механізму: «вимкнено» та «увімкнено», що подано на кінематичній схемі дугогасильної камери з приводом (рис. 3.1, *a*) та рис. 3.1, *б*). Перехід між цими станами відбувається внаслідок переміщення виконавчого органа привода (поршня/штока) та пов'язаних із ним важільних ланок, які забезпечують замикання або розмикання контактної системи дугогасильної камери. Під час увімкнення відбувається переміщення штока з одночасним стисканням пружин, що формують енергію для наступного вимикання та контактного підтискання. Під час вимикання, навпаки, реалізується розрядження накопиченої енергії пружин, і рухома система переходить у положення «вимкнено» з розмиканням контактів.

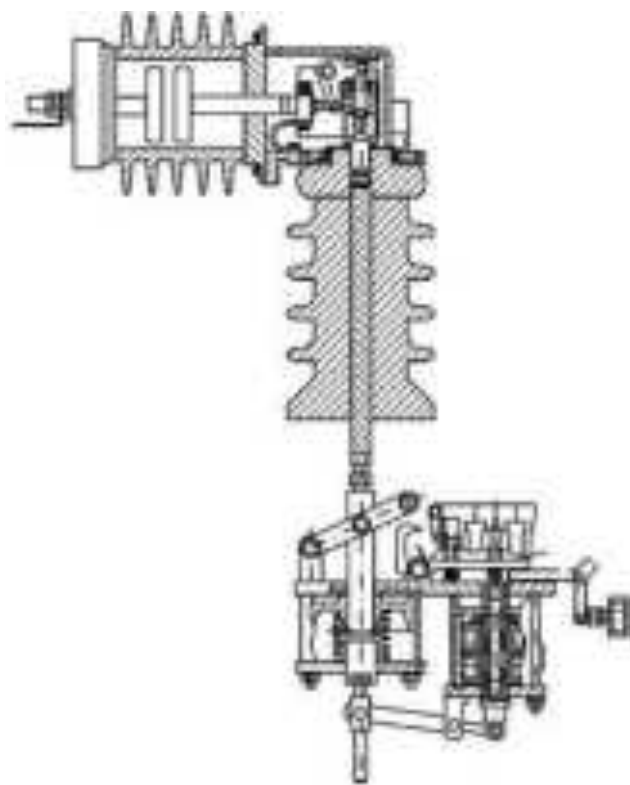


Рисунок 3.1 – Схема дугогасильної камери з приводом

					0032.24.0128.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

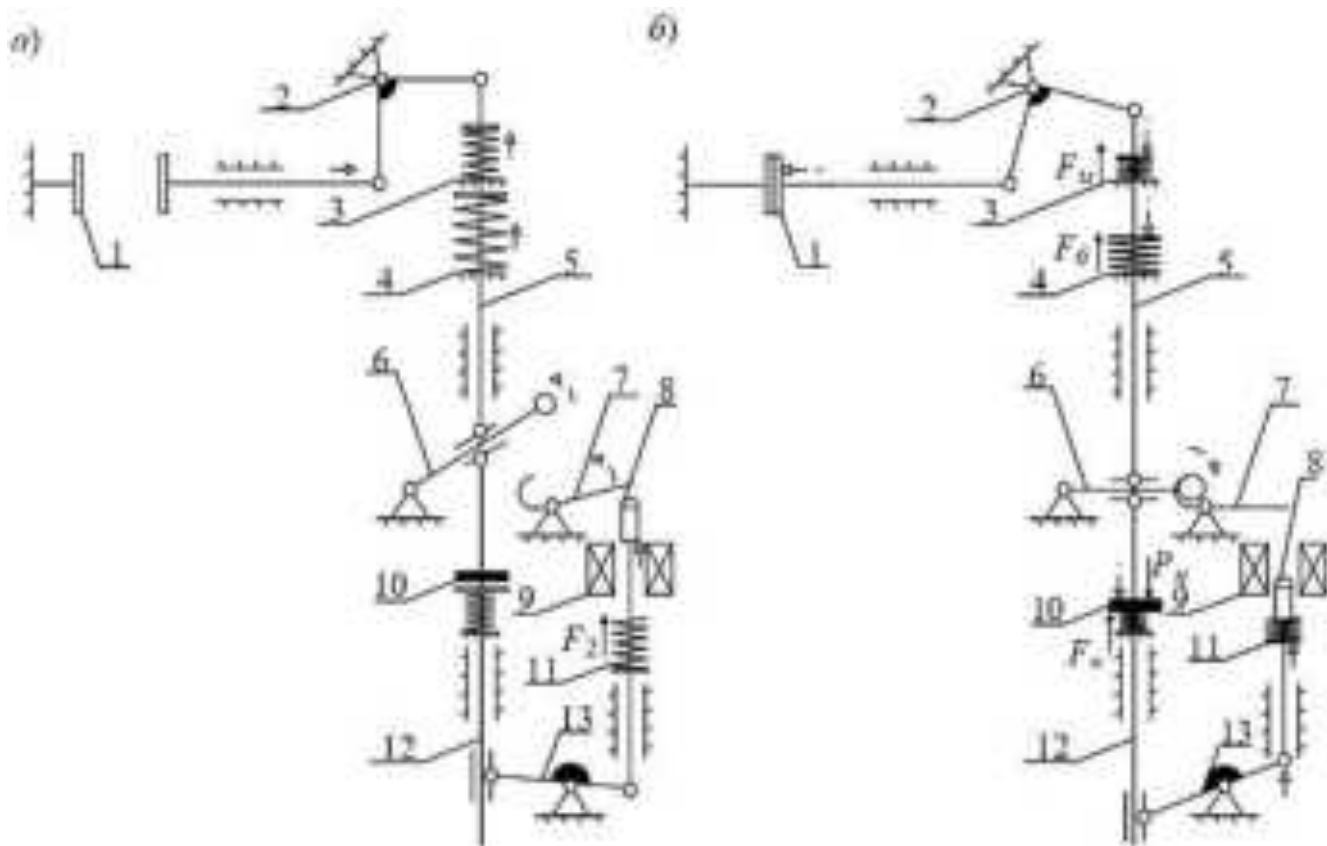


Рисунок 3.1 – Кінематична схема дугогасильної камери з приводом у положенні:

а) вимкнено; б) увімкнено;

1 – контакти камери; 1 – важіль камери; 3 – пружина підтискання; 4 – пружина відключення; 5 – ізолююча тяга; 6 – важіль защіпки; 4 – защіпка; 8 – якір; 9 – електромагніти; 11 – поршень; 11 – пружина якоря; 13 – важіль

Із кінематичної схеми (див. рис. 3.1) видно, що навантаження на защіпку формується через взаємодію ролика та важільних елементів привода: при переміщенні штока ролик, діючи через важіль, взаємодіє із защіпкою та забезпечує її роботу як елемента фіксації. Відповідно, зовнішніми джерелами навантаження для вузла защіпки є насамперед сили пружин (пружини вимикання та підтискання), що передаються через кінематичні ланки привода, а також динамічні складові, які виникають у моменти перемикання [4]. Напрямки дії сил показані на схемі чорними стрілками: F_0 – сила пружності пружини вимикання, F_m – сила пружності пружини підтискання, $F_я$ – сила пружності пружини якоря, F_n – сила пружності зворотної пружини поршня, $P_ц$ – тиск у пневмоциліндрі.

					0032.240128.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

Розрахунок міцності заціпки доцільно виконувати для трьох характерних випадків її навантаження, оскільки саме в ці моменти вона зазнає дії зовнішніх сил [8]. Перший випадок відповідає стану, коли ролик важеля заходить під заціпку та перебуває в нерухомому положенні, тобто головний вимикач ВБО-15 знаходиться у ввімкненому стані. Другий випадок характеризує момент ударної взаємодії якоря електромагніта з нижньою частиною плеча заціпки під дією зусилля його пружини. Третій випадок має місце під час дії стисненого повітря, коли поршень переміщує шток, а ролик через важіль здійснює силовий вплив на заціпку.

3.1 Визначення сил, що діють на заціпку

Для подальших розрахунків вузол взаємодії «заціпка – важіль – ролик» розглядаємо окремо та подаємо у вигляді ескізу і розрахункової схеми (рис. 3.3). Саме ця схема дозволяє сформулювати рівняння рівноваги, визначити реакції у контактній зоні та перейти до кількісного визначення сил, що є необхідним для оцінювання міцності та обґрунтування заходів з підвищення надійності заціпки.

Для визначення сил у першому розрахунковому випадку на рис. 3.1, б) окремо подано важіль заціпки та саму заціпку, на які нанесено зовнішні зусилля від дії пружин (див. рис. 3.3, а)). Із наведеної схеми випливає, що в зоні контакту поверхні ролика важеля з внутрішньою гранню заціпки під дією сили F_c формується жорстке силове з'єднання. Спрощена розрахункова схема даного випадку наведена на рис. 3.3, б).

Контактна сила F_c визначається як сума сил пружності пружини підтискання F_m та пружини вимикання F_ϕ , оскільки зазначені пружини з'єднані послідовно, а напрямки дії їх сил збігаються. Окрім цього, під час розрахунку необхідно врахувати власну вагу ізоляційної тяги разом зі штоком, пружиною вимикання, пружиною підтискання та важелем заціпки [9]. З урахуванням того, що центри мас

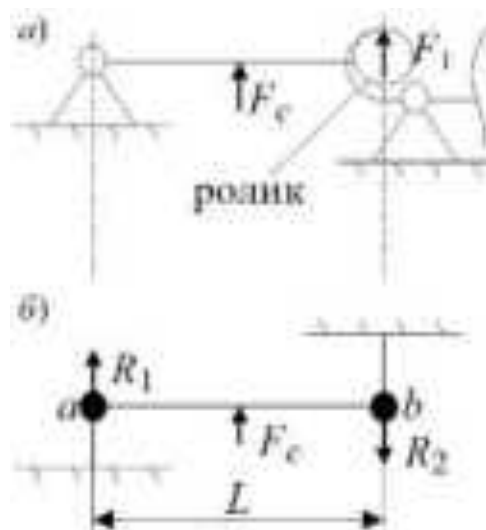


Рисунок 3.3 – Заціпка та важіль заціпки:

- а) ескіз важеля та заціпки;
- б) розрахункова схема

					0032.240128.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

перелічених елементів розташовані приблизно на одній вертикальній осі, їхню вагу доцільно замінити рівнодіючою силою P_1 .

Сили тертя в елементах механізму в даному розрахунковому випадку є відносно незначними, тому їх впливом можна знехтувати. Геометричні параметри важеля заціпки приймаються згідно з базовою конструкцією: довжина важеля $L = 98$ мм, при цьому відстань від точки прикладання сили F_c до опорних точок a і b становить відповідно $L/1$.

Зворотна реакція R_1 є визначальною величиною, яку надалі використовуємо під час розрахунку міцності заціпки. Відповідно до прийнятої розрахункової схеми (див. рис. 3.3, б)) для визначення цієї реакції рівняння моментів сил

$$\Sigma M = 0 \quad (3.1)$$

Звідси випливає, що суми моментів сил, узятих відносно точок a та b , дорівнюють відповідним виразам:

$$\Sigma M_a = F_c \cdot \frac{L}{2} + R_2 \cdot L \quad (3.1)$$

$$\Sigma M_b = F_c \cdot \frac{L}{2} + R_1 \cdot L \quad (3.3)$$

Як зазначалося вище, сила F_c утворюється внаслідок дії сил пружності пружин F_M та F_δ , а також сили ваги P_1 ; отже, можна записати таку залежність:

$$\Sigma M_b = \frac{(F_\delta + F_M - P_1) \cdot L}{2} + R_2 \cdot L \quad (3.4)$$

Тоді

$$R_1 = - \frac{(F_\delta + F_M - P_1) \cdot L}{L \cdot 2} \quad (3.5)$$

Наявність від'ємного знака в рівнянні (3.5) вказує на те, що початково прийнятий на схемі напрямок сили R_1 було обрано невірно. У зв'язку з цим напрямок дії цієї сили доцільно змінити на протилежний, що показано на відповідній уточненій

					0032.240128.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

схемі – рис. 3.4.

Після коригування напрямку сили складемо рівняння рівноваги для сил, що діють на балку у вертикальному напрямку $\Sigma F=0$, тоді

$$\Sigma F_H = (F_M + F_B - P_1) - R_1 - R_2; \quad (3.6)$$

$$R_2 = (F_M + F_B - P_1) - R_1. \quad (3.4)$$



Рисунок 3.4 – Розрахункова схема

Силу, протилежну за напрямком реакції R_1 , надалі використовуємо у розрахунку міцності заціпки; у подальших викладках вона позначається як F_1 .

Як зазначалося раніше, навантаження, що сприймає заціпка, визначається дією зовнішніх сил системи, основними з яких є сили пружності пружин. Для кількісного визначення цих сил і подальшого розрахунку навантаження на заціпку необхідно задати основні параметри пружин вимикання, підтискання та пружини якоря.

На рис. 3.5 та 3.6 наведено ескізи малої пружини підтискання та великої пружини вимикання із зазначенням їхніх геометричних розмірів, а також діаграми залежності сили пружності від величини деформації.

Для визначення сили F_c необхідно підсумувати сили пружності пружин підтискання F_M та вимикання F_B . Значення цих сил визначаються за навантажувальними діаграмами відповідних пружин, наведеними на рис. 3.5 та 3.6.

При цьому F_{h3} відповідає максимальній силі пружини за її максимальної деформації до моменту дотику витків; F_{h1} – робочій силі пружини за робочої деформації; F_{h1} – мінімальній силі пружини за мінімальної деформації.

Додатково слід урахувати маси елементів, що формують складову вагового навантаження: штока $m_{Ш} = 1,5$ кг, ізоляційної тяги $m_{Т} = 1,1$ кг, важеля заціпки $m_{В} = 0,6$ кг, а також пружини вимикання $m_{О} = 1,416$ кг і пружини підтискання $m_{П} = 0,162$ кг. За цих умов сила P_1 визначається як:

$$P_1 = 9,81 \cdot (m_{Ш} + m_{Т} + m_{В} + m_{О} + m_{П}) = (1,5 + 1 + 0,6 + 0,416 + 0,162) \cdot 9,81 = 36,1 \text{ Н.} \quad (3.8)$$

					0032.240128.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

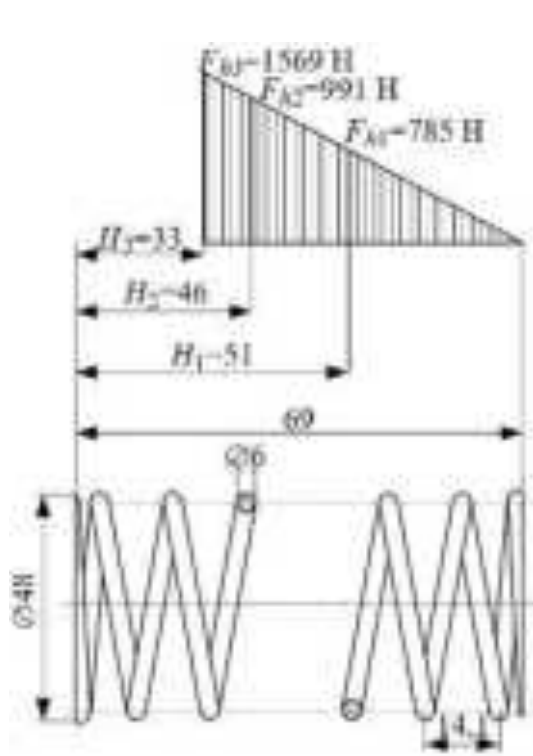


Рисунок 3.5 – Діаграма навантаження пружини підтискання

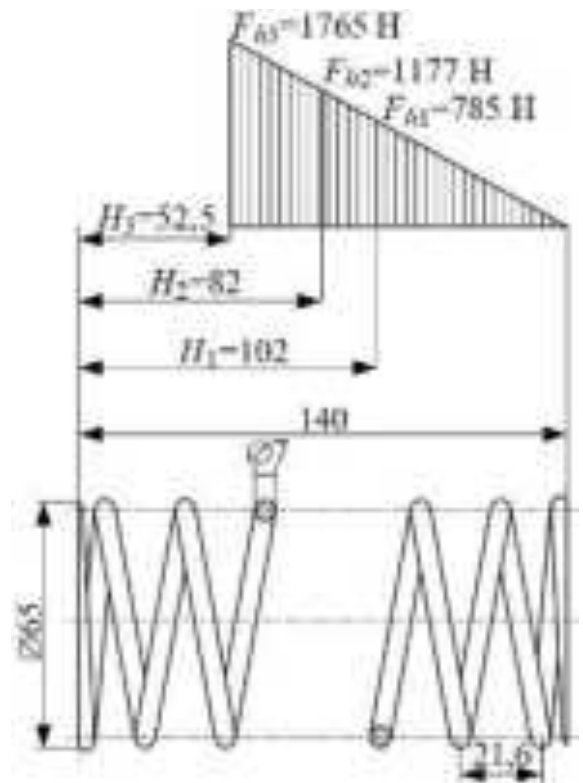


Рисунок 3.6 – Діаграма навантаження пружини відключення

З метою визначення значень сил пружності двох пружин побудуємо їхні навантажувальні діаграми в єдиній системі координат, суміщені між собою в одному масштабі рис. 3.4.

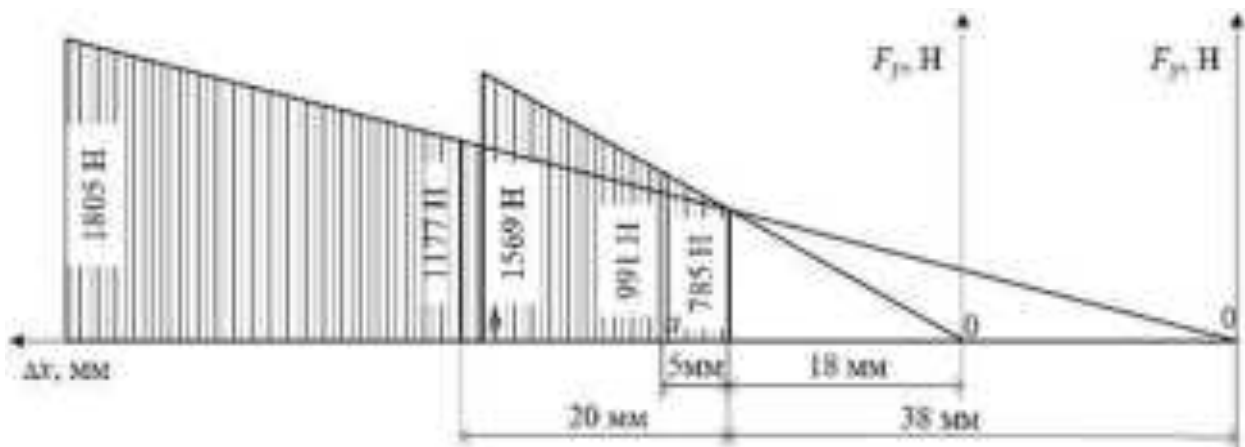


Рисунок 3.4 – Суміщення діаграм навантаження пружин

Менший трикутник відображає залежність сили пружності від величини деформації для пружини підтискання, тоді як більший трикутник відповідає аналогічній

залежності для пружини вимикання. Кут нахилу кожного трикутника визначає коефіцієнт жорсткості відповідної пружини, який може бути обчислений за такою формулою:

$$c = \frac{F}{\Delta x} \quad (3.9)$$

де Δx – деформація пружини, мм.

По осі абсцис відкладено величину деформації пружини в міліметрах, а по осі ординат – силу пружності F_n , виражену в ньютонах. Після складання дугогасильної камери ВБО-15 разом із порцеляновим ізолятором пружини перебувають у стані попереднього підтискання. Величина початкової деформації становить $\Delta x = 38$ мм для великої пружини вимикання та $\Delta x = 18$ мм для малої пружини підтискання; відповідна область на діаграмі не заштрихована.

Коефіцієнти жорсткості великої пружини c_B та малої пружини c_M визначаються за формулою (3.9):

$$c_B = \frac{785}{38} = 20,7 \text{ Н/мм}; \quad c_M = \frac{785}{18} = 43,6 \text{ Н/мм}.$$

Із наведених залежностей видно, що велика пружина має менше значення коефіцієнта жорсткості порівняно з малою. Відрізок 5 мм відповідає величині так званого «провалу» контактів дугогасильної камери, тоді як відстань 11 мм характеризує повний хід ізоляційної тяги. За деформації малої пружини, що досягає 33 мм, відбувається зближення та заклинювання її витків, унаслідок чого подальше переміщення штока стає неможливим.

У робочому режимі важіль під дією пружин через ролик здійснює тиск на «дзьоб» зачіпки в межах робочої деформації, що відповідає інтервалу від 1 до точки b . З огляду на це, доцільно вибирати величину додаткової деформації Δx до кінцевої точки в межах інтервалу $a-b$.

Із формули (3.11) виражаємо силу F , за якою визначаються значення сили пружності великої пружини вимикання та малої пружини підтискання. Для деформацій $\Delta x_B = 45$ мм і $\Delta x_M = 15$ мм відповідні сили пружності становлять:

$$F_B = 45 \cdot 20,65 = 929,36 \text{ Н}; \quad F_M = 25 \cdot 43,6 = 1090 \text{ Н}.$$

					0032.240128.000.04КР.ПЗ	Арк.
						49
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

За $\Delta x_{\delta} = 51$ мм, $\Delta x_M = 31$ мм:

$$F_{1\delta} = 50 \cdot 20,65 = 1032,63 \text{ Н}; F_{1M} = 30 \cdot 43,6 = 1308 \text{ Н.}$$

За $\Delta x_{\delta} = 58$ мм, $\Delta x_M = 36$ мм:

$$F_{1\delta} = 58 \cdot 20,65 = 1197 \text{ Н}; F_{1M} = 36 \cdot 43,6 = 1569,6 \text{ Н.}$$

Виконаємо розрахунок за формулами (3.5) та (3.4), у результаті якого отримано початкові значення сил $F_{1\delta}$ та F_{1M} :

$$R_1 = -\frac{(929,37 + 1090 - 36,1) \cdot 98}{98 \cdot 2} = 1009 \text{ Н};$$
$$R_2 = (929,37 + 1090 - 36,1) - 1009,67 = 1009 \text{ Н.}$$

Перевірка

$$\Sigma M = 0;$$

$$(929,37 + 1090 - 36,1) \cdot \frac{98}{2} + 1009 \cdot 98 = (929,37 + 1090 - 36,1) \cdot \frac{98}{2} + 1009 \cdot 98;$$
$$197898 = 197898;$$
$$\Sigma M = 197898 - 197898 = 0.$$

Повторний розрахунок сили F_1 для інших значень сил пружності пружин підтискання та вимикання за різних величин деформації Δx зведено до табл. 3.1.

У результаті виконаних обчислень отримано три значення сили F_1 для першого розрахункового випадку навантаження. Надалі ці значення використовуються під час розрахунку міцності заціпки головного вимикача ВБО-15.

Для аналізу другого випадку дії сил на заціпку на рис. 3.1, а) розглянемо її положення безпосередньо в момент ударної взаємодії якоря електромагніта з плечем заціпки [9]. Відповідна розрахункова схема цього випадку наведена на рис. 3.8. Ескіз пружини якоря наведено на рис. 3.9.

					0032.240128.000.04КР.ПЗ	Арк.
						50
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.1 – Розрахунок сили, що діє на заціпку в першому випадку

Сила	Значення сили, Н, за		
	█	█	█
F_6	█	█	█
F_M	█	█	█
F_1	█	█	█

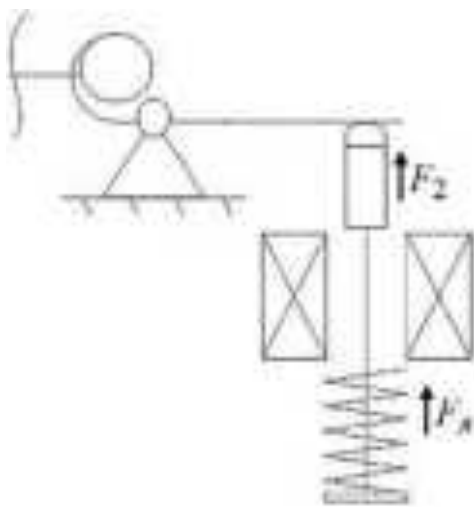


Рисунок 3.8 – Вплив якоря електромагніта на плече заціпки

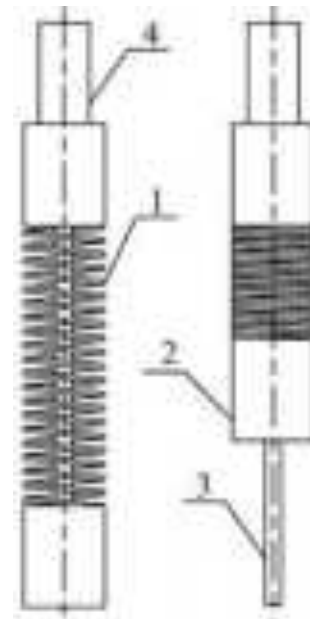


Рисунок 3.9 – Ескіз пружини якоря:
1 – пружина; 2 – стакан; 3 – стрижень;
4 – штовхач

Ударна сила F_1 формується під дією сили пружності пружини якоря $F_я$ та сили ваги якоря P_1 . Вплив сил тертя в даному випадку є незначним, тому в подальших розрахунках ним можна знехтувати. Таким чином, величина ударної сили F_1 визначається за виразом:

$$F_1 = F_я - P_1 \quad (3.11)$$

Пружина через шток і важіль зводиться до моменту зближення та заклинювання її витків, що відповідає досягненню максимальної величини деформації.

Основні параметри пружини якоря, необхідні для подальших розрахунків, наведено в табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Параметри пружини якоря

Параметр	Значення
[REDACTED]	[REDACTED]
[REDACTED]	[REDACTED]
[REDACTED]	[REDACTED]
[REDACTED]	[REDACTED]
[REDACTED]	[REDACTED]
[REDACTED]	[REDACTED]
[REDACTED]	[REDACTED]
[REDACTED]	[REDACTED]

Довжина пружини

$$n_{пр} = \left(n_p - 0,5 \right) \cdot d = (21,5 - 0,5) \cdot 1,8 = 37,8 \text{ мм.} \quad (3.11)$$

Індекс пружини

$$I = \frac{D}{d} - 1 = \frac{18}{1,8} - 1 = 9. \quad (3.11)$$

Коефіцієнт жорсткості пружини

$$c_{Я} = \frac{G \cdot d}{8 \cdot I^3 \cdot n} = \frac{82000 \cdot 1,8}{8 \cdot 9^3 \cdot 37,8} = 1,26 \text{ Н/мм.} \quad (3.13)$$

Визначається деформація, $\Delta x_{я}$, пружини якоря за формулою:

$$\Delta x_{Я} = L - n_{пр} \cdot d = 70 - 37,8 = 32,2 \text{ Н.} \quad (3.14)$$

Сила пружності пружини якоря

$$F_{Я} = \Delta x_{Я} \cdot c_{Я} = 32,2 \cdot 1,26 = 40,74 \text{ Н.} \quad (3.15)$$

На рис. 3.11 наведено діаграму пружини якоря за отриманими параметрами.

З урахуванням впливу сили тяжіння величину ударної сили F_1 визначають за формулою (3.11), приймаючи значення сили ваги якоря $P_1=1,96$ Н:

$$F_2 = 40,74 - 1,96 = 38,78 \text{ Н.}$$

Отримане значення сили F_1 відповідає другому розрахунковому випадку навантаження заціпки та надалі використовується як вихідна величина під час виконання розрахунку її міцності.

У третьому розрахунковому випадку навантаження на заціпку зумовлюється дією сили від поршня пневмоциліндра, яка прикладається до зовнішньої поверхні «дзьоба» заціпки [11, 11], що наведено на рис. 3.11.

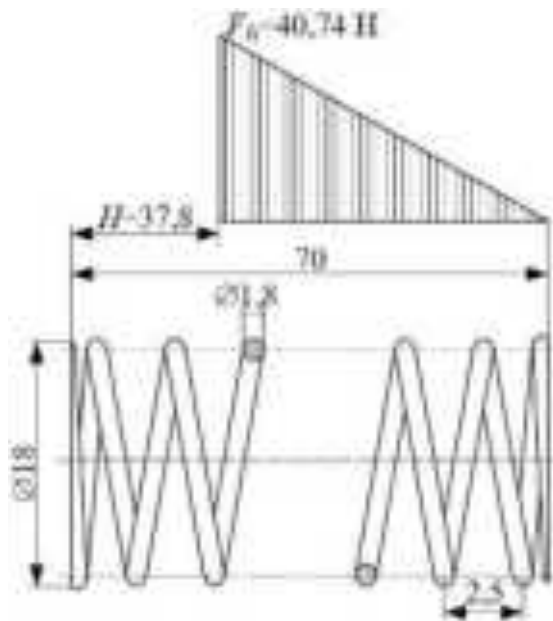


Рисунок 3.11 – Діаграма навантаження пружини якоря

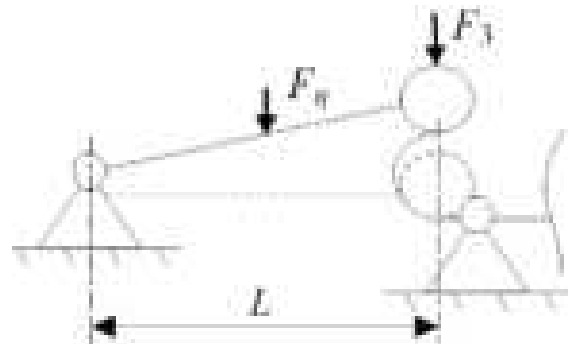


Рисунок 3.11 – Ролик заходить під заціпку

Тиск стисненого повітря в пневмоциліндрі становить 41 Н/см^2 , при цьому критичне значення тиску дорівнює 61 Н/см^2 . Унаслідок перетворення потенційної енергії стисненого повітря на штоку пневмоциліндра виникає сила F_u , величина якої визначається за відповідною розрахунковою формулою:

$$F_u = (F_u \cdot S) - P \cdot M \cdot B. \quad (3.16)$$

					0032.240128.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

де $P_{ц}$ – тиск у циліндрі, Н/см¹;

S – площа поверхні поршня, см¹.

$$S = \frac{\pi D^2}{4}$$

де $D=11$ см – діаметр поршня.

Відповідно до умови рівноваги моментів сил, згідно з розрахунковою схемою, наведеною на рис. 3.11, має місце така рівність:

$$F_{ц} \cdot L/2 = F_3 \cdot L \quad (3.14)$$

тоді величина сили F_3 визначається за формулою:

$$F_3 = F_{ц} \left(\frac{L/2}{L} \right) \quad (3.18)$$

Силу пружності зворотної пружини поршня визначаємо за навантажувальною діаграмою, наведеною на рис. 3.11. При цьому сили пружності пружини підтискання та пружини вимикання в даному розрахунковому випадку розглядаються як сили опору переміщенню поршня. Розрахунок виконується з урахуванням зазначених сил, значення яких наведено в табл. 1.1. Величини сили F_n приймаються залежно від деформації Δx_n зворотної пружини.

Виконуємо розрахунок при тиску 41 Н/см¹ за формулами (3.16)–(3.18):

$$S = 3,14 \cdot 10^{-2} / 4 = 78,5 \text{ см}^2; \quad F_{ц} = (40 \cdot 78,5) - 88,29 - 929,36 - 1090 = 1032,35 \text{ Н};$$

$$F_3 = 1032,35 \cdot \left(\frac{98/2}{98} \right) = 516,175 \text{ Н}.$$

Повторний розрахунок сили F_3 виконано за значення тиску в пневмоциліндрі 61 Н/см².

Результати розрахунків для інших значень сил пружності F_m , F_6 та F_n наведено

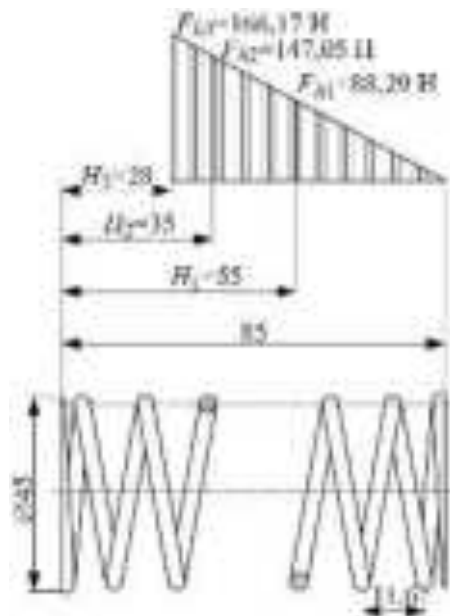


Рисунок 3.11 – Діаграма навантаження зворотної пружини поршня

					0032.240128.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

в табл. 3.3.

Таблиця 3.3 – Результати розрахунку сили, що діє на защіпку в третьому розрахунковому випадку

	[REDACTED]		
[REDACTED]	[REDACTED]	[REDACTED]	[REDACTED]
	[REDACTED]	[REDACTED]	[REDACTED]
	[REDACTED]	[REDACTED]	[REDACTED]
[REDACTED]	[REDACTED]	[REDACTED]	[REDACTED]
[REDACTED]	[REDACTED]	[REDACTED]	[REDACTED]
[REDACTED]	[REDACTED]	[REDACTED]	[REDACTED]
	[REDACTED]		
[REDACTED]	[REDACTED]	[REDACTED]	[REDACTED]
	[REDACTED]		
[REDACTED]	[REDACTED]	[REDACTED]	[REDACTED]

У такий спосіб отримано значення сили для третього розрахункового випадку навантаження защіпки за тиску в пневмоциліндрі 41 Н/см², а також за його критичного значення 61 Н/см².

У розділі виконано розрахунок сил, що діють на защіпку привода головного вимикача ВБО-15, для трьох характерних розрахункових випадків, які відповідають основним режимам її роботи. Розроблено розрахункові схеми та визначено величини сил, зумовлені дією пружин, якоря електромагніта та пневмоциліндра.

Установлено, що найбільш навантаженим є перший розрахунковий випадок, який відповідає утриманню вимикача у ввімкненому положенні за максимального стискання пружин. Саме в цьому режимі на защіпку діють найбільші сили, які потенційно можуть призводити до перевищення допустимих напружень і розвитку втомних пошкоджень.

Отримані результати розрахунку сил є вихідними даними для подальшого аналізу напружено-деформованого стану защіпки та оцінки її міцності.

нормалізації та відпуску. Сталь 41Х широко застосовується в промисловості для виготовлення деталей і вузлів, що працюють в умовах підвищених навантажень і потребують високої міцності.

Таблиця 4.1 – Механічні характеристики сталі 41Х

Аналогами сталі 41Х за хімічним складом і механічними властивостями є сталі марок 45Х, 38Х, 41ХН, 41ХС, 41ХФ та 41ХР. Уточнення параметрів матеріалу попередньо виконано з використанням програмного середовища SolidWorks [11]. Тривимірна модель заціпки, побудована в середовищі SolidWorks, наведена на рис. 4.1.

Під час аналізу міцності особливу увагу необхідно приділити наявності потенційно вразливих зон конструкції, зокрема отвору під втулку та внутрішній поверхні «дзьоба» заціпки, де можливе виникнення підвищених напружень. Для даної заціпки передбачено виконання статичного та динамічного розрахунків для трьох розрахункових випадків навантаження, розглянутих у попередньому розділі.



Рисунок 4.1 – Модель заціпки в Solid Works

4.1 Статичний розрахунок заціпки

Статичний розрахунок виконується для першого розрахункового випадку навантаження заціпки, що відповідає схемі, наведеній на рис. 3.3. Розрахунок проведено для значень навантаження F_1 , визначених у табл. 3.1.

Під час постановки розрахункової задачі фіксування геометрії заціпки приймається в зоні її контакту з опорною плитою, а шарнірне закріплення моделюється в отворі під втулку діаметром 11 мм. Сила F_1 прикладається до внутрішньої поверхні «дзьоба» заціпки відповідно до розрахункової схеми.

Результати статичного розрахунку подано у вигляді епюр напружень, побудованих із використанням програмного середовища. На рис. 4.3 наведено епюру еквівалентних напружень для значення навантаження $F_1=1119$ Н. З аналізу епюри видно, що максимальне значення напружень становить $144,148$ Н/мм², що не перевищує межу плинності матеріалу заціпки, яка для сталі 41Х прийнята рівною 145 Н/мм².

Аналогічні статичні розрахунки виконано також для значень $F_1=1141$ Н та $F_1=1383$ Н. Результати у вигляді епюр напружень наведено на рис. 4.4 та 4.5.



Рисунок 4.3 – Епюра напружень для $F_1=1119$ Н



Рисунок 4.4 – Епюра напружень для $F_1=1141$ Н

З аналізу результатів, наведених на рис. 4.4, видно, що за даного рівня навантаження відбувається перевищення межі плинності матеріалу заціпки. Максимальна концентрація напружень формується на внутрішній поверхні «дзьоба» заціпки. При цьому максимальне значення напружень досягає 184 Н/мм², що перевищує допустиме значення, прийняте рівним 145 Н/мм². Отримані результати свідчать про те, що даний рівень навантаження є небезпечним для заціпки з точки зору статичної міцності.

					0032.240128.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

З рис. 4.5 випливає, що за навантаження $F_1=1383$ Н перевищення допустимого рівня напружень набуває ще більш вираженого характеру. Концентрація напружень виникає в тій самій зоні, що і в попередньому випадку, а максимальне значення напружень становить 335 Н/мм². Таким чином, навантаження величиною 1383 Н також є небезпечним для заціпки та не забезпечує необхідного запасу міцності.

Зазначений рівень навантаження досягається за умов максимального стискання пружин вимикання та підтискання, що має місце при повному ході ізоляційної тяги. У разі некоректного регулювання головного вимикача ресурс заціпки істотно зменшується, оскільки на неї діє підвищена сила пружності, що призводить до зростання напружень і прискореного розвитку пошкоджень.

Надалі виконано статичний розрахунок для другого розрахункового випадку навантаження заціпки – у момент ударної дії якоря електромагніта за сили $F_1=38,48$ Н. При постановці розрахункової задачі фіксування геометрії задано в зоні контакту заціпки з опорною плитою, а в отворі під втулку змодельовано шарнірне закріплення. Сила прикладена до нижньої частини «плеча» заціпки у вертикальному напрямку відповідно до розрахункової схеми.

З аналізу результатів, наведених на рис. 4.6, можна зробити висновок, що за даного рівня навантаження перевищення межі плинності матеріалу не спостерігається. Отже, розглянутий режим навантаження є безпечним для заціпки з точки зору статичної міцності.

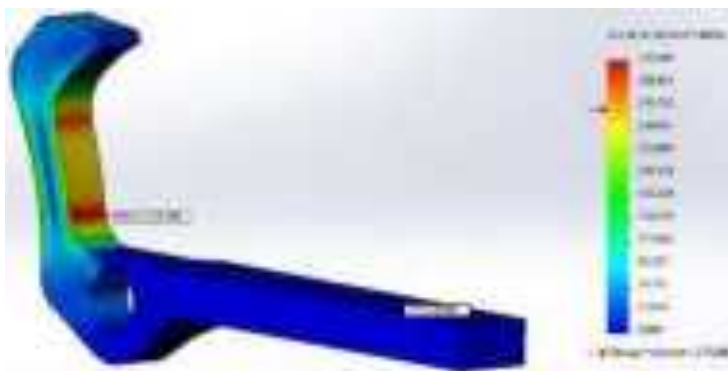


Рисунок 4.5 – Епюра напружень для $F_1=1383$ Н

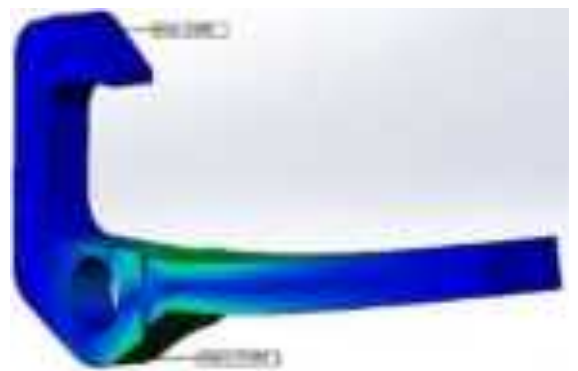


Рисунок 4.6 – Епюра напружень для $F_1=38,48$ Н

Для третього розрахункового випадку навантаження використано значення сил, наведені в табл. 3.3. У цьому випадку до зовнішньої поверхні «дзьоба» заціпки

					<i>0032.240128.000.04КР.ПЗ</i>	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59

прикладено силу F_3 . Фіксування геометрії задано в отворі під втулку відповідно до розрахункової схеми. Епюра напружень для значення сили $F_3=113,19$ Н наведена на рис. 4.4.

З аналізу наведеного вище рисунка випливає, що максимальне значення напружень не перевищує межу плинності матеріалу. Таким чином, розглянуте навантаження не є небезпечним для заціпки з точки зору статичної міцності.

Додатково виконано розрахунок для значення сили $F_3=316,16$ Н, результати якого наведено на рис. 4.8.



Рисунок 4.4 – Епюра напружень для $F_3=113,19$ Н



Рисунок 4.8 – Епюра напружень для $F_3=316,16$ Н

Аналіз наведеного вище рисунка також показує, що максимальні напруження не перевищують межу плинності матеріалу. Аналогічний висновок можна зробити й за результатами розрахунку для значення сили $F_3=516,145$ Н, наведені на рис. 4.9.

Розрахунок для третього розрахункового випадку навантаження було виконано за тиску в пневмоциліндрі 41 Н/см². Надалі аналогічний розрахунок проведено також для критичного значення тиску в циліндрі, що дорівнює 61 Н/см². Відповідні результати наведено на рис. 4.11, 4.11 та 4.11.

За результатами розрахунку при тиску в пневмоциліндрі 61 Н/см² встановлено, що сила F_3 , яка виникає за підвищеного тиску, не чинить негативного впливу на міцність заціпки.

Узагальнення результатів статичного розрахунку свідчить про те, що навантаження величиною 1141 Н та 1383 Н є небезпечними для заціпки, оскільки призводять до перевищення допустимого рівня напружень і не забезпечують необхідного запасу міцності.

					<i>0032.240128.000.04KP.ПЗ</i>	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60



Рисунок 4.9 – Епюра напружень для $F_3=516,145$ Н

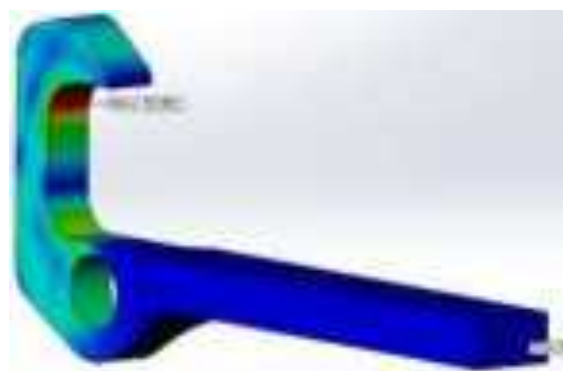


Рисунок 4.11 – Епюра напружень для $F_3=888,19$ Н



Рисунок 4.11 – Епюра напружень для $F_3=1111,16$ Н

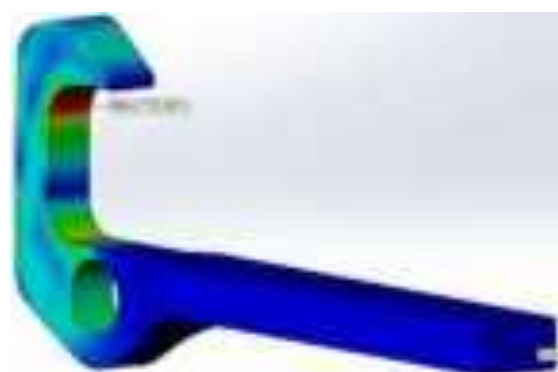


Рисунок 4.11 – Епюра напружень для $F_3=1311,145$ Н

4.3 Динамічний розрахунок заціпки

Попередні розрахунки було виконано для умов статичного навантаження. Додатково з метою уточнення напружено-деформованого стану заціпки виконується динамічний розрахунок. Для цього розрахункова модель формується із заціпки в зборі з втулкою, оскільки саме втулка безпосередньо бере участь у шарнірному з'єднанні з заціпкою та виконує функцію зниження концентрації напружень у зоні отвору.

Втулку в моделі подано у спрощеному вигляді, при цьому фіксування геометрії не задається. Шарнірний зв'язок реалізується по циліндричній поверхні втулки відповідно до умов роботи вузла. Тривимірна модель втулки, побудована в програмному середовищі SolidWorks [11], наведена на рис. 4.13.

Як вихідні дані для динамічного розрахунку використано ті самі значення

					0032.240128.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

навантажень, що й у попередніх розрахунках, зокрема дані табл. 3.1. Отримані епюри напружень наведено на рис. 4.14–4.16. Аналіз результатів показує, що концентрація напружень зосереджується в тій самій зоні конструкції – на внутрішній вертикальній поверхні «дзьоба» заціпки.



Рисунок 4.13 – Модель втулки

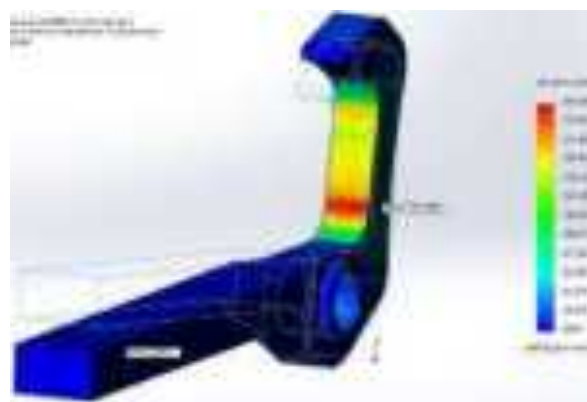


Рисунок 4.14 – Епюра напружень для $F_1=1119$ Н

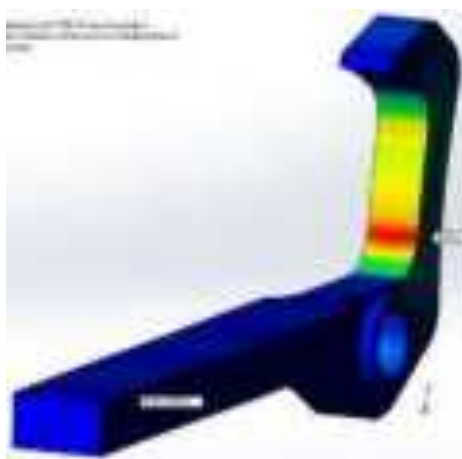


Рисунок 4.15 – Епюра напружень для $F_1=1141$ Н

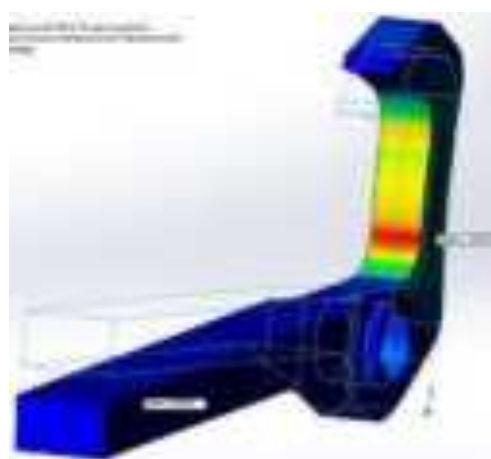


Рисунок 4.16 – Епюра напружень для $F_1=1383$ Н

За результатами динамічного розрахунку при навантаженні $F_1=1119$ Н, наведеними на рис. 4.14, перевищення межі плинності матеріалу не виявлено. Водночас при навантаженні $F_1=1141$ Н з аналізу рис. 4.15 встановлено наявність перевищення межі плинності, при цьому максимальне значення напружень досягає $311,883$ Н/мм². Аналогічна ситуація спостерігається і при навантаженні $F_1=1383$ Н, що підтверджується результатами, наведеними на рис. 4.16, де максимальне напруження становить $358,113$ Н/мм².

					<i>0032.240128.000.04КР.ПЗ</i>	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

Таким чином, динамічний розрахунок для першого розрахункового випадку навантаження показав, що рівні навантаження 1141 Н та 1383 Н є небезпечними для заціпки, оскільки призводять до перевищення допустимих напружень.

Надалі виконується динамічний розрахунок для другого розрахункового випадку навантаження, коли на заціпку здійснює вплив якір електромагніта.

На рис. 4.14 наведено епюру напружень для навантаження $F_1=38,48$ Н. Аналіз отриманих результатів показує, що максимальне значення напружень перевищує межу плинності сталі 41Х. При цьому основна концентрація напружень припадає на втулку і досягає 1343,491 Н/мм².

З метою наочного відображення просторового розподілу напружень у вузлі використано інструмент «ізометрія–обмеження» програмного середовища SolidWorks; відповідний результат наведено на рис. 4.18.

Із аналізу рис. 4.18 випливає, що максимальні напруження зосереджені у втулці, однак у зоні отвору заціпки також виникають залишкові напруження, величина яких перевищує межу плинності матеріалу. Формування таких напружень зумовлене наявністю сил тертя в шарнірному з'єднанні.



Рисунок 4.14 – Епюра напружень для $F_1=38,48$ Н

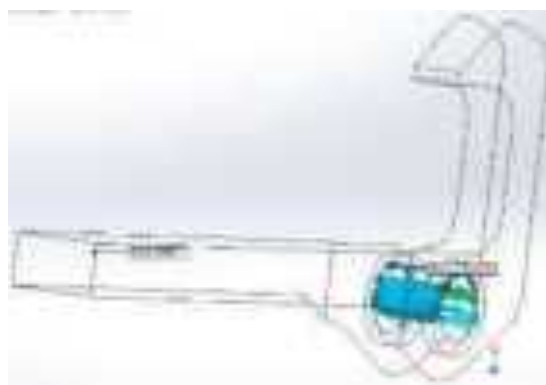


Рисунок 4.18 – Епюра напружень для $F_1=38,48$ Н з обмеженням

Для третього розрахункового випадку навантаження виконано динамічний розрахунок заціпки. У цьому випадку замість шарнірного з'єднання застосовано фіксування геометрії, оскільки під дією сили F_3 у зоні закладання виникає момент, що спричиняє перекидання заціпки. Використання фіксованого закріплення в розрахунковій моделі дозволяє виключити можливість такого перекидання та коректно оцінити напружено-деформований стан деталі.

					<i>0032.240128.000.04КР.ПЗ</i>	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

З аналізу результатів, наведених на рис. 4.19, випливає, що максимальне значення напружень не перевищує межу плинності матеріалу і становить $9,4 \text{ Н/мм}^2$, що є значно меншим порівняно з відповідними значеннями, отриманими під час статичного розрахунку. При цьому концентрація напружень спостерігається в зоні заокруглень «дзьоба» заціпки.

Аналогічний характер розподілу напружень зафіксовано також на рис. 4.11 та 4.11, з яких видно, що максимальні напруження в усіх розглянутих випадках не перевищують межу плинності матеріалу.



Рисунок 4.19 – Епюра напружень для $F_3=113,19 \text{ Н}$



Рисунок 4.11 – Епюра напружень для $F_3=316,16 \text{ Н}$

На рис. 4.11, 4.13 та 4.14 наведено епюри напружень для третього розрахункового випадку за тиску в пневмоциліндрі 61 Н/см^2 .



Рисунок 4.11 – Епюра напружень для $F_3=516,18 \text{ Н}$



Рисунок 4.11 – Епюра напружень для $F_3=888,19 \text{ Н}$

					<i>0032.240128.000.04КР.ПЗ</i>	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64



Рисунок 4.13 – Епюра напружень для $F_3=1111,16$ Н



Рисунок 4.14 – Епюра напружень для $F_3=1311,145$ Н

Аналіз отриманих результатів показує, що максимальні напруження при динамічному розрахунку є меншими порівняно з відповідними значеннями, отриманими в умовах статичного навантаження. За цих умов навантаження не становлять небезпеки для міцності заціпки.

На підставі виконаних статичних і динамічних розрахунків можна зробити такі висновки:

- «дзьоб» заціпки переходить у непрацездатний стан за дії сил $F_1=1141$ Н та $F_1=1383$ Н;
- втулка втрачає працездатність за дії сили $F_1=38,48$ Н.

Найбільш уразливі ділянки заціпки позначено стрілками на рис. 4.15, а зони концентрації напружень виділено потовщеними лініями.

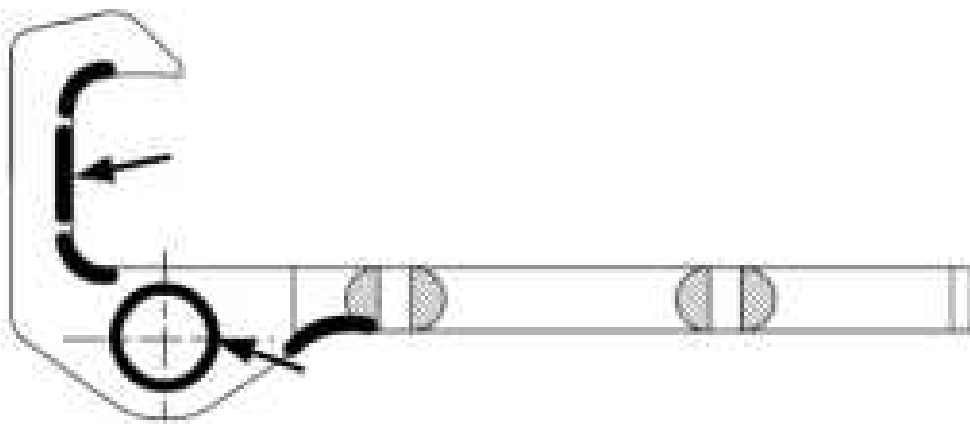


Рисунок 4.15 – Уразливі зони конструкції заціпки

					0032.240128.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

5 ЗАХОДИ З МОДЕРНІЗАЦІЇ ЗАЩІПКИ

За результатами програмного розрахунку, наведеного у попередньому розділі, встановлено, що найбільше навантаження в першому розрахунковому випадку досягає значення 1383 Н і чинить негативний вплив на міцність защіпки. Саме для цього рівня навантаження доцільно виконувати конструктивну модернізацію «дзьоба» защіпки. З метою зниження максимального напруження, яке в початковій конструкції становило 358,13 Н/мм², необхідно збільшити площу поперечного перерізу «дзьоба» защіпки.

Для зменшення концентрації напружень на циліндричній поверхні отвору защіпки конструкція її «плеча» була піддана ряду змін. Запропонований варіант модернізації із зазначенням усіх конструктивних видозмін наведено на рис. 5.1.

Основні заходи з модернізації полягають у такому: радіуси всіх заокруглень збільшено з 6 мм до 4 мм; товщину «дзьоба» підвищено з 8 мм до 9 мм; довжину «дзьоба» збільшено з 14 мм до 15 мм. Крім того, зменшено кут між плитою та зоною сполучення защіпки, що дозволяє знизити концентрацію напружень в отворі під втулку. Форма «плеча» істотно відрізняється від конструкції базової защіпки: з метою зменшення напружень при перекиданні «плече» було підсилено, а в конструкцію введено елемент конусності. Плавна зміна площі поперечного перерізу «плеча» по всій його довжині також сприяє зниженню концентрації напружень у зоні отвору. Застосування збільшених заокруглень додатково забезпечує зменшення максимальних напружень.

Тривимірна модель модернізованої защіпки, побудована в програмному середовищі SolidWorks, наведена на рис. 5.1.

Виконано статичний розрахунок модернізованої конструкції защіпки; відповідні результати наведено на рис. 5.3.

З аналізу результатів, наведених на рис. 5.3, видно, що максимальне значення напружень у модернізованій защіпці становить 141,691 Н/мм² і не перевищує межу плинності матеріалу.

Результати динамічного розрахунку модернізованої конструкції защіпки за дії сили $F_1=1383$ Н наведено на рис. 5.4.

					0032.240128.000.04КР.ПЗ	Арк.
						66
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

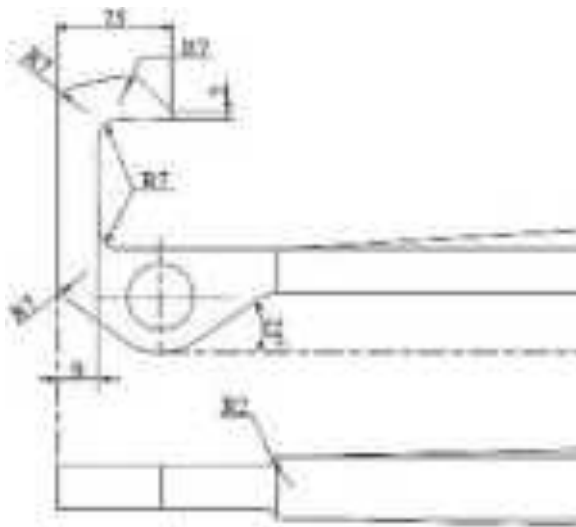


Рисунок 5.1 – Ескіз модернізованого «дзьоба» заціпки



Рисунок 5.1 – Модель модернізованої заціпки



Рисунок 5.3 – Епюра напружень за результатами статичного розрахунку модернізованої заціпки

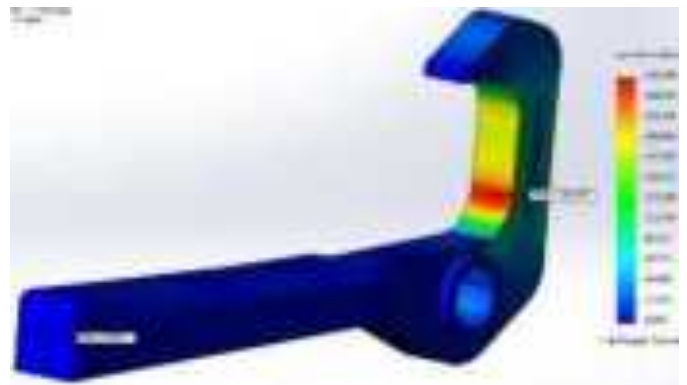


Рисунок 5.4 – Епюра напружень за результатами динамічного розрахунку модернізованої заціпки

З аналізу епюри напружень, наведеної на рис. 5.4, видно, що максимальне значення напружень у модернізованій заціпці становить $166,641 \text{ Н/мм}^2$, що є меншим порівняно з відповідним значенням для базової («старої») конструкції, яке дорівнювало $358,131 \text{ Н/мм}^2$. Таким чином, унаслідок зміни геометричних параметрів «дзьоба» міцність модернізованої заціпки зросла приблизно на 16 %.

З отриманих результатів випливає, що для забезпечення працездатності «дзьоба» заціпки за дії динамічного навантаження величиною 1383 Н максимальні напруження, визначені під час статичного розрахунку, повинні бути меншими або

					<i>0032.240128.000.04КР.ПЗ</i>	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		67

дорівнювати 141,691 Н/мм².

Надалі виконано динамічний розрахунок заціпки для другого розрахункового випадку навантаження за дії сили 38,48 Н.

Епюру напружень наведено на рис. 5.5. Її аналіз показує, що завдяки модернізованій формі «плеча» концентрація напружень в отворі заціпки істотно зменшується порівняно з попередніми варіантами конструкції, розглянутими в розділі 4. При цьому максимальні напруження, як і раніше, зосереджуються у втулці та становлять 943,641 Н/мм².

У програмному середовищі SolidWorks також виконано оптимізацію геометричних параметрів «ключа» базової («старої») конструкції заціпки за навантаження $F_1=1383$ Н для першого розрахункового випадку. Метою оптимізаційного розрахунку визначено зниження максимальних напружень шляхом цілеспрямованої зміни геометрії деталі.

На рис. 5.6 зображено заціпку з позначенням параметрів, які підлягають оптимізації. Для кожної комбінації цих параметрів у автоматичному режимі виконуються розрахунки міцності, що дозволяє оцінити вплив геометричних змін на напружений стан деталі.

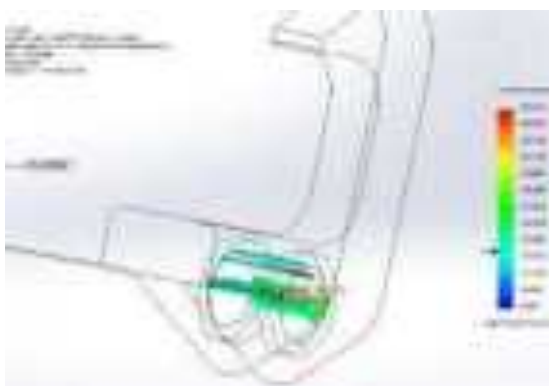


Рисунок 5.5 – Епюра напружень за результатами динамічного розрахунку модернізованої заціпки

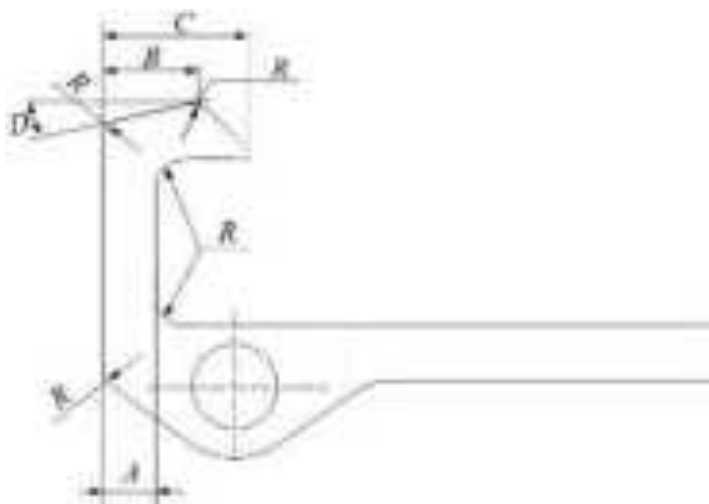


Рисунок 5.6 – Ескіз заціпки з параметрами оптимізації

Розрахунок за заданих параметрів повинен забезпечувати рівень напружень, що не перевищує межу плинності сталі 41Х. Усі варіанти геометричних параметрів

					0032.240128.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		68

із відповідними максимальними значеннями напружень наведено в табл. 5.1.

Таблиця 5.1 – Оптимізовані геометричні параметри «дзьоба» заціпки

№	Параметр	Значення параметрів				
		1	2	3	4	5
1						
2						
3						
4						
5						
6						
7						
8						
9						
10						
11						
12						
13						
14						
15						
16						
17						
18						
19						
20						
21						
22						
23						
24						
25						
26						
27						
28						
29						
30						
31						
32						
33						
34						
35						
36						
37						
38						
39						
40						
41						
42						
43						
44						
45						
46						
47						
48						
49						
50						
51						
52						
53						
54						
55						
56						
57						
58						
59						
60						
61						
62						
63						
64						
65						
66						
67						
68						
69						
70						
71						
72						
73						
74						
75						
76						
77						
78						
79						
80						
81						
82						
83						
84						
85						
86						
87						
88						
89						
90						
91						
92						
93						
94						
95						
96						
97						
98						
99						
100						

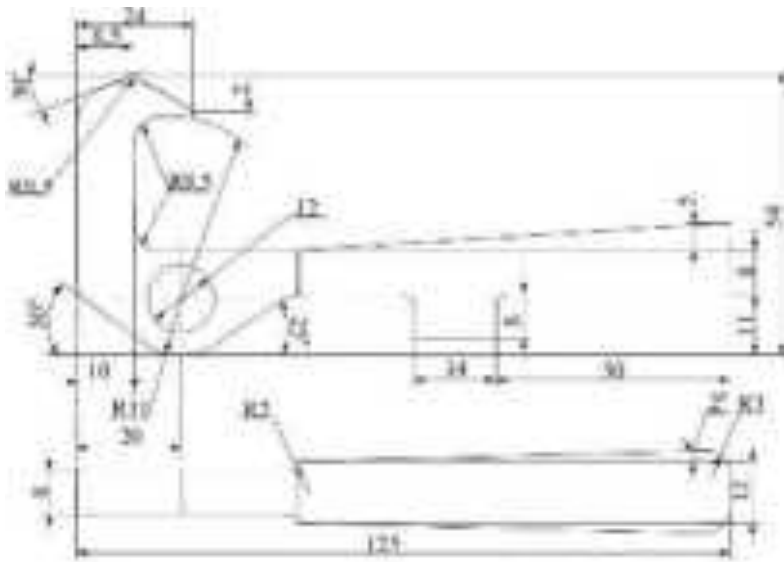


Рисунок 5.9 –Ескіз заціпки за №14

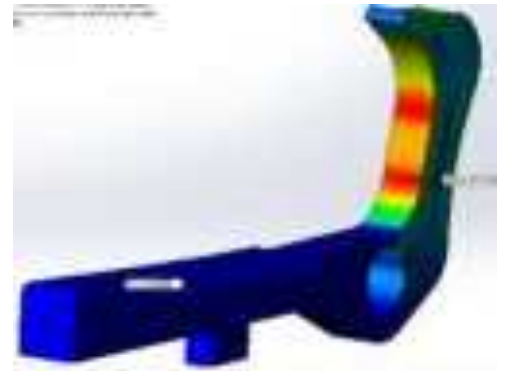


Рисунок 5.11 – Епюра напружень для модернізованої заціпки за №14

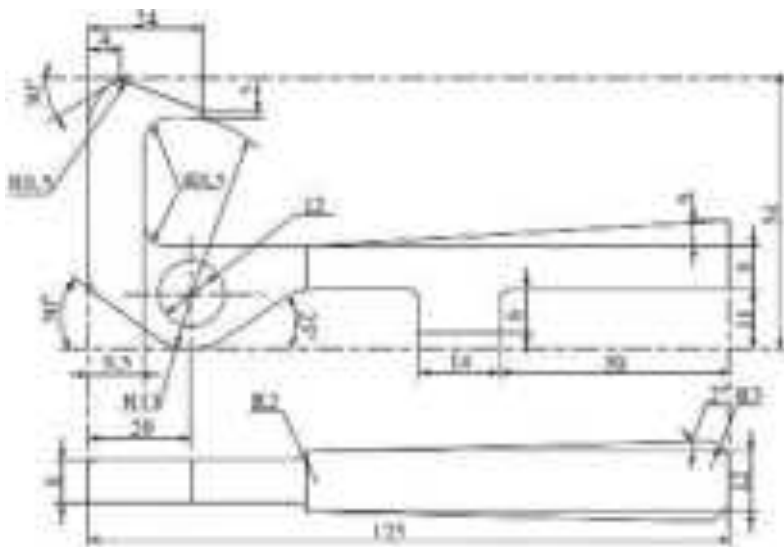


Рисунок 5.11 –Ескіз заціпки за №14



Рисунок 5.11 – Епюра напружень для модернізованої заціпки за №14

Найбільш раціональним варіантом модернізації є заціпка, що відповідає параметрам оптимізації під номером 14 таблиці 5.1. Це зумовлено більш заокругленою формою «дзьоба», яка забезпечує надійніше та плавніше входження ролика під заціпку під час вмикання головного вимикача ВБО-15. Маса модернізованої заціпки

					0032.240128.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		72

становить 161 г, що на 31 г більше порівняно з базовою («старою») конструкцією, однак збільшення маси не має негативного впливу на роботу привода.

Крім того, у зв'язку з ускладненням геометричної форми «плеча» заціпки з конструкції повністю вилучено регулювальні болти. Відповідно до даних другого розділу та аналізу експлуатаційних відмов ВБО-15, злам і порушення регулювання зазорів болтів призводили до виникнення позапланових ремонтів локомотивів.

Застосування демпфера в конструкції модернізованої заціпки дозволяє компенсувати відсутність регулювальних болтів без порушення її функціонування та забезпечує зниження імовірності відмов головного вимикача ВБО-15 приблизно на 6,6 %.

Кінцевий вигляд модернізованої заціпки в зборі з приводом головного вимикача наведено на рис. 5.14.

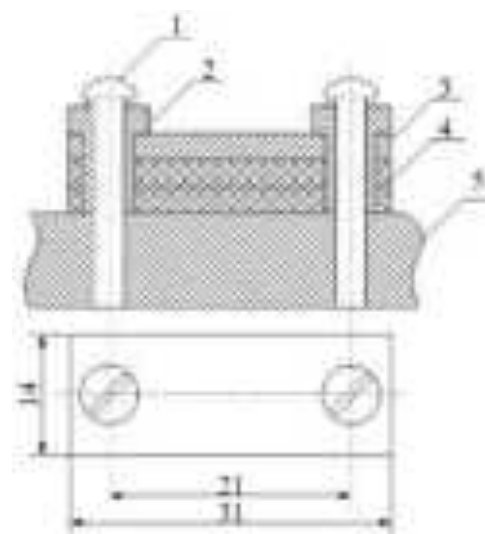


Рисунок 5.13 – Ескіз демпфера:
1 – гвинт; 1 – втулка; 3 – пластина;
4 – прокладка; 5 – плита

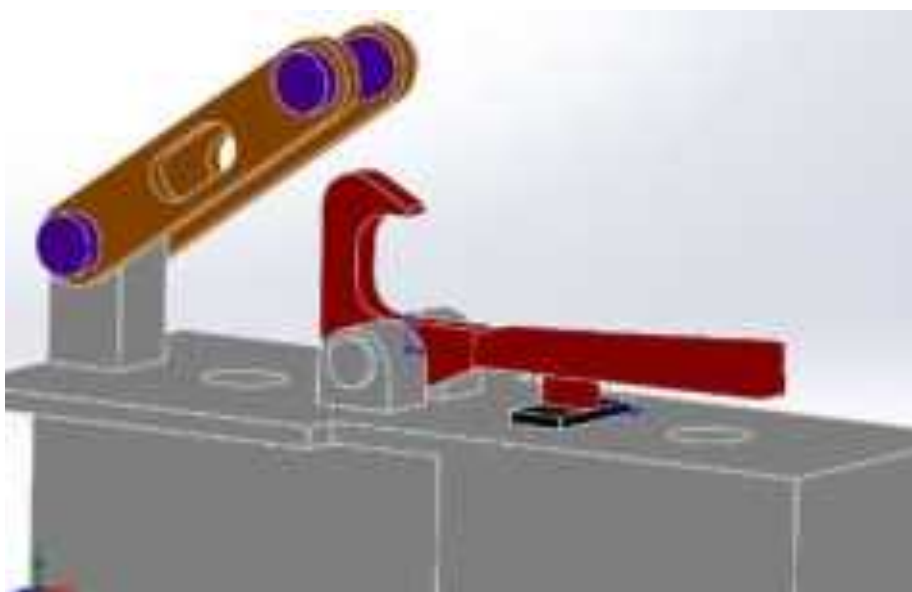


Рисунок 5.14 – 3D-модель модернізованої заціпки в зборі з приводом

					0032.240128.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		73

ВИСНОВКИ

Кваліфікаційна робота присвячена розв'язанню актуальної науково-прикладної задачі підвищення надійності головного вимикача електровоза шляхом комплексного аналізу його експлуатаційних відмов, розрахунку показників надійності та міцності, а також розроблення й обґрунтування конструктивних заходів модернізації найбільш навантаженого елемента – защіпки привода. Актуальність теми зумовлена тим, що відмови головного вимикача належать до критичних, безпосередньо впливають на безпеку руху, надійність тягового привода та експлуатаційні показники електровоза в цілому.

У ході виконання роботи проведено детальний аналіз конструкції та принципу дії головного вимикача з позицій теорії надійності. Показано, що защіпка привода є ключовим елементом, який забезпечує утримання вимикача у ввімкненому положенні та працює в умовах складного поєднання статичних, динамічних і ударних навантажень. Саме особливості роботи цього вузла визначають значну частину експлуатаційних відмов вимикача, що підтверджує доцільність зосередження дослідження на аналізі його напружено-деформованого стану та ресурсу.

На основі агрегованих експлуатаційних даних за дворічний період виконано класифікацію та кількісний аналіз відмов головного вимикача ВБО-15. За допомогою діаграм Парето за кількістю відмов і сумарним часом їх усунення встановлено, що відмови, пов'язані із зламом, зношуванням і розрегулюванням защіпки, займають провідне місце як за частотою виникнення, так і за негативним впливом на експлуатаційну готовність електровозів. Це дало змогу обґрунтувати вибір напрямку подальших розрахункових і конструкторських досліджень.

У роботі виконано розрахунок показників надійності головного вимикача за експлуатаційними даними. Визначено інтенсивність відмов та побудовано графіки функції надійності і ймовірності відмов, що дозволило кількісно оцінити зниження працездатності вимикача з напрацюванням. Додатково для відмови защіпки за ознакою зламу застосовано модель Вейбулла, яка показала ресурсний характер даної відмови та зростання інтенсивності відмов у процесі експлуатації. Порівняння з експоненціальною моделлю підтвердило доцільність використання саме закону Вейбулла для прогнозування ресурсу цього елемента.

Подальшим етапом роботи стало визначення сил, що діють на защіпку, для трьох характерних розрахункових випадків, які відповідають основним режимам роботи привода. Встановлено, що найбільш небезпечним з точки зору виникнення

					0032.240128.000.04КР.ПЗ	Арк.
						74
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

максимальних напружень є перший випадок – утримання вимикача у ввімкненому положенні за максимального стискання пружин. Саме цей режим визначає умови формування втомних пошкоджень і зламу «дзьоба» заціпки.

На основі отриманих сил виконано статичні та динамічні розрахунки міцності базової конструкції заціпки з використанням програмного середовища SolidWorks. Результати розрахунків показали, що за навантажень 1141 Н і 1383 Н у зоні внутрішньої грані «дзьоба» виникає перевищення межі плинності сталі 41Х, а також спостерігається значна концентрація напружень в отворі під втулку. Це підтвердило експлуатаційні дані щодо характеру відмов і дало змогу чітко ідентифікувати найбільш уразливі ділянки конструкції.

З урахуванням отриманих результатів у роботі розроблено модернізовану конструкцію заціпки, яка передбачає зміну геометрії «дзьоба», збільшення радіусів заокруглень, оптимізацію форми «плеча», введення конусності та застосування демпфера. Виконано оптимізаційні та перевірочні розрахунки, які показали, що запропоновані конструктивні зміни забезпечують зниження максимальних напружень до рівня, що не перевищує межу плинності навіть за найбільш несприятливих режимів навантаження. Порівняльний аналіз базової та модернізованої конструкцій показав зростання міцності «дзьоба» заціпки на 31–35 %.

Окрему увагу приділено впливу модернізації на надійність вимикача в цілому. Усунення регулювальних болтів і застосування демпфера дозволяють зменшити імовірність відмов, пов'язаних із розрегулюванням і відскоками заціпки, що за результатами аналізу експлуатаційних даних може забезпечити зниження загальної імовірності відмов головного вимикача приблизно на 6–4 %. Таким чином, розроблені заходи мають не лише розрахункове, а й практичне значення для підвищення експлуатаційної надійності електровозів.

Отримані результати дозволяють рекомендувати впровадження модернізованої конструкції заціпки під час виготовлення нових головних вимикачів, а також у процесі виконання ремонтів. Доцільним є коригування регламентів технічного обслуговування з урахуванням ресурсного характеру відмов заціпки та використання моделей надійності для прогнозування її напрацювання до граничного стану. Подальші дослідження доцільно спрямувати на експериментальну перевірку модернізованої конструкції в умовах реальної експлуатації та поширення розробленого підходу на інші елементи привода головного вимикача і високовольтного обладнання електровозів.

					0032.240128.000.04КР.ПЗ	Арк.
						75
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

