Міністерство освіти і науки України

Запорізький національний університет
(повне найменування вищого навчального закладу)

Інженерний навчально-науковий інститут ім. Ю.М. Потебні
(назва факультету)

кафедра металургійного обладнання
(повна назва кафедри)

ВИПУСКНА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА БАКАЛАВРА

На тему Удосконалення конструкції механізму підйому та переміщення склепіння сталеплавильної печі ДСПТ 12

Виконав: студент групи 6.1333-с

Шиян В. В.
(ПІБ) (підпис)

спеціальності

133 Галузеве машинобудування
(шифр і назва)

спеціалізація

(шифр і назва)

Освітньо-професійна програма
Галузеве машинобудування
(шифр і назва)

Керівник Гречаний О.М.
(прізвище та ініціали) (підпис)

Н.контроль Васильченко Т.О.
(прізвище та ініціали) (підпис)

Запоріжжя – 2026 року

Запорізький національний університет
(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет Інженерний навчально-науковий інститут ім. Ю.М. Потебні

Кафедра металургійного обладнання

Рівень вищої освіти бакалавр
(перший (бакалаврський) рівень)

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування
(шифр і назва)

Спеціалізація
(шифр і назва)

Освітньо-професійна програма Галузеве машинобудування
(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедрою А.О. Власов

_____

“____”_____20___ року

Завдання
до випускної кваліфікаційної роботи бакалавра

Шияна Валерія Володимировича
(прізвище, ім’я, по батькові)

1. Тема кваліфікаційної роботи: Удосконалення конструкції механізму підйому та переміщення склепіння сталеплавильної печі ДСПТ 12
керівник кваліфікаційної роботи доцент, Ph.D. Гречаний О.М.
затверджені наказом вищого навчального закладу від “23“ грудня 2025 року № 1831-с.
2. Строк подання студентом кваліфікаційної роботи 13 червня 2026 року.
3. Вихідні дані кваліфікаційної роботи техніко-економічні показники роботи цеху з виробництва феротитану
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): 1. Загальна частина; 2. Спеціальна частина; 3. Експлуатаційна частина; 4. Охорона праці та техногенна безпека. Загальні висновки та рекомендації
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов’язкових креслень): 1. Піч ДСПТ-12 – 2А1; 2. Механізм підйому та повороту склепіння – 2А1; 3. Мережевий графік виконання капітального ремонту електропечі ДСПТ-12 – 1А1; 4. Схема витяжної вентиляції – 1А1.

6. Консультанти розділів кваліфікаційної роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
1	Гречаний О.М., Ph.D., доцент		
2	Гречаний О.М., Ph.D., доцент		
3	Гречаний О.М., Ph.D., доцент		
4	Гречаний О.М., Ph.D., доцент		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційої роботи	Строк виконання етапів кваліфікаційної роботи	Примітки
1	Збір матеріалу на проєктування	13.04.2026 – 04.05.2026	
2	Групування та аналіз зібраного матеріалу. Уточнення завдань проєктування	05.05.2026 – 10.05.2026	
3	Виконання теоретичної частини проєкту	11.05.2026 – 17.05.2026	
4	Виконання графічної частини проєкту	18.05.2026 – 31.05.2026	
5	Написання та оформлення пояснювальної записки	01.06.2026 – 09.06.2026	
6	Перевірка проєкту консультантами	10.06.2025 – 11.06.2025	
7	Попередній захист проєкту	12.06.2025	
8	Переплітання пояснювальної записки	Згідно з графіком	
9	Захист проєкту	Згідно з графіком	

Здобувач _____ _____
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник кваліфікаційної роботи _____ _____
(підпис) (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Шиян В. В. Удосконалення конструкції механізму підйому та переміщення склепіння сталеплавильної печі ДСПТ 12

Кваліфікаційна випускна робота для здобуття ступеня вищої освіти бакалавр за спеціальність 133 – Галузеве машинобудування, керівник О. М. Гречаний. Запорізький національний університет, Інженерний навчально-науковий інститут ім. Ю.М. Потебні, кафедра металургійного обладнання, 2025.

Проаналізовані переваги та недоліки конструктивного виконання електродугових печей постійного стрму. Запропоновано варіант модернізації механізму підйому та переміщення склепіння сталеплавильної печі. Виконані необхідні для впровадження модернізації розрахунки. Приділено увагу питанням техногенної безпеки та екології при виробництві феротитану.

Ключові слова: електродугова піч, склепіння, механізм підйому-повороту, рейка, підготовчі роботи, мережевий графік, витяжна вентиляція

ABSTRACT

Shyian V. V. Improvement of the Design of the Lifting and Moving Mechanism of the DSPT 12 Steelmaking Furnace Arc

Qualifying thesis for obtaining a bachelor's degree in higher education, specialty 133 - Industrial engineering, adviser O. M. Hrechanyi. Zaporizhzhia National University, Engineering Educational and Scientific Institute them. Yu.M. Potebni, Department of Metallurgical Equipment, 2026.

The advantages and disadvantages of the design of electric arc furnaces of constant current are analyzed. A variant of modernization of the lifting and moving mechanism of the vault of the steel-smelting furnace is proposed. The calculations necessary for the implementation of the modernization are performed. Attention is paid to the issues of technogenic safety and ecology in the production of ferrotitanium.

Keywords: electric arc furnace, vault, lifting-turning mechanism, rail, preparatory work, network schedule, exhaust ventilation

ЗМІСТ

ВСТУП 7
1 ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА 8
1.1 Загальні відомості про феротитан та обладнання для його отримання 8
1.2 Переваги електродугових печей на постійному струмі та основні їхні складові частини 13
1.3 Визначення недоліків наявної конструкції механізму підйому та переміщення склепіння та шляхи їхнього усунення 25
2 СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА 28
2.1 Розрахунок приводу механізм підйому склепіння 28
2.2 Розрахунок гідравлічного приводу механізму повороту склепіння 38
2.3 Розрахунок рейкової зубчастої передачі 50
3 ЕКСПЛУАТАЦІЙНА ЧАСТИНА 56
3.1 Коротка характеристика ремонтного господарства 56
3.2 Обґрунтування форми та структури управління ремонтним господарством підприємства 61
3.3 Розробка річного графіка планово-попереджувальних ремонтів та мережевого графіку проведення капітального ремонту основного виробничого агрегату 64
4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА 73
4.1 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів дільниці виготовлення феротитану 73
4.2 Технічні рішення захисту від небезпечних і шкідливих виробничих факторів на дільниці виготовлення феротитану 75
4.3 Аналіз і та розробка системи витяжної вентиляції від печі ДСПТ-12 78
Висновки 83
Список використаної літератури 84
ДОДАТКИ 89

ВСТУП

В умовах сучасного розвитку металургійної галузі одним із ключових чинників підвищення ефективності виробництва є удосконалення конструкцій технологічного обладнання та допоміжних механізмів. Особливого значення це набуває для сталеплавильних агрегатів, зокрема дугових сталеплавильних печей, де надійність, безпека та продуктивність роботи значною мірою залежать від технічного стану допоміжних систем, у тому числі механізмів підйому та переміщення склепіння.

Склепіння дугової сталеплавильної печі типу ДСПТ-12 є складним конструктивним елементом, який виконує важливі функції теплоізоляції, утримання теплового режиму плавки та забезпечення нормальної роботи електродної системи. Під час експлуатації печі виникає необхідність у багаторазовому підйомі та відведенні склепіння для завантаження шихти, огляду та обслуговування внутрішнього простору агрегату. У зв'язку з цим механізм підйому і переміщення склепіння працює в умовах підвищених навантажень, високих температур, запиленості та динамічних впливів, що зумовлює його інтенсивне зношування та підвищені вимоги до надійності.

Аналіз існуючих конструкцій таких механізмів показує, що вони не завжди повною мірою відповідають сучасним вимогам енергоефективності, довговічності та безпеки. Серед основних проблем можна виділити значні динамічні навантаження в приводних елементах, наявність люфтів у з'єднаннях, недостатню жорсткість конструкції, а також складність технічного обслуговування та ремонту. Це призводить до збільшення простоїв обладнання, зростання експлуатаційних витрат і зниження загальної ефективності сталеплавильного виробництва.

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи містить 95 сторінок, на яких 15 рисунків, 8 таблиць, 6 додатків. Бібліографічний список має 49 найменувань літературних джерел.

Об'єкт проєктування – обладнання сталеплавильної печі ДСПТ 12.

Мета роботи – усунення конструктивних недоліків наявної конструкції.

1 ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА

1.1 Загальні відомості про феротитан та обладнання для його отримання

Основні переваги феротитану перед іншими конструкційними металами: поєднання легкості, міцності та корозійної стійкості. Титанові сплави по абсолютній, а тим більше по питомій міцності (тобто міцності, віднесеної до густини) перевершують більшість сплавів на основі інших металів (наприклад, заліза або нікелю) при температурах від -250 до 550 °С, а по корозійностійкості їх можна порівняти зі сплавами дорогоцінних металів, на кшталт платини та золота. Проте як самостійний конструкційний матеріал феротитан став застосовуватися лише у 50-ті роки минулого сторіччя у зв'язку з великими технічними труднощами його вилучення з руд та переробки . Основна частина феротитану витрачається на потреби авіаційної та ракетної техніки та морського суднобудування . Ферротитан у металургії якісних сталей та спеціальних сплавів служить легуючою добавкою та розкислювачем [1, 2].

Технічний феротитан йде на виготовлення ємностей, хімічних реакторів, трубопроводів, арматури, насосів та інших виробів, що працюють в агресивних середовищах, наприклад, у хімічному машинобудуванні. У гідрометалургії кольорових металів застосовується апаратура із феротитану. Він служить для покриття виробів із сталі . Використання феротитану дає у багатьох випадках великий техніко-економічний ефект не тільки завдяки підвищенню терміну служби обладнання, а й можливості інтенсифікації процесів (як, наприклад, гідрометалургії нікелю). Біологічна нешкідливість феротитану робить його чудовим матеріалом для виготовлення обладнання для харчової промисловості та у відновлювальній хірургії. В умовах глибокого холоду міцність феротитану підвищується за збереження гарної пластичності [3], що дозволяє застосовувати його як конструкційний матеріал для кріогенної техніки. Ферротитан добре піддається поліруванню, кольоровому анодуванню та іншим методам обробки

поверхні і тому йде на виготовлення різних художніх виробів, у тому числі монументальної скульптури.

Виготовляють феротитан у електродугових сталеплавильних печах, як правило із завнтаженням через верх печі [4].

Існують такі конструкції дугових сталеплавильних печей, що завантажуються зверху (рисунок 1.1) [5]:

– печі з викотним корпусом, який переміщується на розливальний майданчик, а портал з піднятим склепінням і електродами залишається на місці (рисунок 1.1, а);
– печі з порталом, що викочується (портал викочується в розливний або пічний проліт (рисунок 1.1, б);
– печі зі склепінням, що повертається, склепіння з електродами піднімається та відводиться вбік (рисунок 2.1, в).

З моменту появи дугових електропечей конструкції їх зазнали значних змін, викликаних, з одного боку, систематичним укрупненням пічних агрегатів, з іншого – загальним технічним прогресом у галузі електрометалургії [6, 7].

Значні зміни внесено до конструкції великих печей. Ці печі почали споруджувати з механізованим верхнім завантаженням – спочатку з корпусом, що викочується (серії ДСВ), а потім з склепінням, що повертається (серії ДСП).

Досвід експлуатації печей з корпусом, що викочується, показав, що для таких печей потрібна велика площа (для розміщення майданчика, що опускається) і велика кількість механізмів і металоконструкцій, що збільшує масу і вартість установки, викликає часті неполадки в роботі механізмів для викочування корпусу і опускання майданчика. Альтернативою печам з викотним корпусом, є печі з поворотним склепінням, значну роль в удосконалення конструкцій яких відіграли і представники кафедри металургійного обладнання (Жук А.Я, Сапко О.І.). Конструктивні особливості цих печей нівелюють всі недоліки печей з викотним корпусом, тому в останні роки в Україні перейшли до випуску печей, в основному, зі склепінням, головними перевагами яких є:

економія виробничої площі, відсутність важкого порталу, опускних майданчиків перед піччю з механізмами підйому та викочування та ін.

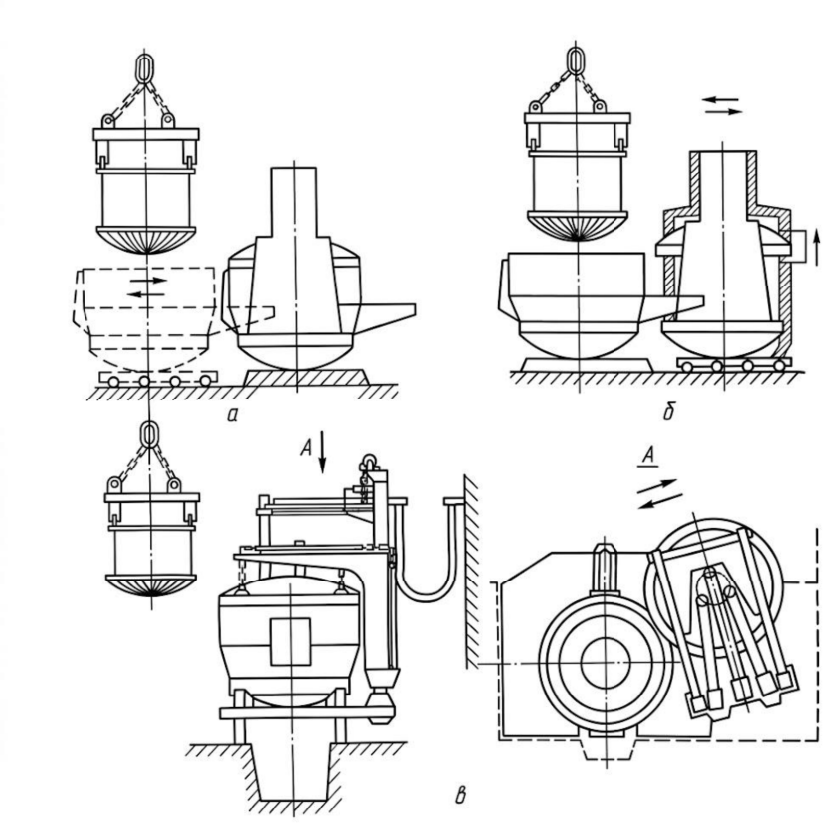


Рисунок 1.1 – Схеми конструкцій дугових сталеплавильних печей, що завантажуються зверху (позиції наведено в тексті)

На рисунку 1.2 показана піч серії ДСП ємністю 10 т з поворотним - склепінням.

Шихту у ванну печі завантажують кошиком, для чого склепіння 8 одночасно з електродами піднімають і відводять у бік пічного трансформатора. Основна несуча металоконструкція печі (люлька 3) спирається на фундаментні балки двома двома сегментами. Люлюка представляє собою основну конструкцію, на якій змонтовано корпус 6 печі з робочим вікном 7 зливним носком 5 і склепінням 8, а також механізм повороту консольного напівпорталу 10 механізму обертання 4 ванни печі. Піч нахиляють двома зубчастими рейками. Привод рейок – індивідуальний, електродвигунами, по одному на кожну рейку через циліндричні редуктори 1 і направляючі рейкові коробки [8].

Склепіння піднімають здвоєним черв'ячно-гвинтовим механізмом 11 з приводом від двох електродвигунів і відводять убік разом з консольним напівпорталом , до якого він підвішений на ланцюгах. Напівпортал змонтований на литій опорній плиті, насадженій на вертикальний вал, який обертається в опорі 12. Ванна має змогу обертатися навколо вертикальної осі на кут ±40° завдяки конструктивним особливостям кожуху, який спирається кільцевою рейкою на чотири тумби, кожна з яких має опорний і упорий ролики [9].

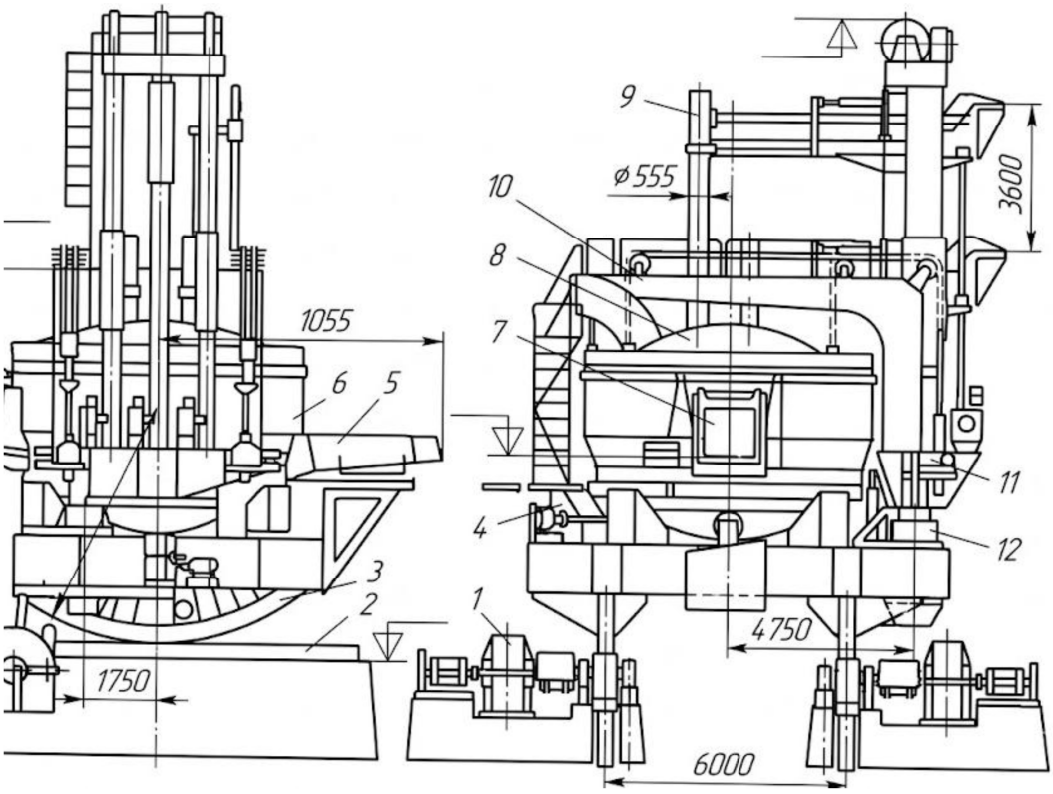


Рисунок 1.2 – Загальний вигляд дугової електросталеплавильної печі ДСП-10 з електричними приводами основних механізмів (позиції наведено в тексті)

Кожух печі роз'ємний, горизонтальний роз'єм зроблений на позначці, близькій до позначки порога робочого вікна. Центральна частина сферичного днища кожуха виготовлена з нержавіючої сталі, таке конструктивне рішення дозволяє виконувати електромагнітне перемішування металу. Дверцята робочого вікна 7 піднімають через ланцюгову підвіску та червячний редуктор електроприводом.

На рисунку 1.3 зображено дугову піч малої місткості з верхнім завантаженням. Піч передає всі вагові навантаження на фундамент через сектори механізму нахилу. Збоку печі на фундаменті є стаціонарна опора, з якою може з'єднуватися кожух, що спирається на верх, несуча траверса зі змонтованими на ній склепінням і механізмами переміщення електродів. Для розкриття верху печі траверса зі склепінням та механізмами переміщення електродів піднімається над кожухом спеціальним механізмом на фундаментній опорі та повертається навколо вертикальної осі. Для нахилу печі траверс від'єднується від фундаментної опори [10].

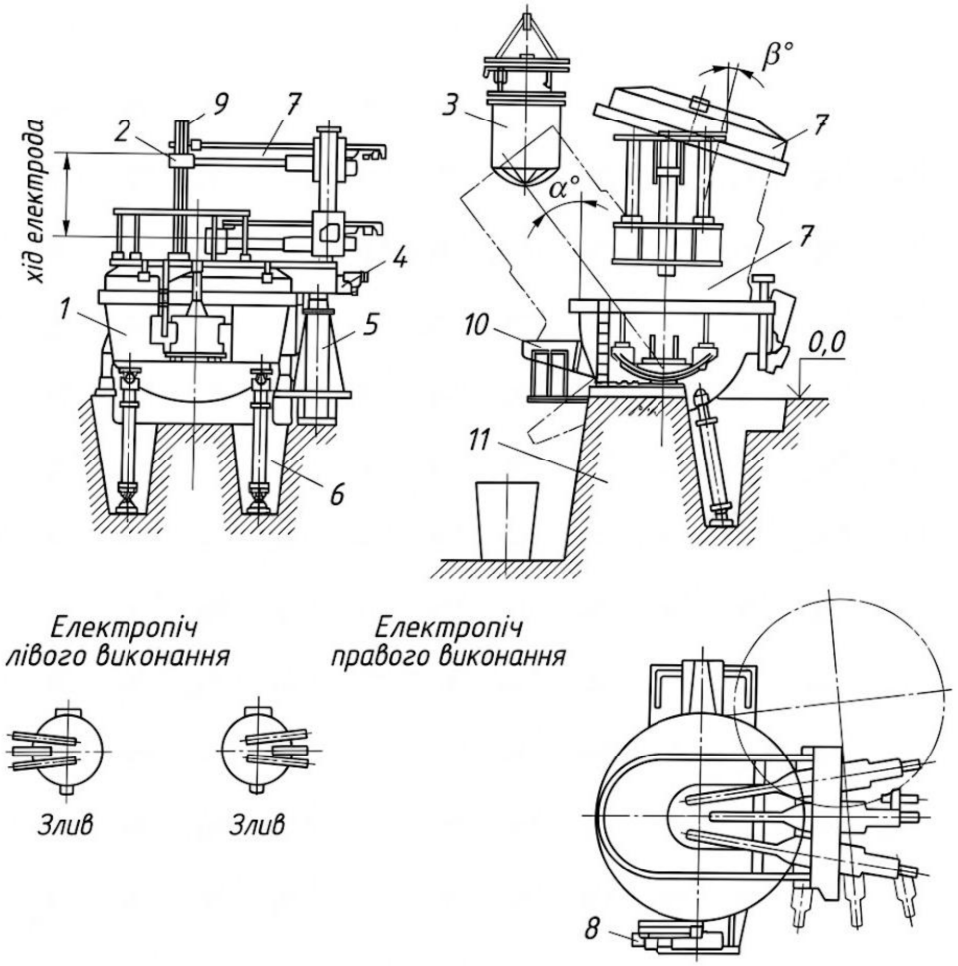


Рисунок 1.3 – Дугова сталеплавильна піч малої місткості з поворотним склепінням: 1 – кожух (футерування); 2 – електродотримач ; 3 – кошик завантажувальний; 4 – механізм переміщення електрода; 5 – механізм підйому та відвороту склепіння; 6 – гідроциліндри нахилу печі; 7 – підсклепінне кільце; 8 – привод переміщення заслінки (робочого вікна); 9 – електрод; 10 – зливний носик; 11 – фундаментна балка

1.2 Переваги електродугових печей на постійному струмі та основні їхні складові частини

Промислове впровадження дугових сталеплавильних печей постійного струму (ДСПТ) відноситься до початку 80 -х років минулого сторіччя. В різних країнах розробкою та впровадженням сталеплавильних печей постійного струму займалися як виробничі підприємства так і наукові інститути Україна (УкрНДІЕлектротерм), Швеція (Allmänna Svenska Elektriska Aktiebolaget, після об'єднання війшла до складу Brown Boveri), Німеччина (фірми Brown Boveri, Mannesmann AG, ThyssenKrupp [11]), Франція (Institut de Recherche de la Sidérurgie Française) та ін. При розробці механічної частини ДСПТ використані всі основні елементи дугових печей змінного струму, за якими накопичений великий досвід виробництва та експлуатації.

ДСПТ складаються з частин і механізмів, що застосовуються в ДСП однаковою з нею ємністю: сталевого футерованого кожуха, склепіння, якт може бути водоохолоджуваним, стін печі, які можуть бути виконані так само з водоохолоджуваних панелей, механізму нахилу печі для зливу металу і видалення шлаку, відвороту склепіння або викочування ванни для завалки печі шихтою, робочого вікна з дверцятами. Відмінною особливістю ДСПТ від дугових печей змінного струму є наявність тільки одного верхнього графітованого електрода (катода), розташованого вздовж вертикальної осі печі, та подових електродів (анодів) у подібні печі [12].

Печі футеруються вогнетривкими матеріалами, що застосовуються на ДСП. Стійкість подини при звичайних "гарячих" ремонтах становить 3-5 років або від 5 до 7 тисяч плавок [13]. Подина може бути наварена після "зривів", піддана проміжному ремонту та замінена без заміни подових електродів. Подові електроди допускають багаторазове використання під час заміни подини печі.

При плавці ДСПТ можуть бути використані всі відомі технологічні прийоми: кип ванни, обробка шлаком, продування металу киснем або інертним

газом, легування і процеси, посилені і прискорені застосуванням електромагнітного перемішування.

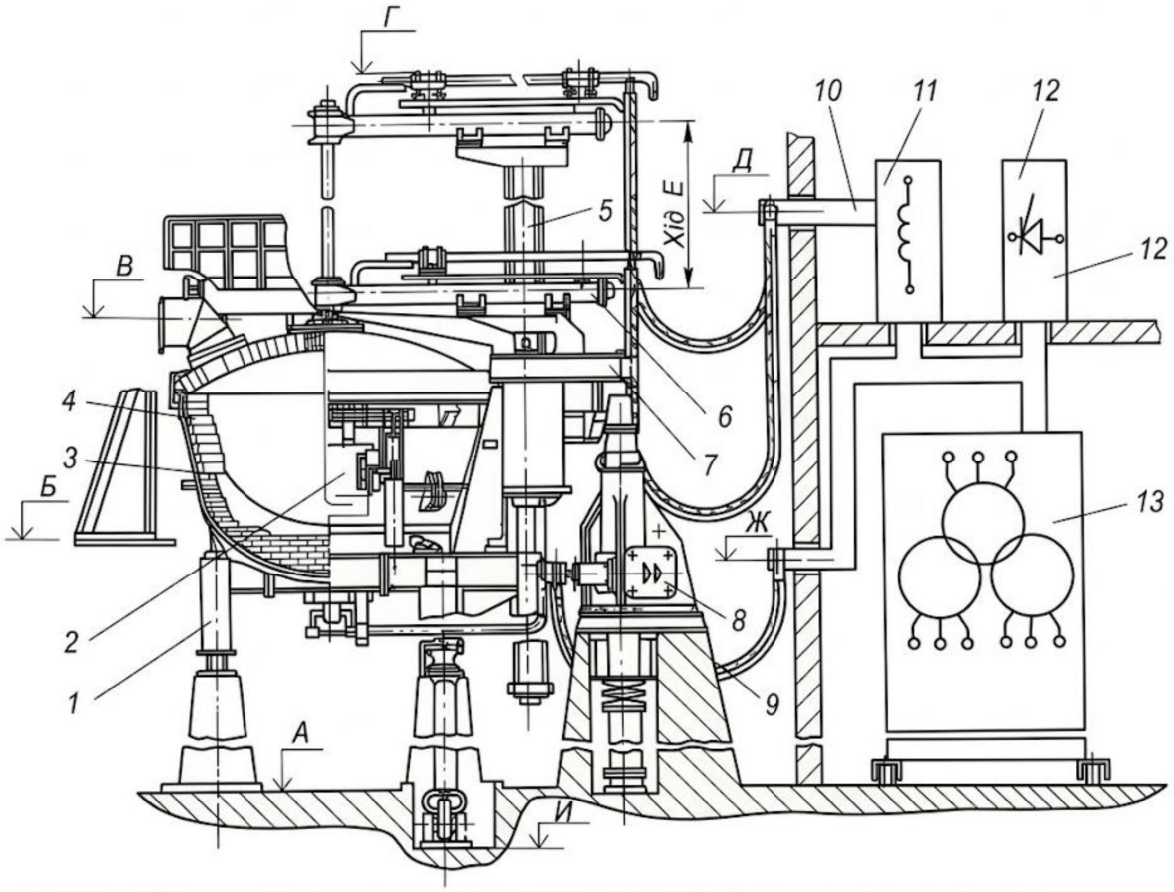


Рисунок 1.4 – Дугова сталеплавильна піч постійного струму: 1 – механізм нахилу; 2 – вікно; 3 – футерування; 4 – корпус; 5 – стійка; 6 - електродотримач ; 7 – траверса; 8 – механізм підйому та повороту склепіння; 9 – кабельна гірлянда; 10 – коротка мережа; 11 – реактор; 12 – секція перетворювача; 13 – трансформатор

Подові електроди (ПЕ), що розміщуються в подині печі, є одним із основних її елементів. Вони служать для підведення струму до шихти і розплаву, а в ДСПТ є одним з основних елементів системи перемішування розплаву, забезпечують роботу з повним зливом розплаву, гарячі ремонти подини, її вибухобезпечність і довговічність [14].

Подовий електрод є сталевою трубою, яка всередині методом електрошлакового лиття заповнена міддю [15]. Нижній торець подового електрода з'єднується з струмопідведенням вище якого розташовані канали

охолодження. Подовий електрод встановлюється таким чином, щоб канали охолодження були поза кожухом печі, а його основна частина розташовувалась у нижній третині футерування подини. До бічної поверхні сталевої труби приварені сталеві листи, що з'єднують подовий електрод з розплавом. Усередині подового електрода розташовані датчики температури, пов'язані із системою сигналізації та блокувань. Подовий електрод має практично необмежений ресурс, так як при зміні футерування змінюються тільки сталеві листи, а зміна футерування подини проводиться через 2-5 років. Заправка подини ДСПТ відрізняється від заправки ДСП тим, що в район подових електродів подають заправну суміш з металевою висічкою і, перед зливом металу, через розплав на подові електроди подають 2- 5 кг кускової шихти для підморожування його робочої частини та електричного контакту після наступного завалки шихти. Після 50-100 плавок подачу кускової шихти у зв'язку із завершенням металізації подhни припиняють.

ДСПТ зазвичай оснащуються одним графітованим електродом без спеціальних вимог до якості матеріалу [16].

Витрата електродів на ДСПТ лежить у межах 0,8-1,5 кг на тонну розплавлюваного матеріалу на відміну від ДСП, в яких витрата графітованих електродів становить залежно від печей і технологій 4,5-18,0 кг на тонну розплаву [17]. Скорочення витрати графіту є однією з важливих статей економіко-утворюючих при реконструкції ДСП з переведенням в режим ДСПТ.

Переведення дугових електропечей змінного струму на живлення постійним струмом ефективно вирішує перелічені вище проблеми, причому головними джерелами ефективності роботи таких печей є різке зниження витрати електродів, вартість яких у структурі собівартості металу, що виплавляється в електропечах, становить від 10 до 25 %, а також зменшення чаду металів. Низька ерозія графітованих електродів дозволяє виплавляти сталь з низьким вмістом вуглецю (рівень навуглерожування не перевищує 0,005 %).

Експлуатація дугових електропечей постійного струму в порівнянні з електропечами змінного струму дозволяє знизити:

- витрати електродів у 2...5 разів;
- витрати електроенергії на 10 ... 15%;
- витрати вогнетривких матеріалів на 20 ... 30%;
- витрати вихідної сировини на 1.5 ... 2%, в т.ч. на 50 .... 60% дорогих легуючих добавок;
- рівень шуму з 105 дБ до 85 дБ;
- кількість пило- газових викидів у 8....10 разів.

За рахунок різкого (в 2...3 рази) зниження флікерефекту підвищується ресурс високовольтних трансформаторів, вимикачів, гнучких кабелів та струмопідводів , електродотримачів та металоконструкцій самої печі.

Електропіч постійного струму дозволяє тривалий час (до кількох годин) утримувати розплав без чаду елементів, тобто може бути використана як міксер.

У робочий простір електропечі можна за необхідності подавати аргон із витратою 0,7...1,0 $м^3$ /год, що дозволяє додатково зменшити чад легуючих елементів та витрату графітованих електродів [18], а також стабілізувати електричний режим. Дугові електропечі постійного струму мають найвищий енергетичний ККД , найнижчий відсоток чаду металу, найвищу стійкість футеровки, покращені умови праці та знижену кількість пилу- газовокидів. Дугові електропечі постійного струму можуть працювати з повним зливом металу та допускають його частковий злив.

За рахунок можливості використання електрохімічних реакцій на постійному струмі для видалення шкідливих домішок, поліпшення перемішування металу та більш високої стабільності процесу покращується якість металу, що виплавляється.

Основні елементні складові електродугової печі постійного струму умовно можна розділити на наступні групи [19]:

- електродотримачі;
- механізми переміщення електродів;
- механізм підйому та повороту склепіння;
- механізм нахилу дугової сталеплавильної печі.

Електродотримач призначений для фіксації електрода на рухомій каретці або колоні печі, а також для забезпечення надійного підведення електричного струму від гнучких кабелів безпосередньо до електрода. Конструктивно електродотримач включає головку, струмопровідний рукав, механізм затискання електрода та систему струмопідведення.

Залежно від типу приводу, що використовується у затискному механізмі, розрізняють такі конструкції: пружинно-пневматичні, пружинно-гідравлічні, електромеханічні (зокрема пневмоексцентрикові), а також пневмовантажні системи. Найбільшого поширення в промисловості набули пружинно-пневматичні механізми завдяки їхній надійності, простоті регулювання та стабільності зусилля затиску.

За кінематичною схемою виконання затискні пристрої поділяються на два основні типи: колодкові (рисунок 1.5, а, б) та (рисунок 1.6). У колодкових механізмах притиск електрода здійснюється за допомогою спеціальних колодок. При цьому віджимний пневмоциліндр може бути розташований співвісно з пружинами (рисунок 1.5, а) або діяти через систему важелів (рисунок 1.5, б), що передає зусилля від приводу до затискного елемента.

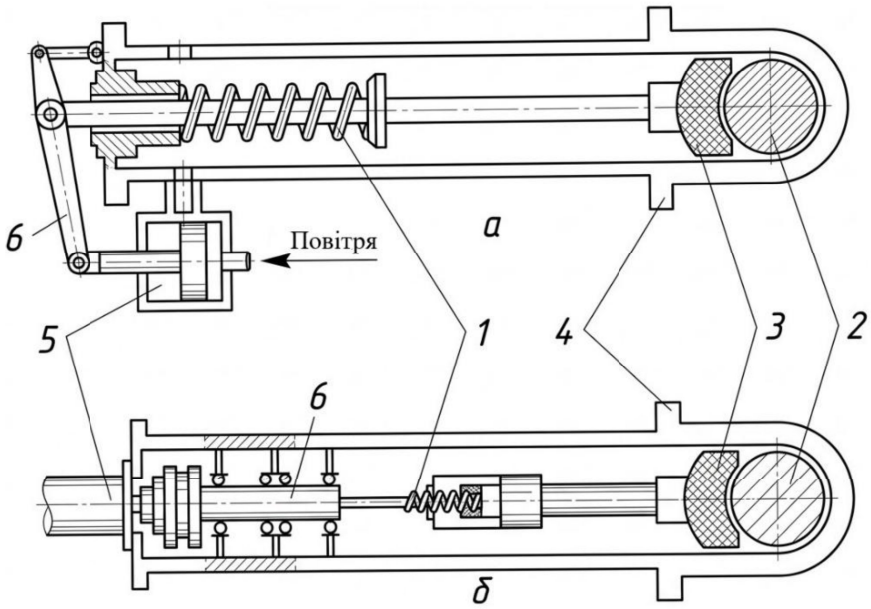


Рисунок 1.5 – Схеми колодкових механізмів затискання електродів електросталеплавильних печей: 1 – пружина; 2 – електрод; 3 – колодка; 4 – головка електродотримача ; 5 – пневмоциліндр; 6 – важіль

Хомутові механізми характеризуються більш простою конструкцією та підвищеною експлуатаційною надійністю. Вони забезпечують компактніші габарити головки електродотримача і тому широко застосовуються у великовантажних електросталеплавильних печах. У таких установках електродотримач закріплюється на каретці, що переміщується вздовж напрямних колон і врівноважується противагою, підвішеною за допомогою канатної системи.

Механізм затискання хомутового типу, що використовується у великовантажних печах, включає хомут із регульованими тягами, систему важелів та пневматичний привод (рисунок 1.6). Важіль шарнірно закріплений на нерухомій опорі та з'єднаний одночасно зі штоком пневмоциліндра і тягами хомута.

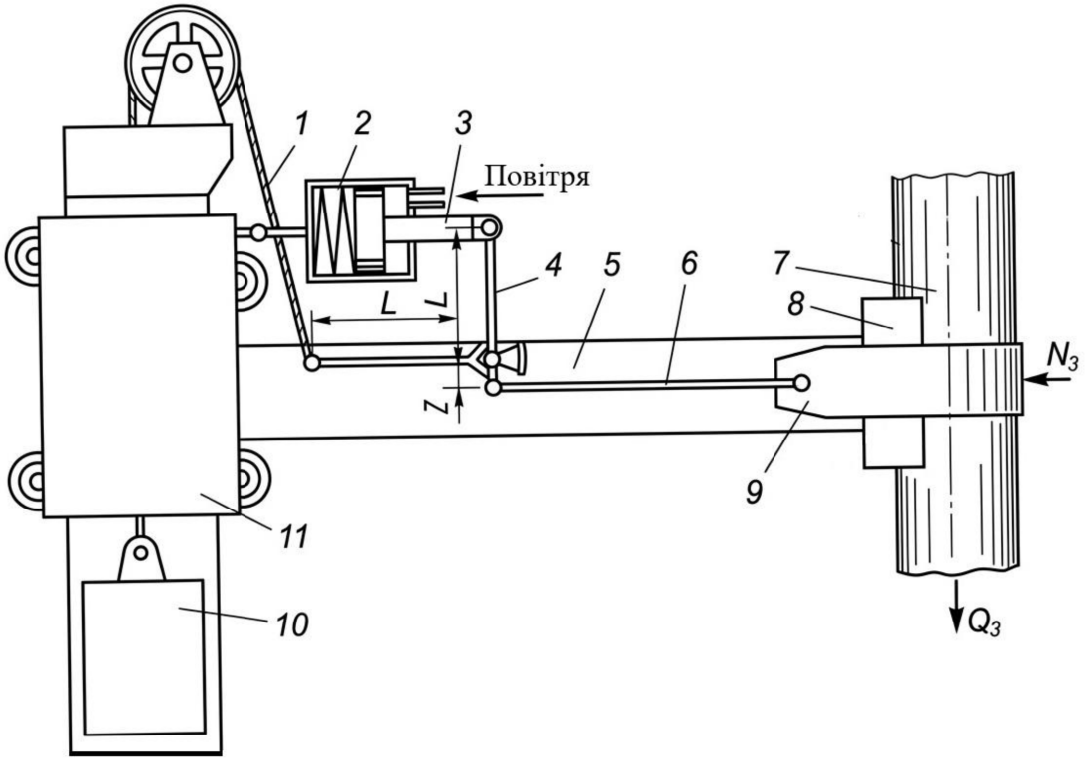


Рисунок 1.6 – Схема механізму затискання електродів електросталеплавильної печі з рухомим хомутом: 1 – канат, 2 – пружинний пристрій; 3 – шток; 4 – важіль; 5 – нерухома стійка; 6 – тяга; 7 – електрод; 8 – робоча поверхня електродотримача; 9 – хомут; 10 – контрвантаж; 11 – каретка.

Пружинний вузол створює постійне регульоване зусилля, яке через шток і важіль передається на тяги, забезпечуючи надійне притискання електрода до контактної поверхні електродотримача.

Для розтискання електрода у пневмоциліндр подається стиснене повітря, внаслідок чого поршень переміщується і послаблює затиск. При цьому шток працює переважно на розтягування, що знижує ймовірність його втрати стійкості та є суттєвою конструктивною перевагою даної системи.

Механізми переміщення електродів електродугових сталеплавильних печей виконують функцію виконавчих органів у системі автоматичного регулювання електричної потужності, що підводиться до ванни печі. Саме вони забезпечують оперативну зміну довжини електричної дуги, а отже – стабільність технологічного процесу плавки.

До таких механізмів висувається комплекс вимог, що визначають їх експлуатаційну надійність та ефективність функціонування. Насамперед вони повинні характеризуватися високою надійністю, ремонтопридатністю та зручністю технічного обслуговування. Конструкція має гарантувати безпечну роботу без руйнування електродів у разі їх контакту з шихтою при ручному керуванні або з нетокопровідним брухтом в автоматичному режимі.

Однією з принципових вимог є запобігання самовільному опусканню електродів під дією власної ваги, що досягається відповідними конструктивними та силовими рішеннями. Важливим фактором є також мінімізація сил тертя в усіх елементах механізму або, принаймні, забезпечення їх стабільного рівня, що позитивно впливає на точність і швидкодію системи регулювання.

Для досягнення високої якості керування необхідно забезпечити жорсткий кінематичний зв’язок між приводним двигуном і електродом, мінімізуючи вплив пружних деформацій ланок. З цією ж метою конструкція повинна передбачати мінімальні зазори у передавальних елементах. Важливими характеристиками є високий коефіцієнт корисної дії та незначна різниця між статичними моментами навантаження при підйомі й опусканні електродів, що дозволяє зменшити

встановлену потужність приводу та покращити динамічні параметри системи [20].

Механізми повинні забезпечувати інтенсивні режими розгону та гальмування, а також максимально можливу швидкість переміщення електродів (у межах стійкості системи регулювання) як в автоматичному, так і в ручному режимах. Підвищена швидкість підйому є особливо важливою на стадії розплавлення, оскільки вона дає змогу оперативно компенсувати стрибки струму, знижуючи навантаження на електрообладнання та мінімізуючи непродуктивні втрати електричної енергії.

Час підйому електродів визначається їх лінійною швидкістю переміщення та тривалістю розгону механізму. Остання, у свою чергу, залежить від інерційних характеристик рухомих елементів системи, а також від швидкості протікання перехідних електромагнітних процесів у колі регулятора [21].

У дугових електричних печах процес завантаження шихтових матеріалів може здійснюватися за двома основними технологічними схемами [22].

У першому випадку склепіння разом з електродами піднімається, після чого ванна печі викочується із робочого простору для завантаження чергової порції шихти. Такий підхід передбачає переміщення основного плавильного агрегату відносно стаціонарних елементів конструкції [23].

Другий спосіб передбачає підйом склепіння разом з електродами з подальшим його відведенням у бік шляхом повороту. У результаті відкривається доступ до ванни печі, що дає можливість виконати завантаження без переміщення самої ванни [24].

Реалізація операцій підйому та розвороту склепіння здійснюється за допомогою спеціалізованих механізмів, які можуть бути оснащені електромеханічним або гідравлічним приводом залежно від конструктивних особливостей печі та вимог до її експлуатації.

На рисунку 1.7 наведено конструктивну схему електромеханічного приводу, призначеного для підйому та розвороту склепіння електродугової печі. Усі елементи механізму змонтовані в єдиному корпусі 2, який жорстко

закріплений на порталі 3, нерухомому відносно ванни печі 15. Усередині корпусу розташовано вертикальний сталевий шток 1, який встановлений у двох напрямних вальницях: верхній діаметром d_1 та нижній діаметром d_2, що забезпечують його стабільне осьове переміщення.

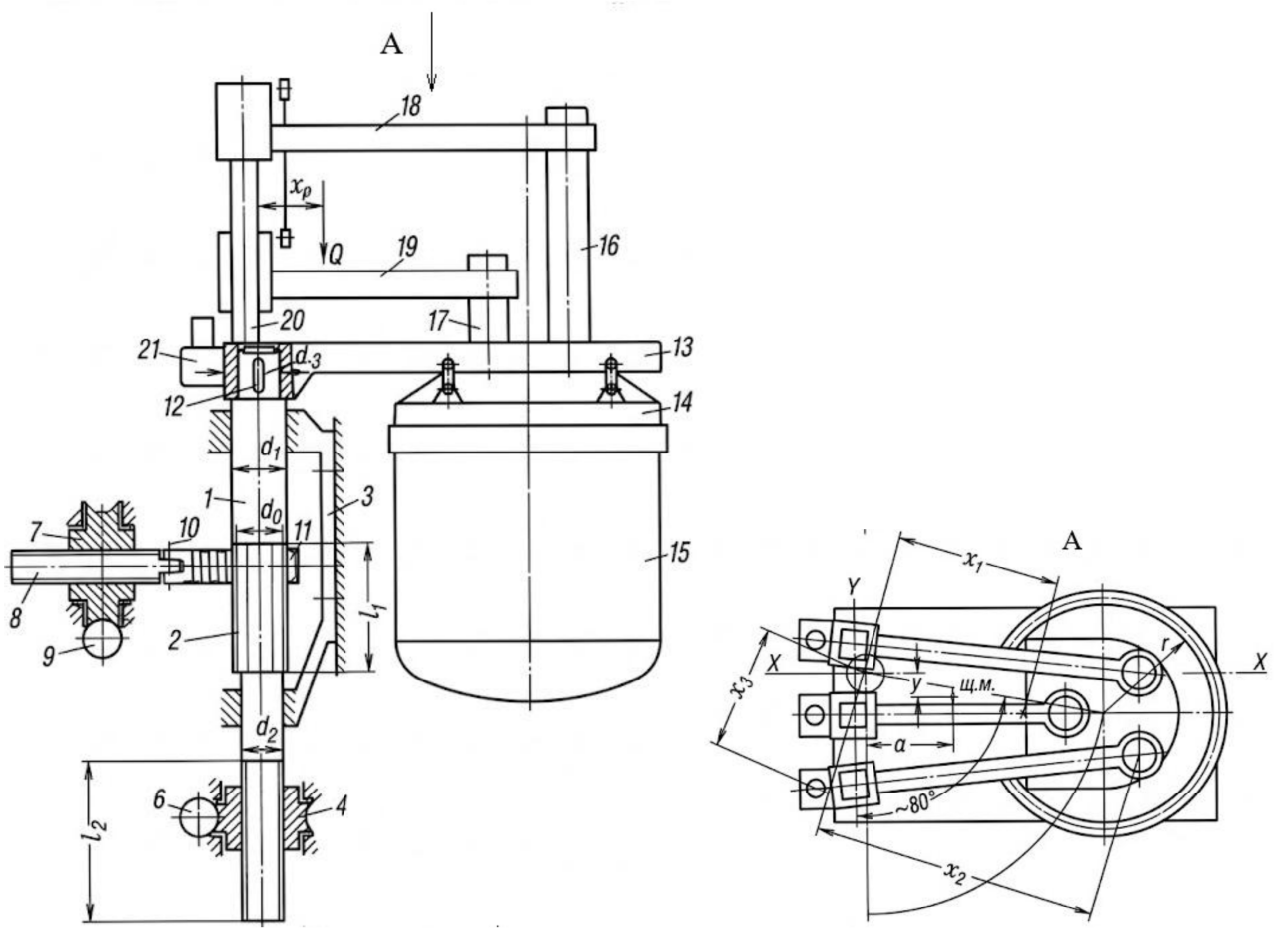


Рисунок 1.7 – Конструктивна схема електромеханічного приводу, призначеного для підйому та розвороту склепіння електродугової печі (позиції наведено в тексті)

У корпусі 2 розміщені два редуктори різного призначення. У нижній частині штока встановлено черв'ячний редуктор підйому, що включає черв'як 6 і черв'ячне колесо 4. З лівого боку від штока розташований черв'ячний редуктор розвороту склепіння, який складається з черв'яка 9 та черв'ячного колеса 7.

Нижня частина штока 1 на довжині l_2 має прямокутну гвинтову нарізку, параметри якої забезпечують необхідний хід підйому склепіння. Аналогічна

нарізка виконана у втулці черв'ячного колеса 4 редуктора підйому. У процесі обертання черв'ячного колеса 4 шток 1 взаємодіє з ним як гвинтова пара, внаслідок чого отримує виключно поступальний рух уздовж осі – вгору або вниз. Обертання штока навколо власної осі при цьому виключається завдяки самогальмівній дії приводу механізму розвороту склепіння.

Механізм розвороту склепіння реалізований через зубчасту передачу. На штоку 1 на довжині l_1 виконано зубчасте колесо, з яким знаходиться у зачепленні зубчаста рейка 11. Під час вертикального переміщення штока рейка ковзає вздовж зубців колеса. Рейка 11 з'єднана з гвинтом 8 за допомогою циліндричного штифта 10, що забезпечує передачу зусилля між елементами.

Черв'ячне колесо 7 редуктора розвороту має у своїй втулці прямокутну гвинтову нарізку. При його обертанні гвинт 8 здійснює поступальний рух уздовж осі. Через штифтове з'єднання 10 цей рух передається зубчастій рейці 11, яка, взаємодіючи із зубчастим колесом на штоку 1, викликає його обертання. Разом зі штоком обертаються склепіння та всі елементи, закріплені на майданчику 13. Розворот здійснюється навколо осі О штока 1 на кут приблизно 80°. При цьому шток, взаємодіючи з черв'ячним колесом 4 редуктора підйому, одночасно незначно переміщується у вертикальному напрямку на величину, що дорівнює кроку гвинтової нарізки, і є малою порівняно з повним ходом підйому склепіння.

У верхній частині штока 1, на шипі діаметром d_3, встановлено майданчик 13. Передача крутного моменту від штока до майданчика здійснюється через шпонку 12. До майданчика 13 за допомогою шарнірів підвішено склепіння 14. Крім того, на майданчику змонтовано шахту 20 з рукавами електродотримачів 18 і 19, електродами 16 і 17, а також механізми підйому та опускання електродів 21. Операції підйому та розвороту склепіння є функціонально розділеними та виконуються послідовно. Спочатку електроди 16 і 17 піднімаються власними механізмами 21 таким чином, щоб їх нижні торці знаходилися щонайменше на 100 мм вище верхнього рівня коробки піщаного затвора кожуха. Після цього за допомогою редуктора підйому здійснюється вертикальне переміщення склепіння 14, і лише після завершення цієї операції вмикається редуктор

розвороту, який забезпечує поворот склепіння на кут близько 80°. Кінцеві положення як підйому, так і розвороту фіксуються за допомогою кінцевих вимикачів.

Під час підйому склепіння сумарний момент опору формується за рахунок двох складових: моменту від ваги склепіння разом із закріпленими на ньому механізмами та елементами, а також моменту, зумовленого силами тертя в опорах. Величина останнього визначається конструктивними особливостями опорних вузлів.

У режимі розвороту склепіння відсутні елементи з поступальним рухом, тому момент опору обертання у період пуску (розгону) складається з моменту тертя в опорах і динамічного моменту, пов'язаного з інерційними властивостями системи.

Механізм нахилу сталеплавильної печі призначений для зміни її просторового положення з метою виконання технологічних операцій. Зокрема, нахил у бік зливного носка здійснюється на кут 40…45° для випуску металу в ківш, тоді як нахил у протилежному напрямку, у бік робочого вікна, на кут 10…15° використовується для видалення шлаку.

За конструктивним розташуванням відносно печі механізми нахилу поділяються на бічні та нижні. Бічні механізми переважно застосовуються у печах малої ємності завдяки простоті конструкції та обслуговування. Для агрегатів середньої та великої ємності характерним є використання нижніх механізмів, які забезпечують підвищену стійкість печі під час роботи. Водночас такі системи відзначаються більшою складністю виготовлення та монтажу, а також меншою надійністю захисту від впливу розплавленого металу та шлаку у разі прогару днища.

Опорна система печі може мати різне виконання. Сегменти можуть спиратися на роликові опори (рисунок 1.8, в) або на суцільні опорні поверхні (рисунок 1.8, а, б). Суцільні опори, у свою чергу, бувають плоскими горизонтальними (рисунок 1.8, а) або опуклими (рисунок 1.8, б). Тип опори безпосередньо визначає траєкторію переміщення зливного носка під час випуску

металу. Застосування плоских або опуклих опор доцільне у випадках, коли сталерозливні ковші розташовані в сусідньому прольоті, оскільки при цьому носок печі під час нахилу переміщується вперед. Використання роликових опор, навпаки, супроводжується певним зміщенням носка назад.

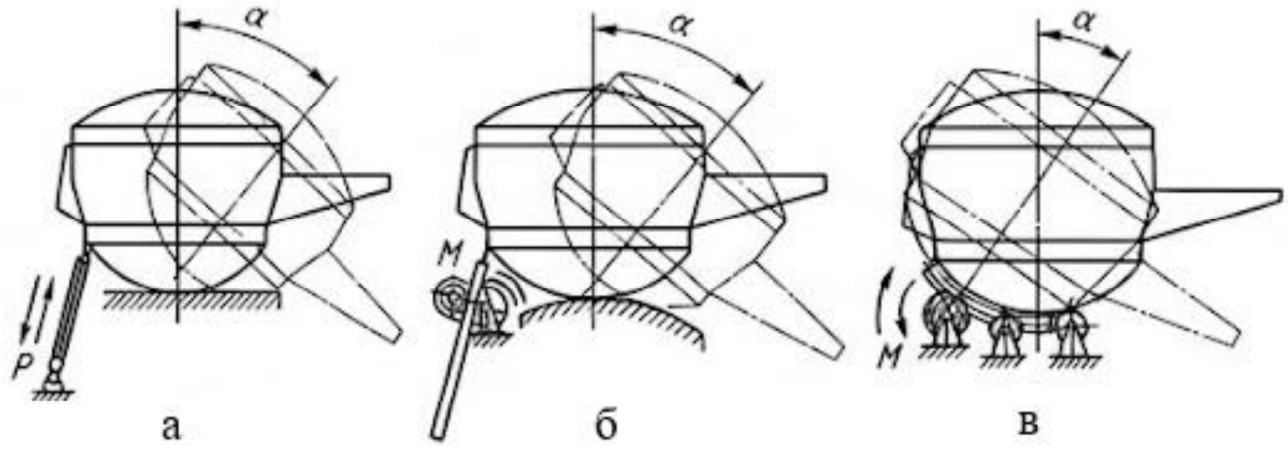


Рисунок 1.8 – Схеми нижніх механізмів нахилу печі

Залежно від типу приводу розрізняють механізми нахилу з електричним та гідравлічним приводами. В умовах України найбільшого поширення набули гідравлічні системи для печей ємністю до 100 т. Їх перевагами є плавність регулювання руху та зручність проведення ремонту за повузловим принципом. Водночас застосування гідроприводів у великовантажних печах ускладнюється технологічними труднощами виготовлення довгомірних гідроциліндрів, зокрема їх розточування та шліфування.

Незалежно від конструктивного виконання, механізм нахилу повинен забезпечувати високу надійність і довговічність роботи, плавність і керованість процесу нахилу на заданий кут із необхідною швидкістю, а також гарантувати стійкість печі й запобігати її перекиданню під час експлуатації.

1.3 Визначення недоліків наявної конструкції механізму підйому та переміщення склепіння та шляхи їхнього усунення

Механізм підйому та повороту склепіння є одним із ключових вузлів електродугової печі, оскільки забезпечує виконання операцій, пов’язаних із відкриванням робочого простору агрегату. Його застосування необхідне при верхньому завантаженні шихтових матеріалів, а також для створення доступу до ванни печі перед початком плавильного процесу. У робочому положенні склепіння відводиться вбік, у напрямку до пічного трансформатора, у зону розливного прольоту.

Переміщення склепіння (рисунок 1.9), яке конструктивно з’єднане з траверсою, здійснюється шляхом введення конічного хвостовика поворотної стійки 1 у відповідний отвір траверси. Подальший підйом системи виконується за допомогою гідроциліндра. Після підйому склепіння разом із траверсою та механізмом переміщення електродів здійснюється його поворот у горизонтальній площині. Ця операція реалізується гідроциліндром 3 через рейкову передачу, яка змонтована в корпусі механізму повороту 2.

У сучасних умовах особливого значення набуває забезпечення високої швидкості виконання операцій підйому, опускання, повороту та повернення склепіння у вихідне положення. Це обумовлено необхідністю чіткого дотримання технологічного регламенту плавки, від якого безпосередньо залежить якість отриманої продукції, її відповідність вимогам стандартів і технічним умовам замовника.

Практика експлуатації механізмів підйому та повороту склепіння, які працюють в умовах значних навантажень та інтенсивних циклічних режимів, показала, що одними з найбільш зношуваних і водночас дорогих у виготовленні елементів є рейка та, частіше, зубчастий сектор опорно-поворотної стійки. Їх зношування нерідко призводить до необхідності повної заміни стійки, що пов’язано зі значними витратами часу та ресурсів. Складність ремонту додатково

обумовлюється необхідністю демонтажу ущільнювальних елементів, гідроциліндрів, гідроліній та інших складових механізму.

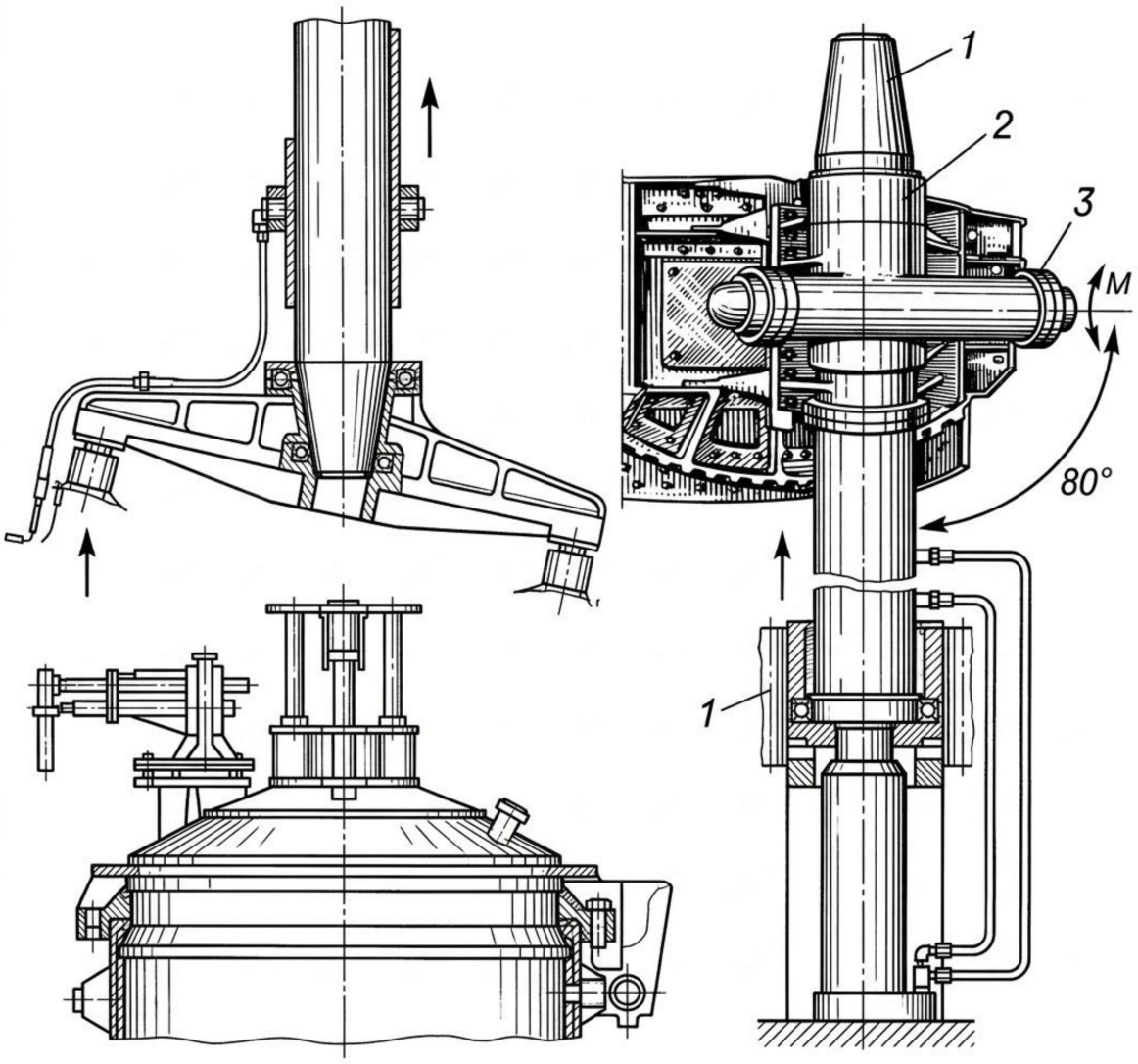


Рисунок 1.9 – Гідравлічний механізм підйому і повороту склепіння печі: 1 – підйомно-поворотна стійка; 2 – механізм повороту склепіння; 3- гідроциліндр повороту склепіння.

Основною причиною інтенсивного зношування є значні осьові зусилля, що передаються вздовж ділильної прямої рейкової передачі, які формуються гідроциліндром. Під дією динамічних навантажень відбувається зниження жорсткості рейки, її пружна деформація та викривлення. Це, у свою чергу, призводить до зміщення полюса зачеплення рейкової передачі, порушення

правильності її роботи, а також до зростання контактних і згинальних напружень у зубцях рейки та елементах стійки.

У рамках проєкту модернізації запропоновано встановлення додаткової роликової опори для рейки механізму повороту склепіння. Це рішення дозволяє запобігти викривленню ділильної прямої рейки, підвищити її просторову жорсткість, а також забезпечити можливість точного регулювання радіального зазору в зачепленні.

Конструктивно ролик виконується на базі двох роликових вальницях і встановлюється на кронштейнах, які кріпляться до корпусу механізму. Вісь роликової опори оснащується спеціальним каналом для подачі мастила до вальниць, що підвищує їх довговічність і надійність роботи. Регулювання радіального зачеплення здійснюється за допомогою натискних гвинтів.

Запропонована конструкція є більш удосконаленою порівняно з існуючими рішеннями, в яких регулювання радіального зазору виконується за допомогою притискних планок. У таких системах наявність сил тертя ковзання між контактними поверхнями призводить до інтенсивного зношування планок, утворення зазорів між елементами та рейкою, що негативно впливає на точність роботи передачі та підвищує ризик втрати жорсткості рейки і порушення кінематичної стабільності механізму.

2 СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА

2.1 Розрахунок приводу механізм підйому склепіння

Механізм підйому склепіння печі (рис. 2.1) включає опорно-поворотну стійку 15, яка спирається на дві бічні опори А і В, оснащені роликовими вальницями, а також підп’ятник С. Через конічний елемент у верхній частині та упор стійка передає рух траверсі. На траверсі змонтовано склепіння 16, напівпортал з електродотримачами та електродами, механізми їх затиску і переміщення, гнучкі кабелі та інші допоміжні вузли.

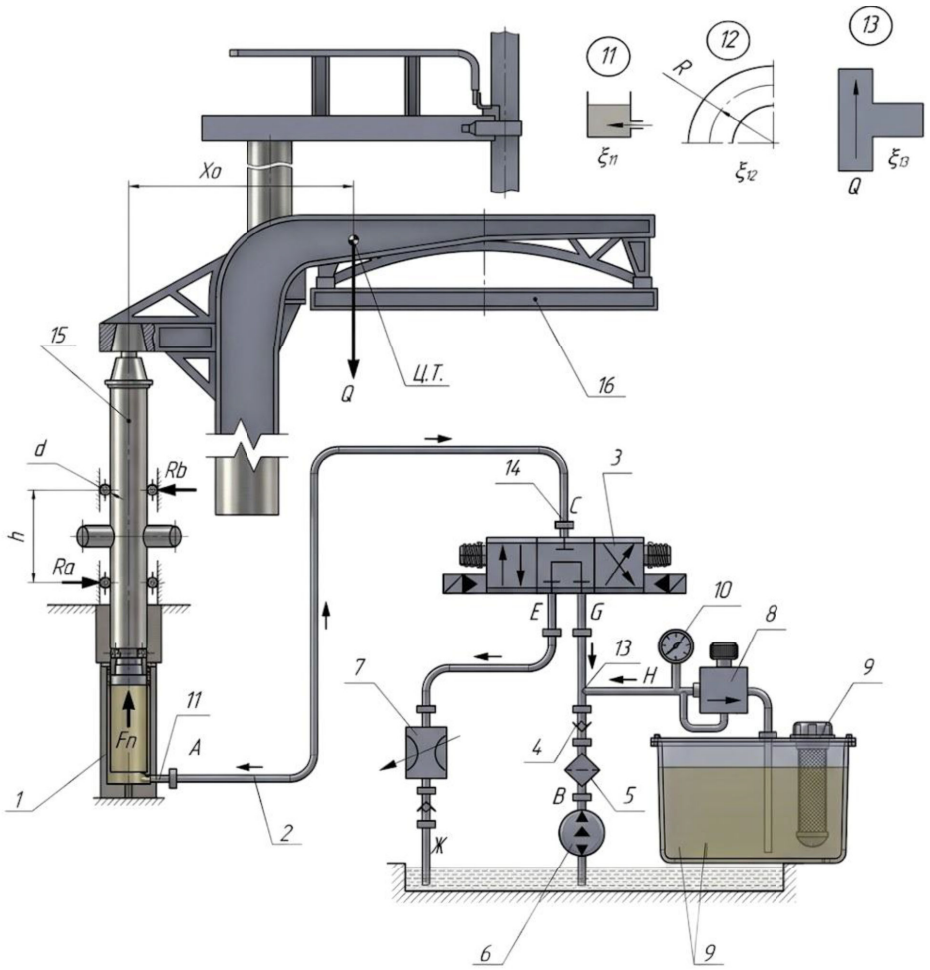


Рисунок 2.1 – Схема до розрахунку механізму підйому склепіння: 1 – гідроциліндр, 2 – трубопроводи, 3 – розподільник, 4 – зворотний клапан, 5 – фільтр, 6 – насос, 7 – дросель, 8 – запобіжний клапан, 9 – масляний бак, 10 – маномстр, 11÷14 – місцсві опори, 15 – поворотна стійка, 16 – склспіння

Під час розрахунку гідравлічного механізму підйому склепіння розглядається режим його піднімання. У цьому випадку зусилля $F_п$, що створюється плунжерним гідроциліндром, досягає максимального значення. Відповідно до креслення визначається відстань X_0 від осі обертання опорно-поворотної стійки до осі, яка проходить через центр мас усієї поворотної частини.

Максимальне зусилля на штоку гідроциліндру [25]:

$$F_п = Q + F_т + F_у, \tag{2.1}$$

де Q – вага механізмів, що піднімаються;

$F_т$ – сила тертя в опорних роликах;

$F_у$ – сила тертя в ущільненні гідроциліндра.

Розрахуємо навантаження Q:

$$Q = G_{ск} + G_ф + G_в + G_{мп} + G_п + G_т, \tag{2.2}$$

де $G_{ск}$ = 270 кН – вага склепіння ;

$G_ф$ = 80 кН – вага футеровки склепіння ;

$G_в$ = 50 кН – вага води для охолодження;

$G_{мп}$ = 350 кН – вага механізму переміщення електродів;

$G_п$ = 150 кН – вага напівпорталу;

$G_Т$ = 150 кН – вага траверси;

$$Q = G_{ск} + G_ф + G_в + G_{мп} + G_п + G_т = 270+80+50+350+150+150 = 1050 \text{ кН}$$

Горизонтальні реакції в радіальних вальницях:

$$R_A = R_B = R = \frac{Q_0 \cdot x_0}{h}, \tag{2.3}$$

де x_0 – відстань від центру ваги поворотної конструкції до осі обертання, мм;

h – відстань між радіальними опорами А і В, мм.

$$R_A = R_B = R = \frac{1050 \cdot 1750}{3000} = 612 \ кН.$$

Сила тертя в опорних роликах:

$$F_T = m \cdot R \cdot \frac{d}{2} \cdot f, \qquad (2.4)$$

де m – кількість роликів;

d – діаметр цапфи радіальної опори, м;

f – приведений коефіцієнт тертя вальниць кочення, f = 0,01.

$$F_T = 4 \cdot 612 \cdot \frac{0,3}{2} \cdot 0,01 = 3,7 \ кН$$

Гідравлічний силовий циліндр являється об'ємним двигуном з прямолінійним зворотно-поступальним рухом робочого органу (плунжера) відносно корпуса циліндра [26].

Сила тертя в ущільненні гідроциліндра [26]:

$$F_y = f_y \cdot \pi \cdot d_n \cdot l_y \cdot p,$$

де f_y – коефіцієнт тертя в ущільненні (f_y =0,05);

d_n – діаметр плунжера, мм;

$l_y = 0,5 d_n$ – висота ущільнення, мм;

p – тиск в гідроциліндрі ($p = 4F_п / \pi d_n^2$), МПа;

Підставивши значення тиску p в рівняння, отримуємо:

$$F_y = f_y \cdot \pi \cdot d_n \cdot l_y \cdot p = f_y \cdot \pi \cdot d_n \cdot 0{,}5 \cdot d_n \cdot \frac{4 \cdot F_n}{\pi \cdot d_n^2} = 0{,}1F_n,$$

де F_n – корисна сила, прикладена до плунжера.

Робимо перетворення:

$$F_п = Q + F_т + F_y = Q + F_т + 0{,}1F_п;$$
$$0{,}9F_п = Q + F_т$$

Таким чином, корисна сила, прикладена до плунжера [27]:

$$F_n = \frac{Q + F_T}{0{,}9} = \frac{1050 + 3{,}7}{0{,}9} = 1170\ кН \qquad (2.5)$$

Розрахункове зусилля:

$$P_{0P} = F_n \cdot K = 1170 \cdot 1{,}2 = 1404\ кН, \qquad (2.6)$$

де K=1,2 – коефіцієнт запасу зусилля.

Приймаємо:

p_p =12,5 МПа – робочий тиск ;

η=0,9 – ККД циліндра.

Визначаємо діаметр плунжера [28]:

$$D = \sqrt{\frac{4F_n}{\pi \cdot P_p \cdot \eta}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1404}{3{,}14 \cdot 12{,}5 \cdot 0{,}9}} = 398\ мм \qquad (2.7)$$

Відповідно до [29] остаточно приймаємо зі стандартного ряду діаметрів: D=400 мм.

Потрібну подачу насоса визначаємо за значенням площі плунжера

циліндру, яка буде:

$$S_П = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3{,}14 \cdot 400^2}{4} = 0{,}125 \ м^2 \qquad (2.8)$$

Визначимо витрату рідини, яка забезпечує необхідну швидкість переміщення плунжера ($V_п$=2·10^{-3} м/с), м^3/с:

$$Q_Н = S_П \cdot V_П = 0{,}125 \cdot 0{,}01 = 1{,}25 \cdot 10^{-3} \ м^3/с = 75 \ л/хв \qquad (2.9)$$

За значенням $p_р$ і $Q_Н$ вибираємо пластинчатий насос БГ 12-24 М з такими параметрами $p_Н$ = 12,5 МПа $Q_Н$=80 л/хв , а за ним потрібну апаратуру:

- фільтр Ф7(витрати 3,33·10^{-3} м^3/с , втрати тиску $\Delta p_Ф$=0,2 МПа, умовний прохід Dy=32 мм);
- зворотний клапан (витрати 2,67·10^{-3} м^3/с , умовний прохід Dy=32 мм);
- розподільник Р202 (витрати 2,67·10^{-3} м^3/с , умовний прохід Dy=20 мм);
- дросель ДГ 55-35 (витрати 2,67·10^{-3} м^3/с , втрати тиску $\Delta p_Д$ = 0,2 МПа, умовний прохід Dy=32 мм);

Перерізи трубопроводів у лініях вибираємо за величиною $Q_{АВ}$ = 1,25·10^{-3} м^3/с

Приймаємо швидкість руху в трубопроводі ділянки АСВ як для зливних магістралей. Це робимо тому, що цей трубопровід буває поперемінно то нагнітальним, то зливним. Приймаємо швидкість руху робочої рідини $V_{сл}$ =2 м/с.

Тоді площа перерізу цього трубопроводу буде:

$$S_Т = Q_Н / V_{сл} = 1{,}25 \cdot 10^{-3} / 2 = 6{,}25 \cdot 10^{-4} \ м^2. \qquad (2.10)$$

Внутрішній діаметр:

$$d_Т = \sqrt{4S_Т / \pi} = \sqrt{4 \cdot 6{,}25 \cdot 10^{-4} / 3{,}14} = 2{,}82 \cdot 10^{-2} \ м = 28{,}2 \ мм. \qquad (2.11)$$

Остаточно приймаємо $d_т$=32 мм.

За цією величиною обираємо труби Ø 40×4 мм по [30].

Приймаємо масло «Індустріальне-30» як робочу рідину в гідросистемі з такими параметрами: $\nu=3\cdot10^{-5}$ м^2/с – кінематична в'язкість; $\rho=900$ кг/м^3 – густина.

Через те, що дросельний клапан встановлено в зливній магістралі ЕЖ, він визначає величину витрат в циліндрі. Для даного випадку приймаємо величину витрат на дроселі такою, що дорівнює витратам в гідроциліндрі. Тоді витрата на лінії СЖ: $Q_{СЖ}=1{,}25\cdot10^{-3}$ м^3/с.

Визначаємо число Рейнольдса для різних ділянок трубопроводу:

$$\mathrm{Re}_{BA}=\frac{Q}{0.785\cdot d\cdot \nu}, \qquad (2.12)$$

де ν – кінематична в'язкість, м^2/с

Ділянки АС і ВС:

$$\mathrm{Re}=\frac{1{,}25\cdot10^{-3}}{0{,}785\cdot3{,}2\cdot10^{-2}\cdot3\cdot10^{-5}}=1660$$

$R_e < R_{kr}$, режим ламінарний

Ділянки СЕ і ЕЖ:

$$\mathrm{Re}=\frac{1{,}25\cdot10^{-3}}{0{,}785\cdot3{,}2\cdot10^{-2}\cdot3\cdot10^{-5}}=1660$$

$R_e < R_{kr}$, режим ламінарний.

Далі для визначення витрат в трубопроводі визначаємо величину коефіцієнта опору λ:

$$\lambda = \frac{75}{\mathrm{Re}} \qquad (2.13)$$

Ділянки АС і ВС:

$$\lambda = \frac{75}{1660} = 4{,}5 \cdot 10^{-2}$$

Ділянка СЕ і ЕЖ:

$$\lambda = \frac{75}{1660} = 4{,}5 \cdot 10^{-2}$$

Визначаємо втрати в трубопроводі:

$$\Delta p = \lambda \frac{8 \cdot Q^2 \cdot \rho \cdot l}{3{,}4^2 \cdot d_T{}^5}, \qquad (2.14)$$

де ρ – густина рідини, кг/м^3

l – довжина трубопроводу, м.

Із конструктивних та технологічних міркувань назначаємо довжину відрізків трубопроводів: $l_{АС}$=12 м; $l_{ВС}$=3 м; $l_{ЕЖ}$=5 м;

Ділянка АС:

$$\Delta p = 4{,}5 \cdot 10^{-2} \frac{8 \cdot (1{,}25 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 900 \cdot 12}{3{,}14^2 \cdot (3{,}2 \cdot 10^{-2})^5} = 18444 \text{ Па}$$

Ділянка ВС:

$$\Delta p = 4{,}5 \cdot 10^{-2} \frac{8 \cdot (1{,}25 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 900 \cdot 3}{3{,}14^2 \cdot (3{,}2 \cdot 10^{-2})^5} = 4611 \text{ Па}$$

Ділянка ЕЖ:

$$\Delta p = 4{,}5 \cdot 10^{-2} \frac{8 \cdot (1{,}25 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 900 \cdot 5}{3{,}14^2 \cdot (3{,}2 \cdot 10^{-2})^5} = 7685 \text{ Па}$$

Тоді втрати тиску в трубопроводах в напірній магістралі:

$$\Delta p_{TH} = 18444 + 4611 = 23055 \text{ Па}$$

В зливній:

$$\Delta p_{T3} = 7685 \quad \text{Па}$$

Встановлюємо величині коефіцієнтів опору ξ:

ξ_3=2,5; ξ_4=2,5; ξ_{11}=2; ξ_{12}=0,12; ξ_{13}=1,5; ξ_{14}=0,2.

Визначаємо втрати тиску в місцевих опорах:

- ділянка АСВ:

$$\Delta p_M = \frac{8 \cdot Q_H^2 \cdot \rho}{\pi^2 \cdot d_T^4} \cdot (6 \cdot \xi_{14} + 3\xi_{12} + \xi_{11}) + \Delta p_\Phi + \frac{8 Q_H^2 \cdot \rho}{\pi^2 \cdot d_P^4} \cdot \xi_3 = \frac{8 \cdot (1{,}25 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 900}{3{,}14^2 \cdot (3{,}2 \cdot 10^{-2})^4} \cdot (6 \cdot 0{,}2 + \\ + 3 \cdot 0{,}12 + 2) + 2 \cdot 10^5 + \frac{8 \cdot (1{,}25 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 900}{3{,}14^2 \cdot (2 \cdot 10^{-2})^4} \cdot 2{,}5 = 200215 \quad Па, \tag{2.15}$$

де d_p – діаметр розподільника.

- ділянка СЖ:

$$\Delta p_M = \frac{8 \cdot Q_{C:Ж}^2 \cdot \rho}{\pi^2 \cdot d_T^4} \cdot (\xi_4 + 2\xi_{12} + 4\xi_{14}) + \Delta p_Д + \frac{8 Q_{СЖ}^2 \cdot \rho}{\pi^2 \cdot d_P^4} \cdot \xi_3 = \frac{8 \cdot (1{,}25 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 900}{3{,}14^2 \cdot (3{,}2 \cdot 10^{-2})^4} \cdot (2{,}5 + \\ + 2 \cdot 0{,}12 + 4 \cdot 0{,}2) + 2 \cdot 10^5 + \frac{8 \cdot (1{,}25 \cdot 10^{\ 3})^2 \cdot 900}{3{,}14^2 \cdot (2 \cdot 10^{-2})^4} \cdot 2{,}5 = 200216 \ Па, \tag{2.16}$$

Втрати в місцевих опорах:

- у нагнітальній магістралі:

$\Delta p_{МН} = 200215$ Па

- у зливній магістралі:

$\Delta p_{МЗ} = 200216$ Па

Загальні втрати тиску в гідросистемі:

$$\Delta p = \Delta p_{ТН} + \Delta p_{МН} + \Delta p_{ТЗ} + \Delta p_{МЗ} = 23055 + 200215 + 7685 + 200216 = 431171 \text{ Па}$$

Приймаємо втрати: Δр=0,5 МПа

Тоді робочій тиск з урахуванням втрат тиску:

$$P_р = 12,5 - 0,5 = 12 \text{ МПа} \quad (2.17)$$

Потужність електродвигуна насоса розраховуємо по номінальним параметрам насоса:

$$N = \frac{P_Р \cdot Q_Н}{1000 \cdot \eta} = \frac{12 \cdot 10^6 \cdot 1,25 \cdot 10^{-3}}{1000 \cdot 0,7} = 21,5 \text{ кВт} \quad (2.18)$$

Обираємо двигун з каталогу типу 4А200М6У3 з параметрами: Р=22 кВт; $n_д$=975 об/хв.; λ=1,3

Об'єм бака з урахуванням трихвилинної подачі насоса:

$$V_б = 3 \cdot 60 \cdot 1,25 \cdot 10^{-3} = 0,25 \text{ м}^3 \quad (2.19)$$

Мінімально допустима товщина стінок циліндра:

$$\delta = \frac{P_{ГР} \cdot D}{2.3 \cdot [\sigma] - P_{ГР}}, \qquad (2.20)$$

де [σ]=180 МПа – допустиме напруження для матеріалу, з якого виготовлений циліндр.

$P_{гр}$ – межа граничного тиску: $P_{гр}=1,25 \cdot P_{Р}= 1,25 \cdot 12=15$ МПа.

$$\delta = \frac{15 \cdot 400}{2,3 \cdot 180 - 15} = 15 \cdot 10^{-3}\, мм,$$

Приймаємо δ=15 мм.

Товщину дінця корпусу циліндра визначаємо по формулі:

$$\delta = 0,405\sqrt{\frac{P_{ГР}}{[\sigma]}} = 0,405\sqrt{\frac{15}{180}} = 0,11\, м \qquad (2.21)$$

Перевіримо шток циліндра на поздовжній вигин по формулі:

$$F_{kp} = k \cdot \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L^2} \geq F_{П}, \qquad (2.22)$$

де $к$ – коефіцієнт, що враховує характер закріплення кінців;

I – момент інерції перерізу штока ($I = 0,05 \cdot d^4$);

E – модуль пружності;

L – висунута довжина плунжера.

$$F_{kp} = 2 \cdot \frac{3,14^2 \cdot 2,2 \cdot 10^5 \cdot 0,05 \cdot 0,4^4}{1,2^2} = 3860\ кН \geq 1170\ кН$$

Отже, жорсткість забезпечується.

2.2 Розрахунок гідравлічного приводу механізму повороту склепіння

Механізм повороту склепіння електродугової печі (рис. 2.2) є одним із ключових вузлів, що забезпечує виконання технологічних операцій, пов'язаних із відкриттям робочого простору агрегату для завантаження шихти, огляду або обслуговування. Конструктивно він включає опорно-поворотну стійку 17, яка виконує функцію центрального несучого та обертального елемента системи.

Стійка спирається на три опорні елементи: дві бічні опори А і В, оснащені роликовими вальницями, що сприймають радіальні навантаження, а також підп'ятник С, призначений для сприйняття основного осьового навантаження. Така схема опирання забезпечує необхідну жорсткість конструкції, зменшення втрат на тертя та стабільність роботи механізму під час повороту.

На зовнішній поверхні опорно-поворотної стійки виконано зубчастий сектор, який взаємодіє з рейковою передачею. Приведення стійки в обертання здійснюється за допомогою двох гідравлічних плунжерних циліндрів 1, що працюють синхронно. При їх переміщенні відбувається поступальний рух рейок, який перетворюється у кутове переміщення стійки завдяки зачепленню з зубчастим сектором. Така схема приводу дозволяє отримати значні крутні моменти при відносно компактних габаритах і забезпечує плавність та надійність роботи механізму.

У верхній частині стійка має конічне з'єднання та упорний елемент, через які крутний момент передається на траверсу. Траверса, у свою чергу, є несучою конструкцією для склепіння печі та напівпорталу. На ній також розміщуються електродотримачі з електродами, механізми їх затиску та переміщення, система гнучких кабелів живлення, а також допоміжні вузли. Таким чином, уся ця система утворює єдину поворотну масу, яка обертається відносно вертикальної осі.

Для визначення необхідної потужності приводу механізму повороту виконується попередній розрахунок моментів опору. З цією метою за кресленням визначають відстань X_0 від осі обертання опорно-поворотної стійки

до вертикальної осі, що проходить через центр мас усієї поворотної частини печі. Цей параметр є критично важливим, оскільки він визначає плече прикладання сили ваги конструкції та безпосередньо впливає на величину навантаження, яке має подолати привід.

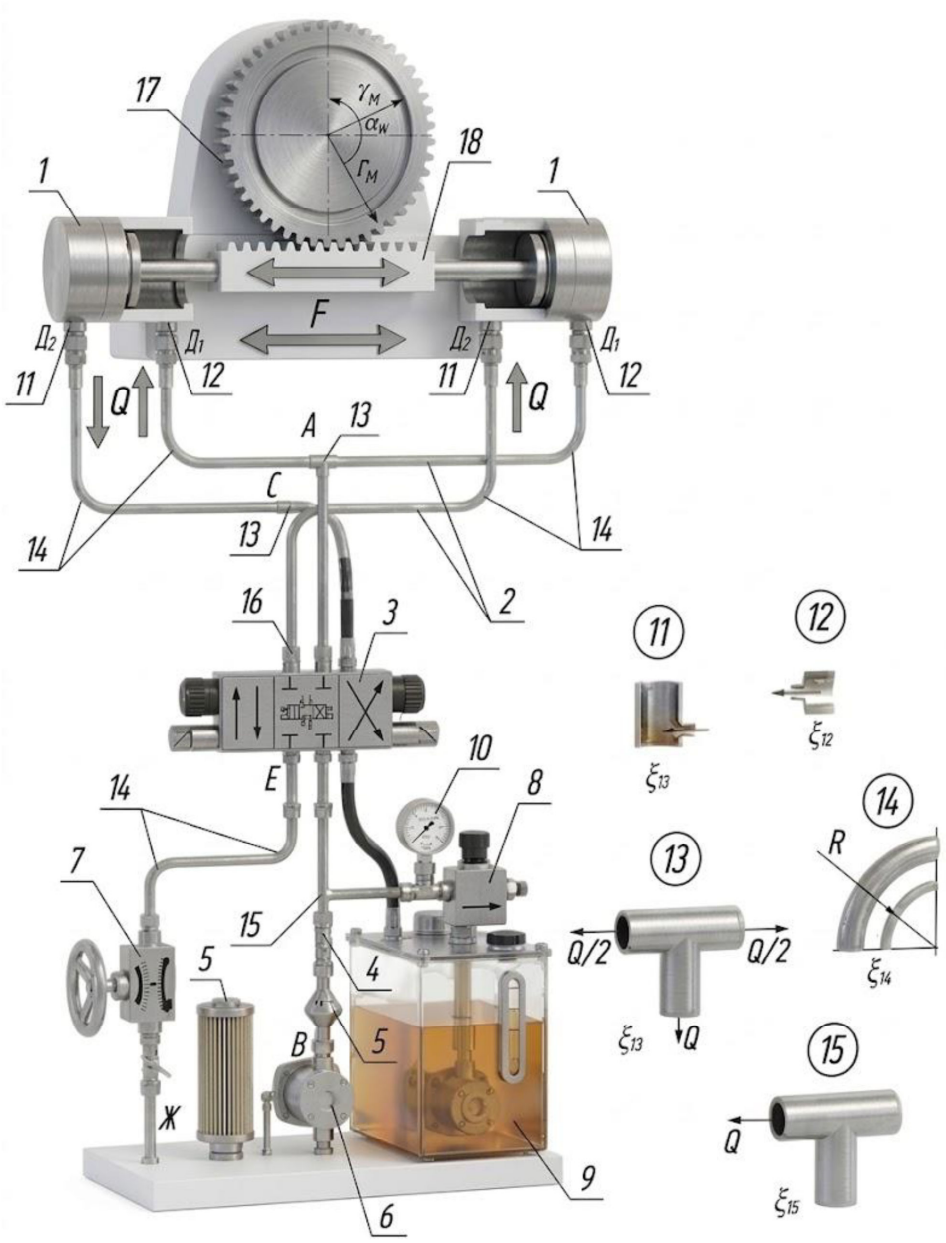


Рисунок 2.2 – Схема до розрахунку приводу механізму повороту склепіння: 1 – гідроциліндри, 2 – трубопроводи, 3 – розподільник, 4 – зворотний клапан, 5 – фільтр, 6 – насос, 7 – дросель, 8 – запобіжний клапан, 9 – масляний бак, 10 – манометр, 11÷16 – місцеві опори, 17 – поворотна стійка, 18 – рейка

Сумарний момент опору обертанню M_C формується як результат дії сил тертя в опорних вузлах – бічних опорах А і В та підп'ятнику С. При цьому необхідно враховувати як коефіцієнти тертя у вальницях, так і розподіл навантаження між опорами.

Реакція в підп'ятнику R_C визначається вагою всієї поворотної конструкції і, за умов рівноваги, дорівнює силі тяжіння цієї системи - $R_C=Q_0$.

Отримані значення реакцій в опорах і моментів опору є вихідними даними для подальшого визначення необхідного крутного моменту приводу та його потужності, а також для перевірки міцності та довговічності елементів механізму.

Розрахуємо навантаження Q_0:

$$Q = G_{ск}+G_ф+G_в+ G_{мп} + G_п+ G_т, \qquad (2.23)$$

де $G_{ск}$ = 270 кН – вага склепіння ;

$G_ф$ = 80 кН – вага футеровки склепіння ;

$G_в$= 50 кН – вага води для охолодження;

$G_{мп}$ = 350 кН – вага механізму переміщення електродів;

$G_п$ = 150 кН – вага напівпорталу;

$G_Т$ = 150 кН – вага траверси.

$$Q = G_{ск}+G_ф+G_в+ G_{мп} + G_п+ G_т = 270+80+50+350+150+150 = 1050 \text{ кН}$$

Горизонтальні реакції в радіальних вальницях:

$$R_A=R_B=\frac{Q_0 \cdot x_0}{h}, \qquad (2.24)$$

де x_0 – відстань від центру ваги поворотної конструкції до осі обертання, мм;

h – відстань між радіальними опорами А і В, мм.

$$R_A = R_B = \frac{1050 \cdot 1750}{3000} = 612 \ кН,$$

Момент опору обертанню від сил тертя дорівнює:

$$M_c = 2 \cdot \frac{Q_0 \cdot x_0}{h} \cdot \frac{d}{2} \cdot f_1 + Q_0 \cdot \frac{d_1}{2} \cdot f_2 = Q_0 \cdot \left(\frac{x_0 \cdot d \cdot f_1}{h} + \frac{d_1 \cdot f_2}{2} \right), \quad (2.25)$$

де d – діаметр цапфи радіальної опори, мм;

d_1 – діаметр підп'ятника стійки, мм;

f_1, f_2 – приведені коефіцієнти тертя вальниці кочення, $f = 0{,}01$.

$$M_c = 1050 \cdot \left(\frac{1750 \cdot 300 \cdot 0{,}01}{3000} + \frac{790 \cdot 0{,}01}{2} \right) = 5985 \ Н \cdot м$$

Знайдемо зусилля, прикладене вздовж ділильної прямої рейки:

$$F = \frac{2 \cdot M_c}{d_0}, \quad (2.26)$$

де M_C – момент опору обертанню, Н·м;

d_0 – ділильний діаметр зубчатого сектора, мм.

$$F = \frac{2 \cdot 5985}{650} = 18{,}5 \ кН.$$

Визначаємо розрахункове зусилля:

$$P_{0P} = F \cdot K_1 \cdot K_2 = 18{,}5 \cdot 1{,}2 \cdot 1{,}1 = 24{,}5\ кН, \quad (2.27)$$

де K_1=1,2 – коефіцієнт, що враховує перерозподіл навантаження між циліндрами;

K_2=1,1 – коефіцієнт запасу зусилля;

F – зусилля, прикладене вздовж ділильної прямої зубчатої рейки.

У цьому випадку слід врахувати, що подача робочої рідини здійснюється до штокових порожнин двох циліндрів. Відповідно, при подальшому визначенні діаметра D за базову приймається штокова площа одного циліндра.

$$S_ш = P_{0P}/(2 \cdot p_p \cdot \eta_ц) = 24500/(2 \cdot 5{,}5 \cdot 0{,}85) = 2620\ мм^2, \quad (2.28)$$

де p_p =5,5 МПа – робочий тиск ;

η=0,85 – ККД циліндра.

Тоді:

$$D = \sqrt{\frac{P_{0р}}{2 \cdot S_ш \cdot \pi \cdot p_р \cdot \eta_ц}} = \sqrt{\frac{24500}{2 \cdot 2620 \cdot 3.14 \cdot 5{,}5 \cdot 0{,}85}} = 230\ мм, \quad (2.29)$$

Відповідно до рекомендацій остаточно приймаємо зі стандартного ряду діаметрів: D=250 мм.

Потрібну подачу насоса визначаємо за значенням поршневої порожнини циліндрів, яка буде:

$$S_П = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3{,}14 \cdot 250^2}{4} = 0{,}049\ м^2 \quad (2.30)$$

Необхідна швидкість повороту склепіння:

$$n_c = 18\ град/хв = 0{,}05\ об/хв. \quad (2.31)$$

Кутова швидкість зубчатого сектора:

$$\omega=\frac{2\pi n_c}{60}=\frac{2\cdot 3,14\cdot 0,05}{60}=0,005\ c^{-1} \qquad (2.32)$$

Визначимо лінійну швидкість переміщення рейки:

$$V=\omega\cdot r_W=0,005\cdot 0,325=0,0016\ м/с, \qquad (2.33)$$

де r_w – радіус-вектор від осі обертання до точки зчеплення зубчастої рейки із зубчастим сектором нарізаним в опорно-поворотній стійці.

Визначимо витрату рідини, яка забезпечує необхідну швидкість переміщення рейки, л/хв:

$$Q_H=2\cdot S_П\cdot V=2\cdot 0,049\cdot 0,0016=м^3/с \qquad (2.34)$$

За значенням $p_р$ і $Q_Н$ вибираємо пластинчатий насос Г12-25 АМ з такими параметрами $p_Н$ = 6,3 МПа $Q_Н=1,66\cdot 10^{-3}$ м^3/с / $Q_Н$=100 л/хв, а за ними потріб-ну апаратуру:

- фільтр Ф7(витрати $3,33\cdot 10^{-3}$ м^3/с , втрати тиску $\Delta p_Ф$=0,2 МПа, умовний прохід Dy=32 мм);
- зворотний клапан (витрати $2,67\cdot 10^{-3}$ м^3/с , умовний прохід Dy=32 мм);
- розподільник Р202 (витрати $2,67\cdot 10^{-3}$ м^3/с , умовний прохід Dy=20 мм);
- дросель ДГ 55-35 (витрати $2,67\cdot 10^{-3}$ м^3/с , втрати тиску $\Delta p_Д$=0,2 МПа, умовний прохід Dy=32 мм);

Перерізи трубопроводів у лініях визначаємо, виходячи з витрати $Q_н=1,66\cdot 10^{-3}$м³/с. Швидкість руху рідини в трубопроводах ВАД1 і ЕСД2 приймаємо аналогічною до зливних магістралей, оскільки ці лінії функціонують поперемінно як нагнітальні та зливні. У зв'язку з цим приймаємо $V_{зл}$=2 м/с.

Тоді переріз цих трубопроводів буде:

$$S_T = Q / V_{сл} = 1{,}667 \cdot 10^{-3} / 2 = 8{,}335 \cdot 10^{-4}\ м^2 \qquad (2.35)$$

Внутрішній діаметр:

$$d_T = \sqrt{4S_T / \pi} = \sqrt{4 \cdot 8{,}335 \cdot 10^{-4} / 3{,}14} = 3{,}258 \cdot 10^{-2}\ м \qquad (2.36)$$

Остаточно приймаємо $d_т$=32 мм.

За цією величиною обираємо труби Ø40×4 мм

Через те, що дросельний клапан встановлено в зливній магістралі ЕЖ, він визначає величини витрат в обох порожнинах циліндрів. Для даного випадку приймаємо величину витрати на дроселі Q=1,66·10^{-3} м^3/с. Тоді витрата на лінії СЖ буде Q=1,66·10^{-3} м^3/с, а в лінії ВА

$$Q_{ВА} = Q_{СЖ} \cdot \frac{S_{Ш}}{S_{П}} = 1{,}66 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{0{,}00262}{0{,}049} = 1{,}25 \cdot 10^{-3}\ м^3 / с\ . \qquad (2.37)$$

Для нашого випадку приймаємо величину витрат на дроселі $Q_п = 1{,}667 \cdot 10^{-3}\ м^3 / с.$

Приймаємо масло «Індустріальне-30» як робочу рідину в гідросистемі з такими параметрами: ν=3·10^{-5} м^2/с – кінематична в'язкість; ρ=900 кг/м^3 – густина.

Визначаємо число Рейнольдса для різних ділянок трубопроводу.

$$\mathrm{Re} = \frac{\mathrm{Q}}{0.785 \cdot \mathrm{d} \cdot \mathrm{v}}, \qquad (2.38)$$

де ν – кінематична в'язкість.

Ділянка ВА:

$$\mathrm{Re} = \frac{1{,}25 \cdot 10^{-3}}{0{,}785 \cdot 3{,}2 \cdot 10^{-2} \cdot 3 \cdot 10^{-5}} = 1660$$

$R_e < R_{kr}$, режим ламінарний

Ділянка $АД_1$:

$$\mathrm{Re} = \frac{1{,}25 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 0{,}785 \cdot 3{,}2 \cdot 10^{-2} \cdot 3 \cdot 10^{-5}} = 830$$

$R_e < R_{kr}$, режим ламінарний

Ділянка $СД_2$:

$$\mathrm{Re} = \frac{1{,}667 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 0{,}785 \cdot 3{,}2 \cdot 10^{-2} \cdot 3 \cdot 10^{-5}} = 1106$$

$R_e < R_{kr}$, режим ламінарний

Ділянка СЕ і ЕЖ:

$$\mathrm{Re} = \frac{1{,}667 \cdot 10^{-3}}{0{,}785 \cdot 3{,}2 \cdot 10^{-2} \cdot 3 \cdot 10^{-5}} = 2210$$

$R_e \approx R_{kr}$, режим турбулентний.

Далі для визначення витрат в трубопроводі визначаємо величину коефіцієнта опору λ:

$$\lambda = \frac{75}{\mathrm{Re}}, \qquad (2.39)$$

Ділянка ВА:

$$\lambda = \frac{75}{1660} = 4{,}5 \cdot 10^{-2}$$

Ділянка $АД_1$:

$$\lambda = \frac{75}{830} = 9 \cdot 10^{-2}$$

Ділянка $СД_2$:

$$\lambda = \frac{75}{1106} = 6{,}78 \cdot 10^{-2}$$

Ділянка СЕ і ЕЖ:

$$\lambda=(100\cdot 2212)^{-0.25}=4.6\cdot 10^{-2}$$

Визначаємо втрати в трубопроводі:

$$\Delta p=\lambda \frac{8\cdot Q^2\cdot \rho\cdot l}{3{,}4^2\cdot d_T{}^5}, \qquad (2.40)$$

де ρ – густина рідини, кг/м3;

l – довжина трубопроводу, м.

Із конструктивних та технологічних міркувань назначаємо довжину відрізків трубопроводів: $l_{ВА}$ =12 м; $l_{Д1Д1}$ =3 м; $l_{Д2Д2}$ =3 м; $l_{ЕЖ}$ =10 м;

- ділянка ВА:

$$\Delta p = 4{,}52 \cdot 10^{-2} \frac{8 \cdot (1{,}25 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 900 \cdot 12}{3{,}14^2 \cdot (3{,}2 \cdot 10^{-2})^5} = 18444 \ \text{Па}$$

- ділянка $Д_1Д_1$:

$$\Delta p = 9 \cdot 10^{-2} \frac{8 \cdot (6{,}25 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 900 \cdot 3}{3{,}14^2 \cdot (3{,}2 \cdot 10^{-2})^5} = 2305 \ \text{Па}$$

- ділянка $Д_2Д_2$:

$$\Delta p = 6{,}78 \cdot 10^{-2} \frac{8 \cdot (8{,}335 \cdot 10^{-4})^2 \cdot 900 \cdot 3}{3{,}14^2 \cdot (3{,}2 \cdot 10^{-2})^5} = 3076 \ \text{Па}$$

- ділянка СЕЖ:

$$\Delta p = 4{,}6 \cdot 10^{-2} \frac{8 \cdot (1{,}667 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 900 \cdot 10}{3{,}14^2 \cdot (3{,}2 \cdot 10^{-2})^5} = 27884 \ \text{Па}$$

Тоді втрати тиску в трубопроводах в напірній магістралі:

$\Delta p_H = 18444 + 2305 = 20746$ Па

В зливній:

$\Delta p_3 = 27884 + 3076 = 30960$ Па

Встановлюємо величині коефіцієнтів опору ξ:

ξ_3=2,5; ξ_4=2,5; ξ_{11}=2; ξ_{12}=0,12; ξ_{13}=1,5; ξ_{14}=0,2; ξ_{15}=0,75; ξ_{16}=0,12;

Визначаємо втрати тиску в місцевих опорах:

ділянка ВА

$$\Delta p_M = \frac{8 \cdot Q_{BA}^2 \cdot \rho}{\pi^2 \cdot d_T^4} \cdot (\xi_4 + 5\xi_{16} + 2\xi_{13} + \xi_{15}) + \Delta p_\Phi + \frac{8 Q_{BA}^2 \cdot \rho}{\pi^2 \cdot d_P^4} \cdot \xi_3 = \frac{8 \cdot (1{,}25 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 900}{3{,}14^2 \cdot (3{,}2 \cdot 10^{-2})^4} \cdot (2{,}5 +$$

$$+ 5 \cdot 0{,}12 + 2 \cdot 1{,}5 + 0{,}75) + 2 \cdot 10^5 + \frac{8 \cdot (1{,}25 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 900}{3{,}14^2 \cdot (2 \cdot 10^{-2})^4} \cdot 2{,}5 = 200152 \quad Па,$$

де d_p – діаметр розподільника.

ділянка $Д_1Д_1$

$$\Delta p_M = 2 \cdot \frac{8 \cdot Q_{D1D1}^2 \cdot \rho}{\pi^2 \cdot d_T^4} \cdot (\xi_{11} + \xi_{12}) = 2 \cdot \frac{8 \cdot (6{,}25 \cdot 10^{-5})^2 \cdot 900}{3{,}14^2 \cdot (3{,}2 \cdot 10^{-2})^4} \cdot (2 + 0{,}12) = 1153 \ Па,$$

ділянка $Д_2Д_2$

$$\Delta p_M = 2 \cdot \frac{8 \cdot Q_{D2D2}^2 \cdot \rho}{\pi^2 \cdot d_T^4} \cdot (\xi_{11} + \xi_{12}) = 2 \cdot \frac{8 \cdot (8{,}335 \cdot 10^{-4})^2 \cdot 900}{3{,}14^2 \cdot (3{,}2 \cdot 10^{-2})^4} \cdot (2 + 0{,}12) = 2050 \ Па,$$

ділянка СЖ

$$\Delta p_M = \frac{8 \cdot Q_{C.Ж}^2 \cdot \rho}{\pi^2 \cdot d_T^4} \cdot (\xi_4 + 5\xi_{16} + 2\xi_{14}) + \Delta p_Д + \frac{8 Q_{CЖ}^2 \cdot \rho}{\pi^2 \cdot d_P^4} \cdot \xi_3 = \frac{8 \cdot (1{,}667 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 900}{3{,}14^2 \cdot (3{,}2 \cdot 10^{-2})^4} \cdot (2{,}5 +$$

$$+ 5 \cdot 0{,}12 + 2 \cdot 0{,}2) + 2 \cdot 10^5 + \frac{8 \cdot (1{,}667 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 900}{3{,}14^2 \cdot (2 \cdot 10^{-2})^4} \cdot 2{,}5 = 200334 \ \ Па,$$

Втрати в місцевих опорах:

- у нагнітальній магістралі

$\Delta p_{МН} = 200152 + 1153 = 201305$ Па

- у зливній магістралі

$\Delta p_{МЗ} = 200334 + 2050 = 202384$ Па

Загальні втрати тиску в гідросистемі:

$$\Delta p = \Delta p_{ТН} + \Delta p_{МН} + \Delta p_{ТС} + \Delta p_{МЗ} = 20746 + 201305 + 30960 + 202384 = 455395 \ \text{Па}$$

Приймаємо втрати Δр=0,5 МПа

Тоді робочій тиск з урахуванням втрат тиску:

$$P_р = 6{,}3 - 0{,}5 = 5{,}8 \text{ МПа} \qquad (2.41)$$

Потужність електродвигуна насоса розраховуємо по номінальним параметрам насоса:

$$N = \frac{P_Р \cdot Q_Н}{1000 \cdot \eta} = \frac{5{,}8 \cdot 10^6 \cdot 1{,}667 \cdot 10^{-3}}{1000 \cdot 0.7} = 13{,}7 \text{ кВт} \qquad (2.42)$$

Обираємо двигун з каталогу типу 4A160S6Y3 з параметрами: Р=11 кВт; $n_д$=975 об/хв.; λ=1,2.

Об'єм бака з урахуванням трихвилинної подачі насоса

$$V_б = 3 \cdot 60 \cdot 1{,}667 \cdot 10^{-3} = 0{,}3 \text{ м}^3 \qquad (2.43)$$

Мінімально допустима товщина стінок циліндра:

$$\delta=\frac{P_{ГР}\cdot D}{2.3\cdot[\sigma]-P_{ГР}}, \quad (2.44)$$

де [σ]=180 МПа – допустиме напруження для матеріалу, з якого виготовлений циліндр;

$P_{ГР}$ – межа граничного тиску: $P_{ГР}=1,25\cdot P_{Р}=1,25\cdot 5,8=7,25$ МПа.

$$\delta=\frac{7,25\cdot 0,25}{2,3\cdot 90-7,25}=9,1\cdot 10^{-3}\ мм$$

Приймаємо δ=15 мм.

Товщину дінця корпусу циліндра визначаємо по формулі:

$$\delta=0,405\sqrt{\frac{P_{ГР}}{[\sigma]}}=0,405\sqrt{\frac{7,25}{90}}=0,11\ м \quad (2.45)$$

Перевіримо шток циліндра на поздовжній вигин по формулі:

$$F_{kp}=k\cdot\frac{\pi^2\cdot E\cdot I}{L^2}\geq F, \quad (2.46)$$

де *к* – коефіцієнт, що враховує характер закріплення кінців;

I – момент інерції перерізу штока ($I=0,05\cdot d^4$);

E – модуль пружності;

L – висунута довжина плунжера.

$$F_{kp}=2\cdot\frac{3,14^2\cdot 2,2\cdot 10^5\cdot 0,05\cdot 0,25^4}{0,5^2}=3390\ кН\geq 18,5\ кН$$

Отже, жорсткість забезпечується.

2.3 Розрахунок рейкової зубчастої передачі

Вихідні дані до розрахунку надані підприємством:

- момент опору обертанню від сил тертя M_c=5985 Н·м;
- кутова швидкість зубчатого сектора ω=0,005 $с^{-1}$
- лінійна швидкість переміщення рейки V=0,0016 м/с

  ділильний діаметр сектору $d_w = 2r_w = 2 \cdot 325$=650 мм;
- зусилля, прикладене вздовж ділильної прямої рейки F=18,5 кН

Максимальний момент при перевантаженні [31]:

$$M_{max} = k \cdot M_c = 1{,}5 \cdot 5985 = 8977 \ H \cdot м, \quad (2.47)$$

де k=1,5 – коефіцієнт перевантаження.

Зусилля, прикладене до рейки при перевантаженнях [31]:

$$F_0 = k \cdot F = 2 \cdot 18{,}5 = 37 \text{ кН}, \quad (2.48)$$

де k =2 – коефіцієнт перевантаження.

Мінімільний необхідний ресурс передачі: Lh=20000 год, матеріаіли, з яких виготовлено основні конструктивні елементи передачі наведено в таблиці 2.1

Таблиця 3.1 – Матеріали з яких виготовлено рейкову передачу

Дсталь	Матсріал	МПа		Твердість, Н	Термообробка
		σ_B	σ_T		
Сектор	Сталь 40Х	834	540	230…260	Поліпшення
Рейка	Сталь 50	628	343	178…228	Нормалізація

а) Допустимі контактні напруження в передачі [32]:

$$[\sigma]_H = \sigma_{H\,lim\,b} K_{HL} / s_H, \quad (2.49)$$

де $\sigma_{H\ lim\ b}$ – межа контактної витривалості зубців;

S_H – коефіцієнт безпеки (S_H =1,1- для нормалізованих або поліпшених матеріалів),

K_{HL} – коефіцієнт довговічності.

Межа контактної витривалості зубців сектору та рейки будуть такими [33]:

$$\sigma_{H\ lim\ b1} = 2H_C + 70 = 2 \cdot 250 + 70 = 570 \text{ МПа};$$
$$\sigma_{H\ lim\ b2} = 2H_P + 70 = 2 \cdot 220 + 70 = 510 \text{ МПа}$$

Еквівалентне число циклів навантаження зубців за строк служби передачі:

$$N_{HE} = \frac{1800\,\omega}{\pi} \cdot L_h = \frac{1800 \cdot 0{,}005}{\pi} \cdot 2 \cdot 10^4 = 5{,}7 \cdot 10^4 \qquad (2.50)$$

Базове число циклів при НВ<350 : $N_{H0}=11 \cdot 10^6$

$$K_{HL} = \sqrt[6]{N_{H0} / N_{HE}} = \sqrt[6]{11 \cdot 10^6 / 5{,}7 \cdot 10^4} = 2{,}32 \qquad (2.51)$$

де $[\sigma_H]_C$ =570·2,32/1,1=1202 МПа;

$[\sigma_H]_P$ =310·2,32/1,1=650 МПа.

Розрахункове допустиме контактне напруження:

$$[\sigma]_H = 0{,}45\ ([\sigma_H]_C + [\sigma_H]_P) = 0{,}45 \cdot (1202 + 650) = 832 \text{ МПа} \qquad (2.52)$$

Допустимі напруження на згин [34]:

$$[\sigma]_F = \sigma_{Flimb} K_{FC} K_{FL} / s_F\ , \qquad (2.53)$$

де $\sigma_{Flim\ b}$ – межа витривалості зубців на згин;

S_F – коефіцієнт запасу (S_F =2,2 – для нормалізованих або поліпшених матеріалів);

K_{FC} – коефіцієнт, що враховує двостороннє прикладення навантаження (для реверсивної передачі K_{FC}=0,7);

K_{FL} – коефіцієнт довговічності.

Межа витривалості зубців на згин зубців сектору та рейки:

$\sigma_{F\,lim\,b\,C} = 1{,}8HC = 1{,}8 \cdot 250 = 450$ МПа;

$\sigma_{F\,lim\,b\,P} = 1{,}8HP = 1{,}8 \cdot 220 = 396$ МПа.

Еквівалентне число циклів навантаження зубців за строк служби передачі:

$$N_{FE} = \frac{1800\,\omega}{\pi} \cdot L_h = \frac{1800 \cdot 0{,}005}{\pi} \cdot 2 \cdot 10^4 = 5{,}7 \cdot 10^4 \qquad (2.54)$$

Базове сило циклів при НВ < 350 : $N_{F0}=4 \cdot 10^6$

$$K_{FL} = \sqrt[6]{N_{F0} / N_{HE}} = \sqrt[6]{4 \cdot 10^6 / 5{,}7 \cdot 10^4} = 1{,}97 \qquad (2.55)$$

$[\sigma_F]_C = \sigma_{FlimbC}\, K_{FC}\, K_{FL} / s_F = 450 \cdot 0{,}7 \cdot 1{,}97 / 2{,}2 = 282$ МПа;

$[\sigma_F]_P = \sigma_{FlimbP}\, K_{FC}\, K_{FL} / s_F = 396 \cdot 0{,}7 \cdot 1{,}97 / 2{,}2 = 248$ МПа.

Граничне допустиме напруження на згин для зубців сектору та рейки:

$$[\sigma_{Fmax}]_C = 4{,}8\ HC / s_F = 4{,}8 \cdot 250 / 2{,}2 = 545 \text{ МПа}; \qquad (2.57)$$

$$[\sigma_{Fmax}]_P = 4{,}8\ HP / s_F = 4{,}8 \cdot 220 / 2{,}2 = 480 \text{ МПа}. \qquad (2.58)$$

Умова контактної міцності при згині:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot \mathrm{Y}_F \cdot \mathrm{Y}_\beta \cdot \mathrm{Y}_\varepsilon \cdot K_Д}{b_w \cdot m} \le [\sigma_F] \qquad (2.59)$$

де Y_F – коефіцієнт, що враховує форму зуба;

Y_β – коефіцієнт, що враховує нахил зубців;

Y_ε – коефіцієнт, що враховує перекриття зубців;

$\mathrm{K}_д$ – коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження та його нерівномірність розподілення по ширині вінця.

Модуль зачеплення за умови контактної міцності при згині:

$$m = \frac{F_0 \cdot Y_F \cdot \mathrm{Y}_\beta \cdot Y_\varepsilon \cdot K_Д}{b_w \cdot [\sigma_F]_P} \qquad (2.60)$$

Попередньо приймаємо:

$Y_F = 3{,}7$ - для $\mathrm{Z_K} = \infty$; $\mathrm{Y}\varepsilon = 1$ при $\varepsilon_\alpha = 1$; Y_β=1 при β=0; $\mathrm{b_w}$ = 180 мм – ширина рейки; $\mathrm{K}_Д$ =1,5.

$$m = \frac{37 \cdot 10^3 \cdot 3{,}7 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1{,}5}{180 \cdot 248} = 4{,}6\ мм$$

Із конструктивних міркувань приймаємо остаточно по [35] m=30 мм.

Коловий крок зубців по ділильному діаметру:

$$p - \pi \cdot m - 3{,}14 \cdot 30 - 94{,}247\ мм \qquad (2.61)$$

Число зубців сектора, необхідне для повороту склепіння на кут γ=70°:

$$Z_C = \frac{2\pi \cdot r_w \cdot \gamma}{360° \cdot p} = \frac{2\pi \cdot r_w \cdot 70°}{360° \cdot p} = \frac{2 \cdot 3{,}14 \cdot 325 \cdot 70^o}{360^o \cdot 30} = 4{,}2 \qquad (2.62)$$

Приймаємо:

Z_C =5 – число зубів сектору;

Z_P =5 – число зубів рейки;

Лінійне переміщення рейки, що відповідає куту повороту склепіння:

$$L=p\cdot Z_C=94{,}247\cdot 5=471{,}2 \text{ мм} \quad (2.63)$$

Основні розміри сектора:

радіус вершин зубів:

$$r_a = r_w + 2_m = 325+2\cdot 30 = 385 \text{ мм;} \quad (2.64)$$

радіус впадин зубів:

$$r_f = r_w - 2{,}5m = 325 - 2{,}5\cdot 30 = 250 \text{ мм;} \quad (2.65)$$

Для розрахунку активних поверхонь зубців на опір контактній втомі попередньо визначимо такі коефіцієнти:

ZM = 275 МПа1/2 – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів ;

ZH = 1,77 – коефіцієнт форми спряжених поверхонь зубців;

$Z_E=\sqrt{1/\varepsilon_\alpha}=\sqrt{1/1}=1$ – коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній

$K_д$ – коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження та його нерівномірність розподілення по ширині вінця.

Розрахункове контактне напруження:

$$\sigma_{H=}{}^{Z_H}\cdot Z_M\cdot Z_\varepsilon\cdot\sqrt{\frac{F_0\cdot K_Д}{2\cdot b_w\cdot r_W}\cdot\frac{u+1}{u}}\le[\sigma_H] \quad (2.66)$$

$$\sigma_H = 1{,}77 \cdot 275 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{3700 \cdot 1{,}5}{2 \cdot 180 \cdot 325} \cdot \frac{1+1}{1}} = 474 \le [\sigma_H] = 832 \ МПа$$

Розрахунок активних поверхонь зубців на контактну міцність при максимальних навантаженнях:

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{M_{\max} / M_C} = 474 \cdot \sqrt{8977 / 5985} = 580 \ МПа \qquad (2.67)$$

Контактна міцність забезпечується, оскільки

$$\sigma_{H\max} = 580 \ МПа \le [\sigma]_H = 832 \ МПа$$

Розрахунок зубців на міцність при згині, при максимальних навантаженнях

$$[\sigma_F]_{C\max} = [\sigma_F]_C \cdot (\frac{M_{\max}}{M_C}) = 282 \cdot \frac{8977}{5985} = 422 \ МПа \le [\sigma_{F\max}]_C = 545 \ МПа$$

$$[\sigma_F]_{P\max} = [\sigma_F]_P \cdot (\frac{M_{\max}}{M_C}) = 248 \cdot \frac{8977}{5985} = 371 \ МПа \le [\sigma_{F\max}]_C = 480 \ МПа$$

Міцність зубців на згин при дії максимального навантаження забезпечується, бо максимальні розрахункові напруження менші від граничних допустимих напружень

3 ЕКСПЛУАТАЦІЙНА ЧАСТИНА

3.1 Коротка характеристика ремонтного господарства

В умовах сучасної системи планування та економічного стимулювання розвитку підприємств особливої актуальності набуває раціональне використання матеріальних, трудових і фінансових ресурсів. Важливу роль у досягненні цієї мети відіграє ефективна організація ремонтного господарства, спрямована на мінімізацію простоїв устаткування [36]. Відомо, що простої, пов'язані з проведенням ремонтів, становлять до трьох чвертей загального часу простоїв металургійних агрегатів. При цьому зупинка одного елемента технологічного ланцюга часто призводить до вимушеного простою наступного обладнання, що негативно впливає на весь виробничий процес [37].

Підвищення ефективності та якості виконання ремонтних робіт дає змогу суттєво скоротити тривалість простоїв, збільшити обсяги випуску продукції та знизити її собівартість. Особливого значення ремонтне господарство набуває в умовах перехідної економіки, для якої характерні процеси комплексної механізації та автоматизації виробництва.

З урахуванням того, що сучасні промислові підприємства характеризуються високим рівнем механізації та автоматизації, навіть короткочасна зупинка одного агрегату може спричинити порушення роботи всього підприємства. У зв'язку з цим ремонтне господарство слід розглядати як один із ключових факторів забезпечення ефективності виробництва. Водночас науково обґрунтовані підходи до організації та планування ремонтів дозволяють об'єктивно оцінювати технічний стан обладнання та оптимізувати виробничі процеси [38].

Основним завданням ремонтного господарства металургійного підприємства є забезпечення безперервності технологічного процесу, надійної та високопродуктивної роботи обладнання при мінімальних витратах ресурсів.

Ефективність виконання цих завдань значною мірою залежить від структури управління ремонтною службою, яка визначає розподіл функцій, відповідальності та ресурсів між підрозділами і персоналом.

На підприємствах невеликої потужності та з обмеженими оборотними коштами часто застосовується змішана форма організації ремонтного господарства. За такої форми частина ремонтних підрозділів входить до складу основних виробничих цехів, що дозволяє підвищити оперативність виконання ремонтних робіт і більш ефективно використовувати наявні ресурси.

У разі змішаної організації загальне керівництво ремонтним господарством здійснює головний механік, який безпосередньо підпорядковується головному інженеру (технічному директору) підприємства (рисунок 3.1). Для координації діяльності механіків цехів та забезпечення технічного супроводу ремонтних робіт створюється відділ головного механіка.

Відділ головного механіка виконує широкий спектр функцій, зокрема бере участь у розробці технічних проєктів, модернізації та реконструкції обладнання з метою підвищення його продуктивності та надійності, а також у впровадженні нових технічних рішень. Крім того, відділ залучається до приймання в експлуатацію нових агрегатів і виробничих дільниць, реалізації заходів з механізації та автоматизації виробничих процесів, дотримання вимог техніки безпеки, а також сприяє розвитку раціоналізаторської та винахідницької діяльності.

До основних завдань відділу головного механіка належать:

- забезпечення технічно справного стану всього механічного обладнання підприємства;
- здійснення систематичного нагляду за технічним станом устаткування та контроль за дотриманням правил його експлуатації;
- забезпечення виробництва необхідним обладнанням і запасними частинами;

- планування та організація виробничої діяльності ремонтних підрозділів;
- технічне вдосконалення та модернізація обладнання.

Організаційно відділ головного механіка поділяється на низку спеціалізованих підрозділів, серед яких:

1. бюро планово-попереджувальних ремонтів;
2. бюро капітальних ремонтів;
3. планово-виробниче бюро;
4. планово-економічна група;
5. технологічне бюро.

Така структура забезпечує комплексний підхід до організації ремонтного господарства, підвищує ефективність управління технічним станом обладнання та сприяє стабільній роботі підприємства в цілому.

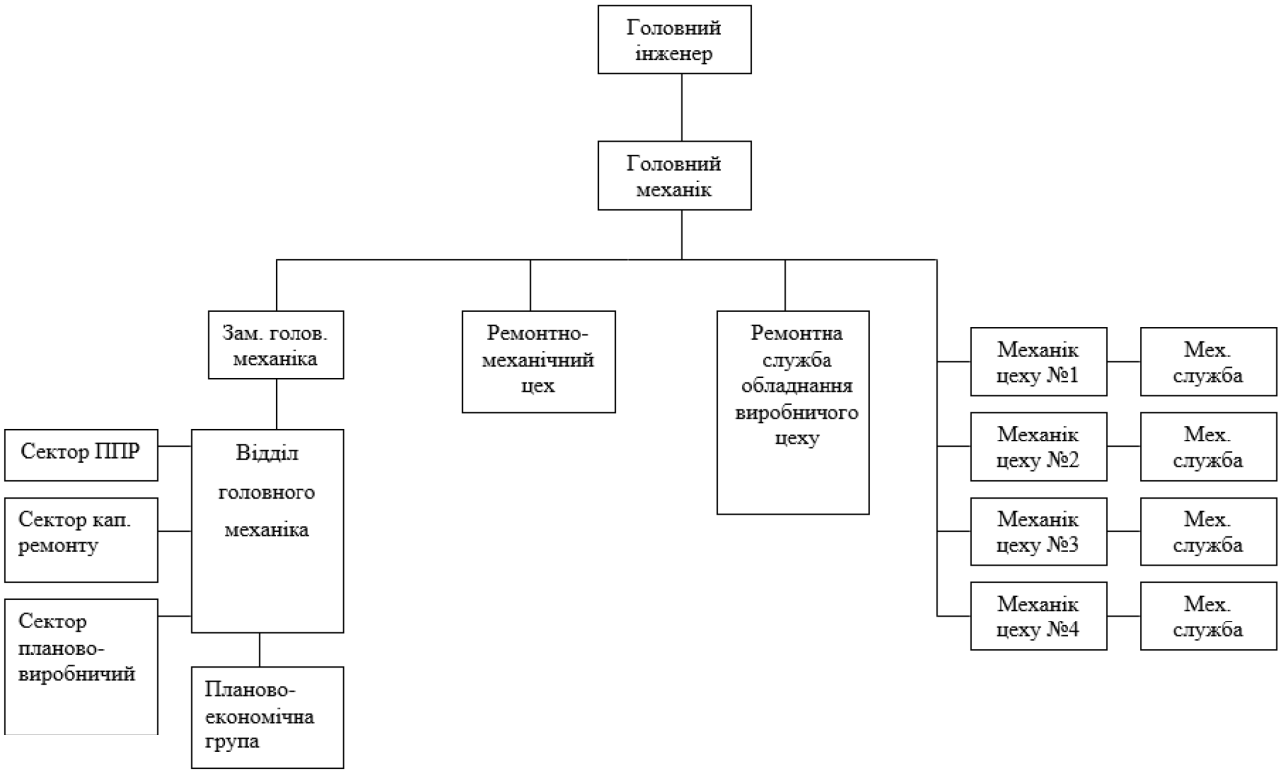


Рисунок 3.1 – Типова схема підпорядкування ремонтної служби

Ремонтні служби виробничих цехів, як правило, мають подвійне підпорядкування: в адміністративному відношенні вони підзвітні начальникам

цехів, а в технічному – головному механіку підприємства. Така організаційна схема, хоча й забезпечує певну інтеграцію ремонтної діяльності з виробничими процесами, водночас має низку суттєвих недоліків.

Передусім, подвійне підпорядкування ускладнює реалізацію єдиної технічної та технологічної політики у сфері ремонту й обслуговування обладнання. Внаслідок цього можуть виникати розбіжності у підходах до виконання ремонтних робіт, застосування технологій і стандартів. Крім того, спостерігається зниження рівня централізації та спеціалізації ремонтних процесів, що негативно впливає на їхню якість і ефективність.

Суттєво ускладнюється й організаційна структура ремонтного господарства: формується багаторівнева система взаємозв'язків між різними групами ремонтного персоналу, що призводить до дублювання функцій, втрати часу на узгодження рішень та зниження оперативності управління. Водночас керівники основних виробничих цехів змушені відволікатися від виконання своїх безпосередніх обов'язків, пов'язаних із забезпеченням виробничого процесу, що знижує загальну ефективність управління.

Ще одним важливим недоліком є зменшення гнучкості, мобільності та оперативності ремонтної служби. У разі виникнення аварійних ситуацій або необхідності термінового втручання ускладнена система підпорядкування може призводити до затримок у прийнятті рішень і виконанні робіт.

З огляду на зазначені проблеми, перспективним напрямом удосконалення системи управління ремонтним господарством є виділення ремонтної служби в самостійну, автономну структуру з єдиним адміністративним і технічним керівництвом. Такий підхід дозволяє забезпечити централізоване управління ресурсами, підвищити рівень спеціалізації ремонтного персоналу, скоротити час на прийняття рішень та підвищити якість виконання ремонтних робіт.

Найбільш доцільним впровадження такої моделі є на малих і середніх металургійних підприємствах, де централізація функцій управління дає змогу досягти максимальної ефективності при відносно обмежених ресурсах.

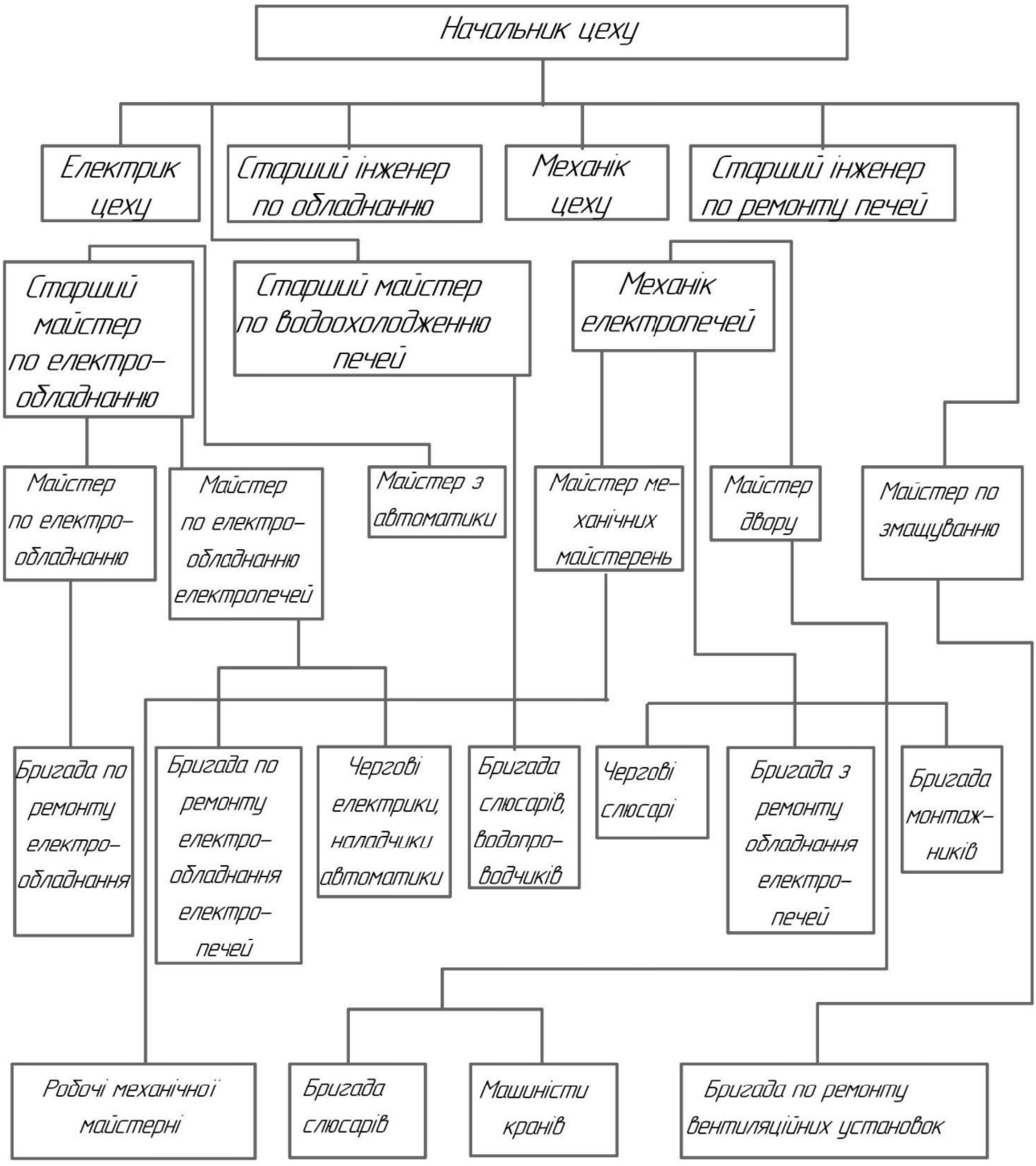


Рисунок 3.1 – Схема підпорядкування ремонтної служби цеху з виробництва феротитану

Зокрема, на підприємствах з виробництва феротитану служба обладнання сталеплавильного цеху функціонує за традиційною схемою

подвійного підпорядкування: адміністративно вона підпорядковується начальнику цеху, а в технічному відношенні – головному механіку заводу.

Керівництво службою обладнання здійснює начальник з механічного обладнання цеху (механік цеху). У його підпорядкуванні перебувають механіки окремих виробничих дільниць, які відповідають за технічний стан і ремонт механічного обладнання, а також старший майстер з ремонту електромостових кранів. Така структура дозволяє забезпечити безпосередній контроль за станом обладнання на місцях, однак потребує подальшого вдосконалення з точки зору підвищення централізації та ефективності управління ремонтними процесами.

3.2 Обґрунтування форми та структури управління ремонтним господарством підприємства

Форма організації ремонтного господарства підприємства визначається насамперед тим, у чиєму підпорядкуванні перебувають ремонтний персонал, обладнання та матеріально-технічні ресурси. У сучасній промисловій практиці застосовуються три базові організаційні моделі: децентралізована, централізована та змішана, кожна з яких має свої особливості, переваги та обмеження [39, 40].

Децентралізована форма передбачає закріплення ремонтного персоналу і засобів безпосередньо за виробничими цехами. У цьому випадку цехи самостійно виконують більшість ремонтних робіт, тоді як загальне планування та координація ремонтної діяльності на рівні підприємства здійснюється службою головного механіка. Такий підхід забезпечує оперативність реагування на відмови обладнання та тісний зв’язок між експлуатаційним і ремонтним персоналом. Водночас він має суттєві недоліки, зокрема дублювання функцій, низький рівень спеціалізації, неефективне використання трудових і матеріальних ресурсів, а також підвищені витрати на утримання ремонтної інфраструктури [41].

Централізована форма організації ремонтного господарства, у свою чергу, поділяється на внутрішньозаводську та міжзаводську (галузеву). При внутрішньозаводській централізації всі ремонтні ресурси зосереджуються у спеціалізованих ремонтних підрозділах підприємства, які виконують повний спектр ремонтних робіт. Це дозволяє підвищити рівень спеціалізації, впроваджувати сучасні засоби механізації та автоматизації, а також забезпечити більш ефективне використання обладнання і персоналу. У результаті скорочуються терміни виконання ремонтів і зростає продуктивність праці.

Міжзаводська централізація передбачає передачу частини або всього обсягу ремонтних робіт спеціалізованим зовнішнім організаціям (підрядникам), які обслуговують декілька підприємств галузі. Такий підхід дає змогу залучати висококваліфікованих фахівців і використовувати унікальне обладнання, однак потребує чіткої координації, контролю якості та може супроводжуватися додатковими витратами на логістику і договірні відносини.

Змішана форма організації поєднує елементи обох підходів і є найбільш поширеною на великих промислових підприємствах. У цьому випадку цехові ремонтні служби забезпечують технічне обслуговування, нагляд за станом обладнання та виконання поточних ремонтів, тоді як складні, капітальні або ресурсоємні роботи здійснюються централізовано — спеціалізованими ремонтними цехами або сторонніми організаціями. Така модель дозволяє досягти балансу між оперативністю та економічною ефективністю використання ресурсів. Зокрема, на Запорізькому феросплавному заводі застосовується саме змішана форма організації ремонтного господарства, що відповідає масштабам і специфіці його виробництва [42].

Під час розроблення раціональної структури управління ремонтним господарством металургійного підприємства необхідно провести детальний аналіз існуючої системи технічного обслуговування і ремонту обладнання. Такий аналіз дає змогу виявити ключові проблеми, серед яких найчастіше зустрічаються недостатній рівень централізації та спеціалізації ремонтних

робіт, а також слабкий розвиток внутрішньогосподарських економічних відносин (госпрозрахунку) у межах ремонтних підрозділів. Це, у свою чергу, негативно впливає на ефективність використання ресурсів і якість виконання ремонтів.

Формування типової структури управління ремонтним виробництвом базується на функціональному підході. Першочерговим етапом є визначення головної мети системи, яка полягає у забезпеченні надійної, безперебійної та економічно ефективної роботи обладнання за мінімальних витрат трудових, матеріальних і фінансових ресурсів.

Для досягнення цієї мети перед ремонтним господарством ставляться такі основні завдання: підтримання працездатності основних фондів шляхом раціональної організації міжремонтного обслуговування; суворе дотримання правил технічної експлуатації; своєчасне і якісне проведення планово-попереджувальних ремонтів; забезпечення стабільного матеріально-технічного постачання; проведення модернізації обладнання та впровадження сучасних досягнень науки і техніки у практику ремонтного виробництва.

Ефективна структура управління ремонтним господарством повинна відповідати низці ключових вимог: забезпечення принципу єдиноначальності; мінімізація та економічність управлінського апарату; чітке визначення підпорядкованості та функціональних обов’язків; налагодження тісної взаємодії між підрозділами; усунення дублювання функцій і зайвих управлінських ланок.

Подальше вдосконалення системи управління ремонтним виробництвом доцільно здійснювати шляхом поглиблення процесів централізації та спеціалізації ремонтних робіт. Важливим напрямом є також усунення подвійної підпорядкованості ремонтного персоналу та його організаційне виведення зі складу виробничих цехів. При цьому особливого значення набуває встановлення чіткої системи відповідальності між ремонтним та експлуатаційним персоналом за технічний стан обладнання.

Одним із ефективних інструментів підвищення відповідальності є впровадження гарантійної системи ремонту й експлуатації, яка передбачає закріплення відповідальності за результати виконаних робіт і стимулює підвищення їх якості. Такий підхід сприяє зниженню аварійності, подовженню ресурсу обладнання та оптимізації витрат на його обслуговування.

Загалом існуюча структура управління ремонтним господарством підприємства та його підрозділів у значній мірі відповідає сучасним вимогам, однак потребує подальшого вдосконалення з урахуванням тенденцій розвитку промислового виробництва, цифровізації процесів управління та підвищення вимог до ефективності використання ресурсів.

3.3 Розробка річного графіка планово-попереджувальних ремонтів та мережевого графіку проведення капітального ремонту основного виробничого агрегату

Приступаючи до складання річних графіків ППР, необхідно попередньо визначити структуру ремонтного циклу, виявити періодичність та тривалість усіх ремонтів.

Періодичність основного обладнання на поточні та капітальні ремонти визначається терміном служби деталей і вузлів, що зношуються, а тривалість – часом, необхідним для виконання найбільш трудомістких робіт.

Структура ремонтного циклу визначається видами та періодичністю виконання ремонтних робіт у період між капітальними ремонтами.

Підставою для складання річного графіка ППР є:

- термін служби основних елементів;
- акти технічного обстеження;
- виробничі показники останнього періоду роботи;
- нормативи періодичності та тривалості поточних ремонтів та капітальних ремонтів обладнання;
- дані про роботу аналогічного обладнання;

– дата та тривалість останнього капітального ремонту.

Найбільш трудомістка операція при капітальному ремонті електропечі – заміна футерування.

Термін служби подини від одного капітального ремонту до іншого становить до 1000 плавок (протягом трьох років). Отже, міжремонтний період складе:

$$T_{цр} = 3 \text{ роки} = 3 \cdot 365 \cdot 0{,}8 = 876 \text{ діб.}$$

Визначимо, чи потрібний капітальний ремонт електропечі у плановому 2026 році. Останній ремонт проводився з 1 грудня по 8 грудня 2025 року, час від останнього капітального ремонту до початку планового року $T_{рк} = 23$ діб. Плановий час роботи електропечі $Tpn = 292$ діб.

Час роботи від початку планового року до капітального ремонту становить:

$$T_{кп} = T_{рк} + T_{рп} \qquad (3.1)$$

$$T_{кп} = 23 + 292 = 315 \text{ діб.}$$

Так як $T_{кп} < T_{цр}$, то капітальний ремонт ДСПТ-12,0 у 2026 році не потрібний.

У таблиці 3.1 наведено річний графік ППР на 2026 г. дільниці з виробництва феротитану.

Таблиця 3.1 – Річний графік планово-попереджувальних ремонтів обладнання на 2026 р.

Найменування обладнання	Дата і продовж останн. кап. ремонту	I квартал									II квартал									III квартал									IV квартал									К-ть рем. за рік	Простій за р. год	Примітки
		січень			лютий			березень			квітень			травень			червень			липень			серпень			вересень			жовтень			листопад			грудень					
		I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III			
Електропіч ДСПТ-12	12.2025	т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			12	96	
Електропіч СДО	8.2024		т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			12	96	
Барабан-змішувач	8.2024			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			12	96	
Дробарка комбін.	1.2025	т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			12	96	
Дробарка молоткова	12.2024	т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			12	96	
Візок	1.2024		т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			12	96	
Виливниця	1.2024			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			12	96	
Шлаківня	12.2025			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			12	96	
Терези	8.2023	т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			12	96	
Дозатор ваговий	8.2024	т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			12	96	
Віброживильники	5.2025		т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			12	96	
Ел. бруківка кран №1	не виробив.			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			12	96	
Ел. бруківка кран №2	не виробив.			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			12	96	
Ел. бруківка кран №3	не виробив.	т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			12	96	
Ел. бруківка кран №4	не виробив.	т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			До			т/8			т/8			11/К	88/144	
Градирня	5.2024		т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			12	96	
Насоси	6.2024			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			т/8			12	96	

Проєктування раціонального ремонтного процесу має бути засноване на ретельному всебічному вивченні робочих процесів, організаційно-технічних умов, у яких протікають ці процеси, та всіх факторів, що впливають на їх здійснення. При цьому необхідно проводити фотографію процесу ремонту, використовувати досвід кваліфікованих працівників, які добре знають технологію ремонту. Доцільно використання графічних методів спостереження.

У разі розглядається ремонт дуговий електропечі для сталі, керуючись можливістю паралельного ведення робіт.

Мережевий графік відбиває технологічну послідовність виконання робіт та його параметрів. До основних параметрів мережного графіка відносяться критичний шлях, резерви часу та робіт. Розробка мережного графіка починається зі складання переліку робіт, необхідних для виконання ремонту обладнання, представленого в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 – Перелік робіт з виконання капітального ремонту електротропечі

№	Ремонтна операція	Шифр робіт		Норма часу, год	Число робітників
		початок	кінець		
1	2	3	4	5	6
1	Демонтаж склепіння печі	3	4	8	8
2	Демонтаж кожуха печі	4	8	8	2
3	Демонтаж плунжерів механізму підйому та повороту склепіння	4	6	8	2
4	Демонтаж рукавів електроутримувачів	0	1	8	8
5	Демонтаж стійок електродотримачів	1	2	8	4
6	Демонтаж напрямних роликів	4	5	8	4
7	Демонтаж плунжерів механізму переміщення електродів	4	7	8	2
8	Демонтаж редукторів підйому заслінки та переміщення фурми	4	9	8	4
9	Демонтаж траверси печі	2	3	8	8
10	Демонтаж площі навколо печі	9	10	8	4
11	Демонтаж гідроциліндрів нахилу печі	10	11	8	4

Продовження таблиці 3.2

1	2	3	4	5	6
12	Демонтаж футерування печі	11	12	8	10
13	Демонтаж ванни печі	12	13	8	12
14	Демонтаж люльки печі	13	14	8	10
15	Демонтаж фундаментних балок	14	15	8	8
16	Ремонт фундаментних балок	15	16	4	12
17	Ремонт м/к люльки печі	14	17	8	4
18	Ремонт м/к ванни печі	13	18	8	4
19	Ремонт м/к траверси	3	19	8	4
20	Ремонт м/к стійок	2	20	8	4
21	Ремонт м/к рукавів	1	21	8	8
22	Ревізія плунжерів механізму переміщення електродів	7	24	16	2
23	Ревізія гідроциліндрів механізму нахилу печі	11	22	8	4
24	Ревізія редукторів	9	23	8	2
25	Ревізія плунжерів механізму підйому та повороту склепіння	6	25	16	4
26	Ревізія напрямних роликів	5	26	16	4
27	Ремонт водоохолоджуваного склепіння	4	27	16	2
28	Ремонт кожуха	8	28	16	4
29	Монтаж фундаментних балок	16	29	4	10
30	Монтаж люльки печі	29	30	8	8
31	Монтаж ванни печі	30	31	4	8
32	Набивка подини печі, кладка футерування	32	33	8	4
33	Монтаж кожуха	31	32	4	8
34	Сушіння подини та футеровки	33	34	20	8
35	Монтаж гідроциліндрів нахилу печі	32	35	4	2
36	Монтаж плунжерів механізму переміщення електродів	32	36	8	2
37	Монтаж плунжерів механізму підйому та повороту склепіння	32	37	4	4
38	Монтаж редукторів	32	38	8	4
39	Монтаж майданчиків навколо печі	38	39	4	2
40	Монтаж траверси	40	41	8	4
41	Монтаж напрямних роликів	41	42	8	4
42	Монтаж стійок	42	43	8	4
43	Монтаж рукавів	43	44	8	8

Продовження таблиці 3.2

1	2	3	4	5	6
44	Монтаж склепіння	39	40	4	4
45	Регулювання розпаду електродів	44	45	4	8
46	Налагоджування печі, розігрів та випробування.	46	46	4	8

Визначивши тривалість робіт мережного графіка, розраховуємо його параметри, а саме:

- ранній та пізній терміни здійснення подій;
- резерв часу події;
- критичний шлях мережного графіка;
- повний та вільний резерви часу робіт.

Результати розрахунку заносимо до таблиці 3.3.

Таблиця 3.3 – Дані для побудови мережевого графіку

Код		Тривалість роботи	Ранній початок роботи	Раннє закінчення роботи	Ранній початок роботи	Раннє закінчення роботи	Резерв	
початок	кінець						повний	вільний.
1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	1	8	0	8	0	8	0	0
1	2	8	8	16	8	16	0	0
1	21	8	8	16	148	152	130	0
2	3	8	16	24	16	24	0	0
2	20	8	16	24	136	144	120	0
3	4	8	24	32	24	32	0	0
3	19	8	24	32	116	124	92	0
4	5	8	32	40	112	120	80	0
4	6	8	32	40	96	104	64	0
4	7	8	32	40	96	104	64	0
4	8	8	32	40	84	92	52	0
4	9	8	32	40	32	40	0	0
4	27	16	32	48	102	128	80	0
5	26	16	40	56	120	136	80	0
6	25	16	40	56	104	120	64	0
7	24	16	40	56	104	120	64	0
8	28	16	40	56	92	108	52	0

Продовження таблиці 3.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9
9	10	8	40	48	40	48	0	0
9	23	8	40	48	112	120	72	0
10	11	8	48	56	48	56	0	0
11	12	8	56	64	56	64	0	0
11	12	8	56	64	112	120	56	0
12	13	8	64	72	64	72	0	0
13	14	8	72	80	72	80	0	0
13	18	8	72	80	96	104	24	0
14	15	8	80	88	80	88	0	0
14	17	8	80	88	88	96	8	0
15	16	4	88	92	88	92	0	0
16	29	4	92	96	92	96	0	0
17	29	0	88	88	96	96	8	0
18	30	0	80	80	104	104	32	32
19	39	0	32	32	124	124	92	92
20	42	0	24	24	144	144	120	120
21	43	0	12	12	152	152	140	140
22	35	0	64	64	120	120	56	52
23	38	0	48	48	120	120	72	64
24	37	0	56	56	120	120	64	60
25	36	0	56	56	120	120	64	64
26	41	0	56	56	136	136	80	80
27	40	0	48	48	128	128	80	80
28	31	0	56	56	108	108	52	52
29	30	8	96	104	96	104	0	0
30	31	4	104	108	104	108	0	0
31	32	4	108	112	108	112	0	0
32	33	8	112	120	112	120	0	0
32	35	4	112	116	116	120	4	0
32	36	8	112	120	112	120	0	0
32	37	4	112	116	116	120	4	0
32	38	8	112	120	112	120	0	0
33	34	20	120	140	120	140	12	0
34	44	0	140	140	156	156	0	0
35	38	0	116	116	120	120	4	0
36	38	0	120	120	120	120	0	0
37	38	0	116	116	120	120	4	0
38	39	4	120	124	120	124	0	0
39	40	4	124	128	124	128	0	0
40	41	8	128	136	128	136	0	0

Продовження таблиці 3.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9
40	41	8	128	136	128	136	0	0
41	42	8	136	144	136	144	0	0
42	43	8	144	152	144	152	0	0
43	44	8	152	160	152	160	0	0
44	45	4	160	164	160	164	0	0
45	46	4	164	168	164	168	0	0

Після розрахунку параметрів мережевого графіка проводимо його прив'язку до календарного періоду (календаризація). Сутність календарізації в тому, щоб кожна подія на графіку була прив'язана за раннім терміном її здійснення до календарного періоду, а також розподіл трудових ресурсів (виконавців) (рисунок 3.3). Перевагою використання мережевого планування є те, що воно дає змогу:

– виявити резерви часу, адже роботи, що не лежать на критичному шляху, мають «запас», що дозволяє маневрувати персоналом;
– оптимізувати ресурси – чітко видно, коли саме потрібні специфічні фахівці або рідкісні запчастини та дату завершення ремонту при зміні тривалості будь-якої операції;
– максимально «розпаралелити» ремонтні процеси.

Так аналіз отриманого мережевого графіку (рисунок 3.3) дозволяє зробити наступні висновки:

– графік є досить напруженим на 2-гу добу, тому варто заздалегідь забезпечити наявність усіх 20 фахівців саме на 3-тю зміну 2 грудня, щоб не допустити переходу робіт на критичний шлях.
– події 16–37 (4–5 грудня) є ключовими для дотримання термінів. Необхідно посилити контроль за постачанням вогнетривів та запчастин саме до цього терміну.
– наявність великих резервів (події 5, 6, 7, 21) дозволяє за потреби скоротити кількість персоналу в перші дні, якщо виникне дефіцит робочої сили.

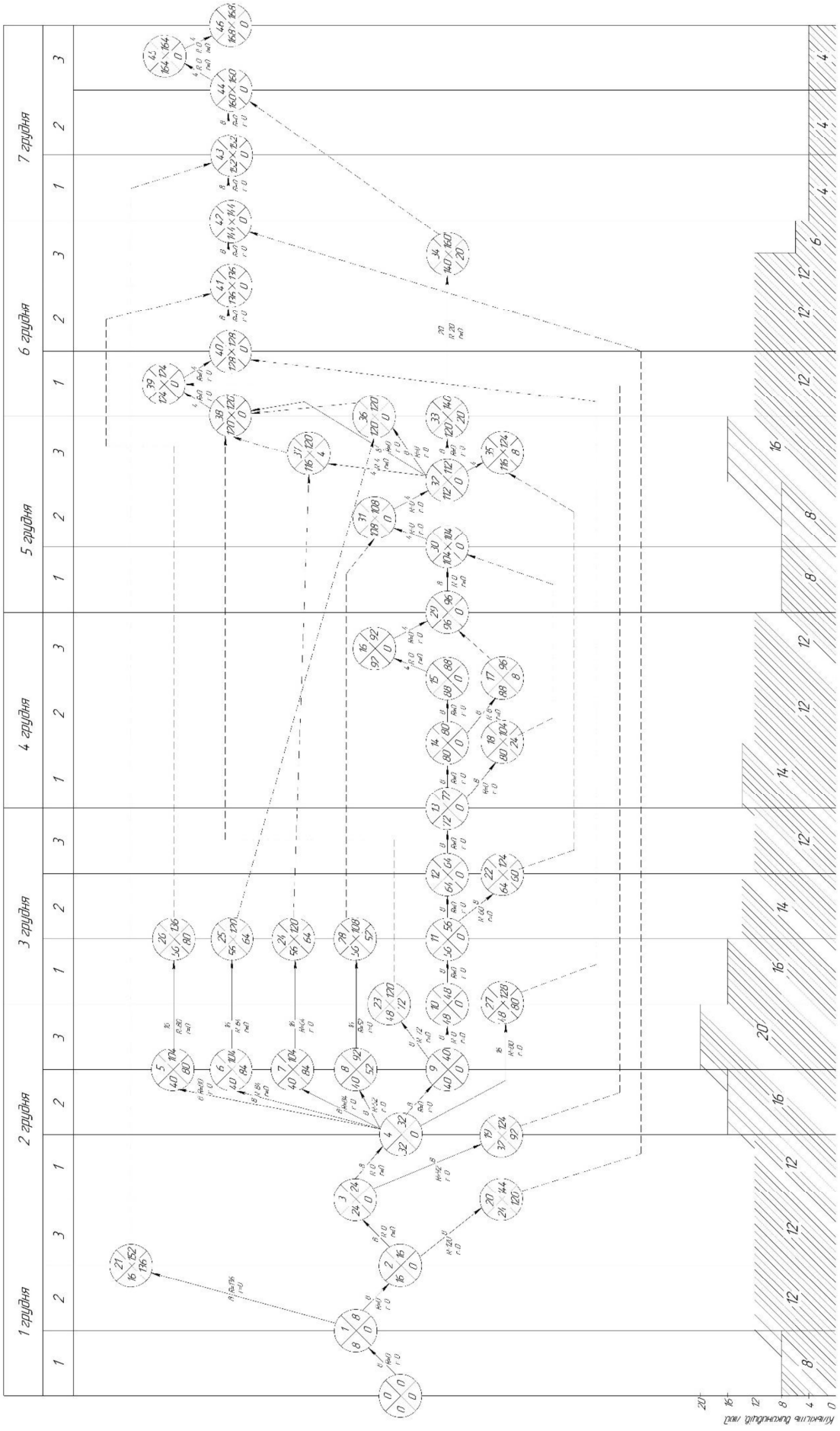


Рисунок 3.3 – Мережний графік капітального ремонту сталеплавильної печі ДСПТ 12

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА

4.1 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів дільниці виготовлення феротитану

Процес виготовлення феротитану та обслуговування відповідного обладнання ремонтним персоналом супроводжується комплексним впливом низки негативних чинників виробничого середовища [43]. Згідно з даними досліджень (таблиця 4.1), умови праці на даній дільниці характеризуються як шкідливі (клас 3) за декількома показниками.

Хімічний фактор є одним із провідних на дільниці. Спостерігається перевищення гранично допустимих концентрацій (ГДК) за цілим спектром речовин:

- Надзвичайно небезпечні речовини (1 клас): Ангідрид сірчистий перевищує норму майже вдвічі (0,09 мг/м³ при нормі 0,05), що відповідає 1 ступеню шкідливості (3.1) [44].
- Високонебезпечні речовини (2 клас): Фіксується значне перевищення за оксидами марганцю (0,012), алюмінію (0,016) та кальцію (0,4).
- Інші гази: Концентрація азоту діоксиду (0,35 мг/м³) та вуглецю оксиду (0,024 мг/м³) також перевищує нормативні значення.

Високий відсоток дії цих факторів протягом зміни (84–99%) свідчить про постійне токсичне навантаження на організм працівника [44].

Пил (Аерозолі переважно фіброгенної дії)

Це один із найбільш критичних факторів на даній дільниці.

- Фактичний вміст пилу: 0,17 мг/м³ при нормі 0,02 мг/м³.
- Оцінка: Перевищення норми у 8,5 разів.
- Наслідки: Враховуючи наявність діоксиду кремнію (2,5%), такий пил має виражену агресивну дію на дихальні шляхи, що за гігієнічною класифікацією відповідає 3 ступеню III класу шкідливості (3.3) [43, 44].

Таблиця 4.2 – Технологічна карта умов праці, професія ремонтний персонал, робоче місце – дільниця з виробництву феротитану

Фактори	Нормативне значення, ГДК, ГДУ	Фактичне значення	III клас шкідливих і небезпечних умов, характер праці			Час дії фактора % у зміну
			1 ступінь	2 ступінь	3 ступінь	
I. Шкідливі хімічні речовини, мг/м^3						
1 клас небезпеки						
Ангідрид сірчистий	0,05	0,09	1,8			85
2 клас небезпеки						
Марганцю оксид	0,01	0,012	1,2			84
Алюмінію оксид	0,01	0,016	1,6			94
Кальцію оксид	0,3	0,4	1,33			87
Азоту діоксид	0,2	0,19				91
3-4 клас небезпеки						
Заліза оксид	0,04	0,03				99
Азоту діоксид	0,2	0,35	1,75			98
Вуглецю оксид	0,02	0,024	1,2			89
II. Пил переважно фіброгенної дії, мг/м^3						
Зміст кремнію диоксида – 2,5%	0,02	0,17			8,5	83
III. Шум, Дб	80	92		12		100
IV. Мікроклімат у приміщенні						
- температура повітря, °С	16-27	36			9	88
- швидкість руху повітря, м/сек	0,2-0,5	0,27				90
- відносна вологість повітря, %	55	46				96
Нахил корпуса в просторі, обумовлений технологічним процесом, град.	перебування в похилому положенні понад					
	28,1	30				
Кількість факторів			6	1	2	

Рівень шуму на робочих місцях становить 92 дБ, що значно вище допустимої норми у 80 дБ:

- Ступінь шкідливості: 2 ступінь (3.2).
- Час дії: Фактор діє протягом 100% робочого часу, що створює високий ризик розвитку професійної приглухуватості.

Дільниця характеризується вкрай несприятливим температурним режимом:

- Температура повітря: Складає 36°С при нормі 16–27°С.
- Ступінь шкідливості: 3 ступінь (3.3). Висока температура в поєднанні з роботою в закритому приміщенні (вологість 46%, швидкість руху повітря 0,27 м/сек) призводить до порушення терморегуляції організму та швидкої втомлюваності.

Робота ремонтного персоналу пов'язана з перебуванням у незручних робочих позах. Нахил корпусу:

- Перебування в похилому положенні (понад 30°) становить 30% часу зміни, що перевищує норматив (28,1%). Це створює статичне навантаження на опорно-руховий апарат (клас 3.1).

Загальна оцінка умов праці ремонтного персоналу на дільниці виготовлення феротитану відповідає класу 3.3 (Шкідливі умови праці 3-го ступеня). Найбільшу загрозу здоров'ю становлять висока концентрація пилу та екстремальна температура, які можуть призвести до незворотних патологічних змін в організмі працівників без належних засобів індивідуального захисту (ЗІЗ) та режимів праці.

4.2 Технічні рішення захисту від небезпечних і шкідливих виробничих факторів на дільниці виготовлення феротитану

На ділянці виробництва феротитану передбачається створення 107 робочих місць. Режим роботи організовано за безперервним чотирьохбригадним графіком. Максимальна чисельність персоналу в одній зміні становить 47 осіб.

Побутове забезпечення працівників здійснюється на базі існуючих цехових гардеробних, душових та приміщень для обслуговування персоналу. Безпосередньо на виробничій ділянці передбачено розміщення санітарно-побутових вузлів. Прання спецодягу організовано в діючій заводській пральні, а медичне обслуговування здійснюється в медичному пункті підприємства.

На території ділянки також передбачено облаштування кімнати для приймання їжі. Додатково потреби працівників у харчуванні забезпечуються існуючою заводською їдальнею.

Параметри мікроклімату на постійних робочих місцях повинні відповідати встановленим нормам згідно [45].

Важливим чинником забезпечення безпечних і комфортних умов праці є раціонально організоване освітлення. Недостатній рівень освітленості ускладнює виконання виробничих операцій, призводить до зниження продуктивності праці, перевтоми органів зору, а також може стати причиною професійних захворювань і виробничого травматизму.

На промислових підприємствах штучне освітлення поділяється на такі види: робоче (для забезпечення нормальних умов праці у темний час доби або за недостатнього природного освітлення), аварійне (для продовження роботи при відключенні робочого освітлення), евакуаційне (для безпечного виходу людей із приміщення у разі аварійного відключення освітлення) та охоронне. За необхідності частина світильників може використовуватись як чергове освітлення. У проєкті передбачено застосування енергоефективних світлодіодних (LED) ламп потужністю 300 Вт, а також світильників типу глибоковипромінювач.

Основними джерелами шуму в будівлі є технологічне обладнання, транспортні засоби, системи оборотного водопостачання, вентиляції та газоочищення.

За своїм характером шум у виробничому приміщенні є широкосмуговим із безперервним спектром шириною понад одну октаву. Відповідно до класифікації [46, 47], шум і вібрація мають непостійний характер і змінюються в часі.

Рівень шуму від комплексу технологічного, підйомно-транспортного та допоміжного обладнання у сталеплавильному виробництві повинен знаходитися в межах 70…80 дБА, при цьому гранично допустиме значення на робочих місцях становить 85 дБ.

Дугова електропіч ДСПТ-12,0 працює від джерела постійного струму, що, порівняно з печами змінного струму, дозволяє знизити рівень шуму до допустимих значень (приблизно до 70 дБА).

Газоочисне обладнання, припливні камери та насосні установки розміщуються в окремих приміщеннях, які мають звукоізоляцію від основного виробничого простору.

Кожна одиниця обладнання, що є джерелом шуму або вібрації, встановлюється на окремі залізобетонні фундаменти з використанням спеціальних шумо- та вібропоглинаючих прокладок. Вентиляційні агрегати монтуються на віброізолюючі основи.

Для зниження шумового навантаження передбачено реалізацію комплексу заходів, зокрема:

– герметизація притворів вікон, воріт і дверей;

– звукоізоляція місць проходу інженерних комунікацій через огороджувальні конструкції;

– застосування звукопоглинаючих конструкцій та екранів із широким використанням базальтових матеріалів;

– встановлення шумоглушників із базальтового волокна на всмоктувальних і нагнітальних патрубках компресорів і вентиляторів;

– використання звукопоглинаючих облицювань у повітроводах вентиляційних і кондиціонерних систем із механічним спонуканням.

Реалізація зазначених заходів забезпечує зниження впливу шуму та вібрації до рівня, що не чинить негативного впливу на прилеглу житлову забудову.

Видалення теплових випромінювань від дугової електропечі ДСПТ-12,0, розплавленої сталі, шлаку, а також від охолоджуваних зливків здійснюється за допомогою спеціального витяжного зонта, розташованого над піччю та зонами зливу металу і шлаку.

Додатково робоче місце оператора печі обладнане системою повітряного душування, що покращує умови праці.

Подача свіжого повітря забезпечується через природні отвори та системи припливної вентиляції відповідно до вимог [48].

Видалення надлишкового тепла від охолоджуваних шлаковень у головному прольоті цеху здійснюється за допомогою радіальних витяжних та переносних осьових вентиляторів. У холодний період року ці системи, як правило, не експлуатуються.

Для відведення тепловиділень від охолоджуваних виливниць у відділенні дроблення та сортування застосовуються переносні аератори типу ПАМ-24 і радіальний витяжний вентилятор, який через систему локального відсмоктування забезпечує ефективне видалення тепла. У зимовий період витяжна система зазвичай не працює.

Персонал, що обслуговує дугову електропіч, з метою безпечного спостереження за процесом плавки забезпечується спеціальними термостійкими тонованими окулярами та захисними масками.

4.3 Аналіз і та розробка системи витяжної вентиляції від печі ДСПТ-12

Початкові дані для розрахунків згідно цехової інформації:

1) Максимальна витрата повітря – 16000 м^3/год;
2) Щільність повітря ρ_0=1,293 кг/м^3.
3) Температура повітря – 80 °С;

Загальну схему компонування системи витяжної вентиляції наведено на рисунку 4.1. Методику та результати розрахунків для двох ділянок наведено в таблицях 4.2 та 4.3. Аналогічно виконуються розрахунки інших ділянок системи вентиляції ділянки виготовлення феротитану. Результати розрахунків наведено в таблиці 4.4.

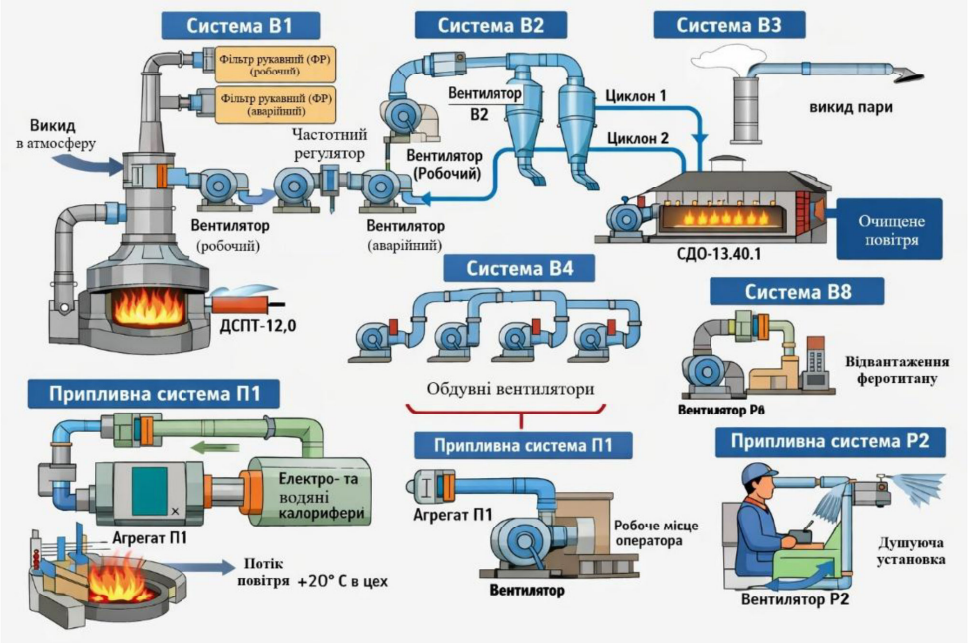


Рисунок 4.1 - Загальна схема компонування системи витяжної вентиляції електродугової печі ДСПТ-12

Таблиця 4.2 – І ділянка системи В1 (рис.4.1)

Найменування		Позначення або формула	Величина
Геометрія ділянки	діаметр, м	d	0,56
	довжина ділянки, м	l	17,679
Площа перетину, $м^2$		$F=(\pi d^2)/4$	0,2462936
Дані повітря	витрата, $м^3$/год	V_o	16000
	температура, °С	t	80
	швидкість, м/с	$\omega_o = \frac{V_0}{3600 \cdot F_1}$	18,05
Швидкісний напір, Па		$h_1 = \frac{\omega_o^2 \cdot \rho}{2} \cdot \frac{t+273}{273}$	273,69
Витрата на зміну швидкісного напору, Па		Δh_1	273,69
Коефіцієнт місцевих опорів		$\xi_м$	2,16
Місцеві втрати тиску, Па		$\xi_м h_1$	591,17
Коефіцієнт опору тертя		$\xi_{тр}$	1,04
Втрати тиску на тертя, Па		$\xi_{тр} h_1$	285,12
Сумарна зміна тиску на ділянці, Па		$\Delta H_1 = \Delta h_1 + \xi_м h_1 + \xi_{тр} h_1$	1149,98

Таблиця 4.3 – II ділянка системи В1

Найменування		Позначення або формула	Величина
Геометрія ділянки	діаметр труби, м	d	0,71
	довжина ділянки, м	l	34,821
Площа перетину, $м^2$		$F= (\pi d^2) / 4$	0,39590754
Дані повітря	витрата, $м^3$/год	V_o	16000
	температура, °С	t	80
	швидкість, м/с	$\omega_o = \frac{V_0}{3600 \cdot F}$	11,23
Швидкісний напір, Па		$h_2 = \frac{\omega_o^2 \cdot \rho}{2} \cdot \frac{t + 273}{273}$	105,92
Витрата на зміну швидкісного напору, Па		$\Delta h_2 = h_1 - h_2$	167,77
Коефіцієнт місцевого опору		$\xi_м$	2,09
Місцеві втрати тиску, Па		$\xi_м h_2$	221,37
Коефіцієнт опору тертя		$\xi_{тр}$	1,62
Втрати тиску на тертя, Па		$\xi_{тр} h_2$	171,42
Втрати тиску у фільтрі, Па		$h_ф$	1800
Сумарна зміна тиску на ділянці, Па		$H_2 = \Delta h_2 + \xi_м h_2 + \xi_{тр} h_2 + h_ф$	2025,02
Тиск наприкінці ділянки, Па		$\Delta H_2 = \Delta H_1 + H_2$	3175

Таблиця 4.4 – Результати розрахунків систем вентиляції

Найменування системи вентиляції	Тиск наприкінці системи, Па
В2	2138,92
В3	299,38
В4, В5, В7	329,05
В6	120,68
В8	324,82
П1	1020,59
П2	777,86

За результатами виконаних аеродинамічних і теплотехнічних розрахунків було здійснено обґрунтований вибір обладнання для систем пило-газоочищення та вентиляції. Підібране устаткування забезпечує ефективне видалення шкідливих викидів, стабільну роботу технологічного процесу та відповідність санітарно-гігієнічним вимогам до повітряного середовища у виробничих приміщеннях.

Витяжна система В1 призначена для відведення тепла та газоподібних продуктів, що утворюються під час роботи дугової плавильної електропечі ДСПТ-12,0. Для очищення забрудненого повітря застосовуються рукавні фільтри типу ФР (робочий і резервний), які забезпечують високий ступінь уловлювання дрібнодисперсного пилу. Система також оснащена робочим та аварійним вентиляторами. Використання частотних регуляторів обертання робочого колеса вентиляторів дозволяє плавно змінювати продуктивність системи залежно від технологічного навантаження, що підвищує енергоефективність та надійність роботи.

Витяжна система В2 призначена для уловлювання пилових і теплових викидів, що утворюються в зоні поду електропечі з викотним подом СДО-13.40.1/6-І1. Очищення повітря здійснюється за допомогою циклонів, ефективність яких для середньодисперсного пилу досягає 92 %. Система комплектується вентиляторами, які забезпечують необхідну витрату та розрідження в повітроводах. Після очищення повітря викидається в атмосферу за межі виробничого приміщення, що сприяє зниженню запиленості у робочій зоні.

Витяжна система В3 призначена для видалення водяної пари, що утворюється під час душування зливків феротитану. Особливістю цієї системи є робота з вологим повітрям, тому вона оснащена вентилятором у корозійностійкому виконанні з нержавіючої сталі та системою відведення конденсату. Для запобігання накопиченню вологи та утворенню конденсату у повітроводах не передбачено встановлення зонта на виході в атмосферу, що забезпечує вільний вихід пари та підвищує надійність експлуатації системи.

Витяжні системи В4–В7 встановлені у зонах охолодження шлаковень і виливниць, де спостерігаються значні тепловиділення. Дані системи комплектуються радіальними витяжними вентиляторами та переносними осьовими обдувними вентиляторами, що дозволяє організувати як локальне відведення теплого повітря, так і інтенсивне охолодження обладнання. Для регулювання роботи систем і запобігання надходженню холодного повітря ззовні у зимовий період передбачено встановлення дросель-клапанів.

Витяжна загальнообмінна система В8 змонтована на ділянці відвантаження феротитану і призначена для видалення залишкових теплових і пилових виділень. Система обладнана вентилятором та дросель-клапаном, який дозволяє регулювати витрату повітря залежно від виробничих умов і ступеня забруднення повітряного середовища.

Припливна система П1 виконує функцію компенсації повітря, що видаляється витяжними системами, особливо в холодний період року. У зимовий час зовнішнє повітря проходить попередній електричний підігрів, а потім додатково нагрівається у двох водяних калориферах до температури близько +20 °С і подається у виробниче приміщення. Це дозволяє підтримувати нормативні параметри мікроклімату та уникати переохолодження робочої зони.

Припливна система П2 призначена для організації повітряного душування робочого місця оператора дугової електропечі ДСПТ-12,0. У зимовий період система використовує повітря з внутрішнього об’єму цеху, де температура є нижчою, ніж у зоні печі, а в літній період – зовнішнє повітря. Душуючий пристрій розташований поза безпосередньою робочою зоною оператора та формує спрямований повітряний потік, який створює своєрідну повітряну завісу між оператором і джерелом інтенсивного теплового випромінювання.

У цілому впровадження зазначених вентиляційних систем забезпечує ефективне видалення шкідливих газів, пилу та надлишкового тепла, створює безпечні та комфортні умови праці, а також відповідає сучасним вимогам до енергоефективності та екологічної безпеки промислових підприємств.

Висновки

1. Аналіз технічного оснащення металургійних підприємств України свідчить, що ключову роль у процесах виплавки сталі та феросплавів і надалі відіграють дугові електропечі постійного струму.
2. Проведені розрахунки на міцність і стійкість найбільш навантажених елементів і вузлів електропечі підтверджують, що конструкція в цілому характеризується достатньо високим рівнем працездатності, надійності та запасу міцності. Це свідчить про можливість подальшої експлуатації обладнання за умови впровадження окремих конструктивних рішень.
3. У результаті аналізу проєктних рішень і практики експлуатації встановлено, що недостатня увага приділяється механізмам підйому та повороту склепіння електропечі.
4. Комплексний підхід до модернізації механізмів склепіння сприятиме підвищенню загальної надійності обладнання, зниженню інтенсивності зносу та скороченню витрат на технічне обслуговування і ремонт.
5. З метою забезпечення ефективного своєчасного виконання ремонтних робіт, доцільно керуватися рекомендаціями, наведеними в розділі 3, що дозволить оптимізувати організацію технічного обслуговування, підвищити ресурс роботи обладнання та мінімізувати ризики простоїв.
6. Для покращення екологічного стану виробничого середовища та зменшення негативного впливу на довкілля рекомендовано впровадження сучасного пилогазоочисного обладнання, описаного в розділі 4. Застосування таких систем забезпечує ефективне уловлювання пилу та шкідливих газів, що сприяє дотриманню екологічних норм і підвищенню рівня промислової безпеки.
7. Розроблений проєкт модернізації може бути рекомендований до впровадження на дільниці виробництва феротитану, а також на інших підприємствах металургійної галузі з аналогічними умовами експлуатації обладнання.

Список використаної літератури

1. Shaojun C. Ferrotitanium. The ECPH Encyclopedia of Mining and Metallurgy. Singapore, 2024. P. 661–662. URL: https://doi.org/10.1007/978-981-99-2086-0_962
2. Affordable electrolytic ferrotitanium alloys with marine engineering potentials / G. Li et al. *Journal of Alloys and Compounds*. 2009. Vol. 482, no. 1-2. P. 320–327. URL: https://doi.org/10.1016/j.jallcom.2009.04.007
3. Effect of simultaneous addition of ferroniobium and ferrotitanium on properties of hardfacing / D. Liu et al. *Materials Science and Technology*. 2018. Vol. 34, no. 18. P. 2231–2240. URL: https://doi.org/10.1080/02670836.2018.1524053
4. Gasik M., Dashevskii V., Bizhanov A. Ferroalloys. Cham : Springer International Publishing, 2020. URL: https://doi.org/10.1007/978-3-030-57502-1
5. Karbowniczek M. Construction of Electric Arc Furnaces. *Electric Arc Furnace Steelmaking*. Boca Raton, 2021. P. 19–67. URL: https://doi.org/10.1201/9781003130949-3
6. McBroom N. H. Electric Arc Furnaces in Mini-steelplants. *Small-Scale Steelmaking*. Dordrecht, 1983. P. 45–80. URL: https://doi.org/10.1007/978-94-011-6370-5_3
7. Karbowniczek M. Steel Production Technique in Arc Furnaces. *Electric Arc Furnace Steelmaking*. Boca Raton, 2021. P. 165–216. URL: https://doi.org/10.1201/9781003130949-9
8. Крячко Г. Ю. Споруди та обладнання сталеплавильних цехів : метод. вказівки. Кам’янське : ДДТУ, 2016. 52 с.
9. Проектування і обладнання електросталеплавильних і феросплавних цехів / В. А. Гладких та ін. Дніпропетровськ : Системні технології, 2004. 692 с.
10. Karbowniczek M. Electric Arc Furnace Steelmaking. Taylor & Francis

Group, 2021. 250 p.

11. Thyssenkrupp. *thyssenkrupp*. URL: https://www.thyssenkrupp.com/en (date of access: 22.03.2026).
12. Meger P. Modern Steelmaking Using AC and DC Electric Arc Furnaces and Secondary Steel Making. *49º Congresso anual*, Rio de Janeiro, Brasil, 1–30 September 1993. São Paulo, 1993. P. 3425–3438. URL: https://doi.org/10.5151/2594-5327-49v7-475-488
13. Refractory Materials for Steelmaking. Iron & Steel Society, 1986.
14. Noda H., Yoshida M. Studies on Induction Stirring of Electric Arc Furnaces for Steelmaking (No.3). *DENKI-SEIKO[ELECTRIC FURNACE STEEL]*. 1954. Vol. 25, no. 6. P. 306–331. URL: https://doi.org/10.4262/denkiseiko.25.306
15. Producing steel-copper hearth-level electrode for DC arc furnaces / F. K. Biktagirov et al. *Sovremennaâ èlektrometallurgiâ*. 2023. Vol. 2023, no. 3. P. 9–12. URL: https://doi.org/10.37434/sem2023.03.02
16. Application of graphitized wick electrodes in DC arc steel furnaces / O. G. Bogachenko et al. *Sovremennaâ èlektrometallurgiâ*. 2023. Vol. 2023, no. 1. P. 53–61. URL: https://doi.org/10.37434/sem2023.01.07
17. Sapko A. I., Pasechnik M. S. Sealing of the electrodes of electric-arc furnaces. *Metallurgist*. 1965. Vol. 9, no. 9. P. 520–521. URL: https://doi.org/10.1007/bf00732948
18. Про підвищення надійності роботи електродів дугових сталеплавильних печей / М. В. Коваль та ін. *Металургія*. 2016. Т. 1. С. 58–62.
19. Miller R. K. Electric Arc Furnaces. *Industrial Robot Handbook*. Boston, MA, 1989. P. 494–497. URL: https://doi.org/10.1007/978-1-4684-6608-9_50
20. А. О. Власов, С. В. Зданевич Вдосконалення механічної системи електродотримача для зменшення вібрації електрода. *Science and transport progress*. 2018. № 4(76). С. 68–80.

21. David F., Tudorache T., Firteanu V. Numerical evaluation of electromagnetic field effects in electric arc furnaces. *COMPEL - The international journal for computation and mathematics in electrical and electronic engineering*. 2001. Vol. 20, no. 2. P. 619–635. URL: https://doi.org/10.1108/03321640110383979
22. Wilson W. S., Guichelaar P. J. Electric Arc Furnace Processes. *Carbide, Nitride and Boride Materials Synthesis and Processing*. Dordrecht, 1997. P. 131–136. URL: https://doi.org/10.1007/978-94-009-0071-4_5
23. United States. Bureau of Mines. Electric-Arc Furnace Processing of Domestic Titaniferous Materials. S.l : s.n, 1981.
24. Rutberg P. M., Sapko A. I. Modernization of electric-arc furnaces. *Metallurgist*. 1959. Vol. 3, no. 4. P. 158–159. URL: https://doi.org/10.1007/bf00740733
25. Тарасов В.К., Новокщонова О.В. Гідравліка, гідро- та пневмопривод: навч.-метод. посіб. Запоріжжя: Видавництво ЗДІА, 2010. 132 с.
26. Мандрус В.І., Лещий Н.П., Звягін В.М. Машинобудівна гідравліка. Задачі та приклади розрахунків. Львів: Світ, 1995. 264 с
27. Герасимчук О.П., Селезньов Е.Л., Шимчук С.П. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи: навч. посіб. Луцьк : Луцький НТУ, 2019. 168 с.
28. Кулінченко В.Р. Гідравліка, гідравлічні машини і гідропривід. К.: Інкос, 2006. 616 с
29. ДСТУ EN ISO 6708:2022 Компоненти трубопроводів. Визначення та обирання DN (номінального діаметра) (EN ISO 6708:1995, IDT; ISO 6708:1995, IDT). (б. д.). БУДСТАНДАРТ Online - нормативні документи будівельної галузі України. https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=97906
30. ДСТУ EN 10297-1:2022 Безшовні круглі сталеві труби для машинобудування та загального машинобудування. Технічні умови постачання. Частина 1. Труби з нелегованої та легованої сталі (EN

10297-1:2003, IDT). *БУДСТАНДАРТ Online - нормативні документи будівельної галузі України*. URL: https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=104348 (дата звернення: 24.03.2026)

31. Жук А. Я., Желябіна Н. К. Основи розрахунків приводів машин: навч. посіб. Запоріжжя: ЗДІА, 1996. 145 с.
32. Мархель І. І. Деталі машин : навч. посіб. К. : Алерта, 2005. 368 с.
33. Стрелец В. В. Деталі машин і основи конструювання. Суми : Сум. держ. ун-т, 2022. 150 с.
34. Писаренко О.Г. Опір матеріалів : З основами пружності й пластичності: У 2 ч., 5 кн. Київ : Вища шк., 1995. Т. 4 : Приклади і задачі. 463 с.
35. ДСТУ ISO 54-2001 Передачі зубчасті циліндричні для загального і важкого машинобудування. Модулі (ISO 54:1996, IDT). *БУДСТАНДАРТ Online - нормативні документи будівельної галузі України*. URL: https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=63698 (дата звернення: 27.03.2026).
36. Гречаний О. М., Падалка О. О., Піскунов А. В. Аналіз стратегій технічного обслуговування металургійного обладнання. *Матеріали II Всеукраїнської науково-практичної конференції за участю молодих науковців «Актуальні питання сталого науково-технічного та соціально-економічного розвитку регіонів України»*. Запоріжжя: ЗНУ, 2022.
37. Гречаний О. М., Васильченко Т., Власов А. О., Федоренко С. В., Синявський Д. А., Цегельний Є. С. Використання методу «мінімального ризику» в технічній діагностиці металургійного обладнання. *Системні технології*. 2022. № 3. С. 24-34. URL: https://doi.org/10.34185/1562-9945-3-140-2022-03
38. Belodedenko S. V., Bilichenko G. M., Hrechanyi O. M., Ibragimov M. S. Application of risk-analysis methods in the maintenance of industrial equipment. *Procedia Structural Integrity*. 2019. № 22. С. 51-58.

URL: https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2452321620300214

39. Сабадирьова А. Теоретичні основи організації потенціалу підприємства. *Економіст*. 2010. № 1 (279). С. 34–35;
40. Горяча О. Л. Структура та відтворення виробничого потенціалу підприємства. *Формування ринкових відносин в Україні*. 2006. № 6(61). С. 71–75.
41. Технічне обслуговування металургійного обладнання : навч. посіб. / А. Я. Жук та ін. Київ : Кондор, 2017. 288 с.
42. Ремонт металургійного обладнання : навч. посіб. / А. Я. Жук та ін. Київ : Кондор, 2017. 236 с.
43. Охорона праці на гірничо-металургійному підприємстві: навч. посібник. Ч.І: Металургійний комплекс. / В.О.Шеремет та ін. Дніпропетровськ: Січ, 2002. 375 с.
44. Ткачук К. Н. Охорона праці та промислова безпека. Навч.посіб. / К. Н. Ткачук. та ін. К: Основа, 2009. 360 с.
45. ДСН 3.3.6.042–99 Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень
46. НПАОП 27.0-1.01-08 Правила охорони праці в металургійній промисловості.
47. ДСН 3.3.6.037–99. Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку. Чинний від 1999–12–01. Вид. офіц.
48. ДСТУ EN 12097:2022. Вентиляція будівель. Повітроводи. Вимоги до складових повітроводів для полегшення обслуговування систем повітроводів. На заміну EN 12097:2006, IDT; чинний від 2024-09-01. Вид. офіц. 2024.
49. НПАОП 0.00–4.01–08 Положення про порядок забезпечення працівників спеціальним одягом, спеціальним взуттям та іншими засобами індивідуального захисту. 2008. Режим доступу до ресурсу: http://online.budstandart.com/ru/catalog/doc–page?id_doc=28566

ДОДАТКИ