

Міністерство освіти та 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 МАГІСТРА**

На тему Аналіз коливань електродів ДСП у вертикальній площині

Виконав: магістрант групи 8.1332-1

Гагарін О.В.

(ПІБ)

(підпис)

спеціальності

133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва)

спеціалізація

(шифр і назва)

Освітньо-професійна програма

133.00.12 Металургійне обладнання

(шифр і назва)

Керівник Власов А.О.

(прізвище та ініціали)

(підпис)

Н.контроль Васильченко Т.О

(прізвище та ініціали)

(підпис)

Запоріжжя – 2023 року

Запорізький національний університет  
(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет Інженерний навчально-науковий інститут .

Кафедра металургійного обладнання .

Рівень вищої освіти магістр .  
(другий (магістерський) рівень)

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування .  
(шифр і назва)

Спеціалізація \_\_\_\_\_ .  
(шифр і назва)

Освітньо-професійна програма 133.00.12 Металургійне обладнання .  
(шифр і назва)

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Завідувач кафедру А.О. Власов

“ \_\_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 20\_\_ року

**Завдання**

до випускної кваліфікаційної роботи магістра

Гагаріна Олексія Володимировича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема магістерської роботи: Аналіз коливань електродів ДСП у вертикальній площині  
керівник магістерської роботи к.т.н., доцент Власов А.О.,  
затверджені наказом вищого навчального закладу від “09” жовтня 2023 року  
№ 1581-с.
2. Строк подання студентом магістерської роботи 10 грудня 2023 року.
3. Вихідні дані магістерської роботи техніко-економічні показники роботи печі ДСП-50
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): 1. Огляд і аналіз науково-технічних рішень підвищення енергоефективності механізмів приводу переміщення візка машини чищення виливниць та обґрунтування обраного напрямку роботи; 2. Розрахункова частина; 3. Дослідно-експериментальна частина; 4. Охорона праці та техногенна безпека в галузі. Загальні висновки та рекомендації .
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): 1. Електропіч дугова сталеплавильна ДСП-50 – 1А1; 2. Механізм переміщення електродів печі ДСП-50 – 1А1; 3. Механізм переміщення електродів – 1А1; 4. Схема виконавчого механізму з однокаскадним і двохкаскадним золотником – 1А1 5. Вплив параметрів механізму переміщення електродів ДСП на їх стійкість проти автоколивань – 2А1; 6. План вентиляційної системи – 1А1.

## 6. Консультанти розділів магістерської роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
1	Власов А.О., к.т.н, доцент		
2	Власов А.О., к.т.н, доцент		
3	Власов А.О., к.т.н, доцент		
4	Власов А.О., к.т.н, доцент		

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської роботи	Строк виконання етапів магістерської роботи	Примітки
1	Збір матеріалу на проектування	01.05.23 – 27.05.23	
2	Групування та аналіз зібраного матеріалу. Уточнення завдань проектування	01.09.23 – 15.09.23	
3	Виконання теоретичної частини проекту	16.09.23 – 16.10.23	
4	Виконання графічної частини проекту	17.10.23 – 17.11.23	
5	Написання та оформлення пояснювальної записки	18.11.23 – 30.11.23	
6	Перевірка проекту консультантами	01.12.23 – 08.12.23	
7	Попередній захист проекту	08.12.2023	
8	Переплітання пояснювальної записки	Згідно з графіком	
9	Захист проекту у ЕК	Згідно з графіком	

Студент \_\_\_\_\_  
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник магістерської роботи \_\_\_\_\_  
(підпис) (прізвище та ініціали)

## АНОТАЦІЯ

Гагарін О. В. Аналіз коливань електродотримачів ДСП у вертикальній площині.

Кваліфікаційна випускна робота для здобуття ступеня вищої освіти магістра за спеціальність 133 – Галузеве машинобудування, науковий керівник А.О. Власов. Запорізький національний університет, інженерний навчально-науковий інститут, кафедра металургійного обладнання, 2023.

Виконано аналіз існуючих слідкуючих гідроприводів з аналоговою та цифровою системами керування. Запропонований варіант системи слідкуючого золотника. Проведено математичне визначення параметрів гідравлічного приводу переміщення електродів. Вказані рекомендації для забезпечення високої стійкості слідкуючих гідроприводів механізму переміщення електродів найбільш доцільним є застосування золотника, що має позитивне перекриття щілин.

Ключові слова: ЕЛЕКТРОДОТРИМАЧ, ТРИАНГУЛЬОВАНА СИСТЕМА, ПЕРЕМІЩЕННЯ, СКАЛКА, ЗОЛОТНИК, ПЕРЕКРИТТЯ, ДИНАМІЧНА СИСТЕМА.

## ABSTRACT

Chekalkin K.V. Analysis of vibrations of EAF electrode holders in the vertical plane.

Qualifying final work for obtaining a master's degree in specialty 133 - Industrial engineering, scientific adviser A.A. Vlasov. Zaporozhye National University, Engineering Educational Scientific Institute, Department of Metallurgical Equipment, 2020.

The analysis of the existing servo hydraulic drives with analog and digital control systems is carried out. The proposed version of the follower spool system. The mathematical definition of the parameters of the hydraulic drive for moving the electrodes has been carried out. The above recommendations to ensure high stability

of the servo hydraulic drives of the mechanism for moving the electrodes, the most expedient is the use of a spool, which has a positive overlap of the slots.

Key words: ELECTRIC HOLDERS, TRIANGULOVAN SYSTEM, MOVEMENT, ROPE, SPOOL, OVERLAP, DYNAMIC SYSTEM.

## Зміст

СКОРОЧЕННЯ ТА УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ	8
Вступ	9
1 ОГЛЯД І АНАЛІЗ НАУКОВО-ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ МЕХАНІЗМІВ ПРИВОДУ ПЕРЕМІЩЕННЯ ВІЗКА МАШИНИ ЧИЩЕННЯ ВИЛИВНИЦЬ ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ОБРАНОГО НАПРЯМКУ РОБОТИ	11
1.1 Вантажопотоки сталеплавильного цеху	11
1.2 Технологічний процес цеху підготовки потягів	12
1.3 Характеристика механічного устаткування сталеплавильного цеху	14
1.4 Огляд технічних рішень по зниженню коливань електродотримачів у вертикальній площині.	15
1.5 Пропозиції щодо поліпшення технічних характеристик обладнання	27
2 РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА	32
2.1 Визначення навантажень на стійку печі	32
2.2 Розрахунок приводу механізму переміщення електродів	35
2.3 Розрахунок поперечного перерізу стойки	37
2.4 Оцінка міцності стійки.	43
2.5 Оцінка стійкості	44
2.6 Розрахунок приводу механізму підйому заслінки	46
3 ДОСЛІДНО–ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ЧАСТИНА	49
3.1 Обґрунтування обраного напрямку роботи	49
3.2 Дослідження впливу золотника на статичні характеристики механізму переміщення електродів	50
3.2.1 Дослідження впливу характеру негативного перекриття	51
3.2.2 Дослідження впливу характеру позитивного перекриття	54
3.3 Дослідження впливу параметрів механізмів переміщення електродів печей ДСП на їх статичні характеристики.	57

	7
3.4 Дослідження впливу параметрів механізмів переміщення електродів печей ДСП на їх стійкість проти автоколювання	62
3.5 Вплив перекриття щілин слідкуючого золотника на швидкість гідроприводів механізмом рухомих електродів дугових електричних печей	69
<b>4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА В ГАЛУЗІ</b>	<b>73</b>
4.1 Виявлення та оцінка шкідливих і небезпечних чинників виробничого середовища	73
4.1.1 Характеристика ступеня безпеки процесу, рівня механізації	73
4.1.2 Аналіз потенційно небезпечних і шкідливих факторів виробничого середовища	74
4.2 Заходи щодо захисту від виявлених небезпечних і шкідливих факторів	76
4.3 Технічні рішення по гігієні праці і виробничий санітарії	77
4.3.1 Мікроклімат	77
4.3.2 Освітлення виробничих приміщень	78
4.3.3 Санітарно-побутові приміщення	78
4.4 Заходи щодо безпеки праці	79
4.5 Заходи протипожежної безпеки й захисту навколишнього середовища	80
4.6 Інженерний розрахунок витяжного зонта електропечі	82
<b>ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ</b>	<b>85</b>
<b>СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ</b>	<b>86</b>
<b>СПИСОК ГРАФІЧНОГО МАТЕРІАЛУ</b>	<b>90</b>
<b>ДОДАТКИ</b>	<b>91</b>

## СКОРОЧЕННЯ ТА УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ

СПЦ – електросталеплавильний цех;

ПАТ – публічне акціонерне товариство;

ДСП – дугова сталеплавильна піч;

МПЕ – механізм переміщення електродів.

САР – система автоматизованого регулювання (аналогова);

САУ – система автоматизованого управління (цифрова);

$E$  – модуль пружності матеріалу;

$[\sigma_p]$  – межа міцності при розтягуванні;

БНіП – будівельні норми і правила;

НПАОП – нормативно-правовий акт з охорони праці;

ГДК – гранично допустима концентрація;

ГДР – гранично допустимий рівень;

СН – санітарні норми;

КПО – коефіцієнт природної освітленості;

н.у. – нормальні умови



## Вступ

**Актуальність роботи.** У світовій практиці на багатьох металургійних і машинобудівних підприємствах в останні роки зберігається тенденція і зростає частка виробництва сталі в дугових сталеплавильних печах (ДСП) змінного струму при цьому зниження собівартості продукції пов'язано зі зменшенням витрати графітованих електродів. При виплавці сталі в ДСП частка витрат на електроди досягає 15÷20 % від усіх витрат на виробництво, при цьому біля 8% витрати електродів приходиться на поломки, які пов'язані зі згинальними, ударними та вібраційними навантаженнями. [1]

Динамічні навантаження електродів ДСП виникають при вертикальному переміщенні стійки електродотримача, упиранні в шихту та при дії електродинамічних сил на рукав електродотримача та електрод, які генеруються магнітними потоками, що створюються кожною електричною фазою.

У зв'язку з високою питомою вартістю електродів в загальному кошторисі витрат на виробництво сталі в ДСП, важливою задачею сучасної електрометалургії при освоєнні технологій матеріало та енерго збереження є розробка технічних рішень, що спрямовані на зниження витрати графітованих електродів.

**Мета і задачі дослідження.** Метою роботи є оцінка стійкості слідкуючого гідроприводу механізму переміщення електродів дугових електропечей с різними параметрами слідкуючих золотників.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- виконати аналіз раніше проведених досліджень в стійкості слідкуючого гідроприводу механізму переміщення електродів дугових електропечей с різними параметрами слідкуючих золотників;
- визначити кращий тип перекриття скалки слідкуючого золотника;
- визначити зусилля діючі на основні елементи конструкції машини;

- виконати дослідження динамічних процесів при нестационарних режимах печі;
- встановити найкращий показник по жорсткості та по точності.

**Предмет дослідження** – Структурні, конструктивні та динамічні параметри системи переміщення електродотримачів дугової сталеплавильної печі та вплив системи керування на автоколивання електродотримачів у вертикальній площині при різних параметрах перекриття скалки золотника.

**Об'єкт дослідження** – системи електродотримачів дугової сталеплавильної печі.

**Апробація результатів.** Основні положення роботи доповідалися на: XI Міжнародна науково-технічна конференція "Ресурсозбереження та енергоефективність процесів і обладнання обробки тиском у машинобудуванні та металургії" (Харків: НТУ "Харківський політехнічний інститут", 2019 р.). Опубліковано тези доповіді.

**Структура та обсяг роботи.** Магістерська робота складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел, додатків. Загальний обсяг роботи включає 95 сторінок, у тому числі 82 сторінки основного тексту, 16 рисунків, 7 таблиць, 38 найменувань використаних джерел на 4 сторінках, 1 додаток.

Робота виконана на кафедрі металургійного обладнання, інженерного навчально-наукового інституту Запорізького національного університету.

# 1 ОГЛЯД І АНАЛІЗ НАУКОВО-ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ МЕХАНІЗМІВ ПРИВОДУ ПЕРЕМІЩЕННЯ ВІЗКА МАШИНИ ЧИЩЕННЯ ВИЛИВНИЦЬ ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ОБРАНОГО НАПРЯМКУ РОБОТИ

## 1.1 Вантажопотоки сталеплавильного цеху

Лом з копрового цеху на контейнерних вагонах подають у шихтовий проліт електросталеплавильного цеху й розвантажують у ямні бункери. Завантаження саморозвантажних бадей роблять магнітним краном. Після зважування на платформних вагах баддю візком переміщують у грубний проліт і встановлюють над піччю й при відведеному зводі завалочним краном роблять завантаження лома. На шихтовий проліт так само доставляються додатково-заправні матеріали (вапно, шпат, шамот, магнезит порціонний, електроди) і феросплави, які переміщуються передатними візками на грубний проліт. Додатково-заправні матеріали, що доставляють у цех, розвантажують у прийомні переносні бункери. З бункера матеріал завантажують у мульду й кранову завалочну машину (мультдозавальним краном) подають у піч. Феросплави з бункерів завантажують у мульди й зважують на вагах. Завантаження феросплавів в електропіч здійснюються крановою завалочною машиною. На прольоті здійснюють шлакоуборку.

Після виплавки металу на грубному прольоті напівпродукт подається на ділянку газокисневого конвертера (ГКР), а далі доведення металу роблять на установці піч-ківш (УПК). Для деяких марок сталі метал на ГКР не обробляється.

На розливочний проліт надходять допоміжні матеріали для розливання сталі. Сталь із печі випускають у сталерозливний ківш, розливочним краном подають для розливання в виливниці до поїзду. Отримані зливки передають у прокатний цех.

Для проведення ремонтних і підготовчих робіт служать ями для вибивки, пристрій для зрощування електродів, яма для ремонту й пристрою для сушіння сталерозливних ковшів. Кожна з електропечей обслуговується своєю електропідстанцією.

## 1.2 Технологічний процес цеху підготовки потягів

Перед завалкою в піч шихта розраховується на зміст легуючих елементів і вуглецю. Сумарний зміст у шихті шкідливих домішок, що видаляють не в процесі виплавки, не повинне перевищувати їхнього змісту в марці стали з урахуванням домішок, внесених феросплавами.

Як шихта може бути використаний скрап, що утвориться в сталеплавильних цехах, або вступник з жужільного відвала, що класифікується - по магнітності: магнітний, немагнітний, а також по зашлакованості й габаритності. Використовуваний для виплавки марочного сортаменту скрап повинен бути замаркірований й очищений від шлаків до його змісту не більше 5%. Загальна кількість замаркірованого скрапу при виплавці вуглецевої і легованої конструкційної й інструментальної сталі повинне бути не більше 30% від маси шихти, при виплавці нержавіючих сталей - не більше 50%. Зашлакований скрап зі змістом шлаків до 15%, а також дрібний скрап і корольки металу, отримані при глибокій переробці (сепарації) шлаків, використовується для виплавки паспортних болванок.

У шихті дозволяється використати внутрішньозаводську й привізну стружку в ІТІ тин із ДСТУ4121-2002(ДСТУ 2787-75).

У складі шихти дозволяється використати передільний чавун, піддонів й іншого устаткування, а також рідкий чавун виробництва ВАТ «Запоріжсталь».

При необхідності в завалку, підвалку або в піч наприкінці плавлення вводяться легуючі матеріали.

По габаритності розмір шматків шихти (скрапу) повинен бути не більше 1 м для печей ємністю (масою плавки ) до 20 т, не більше 2м- для печей з масою плавки 30-60т.

У якості вуглецеутримуючого елемента в шихту вводяться: бій електродів у шматках не більше 500x300 мм, відходи виробництва електродів, графітова крупка, кокс кусковий і коксовий дріб'язок Дозволяється використовувати вуглецемісткий матеріал (кусковий і порошкоподібний) у кількості до 7 кг/т поставки ПАТ «Укрграфіт» (ТУ48-4801-55-96).

При виплавці всіх марок сталі на шихту в баддю в складі завалки або підвалки, або в період плавлення шихти в піч вводиться вапно ( $20\pm 5$ ) кг/т шихти. На подину печі вводити вапно мульдою або бросковою машиною забороняється Вапно, застосовуване в усі періоди плавки, повинно бути кускове, свіжого випалу (не більше 24 годин після вивантаження з випалювальної печі), без ознак гасіння. При необхідності в завалку або підвалку вводиться залізна руда 21-го й 22-го класу. Забороняється присадка залізної руди на подину печі. Фракція залізної руди повинна бути не більше 100 мм, волога - не більше 1,5%.

Під час плавлення шихти й в окислювальний період плавки застосовується технічний кисень, що поставляється з киснепровода комбінату «Запоріжсталь» зі змістом кисню не менш 98%, при тиску в киснепроводі перед піччю ( $1,2\pm 0,4$ ) МПа. Киснепроводи повинні бути обладнані вlahовідстійниками, манометрами, приладами обліку витрати кисню.

Для розкислення шлаків застосовуються порошки феросиліцію ФС65, коксу вуглець-кремнієвого розкислювача, алюмінію (застосування алюмінієвої пудри забороняється), АПС фракцією не більше 1,5 мм, а також силікокальцієва крупка фракції до 25 мм. Зміст вологи в розкислювачах не більше 1.5%. Порошки розкислювачів до уведенням у піч відміряються тарованими мірками.

Плавка зливається з ковша компактним струменем в виливниці.

Зливки передаються в передільні цехи гарячим всадом.

### 1.3 Характеристика механічного устаткування сталеплавильного цеху

Основні технічні характеристики устаткування цеху наведені в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Характеристика технічного устаткування СПЦ-3

№ п/п	Вид устаткування	Тип, марка	Кількість, шт	Призначення або місце установки	Вантажопідйомність, т
1	2	3	4	5	6
1	Мостовий кран	КР № 29	1	Шихтовий	15
2	Мостовий кран	КР № 30	1	Пічний	80
3	Мостовий кран	КР № 32	1	Пічний	20
4	Мостовий кран	КР № 33	1	Розливний	10
5	Мостовий кран	КР № 34	1	Розливний	100
6	Мостовий кран	КР № 141	1	Розливний	80
7	Мостовий кран	КР № 154	1	Пічний	20
8	Мостовий кран	КР № 155	1	Пічний	10
9	Мостовий кран	КР № 156	1	Шихтовий	32
10	Мостовий кран	КР № 157	1	Двір виливниць №2	35
11	Мостовий кран	КР № 158	1	Двір виливниць №2	10
12	Мостовий кран	КР № 159	1	Шихтовий	100
13	Мостовий кран	КР №174	1	Розливний	50
14	Мостовий кран	КР № 190	1	Пічний	16
15	Мостовий кран	КР №191	1	Двір виливниць №1	16
16	Мостовий кран	КР № 192	1	Двір виливниць №1	10
17	Мостовий кран	КР № 193	1	Шихтовий	100
18	Мостовий кран	КР № 195	1	Розливний	50
20	Мостовий кран	КР № 572	1	Ділянка ГКР	100
21	Мостовий кран	КР № 573	1	Ділянка ГКР	10
22	Мостовий кран	КР № 574	1	Ділянка ГКР	
1	Дугова піч	ЭП №2 ДСВ-40	1	СПЦ-3 Пічний проліт	40
2	Дугова піч	ЭП №4 ДСВ-50	1	СПЦ-3 Пічний проліт	50
3	Дугова піч	ЭП №6 ДСП-50Н2	1	СПЦ-3 Пічний проліт	50

Продовження таблиці 1.1

1	2	3	4	5	6
4	Установка піч-ківш		1		50
5	Газо-кисневий конвертер		1		60

#### 1.4 Огляд технічних рішень по зниженню коливань електродотримачів у вертикальній площині.

Відомо, що значне збільшення швидкості (прискорення або друга похідна) гідроавтоматики може знизити вартість електроенергії на 20 - 30%, а споживання електродів - вдвічі. Такий ефект досягається шляхом мінімізації кількості відставання при проходженні сигналу управління в системі автоматичного регулювання електричної печі. Система практично не дозволяє збільшити відхилення, що в свою чергу різко знижує реактивну (паразитарну) потужність.

При такому значному збільшенні продуктивності виникають проблеми з використанням традиційних насосно-акумуляторних станцій (НАС) з великим інерційним об'ємом маневрування, а також з використанням нещодавно поширених насосних станцій, не призначених для складного групового приводу, з невеликою батареєю і насосами з регулятором тиску, що визначає коливання робочого тиску НАС зі збільшеною частотою. Також стає непридатним використовувати електричні гідравлічні перетворювачі з пружинним поверненням силового золотника, навіть якщо є датчик положення. Значне підвищення продуктивності також передбачає застосування додаткових заходів, які зменшують відставання від проходження сигналу управління. До них відносяться:

- наявність сухого тертя в манжетах гідроциліндрів пересування електродів;

- стиснення робочої рідини в циліндрах і трубопроводах, а також її інерційна маса;
- інерційна маса рухомих механічних деталей.

Беручи до уваги все вищесказане у відносинах, розроблених гідромеханіки, результати хороші для цілей, окреслених на початку впровадження.

Для модернізованої дугоподібної сталеві печі для досягнення високих енергетичних результатів пропонується:

1. Використання запатентованої гідроенергетики - універсального насосно-акумуляторного гідравлічного модуля, такого як МПК зі стабілізацією високого робочого тиску. Наскільки висока стабілізація робочого тиску (ультрапротивності) досягається технічним рішенням, заснованим на теорії лінійного згладжування і прогнозування, що застосовується замість традиційної теорії автоматичного управління.
2. Використання оригінальних електрогідротехнічних перетворювачів типу PEGM, спеціально розроблених для управління рухом електродів на дугових сталевих печах (профіль силового золота вирівнюється з інерційними можливостями механізму руху електрода).
3. Заміна рухомих дотичних ущільнень сучасними низько-тертям і надійними ущільненнями на плунжерній гідравліки.
4. Застосування електронного дугового електричного режиму регулятора з оригінальним запатентованим алгоритмом, що виключає фазову взаємодію.
5. Стабілізація тиску на злив з гідроциліндрів руху електричних поміщиків (спеціальний стабілізатор забезпечує рівність перепадів тиску при опущенні електроді і при його піднятті);
6. Використання оригінальних автоматичних захисних пристроїв типу ОС1 для запобігання збоїв електродів при їх вставці в струмопровідний шихту і відсікання гідроциліндрів при відрізі рукавів високого тиску;



7. Застосовують систему синхронізації (блок-роздільники) циліндрів нахилу печі.

Застосування запропонованого повного електричного гідравлічного регулятора дає комбіноване збільшення швидкості (прискорення) в регуляторній системі в 3 - 4 рази, і, як наслідок, значну економію енергії, збільшення кількості виплавки сталі на одиницю часу і загальне поліпшення якості управління дугою процесу в печі.

Пропонований гідроавтоматичний комплект печі включає в себе:

1. Плунжерні гідравлічні циліндри рухомі електроди 180 мм;
2. Джерело гідроенергетики на базі гідравлічних модулів МПК в комплекті з силовим шафою;
3. Гідравлічна панель управління живленням в комплекті з шафою управління;
4. Гідравлічні панельні механізми управління печі в комплекті з електричною шкатулкою;
5. Диспетчери оператора та сталеварів;
6. Стабілізатор тиску зливу;
7. Монтаж очищення і кондиціонування робочої рідини;
8. Електронний дуговий електричний режим регулятора;
9. Набір автоматичних захисних пристроїв від відмови електрода.
10. Стабілізатори електричних електродотримачів.

Гідропривод, що поставляється, адаптований для стикування з будь-якими регуляторами електричного режиму, а також з утворенням чартерів і управління CPD, такими як AVV-Master, Simelt AC і т. ін.

Ущільнення циліндрів флюлізера замінюються ущільненнями з сучасних матеріалів на основі поліуретану або флюорокаучука, які мають коефіцієнт тертя набагато менше, ніж існуючі гумово-штампові ущільнення з достика.

Ущільнення виготовляються взаємозамінні з існуючим шевроном - достиком. Вибір герметичного матеріалу визначається типом робочої рідини: мінеральним маслом або незаймистою водно-гліколічною гідравлічною рідиною.

Як джерело гідроенергетики, універсальні насосні та акумуляторні гідравлічні типи МПК, розроблені на основі принципу надстійкості, з добре розвинутою конструкцією і досвідом їх експлуатації, пропонуються виключно і серійно виробленими нашою компанією.

Використання традиційних насосних акумуляторних станцій (NAS) на дугових сталевих печах було необхідністю і змушували миритися з притаманними йому недоліками, оскільки тільки НАН дозволяла управляти випадковими гідравлічними витратами. Недоліки NAS можна віднести до складності технічного обслуговування, так як вони мають судини високого тиску з системою датчиків рівня рідини і супутніми електроавтоматичними. Судна високого тиску, як правило, підлягають реєстрації та контролю з боку технагляду і потребують відповідної підготовки обслугованого персоналу.

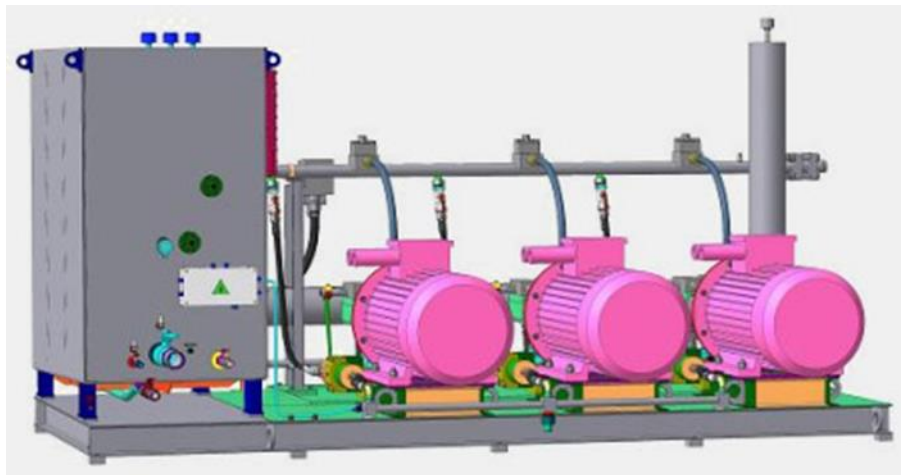


Рисунок 1.1 - Надстійкий гідравлічний модуль

На відміну від традиційних NAS, надстійкий гідравлічний модуль має наступні переваги:

- стабільність високого тиску (синусоїдне відхилення від номінальних 0,5% або менше) і повна відсутність перенапруг тиску (гідровпливів) при будь-яких порушеннях в гідросистемі;

Значне поліпшення якості управління дисками з системами стеження, а також груповими дисками;

- Усунення ризику виходу азоту з системи, так як мікроаккумулятор гідравлічного модуля має розділювач навколишнього середовища; Заряджається від звичайного азотного циліндра, майже не вимагає підзарядки;

- підвищити надійність гідравлічної системи в кілька разів, за рахунок високого гідравлічного модуля і усунення гідравлічних ударів;

Скорочення в кілька разів фінансових і експлуатаційних витрат корисної площі в порівнянні з традиційними насосо-аккумуляторні системи;

- уніфікація неоднорідних гідроелектростанцій і приведення їх до однорідності.

Автоматичне регулювання продуктивності гідравлічного модуля здійснюється за наявності пари «предиктор-коректор» («провісник-коректор»), що забезпечує зворотний зв'язок з більш високими замовленнями. Принцип гідравлічного модуля запатентований.



Рисунок 1.2 - «Предиктор-коректор»

Згадана пара «предиктор-коректор», з відгуками про вищі замовлення, від рівня елементної основи гідроприводу виглядає (в плані ТАУ) як негативний відгук поршневого мікроаккумулятора з контролем подачі насоса по положенню рідкого рівня мікроаккумулятора, що забезпечує автоматичне регулювання поставок за фактичний рахунок з підтримання стабільного робочого тиску в гідравлічній системі. Відсутність гідравлічних ударів гарантується, так як тиск

залишається незмінним по всьому регуляторному діапазону (параметр тиску виходить з системи).

#### Варіанти джерел гідро-харчування:

Запропоноване джерело гідроенергетики забезпечує швидкість від 0 до 9 м/хв (в динаміці при абсолютно постійному тиску) і необхідні швидкості інших виконавчих механізмів печі.

- робочий тиск джерела гідроенергетики 12,5 МПа (125 кг/см<sup>2</sup>);
- відхилення робочого тиску в гідросистемі sineoidal, амплітуда не більше 0,5 кг/см<sup>2</sup>;

Маневрений об'єм поршневих мікроаккумуляторів об'ємом 3,0 літра;

Автоматична подача, в залежності від фактичної потреби системи від 0 до 680 л/хв; Силкові двигуни 3х90 кВт.

#### Склад джерела гідроенергетики:

- гідравлічні модулі МПК 6Б 250-90 (всього 3 штуки: два робітники, один - резервний) на базі регульованих насосів РНК 250/35, керовані блоком автоматичного регулювання поставок робочої рідини при фактичному споживанні (за патентом РФ 2079004);
- інкасатор тиску в колекції;
- газовий колектор - стабілізатор тиску;
- гідравлічний рекуператор;
- гідробак;
- електричний ланцюг з живленням від мікроконтролера.

Газовий колектор є додатком робочого тиску. Заряджається азотом або аргоном (або повітрям для негорючих рідин), його об'єм становить 220 літрів, що дозволяє мати відхилення робочого тиску в гідросистемі не гірше 0,5%.

3000-літровий живильний бак оснащений датчиком температури, безконтактним датчиком на рівні робочої рідини, а також системою електронних датчиків на фіксаторі, що блокує силкові насоси під час заблокованого всмоктування, дренажних і дренажних кранів.

Живильний бак заправляється тільки за допомогою очисних і кондиціонуючих насосів, щоб уникнути забруднення робочої рідини.

Робоча рідина - мінеральна в'язкість нафти від 17 до 35 сСт (50°C). Рекомендовані масляні марки: ICP-30, MGE-46B, TP-30. Клас чистоти не є більш грубим, ніж 11-й на ГОСТ 17216-71, тонкість фільтрації не більше 10 мкм.

Вся гідравлічна система печі може бути переведена на незаймисту гідравлічну рідину класу водяного гліколю (рідина HFC) з кінематичною в'язкістю 38 - 52 мм<sup>2</sup>/с (и) при температурі 40 С. Температура замерзання - не вище мінус 30 С. Необхідна худорлявість фільтрації - 10 мкм. Рекомендовані марки незаймистих рідин: «Камгідрол-46» (російського типу), або аналогічні імпорتنі.

Існує практичний досвід перекладу гідросистем на незаймисті рідини.

### **Регулятор потужності гідропанеля**

Гідравлічна панель (управління механізмами руху електродів), таких як PRM-4, монтується на одній пластині, на базі чотирьох (трьох робітників і однієї резервної копії) спеціальних пропорційних електрогідравлійних перетворювачів, таких як PEGM. На гідропанелі немає громіздкого фіксатора. Крани високого тиску м'яч дозволяє легко переключитися з робочого конвертера в резервну копію.

Щоб запобігти несанкціонованому руху електродотримачів у разі раптового виснаження гідравлічної станції, гідравлічна панель оснащена спеціально розробленими гідро-мураками з електромагнітним управлінням.



Рисунок 1.3 - Гідропанель PRM оснащений шафою для електричного управління.

Електрогідрататор типу PEGM-300 є дводольним прецизійним дозатором зі спеціальним профільним ювеліром, що відповідає інерційним можливостям тримача електрода. Дозатор управляється пропорційним електромагнітним лінійним приводом з вбудованим датчиком зворотного зв'язку в золотистому положенні. Принцип дії заснований на пропорційному управлінні споживанням робочої рідини від малої потужності електричного сигналу.

Завдяки своїм характеристикам PEGM покращує якість регулювання дуги, що економить до 7...10% електроенергії. Крім того, завдяки оригінальному і простому дизайну, конвертер має високу ремонтостійкість і може обслуговуватися в непрофційних умовах. Технічне обслуговування не вимагає його розбирання, так як конструктивний доступ до отворів zwickler забезпечується ззовні.

Технічні параметри електричних гідравлічних перетворювачів PEGM:

- Номінальний тиск 20,0 Мп;
- Регулювання потоку рідини від 0 до 250 л/хв;
- Параметри сигналу зовнішнього управління 4 - 20 мА або  $\pm 10$  В;
- Нечутливість зони  $\pm 2\%$ ;
- Пропускна здатність не менше 30 Гц.

Гідропанель контролює механізми печі

Наступні механізми управляються:

- гідроциліндри стиснення електродів;
- гідроциліндри нахилити піч;

- плунжерний гідравлічний циліндр підйому склепіння;
- плунжерні гідравлічні циліндри повороту арки;
- циліндр робочого вікна.

При необхідності панель може бути завершена (збільшена) додатковими гідродистриб'юторами. Для забезпечення плавного регулювання (прискорення уповільнення) нахилу печі і розвороту склепіння використовуються пропорційні гідродистриб'ютори з високоточним електроприводом.

На гідропанелі встановлюються спеціальні гідропанелі з електромагнітним управлінням, які щільно блокує рух нахилу печі і підйом склепіння при отриманні сигналів від кінцевих вимикачів (або від контролера), а також у разі раптового деочищення. Панель механізмів печі оснащена електричною розсіювачем з гідравлічною системою управління дозатором.

#### Стабілізатори тиску на злив

Стабілізатори забезпечують рівне падіння тиску на електрогідравлічні перетворювачі, як тоді, коли електроди рухаються вгору і вниз. Стабілізатор тиску - це спеціальний поршневий пневматичний мікроакумулятор, оснащений автоматичним пристроєм підтримки тиску на зливі, власним зарядним пристроєм, газовими і гідравлічними деталями датчиків. Газова частина стабілізатора заряджається азотом для певного розрахункового тиску. Стабілізатор встановлюється в безпосередній близькості від гідропану регулятора потужності на зливних трубопроводах з усіх трьох циліндрів електродотримачів.

#### Відновлення потужності робочої рідини

Використання відновлення потужності обумовлено тим, що робочі циліндри регулятора, перебуваючи під навантаженням, визначаються вагою механізмів руху електродів, в момент опущення стають вантажними батареями з нульовим к.к.д., енергія яких витрачається тільки на нагрівання робочої рідини. І кількість цієї енергії дорівнює кількості енергії, що використовується для підйому механізмів руху електрода. Рекуператором є пара «гідромотор -

насос» (гідралічний модуль). Робоча рідина зливу потужності проходить через гідродвигун, повідомляючи йому обертання, енергія якого передається на насос-модуль, який, розвиваючи необхідний робочий тиск, знижує його подачу до вартості переданої йому потужності:  $W_{qxP}$ . Рекуператорний насос розвиває вдвічі більше тиску з подачею, половину тиску на злив. Таке рішення в поєднанні з високим джерелом гідроенергетики дозволяє системі практично завжди обітатися без теплообмінника при температурі робочої рідини 36 - 40 С. Теплообмінник в нашому випадку, в принципі, необхідний тільки для дуже спекотної погоди.

Установка очищення і кондиціонування робочої рідини

Очищення та кондиціонування включає фільтрацію, системи опалення та охолодження.



Рисунок 1.4 - Система очищення робочої рідини

Система очищення робочої рідини впроваджується за схемою циркуляції: фільтраційна станція постійно перекачує робочу рідину зі умовно брудної порожнини резервуара через фільтри з худорлявістю 10 мкм в чисту порожнину. Фільтри оснащені електровізуальними показниками забруднення.



Схема фільтраційної системи включає в себе високоестійкий водоплавний плитний теплообмін-нік, який активується автоматично для підтримки заданої температури робочої рідини. Холодна і гаряча вода надходять в теплообмінник, подача того чи іншого водогону для охолодження або нагрівання робочої рідини здійснюється електромагнітними клапанами, керованими системою терморегуляції на мікроконтролері.

Очищення та кондиціонування також використовується для заправки живильного резервуара робочою рідиною та завантаження його при заміні.

#### Регулятор електричного режиму

Регулятор електричного режиму виконаний на платі і поміщений в духовку або в окрему шафу. Регулятор впровадив оригінальний запатентований алгоритм контролю, який виключає фазову взаємодію. Цей регулятор сумісний з усіма відомими існуючими ASUTP CPD.

#### Пульт дистанційного керування оператора

Пульт дистанційного керування дозволяє оператору керувати високовольтними вимикачами, перемикати сходишки трансформатора печі, контролювати механізми печі, рухати електроди в ручному і автоматичному режимах; містить пристрої струму і напруги і стрілки напруги для кожної фази, дисплей кінцевого вимикача, включає в себе ручний вибір контурів і систему замикання.

При експлуатації в системі цифрового управління пульт дистанційного керування включає в себе діючу станцію промислового класу.

#### Автоматичні захисні пристрої

При експлуатації дугових печей однією з проблем є поломка дорогих електродів, а також розриви рукавів подачі масла, що викликають пожежі. Щоб запобігти цим небезпечним ситуаціям, пропонується оснастити піч спеціальною системою захисту. Повна назва - система захисту електродів від збою при вставці підсилення і автоматичного відсікання робочої рідини під тиском з місця руйнування масла (відрізні клапани, такі як ОК1 і ОК2).

При наведенні на струмопровідний шейту ОК замикає порожнину глибокого циліндра, тим самим розвантажуючи електрод і захищаючи його від збою. При цьому видається електричний сигнал оповіщення. При нанесенні тиску на плунжер (сигнал для підйому) пристрій автоматично відкривається. Пристрій ОС не реагує на коливання тиску, характерні для занурення циліндрів печі. Але коли рукава високого тиску, встановлені на циліндрах, розбиваються, він автоматично відрізає розрив зі швидкістю 0,2-0,4 с, захищаючи циліндри від втрати масла.

Відрізні клапани встановлюються під плунжери електродотримачів - 3 штуки, а на рукавах печі нахилиються циліндри - 2 штуки.

#### Електричні стабілізатори

Одним з поширених недоліків існуючих електродотримачів є низька жорсткість конструкції рукава, висока вага і вібрація під час роботи.

Відхід рукава становить кілька метрів. А якщо врахувати, що вага електрода в потужних печах перевищує 5 тонн, і що цей електрод фіксується в кінці рукава, то природно в поперечному перерізі рукава є великий згинаючий момент. Рукав під впливом моменту згинання згинається в межах еластичної деформації. Такий вигин є однією з головних причин коливань в системі автоматичного регулювання при збереженні електричної дуги, що сприяє дестабілізації енергорегулятора.

При спробі підвищити жорсткість рукава традиційним способом - збільшується вага рукава електроотримувача. А збільшення ваги рухомих частин відбивається на швидкості гідравлічної системи автоматичного управління рухом електрода. Затримка розробки дезінцепту сигналу знижує якість регулювання введення в піч (це відбивається на продуктивності електричної печі).

Ми розробили просте і дешеве рішення, яке дозволяє значно підвищити жорсткість рукава електродотримача.

Таке рішення полягає в тому, що два стрижні (стабілізатори електротримача) кріпляться до існуючого рукава під кутом. Завдяки насадці артикуляції стрижнів, сила від ваги електрода викладена на компоненти і спрямована уздовж стрижнів, тому немає вигину рукавів. При цьому один з стрижнів розтягується, а інший стискається. Кількість відносного розтягування і стиснення стрижнів незначна.

## 1.5 Пропозиції щодо поліпшення технічних характеристик обладнання

Вибір ефективної схеми механізму руху електродів відіграє виключно роль у забезпеченні високої якості регулювання процесу електричної дуги та підвищенні економічних показників агрегату печі (підвищення ефективності, зниження споживання електроенергії та електродів, підвищення якості виплавки металу).

Така схема, як показала давня практика експлуатації печей, повинна, в першу чергу, забезпечити високі показники стійкості, швидкості, точності і чутливості. При цьому, як свідчать попередні дослідження, на перше місце слід поставити стійкість проти автозабору, друге - швидкість і останнє - точність і чутливість. Результати цих досліджень представлені в статтях. Існують також розроблені математичні моделі, описані сімейними рівняннями-деференціалами, різними схемами механізмів. Тому ця стаття дає лише результати досліджень на основі порівняльної оцінки. Розглянуто вплив на технічні показники механізмів таких факторів:

- вид перекриття управителя ювеліром (негативні і позитивні перекриття);
- кількість каскадів управителя ювеліром (одно- і два каскадні ювеліри);
- тип управління золотим приводом (постійний струм і повнопривідні двигуни, крок двигун, пропорційний електромагніт).

Дослідження проводилися за допомогою комп'ютера зі спеціально розробленими модулями. Результати дослідження впливу типу щілини

перекриття золотникової головки для чотирьох типів приводу представлені в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 - Порівняльні дані про вибір типу перекриття керування золотником.

Тип приводу	Тип перекриття	Статичні характеристики			Динамічні характеристики	
		$\overline{k_V}$	$\overline{k_R}$	$\sigma_{ст}, м$	$p_{гр}, МПа$	$t_p, с$
Двигун з полим ротором	Від'ємний.	1.0	0...1.0	$2 \cdot 10^{-6}$	-	0,207*
	Додатний.	$\rightarrow 0$	$\rightarrow \infty$	$2 \cdot 10^{-5}$	8.2	0,217
Пропорційний електромагніт	Від'ємний.	1.0	0...1.0	$2 \cdot 10^{-6}$	-	0,280*
	Додатний.	$\rightarrow 0$	$\rightarrow \infty$	$2 \cdot 10^{-5}$	> 10	0,322
Двигун постійного струму	Від'ємний.	1.0	0...1.0	$2 \cdot 10^{-6}$	-	0,228*
	Додатний.	$\rightarrow 0$	$\rightarrow \infty$	$2 \cdot 10^{-5}$	9.2	0,291
Кроковий двигун	Від'ємний.	1.0	0...1.0	$2 \cdot 10^{-6}$	-	0,149*
	Додатний.	$\rightarrow 0$	$\rightarrow \infty$	$2 \cdot 10^{-5}$	9.7	0,184

Знак «-» означає, що система не має області абсолютної стабільності.  
Знак «\*» вказує на те, що час регулювання додається до часу згасання

У таблиці:  $\overline{k_V}, \overline{k_R}$  - відповідно, коефіцієнти приносяться з точки зору швидкості і навантаження;  $p_{гр}$  - граничний тиск,  $t_p$  - час обробки сигналу (регулювання).

Таблиця 1.2 показує, що тільки механізми з ювеліром, що мають позитивне перекриття щілиних, стійкі до автопереносу. Тому їх слід рекомендувати до застосування з подальшими, більш детальними дослідженнями.

Також необхідно звернути увагу на те, що для механізму з ювеліром, що має негативне перекриття щілин, при амплітуді і обуреного  $A_z=0,02$  м і підведеного тиску  $p_n=4$  МПа будуть автострушування, тому час перехідного процесу слід додати до часу переходу коливачів.

Результати досліджень щодо порівняльної оцінки впливу кількості золотих каскадів на динамічні характеристики в  $k_n=20$  В/м (коефіцієнт конверсії аналогового SAU),  $k_{пм}=500$  кг·м/м (коефіцієнт конверсії для digital SAU (або для qD),  $p_n=4$  МПа (підвести до золотого тиску),  $A_z=0,02$  м (амплітуда збуреного удару),  $t_{тр}=30$  м (довжина трубопроводу) наведені в таблиці 2

Таблиця 1.3 - Порівняльні дані по вибору кількості каскадів золотників з позитивним перекриттям щілини.

Тип приводу	Тип золотника	Динамічні характеристики	
		$p_{гр}$ , МПа	$t_p$ , с
Двигун з повним ротором	Двохкаскадний	<3	0,217
	Однокаскадний	8,2	0,769
Електромагніт	Двохкаскадний	<3	0,322
	Однокаскадний	>10	0,833
Двигун постійного струму	Двохкаскадний	<3	0,291
	Однокаскадний	9,2	0,769
Шаговий двигун	Двохкаскадний	<3	0,184
	Однокаскадний	>10	0,373

Таблиця 1.3 показує, що одноколісний ювелір забезпечує високу стійкість і меншу швидкість механізму в порівнянні з двоколісним водяним ювеліром. Однак перехідний час механізму з двокаскадного золотника – це більше часу перехідного процесу механізму з однокаскадного золотника. Крім того, прикордонний тиск RGR, який є показником стійкості, з однокаскадним золотником становить менше 3,0 МПа. Звідси випливає, що при використанні двокатестового ювеліра практично неможливо домогтися якісного регулювання процесу електричної дуги. Низька стійкість механізму з двокаскадним золотом пояснюється наявністю високоеластичного зворотного зв'язку між електродвигуном і качалкою силового каскадного ювеліра (тобто трансмісійним зв'язком між каскадами є стовпчик рідини, в той час як при одноасотичній золотниці відбувається жорсткий механічний зворотний зв'язок). Таким чином, в цьому випадку доцільно використовувати одноциліндрні менеджери ювелірів.

Результати досліджень для оцінки впливу на продуктивність механізму електродвигуна, качалки однотійного золота, на статичні і динамічні характеристики, наведені в таблиці 1.4. При цьому задавались такі значення вихідних даних:  $k_{п}=25$  В/м,  $t_{тр}=20$  м,  $A_z=0,02$  м,  $p_{п}=4$  МПа,  $k_{пм}=750$  кг·м/м,  $k_{гд}=1$  (передаточне число від двигуна до золотника).

З таблиці випливає, що для приводів з аналогічною регуляторною системою (SAR) кращі показники стійкості мають механізм із золотом,

оснащений пропорційним магнітом і двигуном постійного струму. Механізм з управлінням золотим від двигуна з порожнистим ротором має достатній граничний тиск для його нормальної роботи (без автопарків) і найкращий показник для швидкості.

Таблиця 1.4 - Порівняльні дані про вибір типу приводу золотника

Тип системи САР/САУ	Показники					
	Тип двигуна	$\overline{k_V}$	$\overline{k_R}$	$\sigma_{ст}, М$	$P_{гр}, МПа$	$t_p, с$
Аналогова система	З полим ротором	$\rightarrow 0$	$\rightarrow \infty$	$2 \cdot 10^{-6}$	55	0,699
	Електромагніт	$\rightarrow 0$	$\rightarrow \infty$	$2 \cdot 10^{-6}$	>100	0,719
	Постійного струму	$\rightarrow 0$	$\rightarrow \infty$	$2 \cdot 10^{-5}$	58	0,699
Цифрова система	Кроковий	$\rightarrow 0$	$\rightarrow \infty$	$2 \cdot 10^{-5}$	62	0,327

Тому найбільш підходящим для аналогової системи є використання електромагніт або двигуна з порожнистим ротором. Використання електромагнітного повітря доречно в гідромеханічних системах, де потрібен високий граничний тиск (вище 10 МПа), а двигун з порожнистим ротором - в системах, де потрібен низький тиск (до 5,0 МПа).

Крім того, в існуючих механізмах переміщення електродів з гідромеханічним приводом використовується двигун з порожнистим ротором. Тому, з точки зору техніко-економічної ефективності, заміна цього двигуна на електромагніт є непрактичною. І, в цілому, для аналогової системи механізму управління при роботі на тиск нижче 5,0 МПа найбільш застосованим є двигун з порожнистим ротором, як з техніко-економічної точки зору.

Аналіз різних джерел показує, що подальші характеристики аналогових систем регулювання рухових механізмів електрода неефективні. Навіть використання ідеальних регуляторів з абсолютною чутливістю і найвищою

швидкістю руху електрода може збільшити продуктивність печі не більше ніж на 2%, а також знизити витрату агрегату електродів менш ніж на 1%. У зв'язку з цим, замінюючи елементарну базу дисків відстеження на більш сучасну, акцент має бути зосереджений на вдосконаленні принципів управління. Це стосується, перш за все, управління програмним забезпеченням і впровадження гнучкої адаптивної цифрової системи управління (SAS). При цьому, як свідчать дані таблиці 1.4, найбільш підходящим є використання крокових двигунів, система управління якими найбільш органічно поєднується з цифровою піччю SAU. І якщо питання стосується будівництва нових печей, то відповідне використання digital SAU буде явним. Але якщо мова йде тільки про заміну аналогового АТР існуючих печей на цифровий САУ, то, в першу чергу, детальні дослідження повинні проводитися в будь-якому випадку на економічній доцільності цієї заміни. Бо при майже рівній вартості САУ як для малих, так і для великих печей термін окупності для невеликих печей буде набагато довшим.

## 2 РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА

### Розрахунки найбільш навантажених частин дугової сталеплавильної печі

#### 2.1 Визначення навантажень на стійку печі

Вихідні дані:

Маса електрода, кг -  $P_{\text{Э}} = 2000$

Маса стійки, кг -  $P_{\text{С}} = 4200$

Маса рукава електродотримача, кг

- середнього -  $P_{\text{P1}} = 3450$

- крайнього -  $P_{\text{P2}} = 4700$

Маса кабелю (на 1 фазу), кг -  $P_{\text{К}} = 1100$

Положення центра мас щодо осі стойки (див. рис. 2.11), м:

- електрода середнього -  $X_{\text{Э1}} = 3,42$

- електрода крайнього -  $X_{\text{Э2}} = 4,47$

- рукава електродотримача середнього -  $X_{\text{P1}} = 0,6$

- рукава електродотримача крайнього -  $X_{\text{P2}} = 1,0$

- кабелів -  $X_{\text{К}} = 2,905$

Положення центра мас щодо осі електродотримача, м:

- електрода -  $Y_{\text{Э}} = 2,6$

- стійки -  $Y_{\text{С}} = 3,25$

- кабелів -  $Y_{\text{К}} = 0,5$

Відстань між опорними роликами, м:

- по горизонталі -  $h = 3,0$

- по вертикалі -  $l = 0,8$

$F_{\text{А}}, F_{\text{В}}$  – сили опору переміщенню стійки відповідно в роликівих опорах А и В;

$R_{\text{А}}, R_{\text{В}}$  – сили тиску на опорні ролики;

Розрахунок положення центра мас системи МПЕ щодо осі стойки:

- середнього електродотримача



$$\begin{aligned}
 X_{цм1} &= \frac{P_{\vartheta} \cdot X_{\vartheta1} + P_{p1} \cdot X_{p1} + P_{\kappa} \cdot X_{\kappa}}{P_{\vartheta} + P_{p1} + P_{\kappa} + P_c} = \\
 &= \frac{2000 \cdot 3,42 + 3450 \cdot 0,6 + 1100 \cdot (-2,905)}{2000 + 3450 + 1100 + 4200} = 0,53м
 \end{aligned}
 \tag{2.1}$$

- крайнього електродотримача

$$\begin{aligned}
 X_{цм2} &= \frac{P_{\vartheta} \cdot X_{\vartheta2} + P_{p2} \cdot X_{p2} + P_{\kappa} \cdot X_{\kappa}}{P_{\vartheta} + P_{p2} + P_{\kappa} + P_c} = \\
 &= \frac{2000 \cdot 4,47 + 4700 \cdot 1 + 1100 \cdot (-2,905)}{2000 + 4700 + 1100 + 4200} = 0,87м
 \end{aligned}
 \tag{2.2}$$

Розрахунок положення центра мас системи МПЭ щодо осі електродотримача:

- середнього електродотримача

$$\begin{aligned}
 Y_{цм1} &= \frac{P_{\vartheta} \cdot Y_{\vartheta} + P_c \cdot Y_c + P_{\kappa} \cdot Y_{\kappa}}{P_{\vartheta} + P_{p1} + P_{\kappa} + P_c} = \\
 &= \frac{2000 \cdot 2,6 + 4200 \cdot 3,25 + 1100 \cdot 0,5}{2000 + 3450 + 1100 + 4200} = 1,8м
 \end{aligned}
 \tag{2.3}$$

- крайнього електродотримача

$$\begin{aligned}
 Y_{цм2} &= \frac{P_{\vartheta} \cdot Y_{\vartheta} + P_c \cdot Y_c + P_{\kappa} \cdot Y_{\kappa}}{P_{\vartheta} + P_{p2} + P_{\kappa} + P_c} = \\
 &= \frac{2000 \cdot 2,6 + 4200 \cdot 3,25 + 1100 \cdot 0,5}{2000 + 4700 + 1100 + 4200} = 1,61м
 \end{aligned}
 \tag{2.4}$$

Маса системи

- середнього електродотримача:

$$\begin{aligned}
 Q_1 &= P_c + P_{p1} + P_{\kappa} + P_c = 2000 + 3450 + 1100 + 4200 = \\
 &= 10750 \text{ кг (108 кН)}
 \end{aligned}
 \tag{2.5}$$

- крайнього електродотримача

$$\begin{aligned}
 Q_2 &= P_c + P_{p2} + P_{\kappa} + P_c = 2000 + 4700 + 1100 + 4200 = \\
 &= 12000 \text{ кг (120 кН)}
 \end{aligned}
 \tag{2.6}$$

Знаходимо силу  $P$ , що діє на шток гідроциліндра, при підйомі стійки. Становимо три рівняння статички для плоскої системи сил: суми проекції сил на осі  $x$ , в і рівняння моментів щодо крапки  $A$ :

$$\begin{cases} R_B - R_A = 0; \\ Q - P + F_A + F_B = 0; \\ Q \cdot \left( X_{ЦМ} - \frac{l}{2} \right) + P \cdot \frac{l}{2} + R_B \cdot h - F_B \cdot l = 0. \end{cases} \quad (2.7)$$

Невідомими величинами є  $P$ ,  $R_A$ ,  $R_B$ ,  $F_A$ ,  $F_B$ , число яких можна понизити до трьох, якщо врахувати, що  $F_A$  й  $F_B$  є функціями відповідних опорних реакцій:

$$\begin{cases} F_A = R_A \cdot \omega = R_A \cdot \frac{(\mu \cdot d + 2 \cdot f)}{D} \cdot k_p; \\ F_B = R_B \cdot \omega = R_B \cdot \frac{(\mu \cdot d + 2 \cdot f)}{D} \cdot k_p. \end{cases} \quad (2.8)$$

де  $\mu$  - коефіцієнт тяги; інші позначення такі ж, як й у попередній формулі.

$$\begin{cases} R_B = R_A; \\ P = Q + 2F_A = Q + 2F_B; \\ P = Q + 2Q \frac{X_{ЦМ}}{l} - 2R_B \cdot \frac{h}{l} + 2F_B = 0. \end{cases}$$

$$Q + 2F_B = Q + 2Q \frac{X_{ЦМ}}{l} - 2R_B \cdot \frac{h}{l} + 2F_B;$$

$$R_B \cdot h = Q \cdot X_{ЦМ};$$

$$F_B = Q \frac{X_{ЦМ}}{h} \cdot \omega;$$

$$P = Q \left[ 1 + 2 \left( \frac{X_{ЦМ}}{h} \cdot \omega \right) \right]. \quad (2.9)$$

Опору переміщенню стойки електродотримачів по напрямних колони дугової електропечі:

$$\omega = \frac{\mu \cdot d + 2 \cdot k}{D} \cdot k_p \quad (2.10)$$

$k_p = 1$ , тому що реборд ролики не мають,

$\mu = 0,015$ ;  $d = 50$  мм;  $D = 100$  мм



Отже тиск у гідроциліндрах буде дорівнює:

$$P_{\text{раб.}} = (0,85 \dots 0,90) \cdot P_{\text{ном.}} = 0,85 \cdot 6,3 = 5,36 \text{ МПа.} \quad (2.15)$$

Площа гідроциліндра з обліком його ККД:

$$S_{\text{ПП}} = \frac{P_{\Sigma}}{(P_{\text{раб.}} \cdot \eta)}. \quad (2.16)$$

Практика показує, що при роботі на маслі  $\eta = 0,7 \dots 0,75$ .

Тоді (2.45) буде:

$$S_{\text{ПП}} = \frac{P_{\Sigma}}{(P_{\text{раб.}} \cdot \eta)} = \frac{32000}{5,36 \cdot 10^6 \cdot 0,7} = 18528,785 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

Діаметр поршня:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{\text{ПП}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 18528,785 \cdot 10^{-6}}{3,14}} = 0,18423 \text{ м} \approx 185 \text{ мм.} \quad (2.17)$$

Відповідно до ДЕРЖСТАНДАРТУ приймаю більший діаметр поршня:  $d_{\text{общ}} = 200 \text{ мм}$ . Співвідношення між діаметром поршня гідроциліндра й діаметром штока:

$$d_{\text{шт}} = (0,45 \dots 0,7)D = 0,5 \cdot 0,2 = 0,1 \text{ м} \approx 100 \text{ мм.} \quad (2.18)$$

Витрата робочої рідини визначаємо по формулі:

$$Q = v \cdot S. \quad (2.19)$$

Фактична площа гідроциліндра:

$$S = \pi \frac{d^2}{4} = 3,14 \frac{0,2^2}{4} = 0,0314 \text{ м}^2. \quad (2.20)$$

Тоді витрата рідини буде дорівнює:

$$Q = v \cdot S = \frac{6}{60} \cdot 0,0314 = 0,00314 \text{ м}^3/\text{с}. \quad (2.21)$$

При виборі гідронасоса необхідно враховувати можливі витоки в гідросистемі. Для цього рекомендується вибирати насос із подачею робочої рідини на 5...10% більше розрахункової, тобто:

$$Q_H = 1,1Q = 1,1 \cdot 0,00314 = 0,003454 \text{ м}^3/\text{с}. \quad (2.22)$$

Перетину трубопроводів вибираємо за значенням  $Q_H = 0,0035 \text{ м}^3/\text{с}$ . Відповідно приймаю швидкість руху робочої рідини  $V_T = 4,2 \text{ м/с}$ . Тоді перетину цих трубопроводів буде:

$$S_T = \frac{Q}{v_T} = \frac{0,0035}{4,2} = \text{м}^2/\text{с}. \quad (2.23)$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot S_T}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00083}{3,14}} = 0,0325 \text{ м} \approx 32,5 \text{ мм}. \quad (2.24)$$

Відповідно ДО ДЕРЖСТАНДАРТУ остаточно приймаю  $d = 35 \text{ мм}$ . По цій величині вибираю труби 35 x 3 ДЕРЖСТАНДАРТ 8734 - 75.

### 2.3 Розрахунок поперечного перерізу стойки

Геометричні характеристики поперечного перерізу стойки зазначені на рисунок 2.12.

Вихідні дані:

$H = 0,8 \text{ м};$	$D = 0,426 \text{ м};$
$h = 0,72 \text{ м};$	$d = 0,386 \text{ м};$
$h_1 = 0,07 \text{ м};$	$R = 0,065 \text{ м};$
$h_2 = 0,14 \text{ м};$	$t = 0,016 \text{ м};$
$a = 0,085 \text{ м};$	$\alpha = 34^\circ;$

Тоді:

$$\sin \alpha = \sin 34^\circ = 0,5592;$$

$$\cos \alpha = \cos 34^\circ = 0,829;$$

$$\sin 2\alpha = \sin 68^\circ = 0,9272.$$

Площа перетину:

$$\begin{aligned}
F_1 &= \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} + 4 \cdot h_2 \cdot t + 2 \cdot R^2 \cdot \alpha + 4 \cdot \left( h_1 - \frac{H-h}{2} \right) \cdot \frac{a}{4} + \\
&+ 2 \cdot a \cdot \frac{H-h}{2} = \frac{3,14 \cdot (0,426^2 - 0,386^2)}{4} + 4 \cdot 0,14 \cdot 0,016 + \\
&+ 2 \cdot 0,065^2 \cdot 0,5934 + 4 \cdot \left( 0,07 - \frac{0,8-0,72}{2} \right) \cdot \frac{0,085}{4} + \\
&+ 2 \cdot 0,085 \cdot \frac{0,8-0,72}{2} = 0,04883 \text{ м}^2 = 48,83 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2
\end{aligned} \tag{2.25}$$

Моменти інерції поперечного переріза:

$$\begin{aligned}
I_{1X} &= \frac{\pi \cdot D^4}{64} \cdot \left( 1 - \frac{d^4}{D^4} \right) + 4 \cdot \left( \frac{t \cdot h_2}{12} \left( h_2^2 \cdot \cos^2 \alpha + t^2 \cdot \sin \alpha \right) + h_2 \cdot t \cdot \right. \\
&\cdot \left. \left( \frac{h}{2} - \left( R + \frac{h_2}{2} \right) \cdot \cos \alpha \right) \right) + 2 \cdot \left( \frac{R^4}{8} \cdot \left( 2 \cdot \alpha + \sin \alpha - \frac{32 \cdot \sin^2 \alpha}{9 \cdot \alpha} \right) + R^2 \cdot \alpha \cdot \right. \\
&\cdot \left. \left( \frac{h}{2} - \frac{2 \cdot R \cdot \sin \alpha}{3 \cdot \alpha} \right) \right) + 4 \cdot \left( \frac{a}{2} \cdot \frac{(2 \cdot h_1 - H + h)}{8 \cdot 36} + \frac{1}{2} \cdot \frac{a}{2} \cdot \left( h_1 - \frac{H-h}{4} \right) \cdot \left( \frac{h}{2} - \frac{1}{3} \cdot \right. \right. \\
&\cdot \left. \left. \left( h_1 - \frac{H-h}{2} \right)^2 \right) + 2 \cdot \left( a \cdot \frac{(H-h)^3}{8 \cdot 12} + a \cdot \frac{H-h}{2} \cdot \left( \frac{h}{2} + \frac{H-h}{4} \right)^2 \right) \right) = \frac{3,14 \cdot 0,426^4}{64} \cdot \\
&\cdot \left( 1 - \frac{0,386^4}{0,426^4} \right) + 4 \cdot \left( \frac{0,016 \cdot 0,14}{12} \cdot \left( 0,14^2 \cdot 0,829^2 + 0,016^2 \cdot 0,559^2 \right) + \right. \\
&+ 0,14 \cdot 0,016 \cdot \left( \frac{0,72}{2} - \left( 0,065 + \frac{0,14}{2} \right) \cdot 0,819 \right) \left. \right) + 2 \cdot \left( \frac{0,065^4}{8} \cdot \right. \\
&2 \cdot \left( 2 \cdot 0,5934 + 0,9272 - \frac{32 \cdot 0,5592^2}{9 \cdot 0,5934} \right) + 0,065^2 \cdot 0,5934 \cdot \left( \frac{0,72}{2} - \frac{2 \cdot 0,065 \cdot 0,5592}{3 \cdot 0,5934} \right) \left. \right) + \\
&+ 4 \cdot \left( \frac{0,085}{2} \cdot \frac{(2 \cdot 0,07 - 0,8 + 0,72)}{8 \cdot 36} + \frac{1}{2} \cdot \frac{0,085}{2} \cdot \left( 0,07 - \frac{0,8-0,72}{4} \right) \cdot \right.
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \cdot \left( \frac{0,72}{2} - \frac{1}{3} \cdot \left( 0,07 - \frac{0,8-0,72}{2} \right)^2 \right) \Bigg) + 2 \cdot \left( 0,085 \cdot \frac{(0,8-0,72)^3}{8 \cdot 12} + \right. \\ & \left. + 0,085 \cdot \frac{0,8-0,72}{2} \cdot \left( \frac{0,72}{2} + \frac{0,8-0,72}{4} \right)^2 \right) = 2,896 \cdot 10^{-3} \text{ м}^4. \end{aligned} \quad (2.26)$$

$$\begin{aligned} I_{1X} &= \frac{\pi \cdot D^4}{64} \cdot \left( 1 - \frac{d^4}{D^4} \right) + 4 \cdot \left( \frac{t \cdot h_2}{12} \left( h_2^2 \cdot \cos^2 \alpha + t^2 \cdot \sin^2 \alpha \right) + \right. \\ & \left. + h_2 \cdot t \cdot \left( \left( R + \frac{h_2}{2} \right) \cdot \sin \alpha \right)^2 \right) + 2 \cdot \left( \frac{R^4}{8} \cdot (2 \cdot \alpha - \sin 2\alpha) \right) + \\ & + 4 \cdot \left( \frac{(2 \cdot h_1 - H + h) \cdot a^3}{2 \cdot 8 \cdot 36} + \frac{1}{2} \cdot \frac{a}{2} \cdot \left( h_1 - \frac{H-h}{4} \right) \cdot \left( \frac{2}{3} \cdot \frac{a}{2} \right)^2 \right) + \\ & + 2 \cdot \frac{H-h}{2} \cdot \frac{a^3}{12} = \frac{3,14 \cdot 0,426^4}{64} \cdot \left( 1 - \frac{0,386^4}{0,426^4} \right) + \\ & + 4 \cdot \left( \frac{0,016 \cdot 0,14}{12} \cdot \left( 0,016^2 \cdot 0,829^2 + 0,14^2 \cdot 0,5592^2 \right) + \right. \\ & \left. + 0,14 \cdot 0,016 \cdot \left( \left( 0,065 + \frac{0,14}{2} \right) \cdot 0,5592 \right)^2 \right) + \\ & + 2 \cdot \left( \frac{0,065^4}{8} \cdot (2 \cdot 0,5934 + 0,9272) \right) + 4 \cdot \left( \frac{(2 \cdot 0,07 - 0,8 + 0,72)}{2} \cdot \right. \\ & \left. \cdot \frac{0,085}{2} \cdot \left( 0,07 - \frac{0,8-0,72}{2} \right) \cdot \left( \frac{2}{3} - \frac{0,085}{2} \right)^2 \right) + \\ & + 2 \cdot \left( \frac{(0,8-0,72) \cdot 0,085^3}{8 \cdot 12} \cdot \frac{0,085^3}{12} \right) = 5,902 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4. \end{aligned} \quad (2.27)$$

Момент опору перетину:

$$W_{1X} = \frac{2 \cdot I_{1X}}{H} = \frac{2 \cdot 2,896 \cdot 10^{-3}}{0,8} = 7,239 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3. \quad (2.28)$$

$$W_{1Y} = \frac{2 \cdot I_{1Y}}{D} = \frac{2 \cdot 5,902 \cdot 10^{-4}}{0,426} = 2,771 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3. \quad (2.29)$$

Момент інерції при крутіні:

$$\begin{aligned}
I_{1K} &= \beta_1 \cdot H \cdot a^3 - \beta_2 \cdot (H - 2 \cdot h_{CP}) \cdot a^3 + \frac{4 \cdot h_2 \cdot t^3}{3} + \\
&+ \frac{\pi \cdot D^4}{32} \cdot \left(1 - \frac{d^4}{D^4}\right) = 0,31 \cdot 0,8 \cdot 0,085^3 - 0,305 \cdot (0,8 - \\
&- 2 \cdot 0,0775) \cdot 0,085^3 + \frac{4 \cdot 0,14 \cdot 0,016^3}{3} + \\
&+ \frac{3,14 \cdot 0,426^4}{32} \cdot \left(1 - \frac{386^4}{426^4}\right) = 1,086 \cdot 10^{-3} \text{ м}^4,
\end{aligned} \tag{2.30}$$

де  $h_{CP}$  – усереднена висота перетину напрямної.

$$\begin{aligned}
h_{CP} &= h_1 - \frac{H \cdot h}{2} + \frac{h_1 - \frac{H-h}{2} + R}{2} = \\
&= 0,07 - \frac{0,8 - 0,72}{2} + \frac{0,07 - \frac{0,8 - 0,72}{2} + 0,065}{2} = 0,0775 \text{ м},
\end{aligned} \tag{2.31}$$

$$\beta_1 = 0,31 \text{ при } \frac{H}{a} = \frac{0,8}{0,085} = 9,41$$

$$\beta_2 = 0,31 \text{ при } \frac{H - 2 \cdot h_{CP}}{a} = \frac{0,8 - 2 \cdot 0,0775}{0,085} = 7,59$$

Момент опору крутінню:

$$W_{1K} = \frac{I_{1K}}{Z_{MAX}} = \frac{I_{1K}}{\sqrt{\left(\frac{H}{2}\right)^2 + \left(\frac{a}{2}\right)^2}} = \frac{1,086 \cdot 10^{-3}}{\sqrt{\left(\frac{0,8}{2}\right)^2 + \left(\frac{0,085}{2}\right)^2}} = 8,7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 \tag{2.32}$$

Координати центра ваги напрямної:

$$Y_H = \frac{R^2 \cdot \alpha \cdot \left(\frac{h}{2} - \frac{2 \cdot R \cdot \sin \alpha}{3 \cdot \alpha}\right) + 2 \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{a}{2} \cdot \left(h_1 - \frac{H-h}{2}\right)}{R^2 \cdot \alpha + 2 \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{a}{2} \left(h_1 - \frac{H-h}{2}\right) + a \cdot \frac{H-h}{2}}.$$



$$\begin{aligned}
& \frac{\left(\frac{h}{2} - \frac{1}{3} \cdot \left(h_1 - \frac{H-h}{2}\right)\right) \cdot a \cdot \frac{H-h}{2} \left(\frac{h}{2} + \frac{H-h}{4}\right)}{R^2 \cdot \alpha + 2 \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{a}{2} \left(h_1 - \frac{H-h}{2}\right) + a \cdot \frac{H-h}{2}} = \\
& = \frac{0,065^2 \cdot 0,5934 \cdot \left(\frac{0,72}{2} - \frac{2 \cdot 0,065 \cdot 0,5592}{3 \cdot 0,5934}\right)}{0,065^2 \cdot 0,5934 + \frac{0,085}{2} \left(0,07 - \frac{0,08}{2}\right) + 0,085 \cdot \frac{0,08}{2}} + \\
& + \frac{2 \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{0,085}{2} \cdot \left(0,07 - \frac{0,8-0,73}{2}\right)}{0,065^2 \cdot 0,5934 + \frac{0,085}{2} \left(0,07 - \frac{0,08}{2}\right) + 0,085 \cdot \frac{0,08}{2}} \cdot \\
& \cdot \frac{\left(\frac{0,72}{2} - \frac{1}{3} \cdot \left(0,07 - \frac{0,8-0,72}{2}\right)\right) \cdot 0,085}{0,065^2 \cdot 0,5934 + \frac{0,085}{2} \left(0,07 - \frac{0,08}{2}\right) + 0,085 \cdot \frac{0,08}{2}} \cdot \\
& \cdot \frac{\frac{0,8-0,72}{2} \left(\frac{0,72}{2} + \frac{0,8-0,72}{4}\right)}{0,065^2 \cdot 0,5934 + \frac{0,085}{2} \left(0,07 - \frac{0,08}{2}\right) + 0,085 \cdot \frac{0,08}{2}} = 0,3534_m
\end{aligned} \tag{2.33}$$

Власний момент інерції напрямної:

$$\begin{aligned}
I_H &= I_{HX} - F_{YH}^2 = \frac{R^4}{8} \cdot \left(2 \cdot \alpha + \sin 2\alpha - \frac{32 \cdot \sin^2 \alpha}{9 \cdot \alpha}\right) + \\
& + R^2 \cdot \alpha \cdot \left(\frac{h}{2} - \frac{2 \cdot R \cdot \sin \alpha}{3 \cdot \alpha}\right)^2 + 2 \cdot \left(\frac{a}{2} \cdot \frac{(2 \cdot h_1 - H + h)^3}{8 \cdot 36} + \right. \\
& \left. + \frac{1}{2} \cdot \frac{a}{2} \cdot \left(h_1 - \frac{H-h}{2}\right) \cdot \left(\frac{h}{2} - \frac{1}{3} \cdot \left(h_1 - \frac{H-h}{2}\right)\right)\right)^2 + \\
& + a \cdot \frac{(H-h)^3}{8 \cdot 12} + a \cdot \frac{H-h}{2} \cdot \left(\frac{h}{2} + \frac{H-h}{4}\right)^2 - F \cdot Y_H^2 = \\
& = \frac{0,065^4}{8} \cdot \left(2 \cdot 0,5934 + 0,9272 - \frac{32 \cdot 0,5592^2}{9 \cdot 0,5934}\right) + \\
& + 0,065^2 \cdot 0,5934 \cdot \left(\frac{0,72}{2} - \frac{2 \cdot 0,065 \cdot 0,5592}{3 \cdot 0,5934}\right)^2 +
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& + 2 \cdot \left( \frac{0,085}{2} \cdot \frac{(2 \cdot 0,07 - 0,8 + 0,72)^3}{8 \cdot 36} + \frac{1}{2} \cdot \frac{0,085}{2} \cdot \right. \\
& \left. \cdot \left( 0,07 - \frac{0,8 - 0,72}{2} \right) \cdot \left( \frac{0,72}{2} - \frac{1}{3} \cdot \left( 0,085 - \frac{0,8 - 0,72}{2} \right) \right)^2 \right) + \\
& + 0,085 \cdot \frac{(0,8 - 0,72)^3}{8 \cdot 12} + 0,085 \cdot \frac{0,8 - 0,72}{2} \cdot \left( \frac{0,72}{2} + \frac{0,8 - 0,72}{4} \right)^2 - \\
& - 7,182 \cdot 10^{-3} \cdot 0,3534^2 = 6,619 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4
\end{aligned} \tag{2.34}$$

$$\begin{aligned}
F_H &= R^2 \cdot \alpha + 2 \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{a}{2} \cdot \left( h_1 - \frac{H - h}{2} \right) + a \cdot \frac{H - h}{2} = \\
&= 0,065^2 \cdot 0,5934 + 2 \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{0,085}{2} \cdot \left( 0,07 - \frac{0,8 - 0,72}{2} \right) + \\
&+ 0,085 \cdot \frac{0,8 - 0,72}{2} = 7,182 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2
\end{aligned} \tag{2.35}$$

Координати центра ваги половинного перетину:

$$\begin{aligned}
X_o &= \frac{\left( \frac{2}{3 \cdot \pi} \cdot \frac{D^2 + d \cdot D + d^2}{d + D} \right) \cdot \frac{\pi}{8} \cdot (D^2 - d^2)}{0,5 \cdot F_1} + \\
&+ \frac{2 \cdot h_2 \cdot t \cdot \left( R + \frac{h_2}{2} \right) \cdot \sin \alpha + 2 \cdot \frac{a}{2} \cdot h_{CP} \cdot \frac{d}{4}}{0,5 \cdot F_1} = \\
&= \frac{\left( \frac{2}{3 \cdot 3,14} \cdot \frac{0,494908}{0,386 + 0,426} \right) \cdot \frac{3,14}{8} \cdot (0,426^2 - 0,386^2)}{0,5 \cdot 48,83 \cdot 10^{-3}} + \\
&+ \frac{0,0448 \cdot 0,73 \cdot 0,5592 + 0,085 \cdot 0,0775 \cdot \frac{0,386}{4}}{0,5 \cdot 48,83 \cdot 10^{-3}} = 24,417 \cdot 10^{-3} \text{ м}
\end{aligned} \tag{2.36}$$

Координати центра ваги напрямних і вертикальної смужок:

$$\begin{aligned}
Y_{H\Pi} &= \frac{Y_H \cdot F_H + 2 \cdot h_2 \cdot t \cdot \left( \frac{h}{2} - \left( R + \frac{h^2}{2} \right) \cdot \cos \alpha \right)}{F_H + 2 \cdot h_2 \cdot t} = \\
&= \frac{7,182 \cdot 10^{-3} \cdot 0,3534 + 0,0448 \cdot \left( \frac{0,72}{2} - 0,062 \right)}{7,182 + 2 \cdot 0,14 \cdot 0,16} = 0,3129 \text{ м}
\end{aligned} \tag{2.37}$$

Статичний момент напрямної:

$$S_{xH} = F_H \cdot Y_H = 7,182 \cdot 10^{-3} \cdot 0,3534 = 2,538 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 \quad (2.38)$$

Момент інерції напрямної й вертикальної смужок щодо загального центра ваги:

$$\begin{aligned} I_{H\Pi X} &= \frac{I_{1X}}{2} - \frac{\pi \cdot D^4}{128} \cdot \left(1 - \frac{d^4}{D^4}\right) - (F_H + 2 \cdot h_2 \cdot t) \cdot Y_{HO}^2 = \\ &= \frac{2,896 \cdot 10^{-3}}{2} - \frac{3,14 \cdot 0,426^4}{128} \cdot \left(1 - \frac{0,386^4}{0,426^4}\right) - \\ &- (7,182 \cdot 10^{-3} + 2 \cdot 0,14 \cdot 0,016) \cdot 0,3129^2 = 4,259 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4 \end{aligned} \quad (2.39)$$

Площа перетину напрямних і вертикальних смужок:

$$F_{H\Pi} = F_H + 2 \cdot h_2 \cdot t = 7,182 \cdot 10^{-3} + 2 \cdot 0,14 \cdot 0,016 = 11,662 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \quad (2.40)$$

Статичний момент напрямної й вертикальної смужок щодо осі X:

$$S_{xH\Pi} = F_{H\Pi} \cdot Y_{H\Pi} = 11,662 \cdot 10^{-3} \cdot 0,3129 = 3,649 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 \quad (2.41)$$

Момент перетину половинного перетину:

$$\begin{aligned} I_{YO} &= \frac{I_{1Y}}{2} - \frac{F_1}{2} \cdot X_O^2 = \frac{5,902 \cdot 10^{-4}}{2} - \frac{48,834 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot \\ &\cdot 0,08715^2 = 1,096 \cdot 10^{-4} \text{ м} \end{aligned} \quad (2.42)$$

Статичний момент половинного перетину:

$$S_Y = F_1 \cdot \frac{X_O}{r} = \frac{48,834 \cdot 10^{-3} \cdot 0,08715}{2} = 2,128 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 \quad (2.43)$$

## 2.4 Оцінка міцності стійки.

Згинальний момент на стійці:

$$M_U = R_2 \cdot h = 37,4 \cdot 3 = 112,2 \text{ кН} \cdot \text{м}; \quad (2.44)$$

$$R_2 = Q_2 \cdot \frac{X_{c2}}{h} = 127,5 \cdot \frac{0,88}{3} = 37,4 \text{ кН}. \quad (2.45)$$

Крутний момент на стійці:

$$M_K = R'_{\delta 2} \cdot b_1 = 12,08 \cdot 0,72 = 8,69 \text{ кН} \cdot \text{м}; \quad (2.46)$$

$$R'_{\delta 2} = R_{\delta 2} \cdot 0,1 = 120,8 \cdot 0,1 = 12,08 \text{ кН.} \quad (2.47)$$

Напруга вигину:

$$\sigma_U = \frac{M_U}{W_{1X}} = \frac{112,2}{7,239 \cdot 10^{-3}} = 15,5 \text{ МПа.} \quad (2.48)$$

Напруга стиску:

$$\sigma_{CЖ} = \frac{Q_2}{F_1} = \frac{127,5}{48,834 \cdot 10^{-3}} = 2,61 \text{ МПа.} \quad (2.49)$$

Напруга крутіння:

$$\tau = \frac{M_K}{W_{1X}} = \frac{8,697}{2,7 \cdot 10^{-3}} = 3,2 \text{ МПа.} \quad (2.50)$$

Напруга еквівалентне:

$$\sigma_{\text{э}} = \sqrt{(\sigma_U + \sigma_{CЖ})^2 + 4 \cdot \tau^2} = \sqrt{(15,5 + 2,61)^2 + 4 \cdot 3,2^2} = 19,2 \text{ МПа} < [G], \quad (2.51)$$

де  $[\sigma] = \frac{\sigma_s}{[n]} = \frac{274,5}{1,716} = 160 \text{ МПа}$  – допустиме напруження для сталі 20;

$\sigma_s = 274,5 \text{ МПа}$  - межа плинності;  $[n] = n_1 \cdot n_2 \cdot n_3 = 1,1 \cdot 1,3 \cdot 1,2 = 1,716$  – нормативний коефіцієнт запасу потужності;  $n_1 = 1,1$  - коефіцієнт якості матеріалу;  $n_2 = 1,3$  – коефіцієнт ступеню відповідальності;  $n_3 = 1,2$  – коефіцієнт режиму роботи.

## 2.5 Оцінка стійкості

Для забезпечення місцевої стійкості вертикальної смуги між напрямною й трубою повинне виконуватися умова:

$$\sqrt{\left(\frac{\sigma'}{\sigma_o} + \frac{\sigma_M}{\sigma_{MO}}\right)^2 + \left(\frac{\tau' + \tau_K}{\tau_o}\right)^2} \leq 1, \quad (2.52)$$

де  $W'_X$  – момент опір перетину в крапці 1, м<sup>3</sup>;

$\sigma'$  – нормальна напруга на верхній крайці перетину смуги в крапці 1, МПа;

$\sigma_M$  – місцеве напруження вертикальної смуги, МПа;

$m$  - коефіцієнт режиму роботи;

$Z_1$  – умовна довжина, на якій зосереджене навантаження розподіляється

по вертикальній смузі, м;

$\tau'$  – середнє дотичне напруження, МПа;

$\sigma_o, \tau_o, \sigma_{MO}$  – умовні фактори, МПа;

$l=1$  – відстань між ребрами жорсткості, м;

$\varphi = 75,57$  – коефіцієнт залежний від відношення  $\frac{l}{h_2} = \frac{1,0}{0,14} = 5,134$

$$\sigma' = \frac{M_U}{W'_X} = \frac{112,2}{9,46 \cdot 10^{-3}} = 11,886 \text{ МПа}; \quad (2.53)$$

$$W'_X = \frac{I_{1X}}{\frac{h}{2} - R \cdot \cos \alpha} = \frac{2,896 \cdot 10^{-3}}{\frac{0,72}{2} \cdot 0,065 \cdot 0,82} = 9,46 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3; \quad (2.54)$$

$$\sigma_M = \frac{m \cdot R \cdot \cos \alpha}{4 \cdot t \cdot Z_1} = \frac{1,5 \cdot 37,4 \cdot 0,829}{4 \cdot 0,016 \cdot 0,2422} = 3,0 \text{ МПа}; \quad (2.55)$$

$$Z_1 = \sqrt[3]{\frac{I_H}{t}} = \sqrt[3]{\frac{6,619 \cdot 10^{-6}}{0,016}} = 0,2422 \text{ м}; \quad (2.56)$$

$$\tau' = \frac{R \cdot \cos \alpha}{4 \cdot h_2 \cdot t} = \frac{37,4 \cdot 10^3 \cdot 0,829}{4 \cdot 0,14 \cdot 0,016} = 3,5 \text{ МПа}; \quad (2.57)$$

$$\begin{aligned} \tau'_K &= \frac{M_K}{W'_K} = \frac{M_K \cdot r'_1}{I_{1K}} = \frac{M_K \cdot \sqrt{\left(\frac{H}{2} - R \cdot \cos \alpha\right)^2 + (R \cdot \sin \alpha)^2}}{I_{1K}} = \\ &= \frac{86,976 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{\left(\frac{0,72}{2} - 0,065 \cdot 0,829\right)^2 + (0,065 \cdot 0,5592)^2}}{1,086 \cdot 10^{-3}} = 2,5 \text{ МПа}; \end{aligned} \quad (2.58)$$

$$\sigma_o = 7,5 \cdot 10^3 \cdot \frac{t}{4 \cdot h_2 \cdot \cos \alpha} = 7,5 \cdot 10^3 \cdot \frac{0,016}{4 \cdot 0,14 \cdot 0,829} = 2584,87 \text{ МПа}; \quad (2.59)$$

$$\tau_o = \left[ 125 + 95 \cdot \left( \frac{h_2}{l} \right)^2 \right] \cdot \left( \frac{100 \cdot t}{h_2} \right) = \left[ 125 + 95 \cdot \left( \frac{0,14}{1,0} \right)^2 \right] \cdot \left( \frac{100 \cdot 0,016}{0,14} \right) = 130,6 \text{ МПа}; \quad (2.60)$$

$$\sigma_{MO} = \varphi \cdot \left( \frac{t}{l} \right)^2 \cdot 10^6 = 75,57 \cdot \left( \frac{0,016}{1,0} \right)^2 \cdot 10^6 = 19345,9 \text{ МПа}; \quad (2.61)$$

Тоді умова місцевої стійкості:

$$\sqrt{\left( \frac{11,86}{2584,87} + \frac{3,0}{19345,42} \right)^2 + \left( \frac{3,46 + 2,5}{130,61} \right)^2} = 0,216 < 1.$$

Стійкість вертикальної смуги забезпечена.

## 2.6 Розрахунок привода механізму підйому заслінки

Привод складається з електродвигуна, черв'ячно-циліндричного редуктора.

Вихідні дані для розрахунку

Вага заслінки	$G_3 = 5 \text{ кН}$ .
Швидкість підйому заслінки	$V_3 = 10 \text{ м/хв}$ .
Діаметр барабана	$D_{\text{Бар.}} = 300 \text{ мм}$

### 2.6.1 Визначення моменту:

Визначаємо реакції в опорах А і В (рис.2.13), для чого становимо суму моментів щодо будь-якої точки системи:

Вибираємо т.В:  $\sum M_B = 0$

$$R_A = \frac{G_3}{2} = \frac{5}{2} = 2,5 \text{ кН}$$

Вибираємо т.А:  $\sum M_A = 0$

$$R_B = \frac{G_3}{2} = \frac{5}{2} = 2,5 \text{ кН}$$

Після визначення реакції в опорах робимо перевірку:  $\sum Y = 0$

$$R_B - \frac{G_3}{2} - \frac{G_3}{2} + R_B = 0$$

$$2,5 - 2,5 - 2,5 + 2,5 = 0 \text{ кН}$$

### 2.6.2 Вибір редуктора:

Потужність на валу

$$P_B = \frac{R_A \cdot V_3}{9,55} = \frac{2,5 \cdot 10}{9,55} = 2,61 \text{ кВт}$$

Коефіцієнт корисної дії

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 = 0,99 \cdot 0,87 \cdot 0,98 = 0,903$$

де  $\eta_1, \eta_2, \eta_3$  – відповідно ККД муфти, першого й другого щабля редуктора:

Приймаємо [1.табл. II.1]:  $\eta_1 = 0,99, \eta_2 = 0,87, \eta_3 = 0,98$

Розрахункова потужність електродвигуна

$$P' = \frac{P_B}{\eta} = \frac{2,61}{0,903} = 2,89 \text{ кВт}$$

Можлива частота обертання електродвигуна

$$n'_0 = V_3 \cdot U_3 \cdot (U_{0_{MIN}} \dots U_{0_{MAX}}) = 10 \cdot 2,5 \cdot (16 \dots 400) = 400 \dots 10000 \text{ мін}^{-1}$$

де  $U_3$  – передатне число ланцюгової передачі,  $U_{0_{MIN}} \dots U_{0_{MAX}}$  – діапазон, що

рекомендується, передатних чисел редуктора;

Приймаємо [1.стр.117]:  $U_3 = 2,5$ ,  $U_{0_{MIN}} \dots U_{0_{MAX}} = 16 \dots 400$ .

В ході розрахунку ми визначили що необхідна потужність двигуна становить  $P=2,89$  кВт, в зв'язку з тим що ми модернізували механізм і встановили два електродвигуна то вибираємо два електродвигуна з такими характеристиками: [9,табл. III.2.4] електродвигун 4А112МА6У3 з параметрами: потужність  $P_0 = 3$  кВт, частота обертання  $n_0 = 955 \text{ хв}^{-1}$ , кратність пускового

моменту  $\lambda = \frac{T_{МАКС}}{T_{НОМ}} = 2,2$ .

Для передачі зусилля від двигуна на редуктор вибираємо муфту упругу із резиновою зіркою по ГОСТ 14084-76 [9,табл. III.5.2.]

Номінальний момент на муфті

$$T_H = \frac{9550 \cdot P_d}{n_d} = \frac{9550 \cdot 3}{955} = 30 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Розрахунковий момент на муфті

$$T_M = k \cdot T_H = 3 \cdot 130 = 390$$

де  $k = 3$  коефіцієнт враховуючий відповідальність механізму. [9,табл.1.35];

Вибираємо муфту упругу із резиновою зіркою 125-У3 ГОСТ 14084-76  
номінальний обертаючий момент  $F_{раз.}=125 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ,

Швидкість обертання барабану

$$n_{Бар} = \frac{60 \cdot V_T}{\pi \cdot D_{Бар}} = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot 10 \cdot 10^{-2}}{3,14 \cdot 300} = 3,18 \text{ мин}^{-1}$$

Передавальне число редуктора

$$U = \frac{n_d}{n_s} = \frac{955}{3,18} = 300,13$$

В ході розрахунку ми визначили що необхідне передаточне число редуктора повинно бути  $U=300,13$  , вибираємо два редуктора з такими характеристиками: [10, стр. 121] редуктор РЧН параметрами: потужність  $P_d = 3,1 \text{ кВт}$ , передавальне число  $U = 306$  частота обертання  $n_d = 1000 \text{ хв}^{-1}$ .

Фактична швидкість обертання барабана

$$V_{Бар} = \frac{\pi \cdot n_d \cdot D_{ХК}}{60 \cdot U} = \frac{3,14 \cdot 955 \cdot 300 \cdot 10^{-3}}{60 \cdot 306} = 0,0489 \text{ м/с}$$

Остаточню приймаємо: діаметр барабана  $D_{Бар}=300$ , швидкість обертання  $V_{Бар}=0,0489 \text{ м/с}$

Для передачі зусилля від редуктора на заслінку вибираємо ланцюг зварний кругло ланковий вантажний [9,табл. III.1.8.]

Ланцюг СК 8 23 ГОСТ 2319-70  $F_{раз.}=25500 \text{ Н}$



## 3 ДОСЛІДНО–ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ЧАСТИНА

### 3.1 Обґрунтування обраного напрямку роботи

Працездатність дугових електропечей у цілому і її основних показників значною мірою залежить від того, наскільки ефективно працюють механізми пересування електродів.

Механізми пересування електродів внаслідок особливих умов регулювання електричної потужності, що вводиться у піч, повинні задовольняти наступним основним вимогам:

- а) надійність у роботі, зручність при ремонті й нагляді;
- б) мінімальне й у всякому разі стабільне тертя у всіх елементах системи;
- в) максимально твердий кінематичний зв'язок двигуна з електродом, що виключає вплив еластичності ланок на якість процесу регулювання;
- г) мінімальні зазори до кінематичної передачі;
- д) максимально можливий к.п.д. і мінімальне розходження в статичних моментах навантаження при підйомі й спуску електродів, що дозволяє знизити потужність регульованого двигуна й істотно поліпшити динамічні властивості системи регулювання;
- е) швидкі розгін і гальмування механізму;
- ж) максимально можлива швидкість підйому електродів на «автомати-кі», а також при ручному керуванні. Можливо, більше швидкий підйом електродів бажаний для швидкої ліквідації поштовхів струму в період розплавлювання шихти, що полегшує роботу електричних апаратів, а також знижує непродуктивні втрати електричної потужності.

Наведений вище аналіз показав, що на даний момент застосовують різні конструкції механізмів пересування електродів з електричним і гідравлічним приводами. Практика показала, що найбільш ефективні є механізми з гідравлічним приводом. Але вони не є ідеальними. І вимагають подальшого вдосконалення.

У зв'язку із цим подальша модернізація механізмів пересування електродів з електричним приводом не несе в собі логіки. А от заміна електричного приводу на гідравлічний є першим етапом поліпшення техніко-економічних показників печі, і відповідно конкурентноздатності продукції.

Відомо, що головними показниками, які визначають ефективність роботи механізмів у цілому, це високі чутливість, швидкодія, точність і стійкість проти коливань. Але між ними повинна бути тверда погодженість при керуванні процесом плавки, тому що, необґрунтоване підвищення рівня одного показника може привести до зниження іншого. У той же час головне завдання в розробці моделі механізму повинна бути забезпечена максимально можлива стабільність електродугового процесу в усі періоди плавки. Тільки в цих умовах можуть бути досягнуті високі показники печі, а саме продуктивність і витрата електроенергії й електродів.

Перш ніж приступати до розробки моделі з гідравлічним приводом, необхідно зробити дослідження оптимізації основних параметрів механізму, при яких були б задоволені основні вимоги.

З урахуванням наведеного аналізу в роботі поставлені такі завдання.

1. Аналітичні дослідження впливу технічних характеристик основних елементів МПЭ із ГМП на основні параметри, на підставі яких можна вибрати найбільш раціональну схему.

2. Дослідження впливу параметрів МПЭ на основні показники.

3. Оптимізація параметрів і характеристик.

4. Розробка методики й технології проведення експериментальних досліджень.

5. Розробка головного складального креслення механізму і його вузлів.

6. Визначення економічної ефективності.

### 3.2 Дослідження впливу золотника на статичні характеристики механізму переміщення електродів

Аналіз принципів побудови ГМП дросельного регулювання механізму переміщення електродів, що знайшли практичне застосування, дозволяє зробити висновок, що в основу їхніх схем покладені комбінації ланок, що складаються з гідроциліндра, що несе систему електродотримачів, що управляє золотника із приводом його качалки, вимірювального й підсилювального пристроїв. Для задоволення основних показників печі необхідно правильний підбор цих трьох компонентів.

Для початку необхідно вибрати раціональну схему майбутнього механізму.

Опираючись на роботу [7] приймаємо схему механізму переміщення електродів із цифровою системою автоматичного керування при використанні одно каскадного золотника. Тому що ці ланки впливають тільки на динамічні характеристики механізму.

При застосуванні одно каскадного золотника досягається більш висока якість регулювання електродуговим процесом, чим при двокаскадному. Застосування програмного керування й введення гнучкої адаптивної цифрової системи керування є найбільш прогресуючою, а цифрова САУ печі, на погляд автора, найбільше органічно сполучається із кроковим електродвигуном керування.

Необхідно досліджувати вплив характеру перекриття щілин золотника на статичні характеристики МПЭ.

### 3.2.1 Дослідження впливу характеру негативного перекриття

Витрата масла в порожнинах циліндра при переміщенні двокромочного проточного золотника, що працює з постійним тиском  $p_{n2}$ , що визначається по наступній формулі:

$$F \cdot v = Q_2 - Q_1, \quad (3.1)$$

де  $F$  – площа циліндра;  $v$  – швидкість переміщення циліндра;  $Q_1, Q_2$  – витрати перехідних перетинів золотника при відкритті лівої й правої щілин.

При прийнятих допущеннях і зневазі втратами тиску в трубопроводах, підвидних до золотника й циліндра, можемо записати рівняння витрат при переміщенні качалки золотника:

$$\text{– вправо} \quad Q_2 = (S_2 + \Delta S_2) \cdot \mu_{22} \sqrt{2g \frac{p_{21}}{\gamma}}, \quad (3.2)$$

$$\text{– уліво} \quad Q_2 = (S_2 - \Delta S_2) \cdot \mu_{21} \sqrt{2g \frac{p_{2n} - p_{21}}{\gamma}}, \quad (3.3)$$

де  $S_2$  – площа прохідного перетину вікон золотника при швидкості переміщення поршня рівної 0;  $\Delta S_2$  – збільшення прохідних перетинів за рахунок зсуву золотника з нейтрального положення (приймає позитивне значення, якщо золотник переміщається вправо);  $\mu_{21}, \mu_{22}$  – коефіцієнти витрати відповідних прохідних перетинів;  $g$  – прискорення сили ваги;  $p_{2n}, p_{21}$  – тиску, відповідно підвідне до золотника й створюване власною масою системи електродотримача.

Умова статичної рівноваги золотника при сталому режимі описується наступним рівнянням:

$$R = F \cdot p_{21}, \quad (3.4)$$

де  $R$  – статичне навантаження МПЭ.

При малому  $\Delta S_2$ , можна прийняти  $\mu_{21} = \mu_{22} = ?$ .

При допущенні про гостроту робочих крайок золотника справедливі рівності при переміщенні качалки золотника:

$$\text{– вправо} \quad S_2 + \Delta S_2 = b_2 \cdot (h_2 + \delta^{\text{п}}), \quad (3.5)$$

$$\text{– уліво} \quad S_2 - \Delta S_2 = b_2 \cdot (h_2 - \delta^{\text{л}}), \quad (3.6)$$

де  $\delta^{\text{п}} = \delta + \delta_{\text{н}}$ ;  $\delta^{\text{л}} = \delta - \delta_{\text{н}}$ ,  $\delta_{\text{н}}$  – половина зони нечутливості золотника.

Спільно вирішивши рівняння (3.1)...(3.4), одержимо:

$$v = -\mu \frac{S_2 - \Delta S_2}{F} \cdot \sqrt{2g \frac{p_{2n} \cdot F - R}{\gamma \cdot F}} + \mu \frac{S_2 + \Delta S_2}{F} \cdot \sqrt{2g \frac{R}{\gamma \cdot F}}. \quad (3.7)$$

Урахувавши формули (3.5), (3.6) одержимо:

$$v = \frac{b_2 \cdot \mu}{F} h_2 \cdot \sqrt{2g \frac{p_{2n}}{\gamma}} \left( - \left( 1 - \frac{\delta}{h_2} \right) \sqrt{1 - \frac{R}{p_{2n} \cdot F}} + \left( 1 + \frac{\delta}{h_2} \right) \sqrt{\frac{R}{p_{2n} \cdot F}} \right), \quad (3.8)$$

де  $b_2 = \pi d_2$  – довжина робочої щілини золотника;  $d_2$  – діаметр качалки золотника;  $h_2$  – лінійний зазор між торцями золотника й втулок при нейтральному положенні.

$$\text{Позначимо } k_{v20} = \left. \frac{dv}{d\delta} \right|_{R=0} = \frac{b_2 \mu}{F} \sqrt{2g \frac{p_{2n}}{\gamma}}. \quad (3.9)$$

Тоді рівняння (3.8) запишемо у вигляді:

$$v = k_{v20} \left( - \left( 1 - \frac{\delta}{h_2} \right) \sqrt{1 - \frac{R}{p_{2n} \cdot F}} + \left( 1 + \frac{\delta}{h_2} \right) \sqrt{\frac{R}{p_{2n} \cdot F}} \right). \quad (3.10)$$

Увівши відносні величини в рівняння (3.11) одержимо:

$$\bar{v} = \left( - (1 - \bar{\delta}) \sqrt{1 - \bar{R}} + (1 + \bar{\delta}) \sqrt{\bar{R}} \right); \quad (3.11)$$

$$\bar{\delta} = \frac{\sqrt{1 - \bar{R}} - \sqrt{\bar{R}} + \bar{v}}{\sqrt{1 - \bar{R}} + \sqrt{\bar{R}}}. \quad (3.12)$$

На підставі цих рівнянь побудовані графіки (рис. 2.9).

Графік (рис. 2.9, а) являє собою сімейство прямих, що відповідають рівнянням при підстановці різних постійних відносних навантажень ( $\bar{R} = 1; 0,75; 0,5; 0,25; 0$ ) у рівняння (3.11).

Графік (рис. 2.9, б) являє собою сімейство нелінійних кривих, що відповідають рівнянням при підстановці різних постійних відносних швидкостей ( $\bar{v} = 1,0; 0,75; 0,5; 0,25; 0; -0,25; -0,5; -0,75; -1,0$ ) у рівняння (3.12).

Далі розглянемо основні показники статичних характеристик МПЭ із ГМП: залежності неузгодженості від швидкості спостереження й навантаження; зона нечутливості.

*Залежність неузгодженості ГМП від швидкості спостереження* при відсутності навантаження характеризується коефіцієнтом підсилення по швидкості у відносних координатах:

$$\bar{k}_v = \left. \frac{d\bar{v}}{d\bar{\delta}} \right|_{\bar{R}=0}. \quad (3.13)$$

При  $\bar{R} = 0$  рівняння (3.11) буде мати вигляд:  $\bar{v} = - (1 - \bar{\delta})$ .

При цьому очевидно, що  $\bar{k}_v = 1$ , тому на рис. 2.9,а – пряма, що відповідає  $\bar{R} = 0$ , проходить під кутом 45.

Зі збільшенням навантаження  $R$  до  $0.5R_{max}$  кут нахилу  $\alpha$  збільшується до  $52.43^\circ$ , величина  $\frac{d\bar{v}}{d\bar{\delta}}$  зростає до максимального значення. Це означає, що статична точність МПЭ підвищується. При подальшому підвищенні  $R$  від  $0.5R_{max}$  до  $R_{max}$  кут нахилу  $\alpha$  зменшується до  $45^\circ$  (рис. 2.9,а) і вона зменшується до мінімального значення.

*Залежність неузгодженості від навантаження* характеризується коефіцієнтом підсилення ГМП по навантаженню:

$$k_R = \left. \frac{dR}{d\bar{\delta}} \right|_{\bar{v}=0}. \quad (3.14)$$

$$\text{З рівняння (3.12) при } \bar{v} = 0 \text{ маємо: } \bar{\delta} = \frac{\sqrt{1-\bar{R}}-\sqrt{\bar{R}}}{\sqrt{1-\bar{R}+\sqrt{\bar{R}}}}. \quad (3.15)$$

На підставі рівнянь (3.14) і (3.15) знаходимо

$$\bar{k}_R = \left. \frac{d\bar{R}}{d\bar{\delta}} \right|_{\bar{v}=0} = \left( \sqrt{1-\bar{R}} + \sqrt{\bar{R}} \right)^2 \sqrt{1-\bar{R}} \cdot \sqrt{\bar{R}}. \quad (3.16)$$

Вивчення цієї функції показує, що зі збільшенням відносного навантаження  $R$  до 0.5 коефіцієнт  $\bar{k}_R$  збільшується до максимального значення, а при подальшому її підвищенні, статична твердість МПЭ падає до 0.

*Зона нечутливості золотника*, що має негативне перекриття, визначається величиною неузгодженості  $\delta$ , необхідного для початку руху МПЭ, навантаженого силами тертя в напрямних роликах електродотримача, в ущільненні гідроциліндра й власною масою електродотримача.

При цьому ширина зони нечутливості золотника:

$$\sigma = h_2 \left[ \frac{\sqrt{F \cdot p_{2n} - R} - \sqrt{R}}{\sqrt{F \cdot p_{2n} - R} + \sqrt{R}} - \frac{\sqrt{F \cdot p_{2n} - R} - \sqrt{R}}{\sqrt{F \cdot p_{2n} - R} + \sqrt{R}} \right]. \quad (4.17)$$

### 3.2.2 Дослідження впливу характеру позитивного перекриття

Витрата масла в порожнинах циліндра при переміщенні двухкромочного проточного золотника, що працює з постійним тиском  $p_{n2}$ , визначається в такий спосіб:

$$\text{– при переміщенні качалки золотника вправо } F \cdot v = Q_2; \quad (3.18)$$

– при переміщенні качалки золотника вліво  $F \cdot v = Q_1$ , (3.19)

де  $F$  – площа циліндра;  $v$  – швидкість переміщення циліндра;  $Q_1, Q_2$  – витрати перехідних перетинів золотника при відкритті лівої й правої щілин.

При прийнятих допущеннях і зневазі втратами тиску в трубопроводах, що підводяться до золотника й циліндра, можемо записати рівняння витрат при переміщенні качалки золотника:

– вправо  $Q_1 = \Delta S_2 \cdot \mu_{21} \sqrt{2g \frac{p_{21}}{\gamma}}$ , (3.20)

– уліво  $Q_2 = -\Delta S_2 \cdot \mu_{22} \sqrt{2g \frac{p_{2n} - p_{21}}{\gamma}}$ , (3.21)

Умова статичної рівноваги золотника при сталому режимі описується наступним рівнянням:

$$R = F \cdot p_{21}, \quad (3.22)$$

де  $R$  – статичне навантаження МПЭ.

При малому  $\Delta S_2$ , можна прийняти  $\mu_{21} = \mu_{22} = ?$ .

При допущенні про гостроту робочих крайок золотника справедливі рівності при переміщенні качалки золотника:

– вправо  $\Delta S_2 = b_2 \cdot \delta^п$ , (3.23)

– уліво  $\Delta S_2 = -b_2 \cdot \delta^л$ , (3.24)

де  $\delta^п = \delta + \delta_н$ ;  $\delta^л = \delta - \delta_н$ ,  $\delta_н$  – половина зони нечутливості золотника.

Спільно вирішивши рівняння (3.18)...(3.24), одержимо при переміщенні качалки золотника

– вправо  $v = k_{v20} \cdot \delta^п \sqrt{\frac{R}{p_{2m} \cdot F}}$ ; (3.25)

– уліво  $v = k_{v2} \cdot \delta^л \sqrt{1 - \frac{R}{p_{2n} \cdot F}}$ , (3.26)

де  $k_{v20} = \frac{b_2 \mu}{F} \sqrt{2g \frac{p_{2m}}{\gamma}}$ .

Увівши відносні величини в рівняння (3.25), (3.26), одержимо рівняння статичних характеристик МПЭ із ГМП:

– при переміщенні качалки золотника вправо  $\bar{v} = \bar{\delta}^n(\bar{R})^{1/2}$ ; (3.27)

– при переміщенні качалки золотника вліво  $\bar{v} = \bar{\delta}^n(1 - \bar{R})^{1/2}$ . (3.28)

На підставі цих рівнянь побудовані графіки (рис. 2.9).

Графік (рис. 2.9, а) являє собою сімейство прямих, що відповідають рівнянням при підстановці різних постійних відносних навантажень ( $\bar{R} = 1; 0,75; 0,5; 0,25; 0$ ) у рівняння (3.27), (3.28).

Графік (рис. 2.9, б) являє собою сімейство нелінійних кривих, що відповідають рівнянням при підстановці різних постійних відносних швидкостей ( $\bar{v} = 0,75; 0,5; 0,25; 0; -0,25; -0,5; -0,75$ ).

*Залежність неузгодженості ГМП від швидкості спостереження при відсутності навантаження характеризується коефіцієнтом підсилення по швидкості.*

Тоді будемо мати  $\bar{k}_v = 0$  (при переміщенні качалки золотника вправо) і  $\bar{k}_v = 1$  (при переміщенні качалки золотника вліво).

На підставі рівнянь (3.27), (3.28) виконані розрахунки залежності  $\frac{d\bar{v}}{d\bar{\delta}}$  від  $\bar{R}$ . Результати розрахунків показали, що при переміщенні качалки золотника вправо зміна відносного навантаження відбувається в діапазоні від 0 до 1,00, величина  $\frac{d\bar{v}}{d\bar{\delta}}$  так само змінюється від 0 до 1,00, а при переміщенні качалки золотника вліво спостерігається зворотна картина.

*Залежність неузгодженості від навантаження при  $v = 0$  ( $\delta = 0$ ) і, отже,  $d\delta = 0$  треба, що  $k$  прагне до  $\infty$  при  $R \neq \text{const}$  (тобто  $d \neq 0$ ). Таким чином, при використанні золотника, що має позитивне перекриття, МПЭ із ГМП має нескінченний коефіцієнт підсилення по навантаженню, тобто він має дуже високу твердість. На рисунку. 2.9, б при  $v = 0$  функція  $\bar{\delta}(\bar{v})$  являє собою пряму, паралельну горизонтальній осі.*

*Відносительная ширина зоны нечувствитивості золотника, що має позитивне перекриття, прийнявши  $\bar{v} = 0$ , буде мати вигляд:*

$$\bar{\delta}^n(1 - \bar{R})^{1/2} = 0 \text{ і } \bar{\delta}^n(\bar{R})^{1/2} = 0.$$



Отже, для будь-яких відносних навантажень  $\bar{R} \neq 0;1$ , будемо мати  $\bar{\delta}^л = 0$  і  $\bar{\delta}^п = 0$ . На підставі цих рівнянь із обліком  $\bar{\delta}^л = \delta + \delta_n$  і  $\bar{\delta}^п = \delta + \delta_n$  одержимо  $|\bar{\delta}_-| = -\frac{\delta_n}{\delta_{\max}}$  і  $|\bar{\delta}_+| = \frac{\delta_n}{\delta_{\max}}$ , де  $|\bar{\delta}_-|, |\bar{\delta}_+|$ , – відповідно відносна ширина лівої й правої половини зони нечутливості.

Треба, що ширина зони нечутливості золотника, що має позитивне перекриття, буде дорівнює 
$$\sigma = 2\delta_n \quad (3.29)$$

### 3.3 Дослідження впливу параметрів механізмів переміщення електродів печей ДСП на їх статичні характеристики.

У попередніх дослідженнях було встановлено, що найбільш раціональними схемами управління механізмами руху електродів (МРЕ) з силовим гідромеханічним приводом прогресивної дії є дві схеми: схема для аналогових систем, що складається з електродвигуна з порожнистим ротором, кінематичної трансмісії, одноксади золота з позитивним перекриттям прорізів і електронних блоків; схема для цифрових систем, що складається з крок двигуна, кульової трансмісії, одноповерхового ювеліра з позитивним щілини перекриття і електронного блоку.

Обґрунтування вибору схем, виконаних у попередніх роботах, базувалися на теоретичних дослідженнях впливу характеру перекриття тріщин менеджера ювеліра, кількості його каскадів, типу золотого приводу на статичні та динамічні характеристики МРЕ, тобто дослідження зводилися до вибору концепції механізмів. У даній же роботі результати досліджень впливу на статичні характеристики ІРЕ його специфічних параметрів (діаметр качалки і розмір перекриття тріщин ювеліра, діаметр сили гідроцилінду, величина робочого тиску, тертя і т.д.), на підставі яких можна підняти питання оптимізації параметрів конструкції того чи іншого механізму і рекомендацій щодо проектування нових механізмів.

Схема моделі МРЕ, що вивчається, представлена на малюнку 1 і складається з плунжера power hydrocylinder 1, однокамерного менеджера золота 2, трубопроводу 3, електричного тримача 4.

Теоретичні основи досліджень для загальних випадків представлені в статті. Основним інструментом досліджень, результати яких викладені в цій роботі, є метод варіації, для якого були розроблені алгоритми і відповідне програмне забезпечення для їх числового рішення через комп'ютери.

Статична точність ІРЕ оцінюється (відповідно до швидкості посилення) коефіцієнтом швидкості, а також проведені дослідження впливу різних параметрів ІРЕ на цей показник.

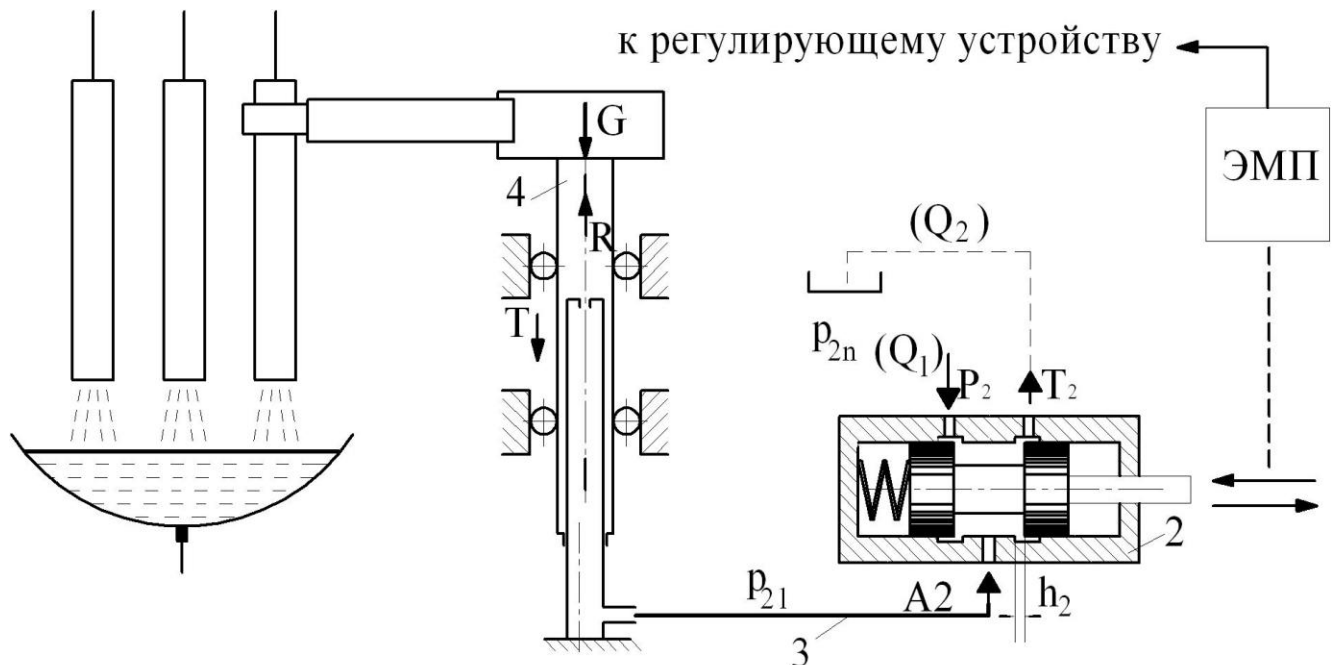


Рисунок 3.1 - Схема МРЕ з однокам'яних ювелірами

При відсутності навантаження А коефіцієнт V визначається коефіцієнтом збільшення швидкості у відносних координатах:

$$k_v = \left| \frac{dv}{d\delta} \right| \quad \bar{R} = 0 \quad (3.30)$$

Залежність (як правило) між V швидкістю, R навантаженням і нечутливістю  $\delta$  може бути представлена рівністю:

– коли ви переміщуєте золотникову скалку вправо

$$v = k_{v2} \cdot \delta_n \sqrt{\frac{R}{p_{2n} F}}; \quad (3.31)$$

– коли ви переміщуєте золотникову скалку вліво

$$v = k_{v2} \cdot \delta_n \sqrt{1 - \frac{R}{p_{2n} F}}, \quad (3.32)$$

Де 
$$k_{v2} = \frac{b_2 \mu}{F} \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot p_{2n}}{\gamma}}$$

$b_2$  – ширина щілини;  $F$  – площа перетину скалки;  $\mu$  - коефіцієнт витрат;  
 $g$  – прискорення гравітації;  $p_{2n}$  – тиск, доведений до золотнику;  $\gamma$  - щільність робочої рідини.

Для нашого випадку, на основі формули (3.30) з врахуванням (3.31), (3.32) можна записати:

- при русі золотистої качалки вправо  $k_v=0$  (електрод опускається власною гравітацією електрода);
- коли ви переміщуєте золотникову скалку вліво

$$k_{v2} = \frac{\pi d_2 \mu}{F} \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot p_{2n}}{\gamma}} \quad (3.33)$$

де  $d_2$  - діаметр золотої скалки.

На основі (3.33) графіків залежностей  $k_v=f_1(d_2)$  – крива 1,  $k_v=f_2(D_1)$  – крива 2,  $k_v=f_3(p_{2n})$  – крива 3.

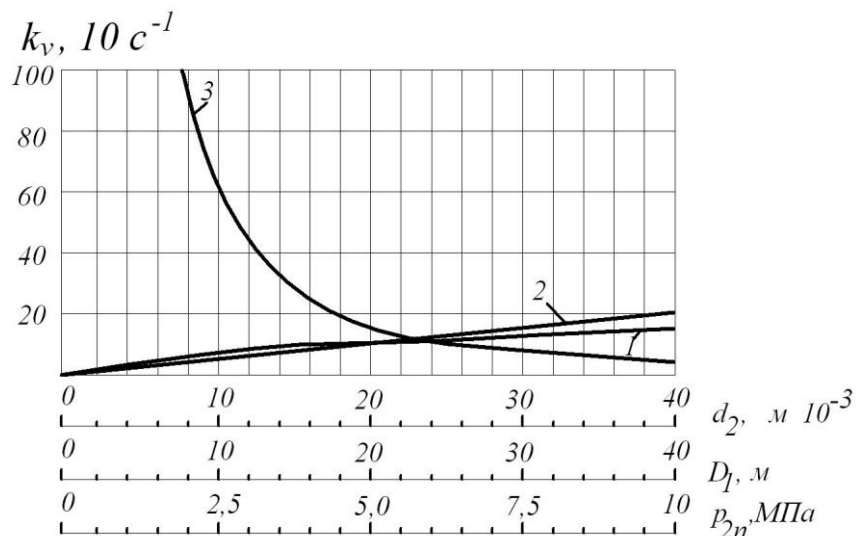


Рис. 3.2- Графіки залежності збільшення швидкості  
з параметрів ювелір  $K_B(D_2), K_B(1), K_B(p_{2п})$

З представлених графіків можна зробити такі висновки:

- Чим більше діаметр золотистої качалки, тим більший коефіцієнт посилення швидкості і статичної точності механізму;
- Підвищений робочий тиск сприяє збільшенню швидкості і статичної точності механізму;
- збільшення діаметра циліндра знижує коефіцієнт посилення швидкості і статичної точності механізму.

Останній корпус особливо гострий в області діаметрів циліндра  $8 \cdot 10^{-2} \dots 18 \cdot 10^{-2}$  м.

Дослідження МРЕ щодо впливу різних його параметрів на чутливість проводилися для аналогових (SAR) та цифрових (SAU) систем.

Величина половини зони нечутливості МРЕ в залежності від моменту тертя і моменту деформації золотої весни (для переміщення золотої качалки за межі зони нечутливості) може визначатися за наступною формулою:

- для аналогових АТИ

$$z_n = \frac{r_{ш}}{k_{rd} C_{\omega n}} (C_{pr} \delta_n + T_{тр}) \quad (3.34)$$

- для цифрового SAU

$$z_n = \frac{r_{ш}}{k_{rd} k_{пм}} (C_{pr} \delta_n + T_{тр}) \quad (3.35)$$

де  $r_{ш}$  – є радіус передач;  $C_{pr}$  – жорсткість золотої весни;  $\delta_n$  - зона нечутливості;  $T_{тр}$  – загальною силою тертя;  $k_{rd}$  - передача зв'язку між приводом і скалкою золотниуа;  $C_{\omega n} = C_{\omega} \cdot k_n$ ;  $C_{\omega}$  - коефіцієнт пропорційності між кутовою швидкістю холостого ходу двигуна і напругою на обмотці хвилювання;  $k_n$  - коефіцієнт конверсії аналогової системи;  $k_{мп}$  — це коефіцієнт перетворення цифрової системи.

На основі формул (3.34), (3.35) робляться розрахунки по ЕМ I від їх результатів будуються графіки залежності (Рис. 3.2):  $z_H=f_1(\delta_H)$ ,  $z_H=f_2(k_{\Pi})$  и  $z_H=f_3(k_{\Pi M})$

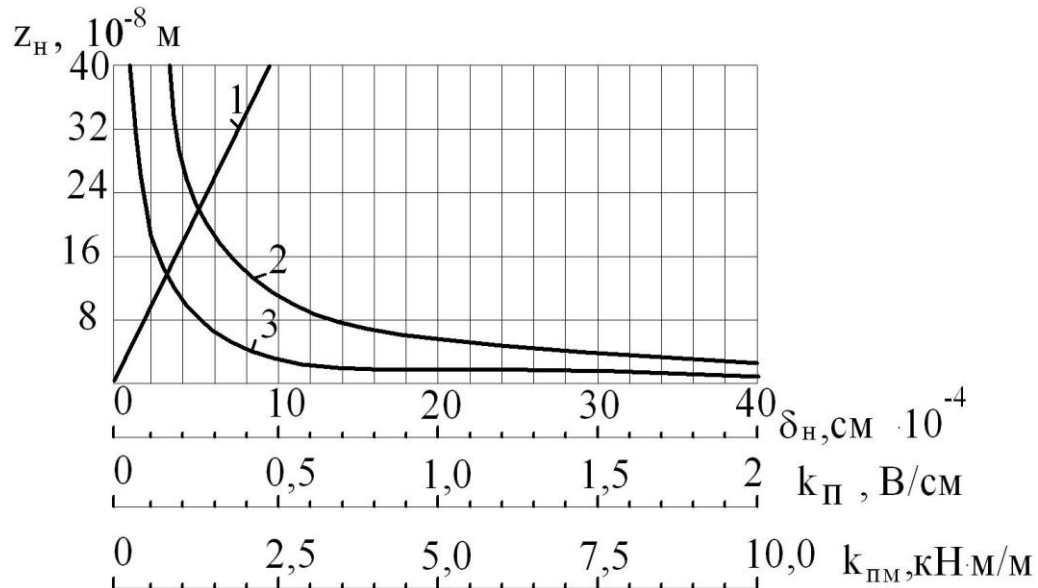


Рисунок 3.3 - Графіки залежностей зони нечутливості приводу від метрів механізму руху  $z_H(\delta_H)$ ,  $z_H(k_{\Pi})$  та  $z_H(k_{\Pi M})$

З представлених графіків і з виразами (3.34), (3.35) можна зробити наступні висновки:

- збільшення коефіцієнтів перетворення  $k_{\Pi}$ ,  $k_{\Pi M}$  різко знижує зону чутливості (криві 2,3);
- оскільки ширина перекриття щілини збільшується  $\delta_H$  золотої зони, збільшується зона чутливості приводу (крива 1);
- меншу загальну силу, то менша зона чутливості механізму.

Таким чином, якщо метою є досягнення максимально можливих значень точності і чутливості, прогнозованих МРЕ, то слід прагнути зменшити діаметр силового циліндра за допомогою більш високого тиску, збільшити діаметр качалки і зменшити ширину перекритих щілини ювеліра, а також підвищити коефіцієнти конверсії. Однак остаточне рішення слід враховувати динамічні показники МРЕ, так як, наприклад, обсяг робочого тиску обмежується

прикріпленим граничним тиском, при перевищенні якого можуть відбуватися автостреєння і, як наслідок, нестабільність механізму. Тому необхідні подальші дослідження щодо опору проти автопереносу.

### 3.4 Дослідження впливу параметрів механізмів переміщення електродів печей ДСП на їх стійкість проти автоколювання

В даний час вченими і практиками доведено доцільність використання в механізмах переміщення електродів гідроприводів, які мають безсумнівні переваги перед електроприводами. У той же час відсутня повноцінна теоретична основа, що дозволяє приймати оптимальні рішення.

Стійкість проти автоколювань будь-якої замкнутої автоматичної системи, яку і представляє собою механізм переміщення електрода (МПЕ) дугового електропечі, є одним з головних показників якості її роботи. Дослідження зводиться до визначення залежності величини граничного тиску  $p_{гр}$ , підведеної до золотника, від різних параметрів МПЕ, тому що це тиск є тим порогом, при перевищенні якого будуть виникати автоколювання, що порушують нормальні умови протікання дугового процесу, що в результаті призведе до підвищення витрати електродів і електроенергії, зниження ККД печі.

Як об'єкт дослідження приймаємо МПЕ з силовим гідроприводом поступальної дії, що мають позитивне перекриття щілин золотника, який приводиться в дію від електродвигуна з порожнистим ротором при аналоговій системі управління (САР) та від крокової двигуна при цифровій системі управління (САУ) (рис. 3.1)

Розглядалося рух МПЕ при повідомленні качалці золотника обурює впливу  $\delta$  різними видами приводів, яке може бути виражено системами рівнянь:

- для випадку, коли скалка золотника переміщається вправо (опускання електрода), а величина обурює сигналу  $\delta$  більше половини зони нечутливості золотника  $\delta_H$  (тобто при ефективному переміщенні качалки  $\delta_{П} = \delta - \delta_H$ )

$$\begin{aligned}
 Q &= C_{v20}(\delta - \delta_H) \sqrt{\frac{R}{F \cdot P_{2m}}} - \text{рівняння витрати робочої рідини;} \\
 P &= \frac{R}{F} + B_1 \frac{d^2 y}{d^2 t} - \text{рівняння маслопроводу, що з'єднує золотник з циліндром;} \\
 Q &= F \frac{dy}{dt} + B_2 \frac{dR}{dt} - \text{рівняння об'ємів;} \\
 y &= z - \text{рівняння зв'язку між циліндром і рукавом;} \\
 R &= m \frac{d^2 z}{d^2 t} + T \text{sign}\left(\frac{dz}{dt}\right) + mg - \text{рівняння рівноваги сил;} \\
 X(\delta - \delta_H) &= v(z) - \text{рівняння зворотного зв'язку.}
 \end{aligned}
 \tag{3.36}$$

- для випадку, коли скалка золотника переміщається вліво (підняття електрода), а  $\delta < -\delta_H$  (тобто при ефективному переміщенні качалки  $\delta_{\Pi} = \delta + \delta_H$ )

$$\begin{aligned}
 Q &= C_{v2}(\delta + \delta_H) \sqrt{1 - \frac{P}{P_{2\Pi}}}; \quad P = \frac{R}{F} + B_1 \frac{d^2 y}{d^2 t}; \quad Q = F \frac{dy}{dt} + B_2 \frac{dR}{dt}; \\
 y &= z; \quad R = m \frac{d^2 z}{d^2 t} + T \text{sign}\left(\frac{dz}{dt}\right) + mg; \quad X(\delta + \delta_H) = v(z),
 \end{aligned}
 \tag{3.37}$$

де  $C_{v20} = \pi d \cdot \mu (2q \cdot p_{2m} \gamma)^{0.5}$ ;  $d$  - діаметр скалки;  $p_{2m}$  - максимальний тиск в циліндрі;  $\gamma$  - питома вага масла;  $R$  - навантаження;  $p$  - тиск в циліндрі;  $F$  - площа циліндра;  $\mu$  - коефіцієнт витрати;  $p_{2\Pi}$  - тиск, підведене до золотника;  $B_1 = 2\mathcal{M}_{mp}(F / f_{mp})$ ;  $l_{mp}$  - довжина труби;  $f_{mp}$  - площа перетину труби;  $B_2 = 0.5(k_u + k_{mp}) / F$ ;  $k_u$  - сумарний коефіцієнт пружності стінок циліндра і знаходиться в ньому масла;  $k_u = (FH) / E_u$ ;  $E_{\Pi}$  - наведений модуль пружності циліндра з маслом;  $H$  - величина ходу циліндра;  $k_{mp} = 0.5l_{mp}f_{mp} / E_{mp}$  - сумарний коефіцієнт пружності стінок труби і масла;  $y, z$  - відповідно переміщення циліндра і рукава;  $C_{v2} = \pi d \cdot \mu (2q \cdot p_{2\Pi} \gamma)^{0.5}$ ;  $m$  - маса рухомих частин МПЕ.

Рівняння зворотного зв'язку відповідно з використанням двигуна з порожнистим ротором і крокової двигуна в окремому випадку будуть мати вигляд:

$$k_u T_{IP} \frac{d^2 \delta}{d^2 t} + \kappa_u \frac{d\delta}{dt} = C_{\omega\Pi} z; \quad \frac{2\pi k_{ГД} I}{P_B} \frac{d^2 \delta}{d^2 t} + \frac{2\pi k_{ГД} D_D}{P_B} \frac{d\delta}{dt} + M_H = k_{\Pi M} z,$$

де  $k_{ш} = k_{ГД} / r_{ш}$ ,  $k_{ГД}$  - передавальне відношення приводу управління;  $r_{ш}$  - радіус шестерні;  $T_{пр} = 2T_{ДВ}$ ,  $T_{ДВ}$  - електромеханічна стала часу двигуна;  $C_{\omega П} = C_{\omega} k_{П}$ ;  $C_{\omega}$  - коефіцієнт пропорційності між кутовою швидкістю двигуна ха холостому ходу і напругою на обмотці збудження;  $k_{П}$  - коефіцієнт перетворення для двигуна з порожнистим ротором;  $I$  - момент інерції приводу управління;  $D_{Д}$  - коефіцієнт демпфірування силами в'язкого тертя;  $M_{Н}$  - загальний момент навантаження на приводі управління;  $k_{ПМ}$  - коефіцієнт перетворення для крокової двигуна;  $p_v$  - голий гвинта.

Методика вирішення подібних систем рівнянь, що містять ряд нелінійностей, вельми громіздка і складна. Тому обмежимося посиланням на роботу [1], де це питання детально розглянуто. За тематикою даної статті короткий виклад методики рішення приведено в роботі [2]. Відзначимо лише, що рішення зводиться до отримання загального диференціального рівняння руху привода, якому передуює розкладання нелінійних рівнянь систем (3.36), (3.37) в ряд Маклорена і гармонійна лінеаризація нелінійностей.

Завданням дослідження стійкості є виявлення межі існування періодичного рішення невідомих амплітуди  $A$  і частоти  $\Omega$  в диференціальному рівнянні, на підставі якого визначається область абсолютної стійкості і область стійкості в «малому» приводі і, в підсумку, величина граничного тиску  $p_{рг}$ .

Досліджувався вплив на стійкість механізму таких параметрів: діаметра  $D$  і ходу  $H$  циліндра, діаметра качалки  $d$  золотника, довжини трубопроводу  $l_{тр}$ , маси рухомих частин  $m$ , коефіцієнтів  $k_{П}$  і  $k_{ПМ}$ . Для цього розроблено відповідне програмне забезпечення.

Вплив діаметра циліндра на стійкість. Графіки залежності  $p_{рг} = f_1(D)$  при  $k_{П} = 25$  В/м (крива 1),  $k_{П} = 100$  В/м (крива 2), для аналогової САР и при  $k_{ПМ} = 500$  кг\*м/м (крива 1),  $k_{ПМ} = 1000$  кг\*м/м (крива 2) для цифрової САУ представлені відповідно на рис. 3.4, а, б.

З цих графіків і другого рівняння систем (3.36), (3.37) можна зробити такі висновки:

- збільшення діаметра помітно сприяє підвищенню стійкості;



- величина підведеної тиску змінюється пропорційно величині  $D^{2/3}$ , лише в зоні малих значень  $D$  ця залежність порушується і крива починає круто змінювати свій напрямок;

- МПЕ з цифровою САУ має більш високу стійкість, що дає можливість використовувати циліндри меншого діаметру.

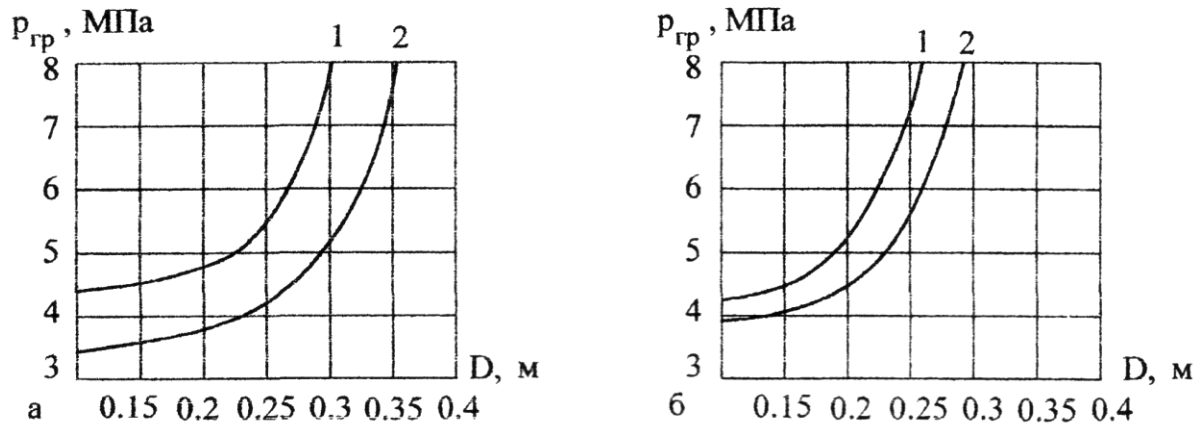


Рисунок 3.4 – Графіки  $p_{gp} = f_1(D)$  для САР (а) и САУ (б)

Вплив ходу циліндра на стійкість. Облік інерції рідини і сумарного модуля пружності стінок циліндра і знаходиться в ньому масла викликає різний ефект в залежності від того, які величини, що входять в проміжне вираз В2, змінюються. Збільшення обсягу рідини в циліндрі знижує стійкість за рахунок збільшення інерції рухається струменя рідини і зменшення жорсткості стовпа рідини. Такий ефект викликає і збільшення ходу циліндра. З іншого боку, збільшення довжини ходу циліндра підвищує тертя між рухається рідиною і стінками циліндра, що в свою чергу сприяє підвищенню стійкості МПЕ. У зв'язку з чим відбувається компенсація впливу цих ефектів і, як наслідок, довжина ходу циліндра практично не впливає на стійкість МПЕ.

За результатами рішення задачі побудовані графіки  $P_{gp} = f_2(H)$  для аналогової САР при  $l_{тр} = 10$  м (крива 3),  $l_{тр} = 20$  м (крива 2),  $l_{тр} = 30$  м (крива 1) (рис. 3.5, а) і для цифрової САУ при таких же довжинах трубопроводів (рис. 3.5, б). З графіків видно, що більш високою стійкістю володіє цифрова САУ.

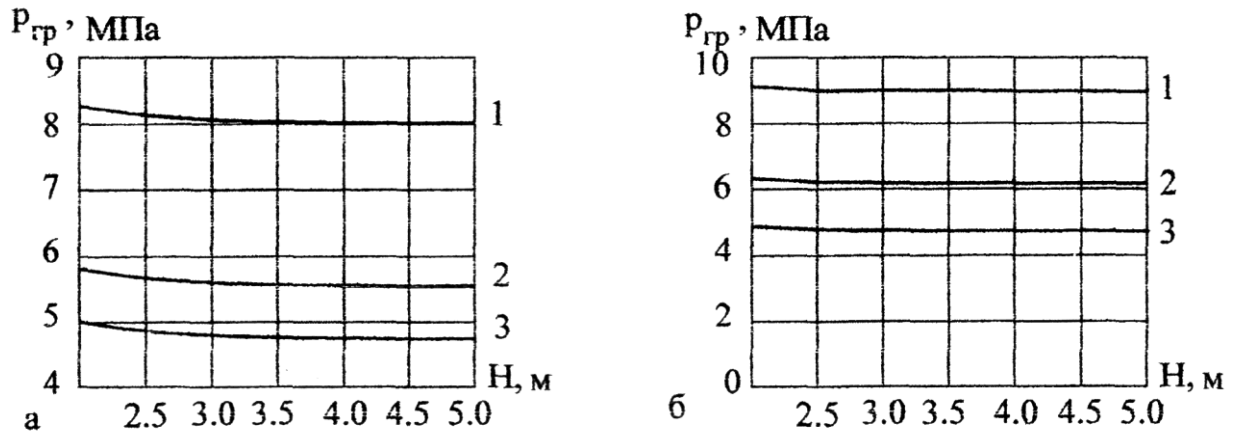


Рисунок 3.5 – Графіки  $P_{гр} = f_2(H)$  для САР (а) и САУ (б)

Вплив діаметра качалки золотника на стійкість. Зі зміною діаметра скалки змінюється і площа проточних каналів золотника і, як наслідок, відбувається зміна швидкості переміщення МПЕ, що естесвенно відбивається на межах його стійкості. Графіки  $P_{гр} = f_3(d)$  представлені на рис. 3.6, а, б для двох довжин трубопроводів:  $l_{тр} = 10$  м (крива 2) і  $l_{тр} = 20$  м (крива 1). З цих графіків випливає, що:

- збільшення діаметра качалки знижує стійкість МПЕ;
- граничне тиск змінюється обернено пропорційно діаметру качалки в ступеня  $2/3$ , лише в зоні великих значень діаметрів ця залежність порушується і крива круто змінює свій напрямок;
- МПЕ з САУ має більш високу стійкість.

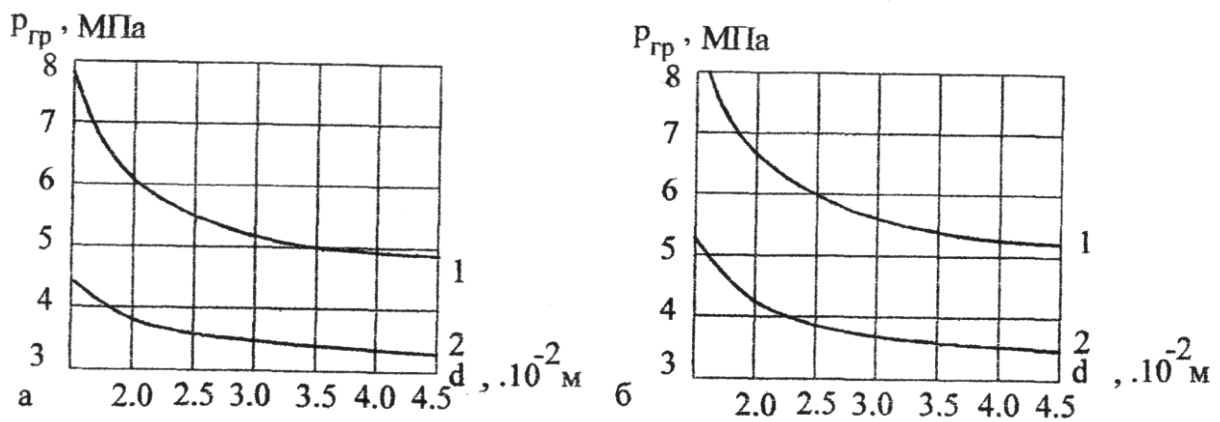


Рисунок 3.6 – Графіки  $P_{гр} = f_3(d)$  для САР (а) и САУ (б)

Вплив довжини і діаметру трубопроводів на стійкість. Графіки залежності  $P_{гр} = f_4(l_{тр}, d_{тр})$  представлені на рис. 3.7, а, б (відповідно САР і САУ). Розглядалися два діаметра трубопроводу:  $d_{тр} = 0,032$  м (крива 1) і  $d_{тр} = 0,04$  м (крива 2). З графіків видно, що збільшення довжини  $L_{тр}$  або зменшення діаметра  $d_{тр}$  трубопроводу підвищує стійкість МПЕ. Це пояснюється тим, що збільшення  $L_{тр}$  або зменшення  $d_{тр}$  сприяє зниженню інерції рухається струменя за рахунок збільшення тертя між шарами рідини і стінками трубопроводу. МПЕ з САУ має більш високі показники стійкості.

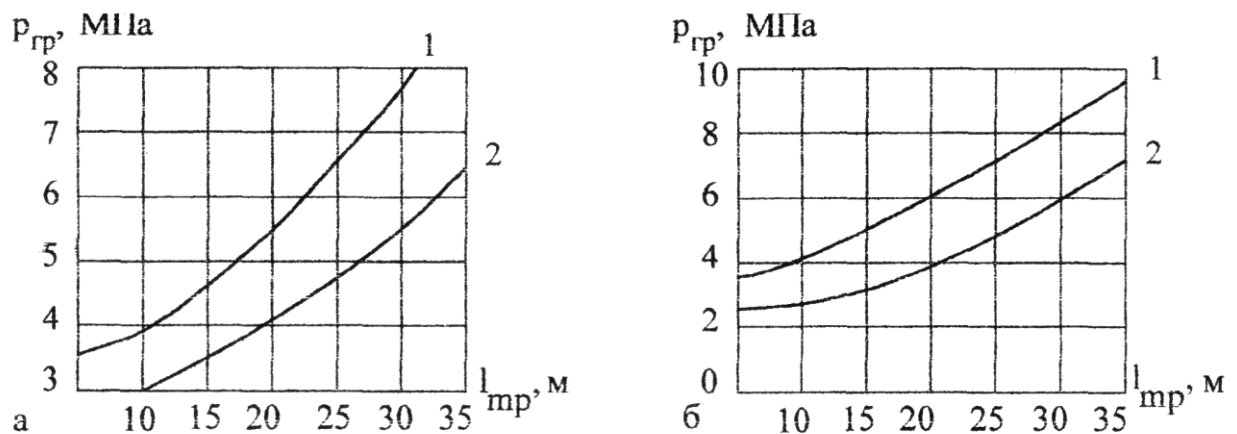


Рисунок 3.7 – Графіки  $P_{гр} = f_4(l_{тр}, d_{тр})$  для САР (а) и САУ (б)

Вплив маси рухомих частин на стійкість. Розрахунки виконувалися при двох діаметрах циліндра:  $D = 0,25$  м (крива 2) і  $D = 0,3$  м (крива 1) (рис. 3.8, а, б). З наведених графіків залежності  $P_{гр} = f_5(m)$  випливає, що збільшення маси рухомих частин знижує стійкість МПЕ. Причому цей вплив сильніше позначається при меншому діаметрі циліндра.

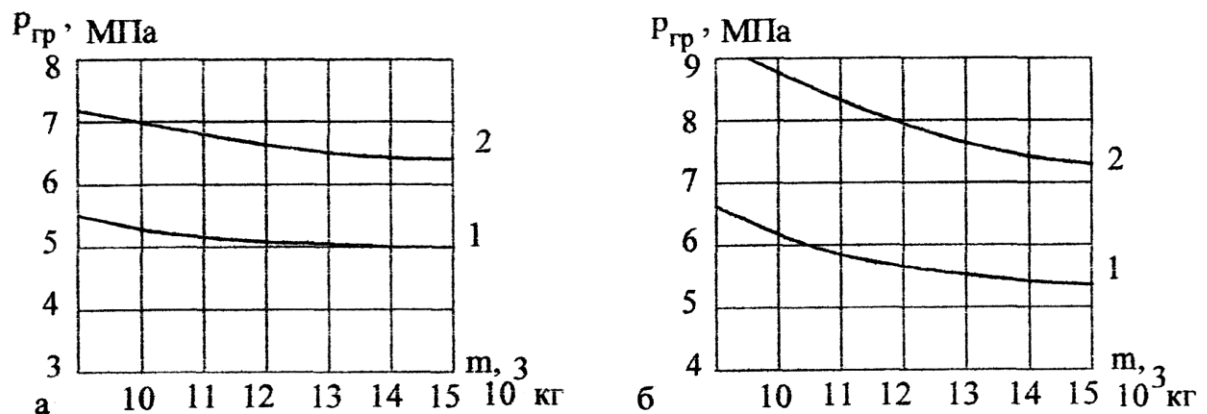


Рисунок 3.8 – Графіки  $P_{гр} = f_5(m)$  для САР (а) и САУ (б)

Вплив коефіцієнтів перетворення  $k_{\Pi}$ ,  $k_{\Pi\Pi}$  на стійкість. За результатами обчислень при трьох значеннях моменту інерції ( $I_3=0,01$  кг\*м<sup>2</sup> - крива 1;  $I_3=0,015$  кг\*м<sup>2</sup> - крива 2;  $I_3=0,02$  кг\*м<sup>2</sup> - крива 3) побудовані графіки залежності  $P_{гр} = f_6(k_{\Pi})$  для САР (рис. 3.9, а) і САУ (рис. 3.9, б).

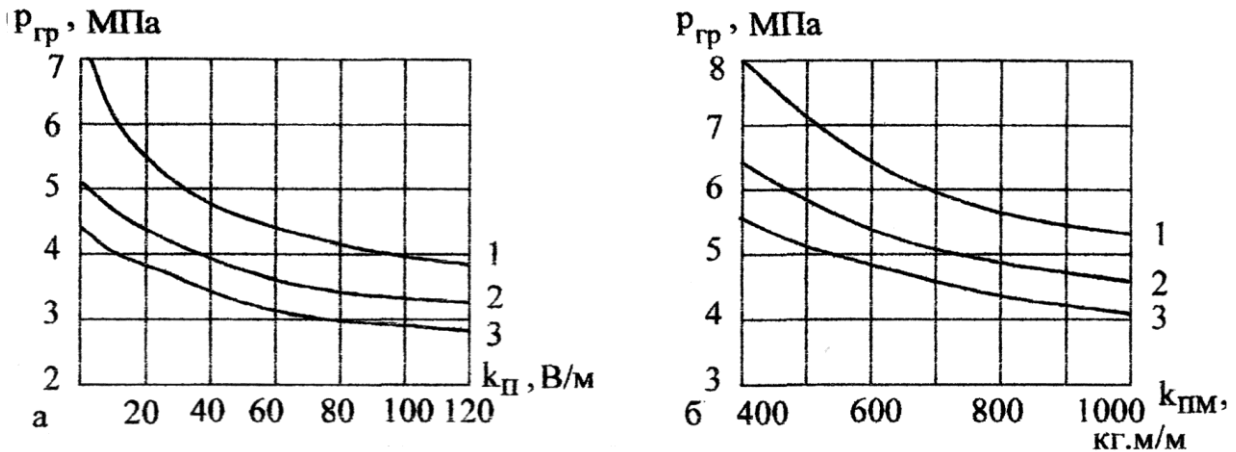


Рисунок 3.9 – Графіки  $P_{гр} = f_6(k_{\Pi})$  для САР (а) і САУ (б)

З графіків видно, що:

- збільшення значень коефіцієнтів КП і КПМ знижує стійкість МПЕ;
- граничний підведений тиск змінюється обернено пропорційна до коефіцієнта перетворення в ступеню 1/3;
- зі збільшенням моменту інерції ротора двигуна стійкість МПЕ знижується і найбільш це помітно при менших значеннях  $I_3$ .

З наведених матеріалів випливає, що на рівень стійкості МПЕ, що визначається величиною граничного підведеного тиску  $p_{гр}$ , найбільший вплив надають такі його параметри, як: діаметр циліндра, діаметр качалки золотника, довжина і діаметр трубопроводу, інерційність двигуна управління золотником. Однак вони служать лише орієнтиром для розробників печей, бо всі ці параметри взаємопов'язані і при їх взаємодії можуть проявлятися більші чи менші впливи на величину  $p_{гр}$ . Головним же параметром МПЕ є діаметр циліндра, величина якого, перш за все, повинна забезпечувати надійне переміщення рухомих частин. Тому початковим етапом проектування МПЕ має бути визначення вихідного діаметра циліндра по статичних навантажень (вага

переміщуваних частин і сили тертя) при виробленій величиною робочого тиску. Після цього вже можна коригувати розміри циліндра і інших параметрів.

### 3.5 Вплив перекриття щілин слідкуючого золотника на швидкість гідроприводів механізмом рухомих електродів дугових електричних печей

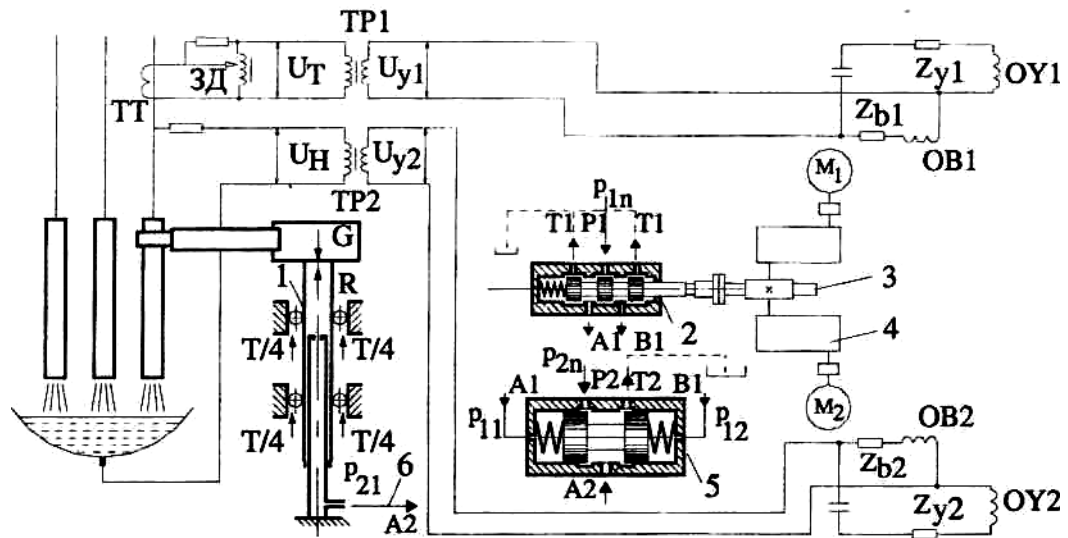
Як відомо, для забезпечення високої якості регулювання горіння дуги, слідкуючі гідроприводи механізму переміщення електрода повинні бути стійкими, а стійка система характеризується згасаючим перехідним процесом. Однак на практиці характер згасання процесу небайдужий. Наприклад, коли процес переходу повільно згасає, система вже давно знаходиться в процесі налагодження і має недостатню швидкість, що обмежує її застосування. Тому стійкість є необхідною, але недостатньою умовою для працездатності слідкуючих гідроприводів. Якість перехідних процесів, яка зазвичай оцінюється швидкістю і розміром відносної перерегульованості приводу, є достатньою умовою. Таким чином, швидкість є однією з головних вимог до слідкуючого гідравлічного механізму переміщення електродів.

На чутливість і час відставання слідкуючого гідроприводу сильно впливає конструкція слідкуючого золотника. Тому вивчення впливу характеру щілини перекриття слідкуючих золотників на швидкість гідравлічних приводів становить практичний інтерес.

Як відомо, швидкодія слідкуючого гідроприводу може бути оцінена тривалістю перехідних процесів. З іншого боку, відповідно до [1,2], тривалість перехідних процесів є функцією за частотою зрізання. Виходячи з цього, необхідно побудувати передаточну функцію закритої системи слідкуючого гідроприводу, за допомогою якої можна визначити як частоту зрізання, так і час регулювання.

На рисунку 3.4 показано концепцію гідро-керованого механізму переміщення електродів, що керується монтажним модулем слідкуючих

золотників 2, 5, які працюють за принципом пропорційного регулювання дросельної заслінки з аналоговою САР.



1 - гідроциліндр; 2 - чотирьохкромковий слідкуючий золотник; 3 - рейкова передача; 4 - редуктор; 5 - двохкромковий слідкуючий золотник; 6 - трубопроводи;

ТТ - трансформатор струму; ЗД - задатчик; М1, М2 - електродвигуни з порожнистим ротором; ОУ1, ОУ2 - обмотки управління; ОВ1, ОВ2 - обмотки збудження;  $Z_{b1}$ ,  $Z_{b2}$ ,  $Z_{y1}$ ,  $Z_{y2}$  - опір відповідно обмоток збудження, управління ОВ1, ОВ2, ОУ1, ОУ2; ТР1, ТР2 - розподільні трансформатори

Рисунок 3.4 - Принципова схема слідкуючих гідроприводів механізму переміщення електродів дугової електропечі

У заданому режимі роботи моменти двигунів з порожнистим ротором рівні і їх вал нерухомий. У разі виникнення дисбалансу напруги на вторинних обмотках трансформаторів ТР1, момент ТР2 одного з двигунів стає більшим і система вступає в рух.

На основі концепції, показаної на рисунку 3.4, була побудована структурна схема закритої САР (рис. 3.5). Дана схема складається з гідроциліндру 1, яка включає в себе ланки 8 і 7, які відповідно перетворюють виток рідинного струменя в рух електродотримача і інерцію даної системи в зміну перепаду тиску; ланки 5 і 6, відповідно, змінюючи виток рідкого

струменя за рахунок переміщення скалки золотника 5 і перепаду тиску в порожнині циліндра; ланка 4, є чотирьохкромковий золотник 2; ланка 3, є електропривод скалки золотника, що трансформує дисбаланс напруги, на вторинні обмотки розділяючих трансформаторів ТР1, ТР2 (ланка 2), в рух скалки золотника 2 і ланки 1, що є зворотним зв'язком закритої системи слідкуючих гідроприводів, вхідним значенням яких є положення електрода (довжина дуги), вихідною величиною – сигнал про струм і напругу дуги.

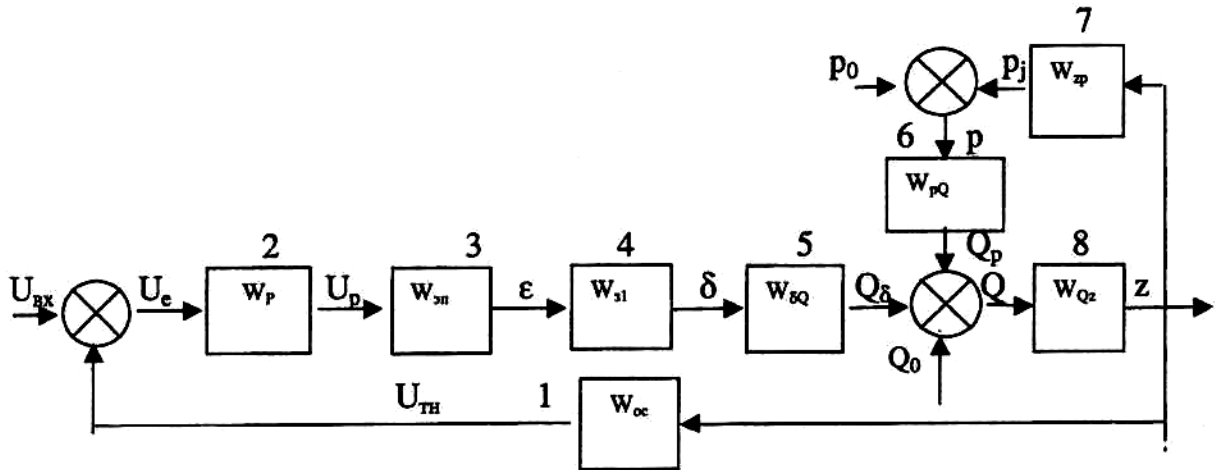


Рисунок 3.5 - Структурна схема САР слідкуючого механізму гідроприводів рухомих електродів дугової електричної печі

Звідси випливає, що частота відсікання закритої системи слідкуючого гідроприводу є рішенням наступного рівняння

$$\left[ \left( \frac{T_{10a}}{T_{10a}^2 - T_{11a}^2} \right)^2 + \left( \frac{k_{раз} \cdot T_{11a}}{T_{10a}^2 - T_{11a}^2} \right)^2 \right]^{0.5} = 1 \quad (3.36)$$

Для слідкуючих гідроприводів з однокаскадним золотником в структурній схемі цієї системи немає ланки 4. Частота відсікання такої системи визначається при  $k_{ен}=1$  і  $T_{4т} = 0$ .

Потім побудовано функцію передачі закритої системи слідкуючих гідравлічних приводів з слідкуючим золотником, що мають позитивне перекриття.

Згідно з документами [3,4], перехідний час визначається формулою:

$$t_p \approx \frac{b \cdot \pi}{\Omega_c}, \quad (3.37)$$

Де  $b$  - коефіцієнт, який визначається номограмою Солодовнікова [3,6], його величина залежить від перерегулювання  $\Omega_c$ , %.

На основі комп'ютерних обчислень на основі формули (3.37) було визначено, що тривалість перехідного процесу  $t_p$  слідкуючого гідроприводу з золотником, маючим негативне перекриття, становить 0,207 с для двокаскадного золотника і 0,676 с - для однокаскадного золотника, а при позитивному перекритті близькому до нуля ( $\delta=0,0001$  см), становить 0,217 с для двохкаскадного золотника і 0,699 с - для однокаскадного, відповідно.

За результатами можна зробити висновок, що тривалість перехідного приводу з золотим, близьким до нульового перекриття, менше тривалості перехідного процесу приводу з золотом, що має негативне перекриття, і тривалість процесу переходу диска з двокаскадним золотником менше тривалості процесу переходу приводу з однокаскадним золотником.



## 4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА В ГАЛУЗІ

### 4.1 Виявлення та оцінка шкідливих і небезпечних чинників виробничого середовища

#### 4.1.1 Характеристика ступеня безпеки процесу, рівня механізації

Велика кількість небезпек (переміщення вантажів, вантажозахватних пристроїв, що обертаються частини броскової машини й т.д.) вимагає особливої уваги й обережності з боку робочого персоналу.

Рівень механізації праці визначається шляхом відношення витрат механізованої праці до ручної праці (для спеціальності “сталевар”):

$$B = \frac{M}{M + R} \cdot 100 = \frac{28}{28 + 4} \cdot 100 = 87,5\%, \quad (4.1)$$

де  $B$  - рівень механізації праці, %;

$M$  - сума людино-годин механізованої праці для сталеварів, кранових машиністів, слюсарів.

$R$  - сума людино-годин ручної праці.

Рівень механізації праці для спеціальності машиніст крана:

$$B = \frac{M}{M + R} \cdot 100\% = \frac{15}{15 + 1} \cdot 100\% = 93,5\%,$$

Рівень механізації праці для спеціальності слюсар-ремонтник:

$$B = \frac{M}{M + R} \cdot 100\% = \frac{4}{4 + 12} \cdot 100\% = 25\%$$

Таблиця 4.1 – Розрахунок рівня механізації робочих

№ п/п	Професія робочих	Штат робочих	Кількість відпрацьованих людино-годин в змін			Рівень механізації, %
			Вручну	За допомогою машин	Всього	
1	Сталевар	4	4	28	32	87,5
2	Машиніст крана	2	1	15	16	93,5
3	Слюсар	2	12	4	16	25,0

### Класифікація професії на три групи:

1. Професії ручної праці: слюсар.
2. Професії механізованої праці: машиніст крану.
3. Професії змішаної праці: сталевар.

#### 4.1.2 Аналіз потенційно небезпечних і шкідливих факторів виробничого середовища

У сталеплавильному цеху загалом, і на металургійній ділянці зокрема технологічні операції відбуваються як безупинно, так і періодично. У цих умовах небезпечні й шкідливі виробничі фактори проявляють себе як постійно, так і періодично. Сталеплавильний процес відноситься до I, II групи процесів з надлишками явної теплоти і забрудненням 3,4 класу безпеки.

До постійно діючих небезпечних і шкідливих виробничих факторів ставляться: теплові випромінювання (більше 350 Вт/м<sup>2</sup>), інфрачервоне випромінювання, загазованість, електромагнітне випромінювання, вібрації (табл. 4.2). До періодично діючих небезпечних і шкідливих виробничих факторів ставляться: переміщення вантажів (великої кількості сировини, готової продукції й відходів виробництва), що обертаються частини механізмів й устаткування, що працюють у запиленому середовищі при низьких або високих температурах, підвищене значення напруги в електричних ланцюгах. У цих умовах потрібне безумовне забезпечення безпеки виробничого устаткування, дотримання вимог ДНАОП 0.9 - 3.03 - 81 і ДНАОП 0.9 - 3.049 - 82. Деякі небезпечні й шкідливі фактори можуть переходити з однієї категорії в іншу.

Порушення й екстремальні відхилення (аварії) технологічного процесу й роботи устаткування приводить до прояву випадкових небезпечних і шкідливих факторів. До таких випадкових факторів ставляться: раптовий прорив газопроводу, обрив силових електричних ліній, влучення сторонніх предметів у механізми устаткування й т.п.

Таблиця 4.2 - Оцінка факторів виробничого середовища трудового процесу

№ п/п	Фактори виробничого середовища й трудового процесу	Норм. зн. (ПДК)	Фактичне значення	III клас.- шкідливі й небезпечні умови й характер праці			Час дії фактора, %, за зміну
				Iст.	IIст.	IIIст.	
1	Шкідливі хімічні речовини, мг/м <sup>3</sup> : I клас безпеки:  II клас безпеки:  III клас безпеки: оксид заліза, мг/м <sup>3</sup> оксид вуглецю мг/м <sup>3</sup>	15,3 20,0	100,8 30,66	1,53		6,6	80 100
2	Пил переважно фіброгенного дії, мг/м <sup>3</sup>	2	11,6			5,8	80
3	Вібрація (загальна й локальна), дБ	2	6.4			4,4	80
4	Шум, дБА	80	90	10			85
5	Інфразвук, дБ						
6	Ультразвук, дБ						
7	Мікроклімат у приміщенні: -температура повітря, °С -швидкість руху повітря, м/с -відносна вологість повітря, % -інфрачервоне випромінювання, Вт/м <sup>2</sup>	26/15 0,2/0,6 140	45 0,4 3100			19 - 3100	100 100 85

У сталеплавильному цеху джерелом загальної вібрації є вібрація підлоги й інших конструктивних елементів будинку внаслідок роботи вантажопідйомних і транспортуючих машин, механізмів електропечі, молотів.

Основним устаткуванням, що генерує електромагнітні поля, є електроустаткування й трансформаторні підстанції.

Основними джерелами небезпеки поразки електричним струмом на металургійній ділянці є: машини й механізми з електроприводом. В основному електроустаткування підключається від заводської мережі 380 В.

Основні теплові випромінювання мають місце на металургійній ділянці, так й у цеху виходять від печей і машин для розливання металу. По санітарних нормах проектування промислових підприємств (СН 245-71) величина явних тепловиділення (для гарячих цехів) не повинна перевищувати  $140 \text{ Вт/м}^2$ . У нашому випадку, безпосередньо поблизу печей, тепловиділення становлять  $850 \text{ Вт/м}^2$ .

Висновок: У зв'язку з наявністю першого й третього класу небезпеки (Табл.4.2) слюсар має право на пільгову пенсію по першому списку, додаткову відпустку в розмірі 18 днів, і видачу 0,5 літра молока в зміну, прибавку до заробітної плати  $\approx 20\%$ .

#### 4.2 Заходи щодо захисту від виявлених небезпечних і шкідливих факторів

Для поліпшені умов праці й захисту працюючих від теплового впливу застосовуємо: теплоізоляцію поверхонь робочих місць (кабіни машиністів мостових кранів, постів керування), природну й механічну вентиляцію, водо розпилення на робочих місцях й у проточних віконних прорізах, спецодяг й індивідуальні захисні засоби (щитки, окуляри, екрани), раціональну організацію режимів праці й відпочинку, пристрій спеціальних кабін і кімнат відпочинку. Для ослаблення впливу теплового випромінювання на організм людини встановлюємо питний режим - постачання робітників підсоленою газованою водою. Зменшення запилення й загазованості виробляється шляхом природної й штучної вентиляції.

До обертових відкритих частин устаткування, розподільним електричним пристроям, джерелам теплового випромінювання - використовуються огорожувальні пристрої, як стаціонарні, так і рухливим, відповідним вимогам ДНАОП 0.9 - 3.62 - 81.

Для контролю переміщення вантажів застосовуються обмежувальні пристрої тупикового типу. Також обмежувальні пристрої застосовуємо на підступах до джерел тепловипромінювання (печі, ковші, місця випуску металу), залізничні колії, вантажно-розвантажувальні площадки. Засоби індивідуального захисту (СІЗ) персоналу електросталеплавильного цехи застосовуються наступних класів: для ремонтних й аварійних робіт - ізолюючі костюми; для виконання технологічних операцій - спецодяг й інші СІЗ, передбачені ДНАОП 0.9 - 3.03 - 81.

Як засоби захисту органів дихання застосовуються респіратори типу ШБ - "Лепесток".

Спеціальне вібраційне взуття ДНАОП 0.9 - 3.09 - 83 групи Мв - для захисту від механічних впливів і вібрації.

### 4.3 Технічні рішення по гігієні праці і виробничий санітарії

#### 4.3.1 Мікроклімат

Допустимими метеорологічними умовами для роботи слюсаря такі параметри мікроклімату для теплої пори року: температура навколишнього середовища 19-25 °С, відносна вологість 75%, швидкість переміщення повітря 0,2 м/с (БНіП 2.04.05-91).

Вентиляція – організований повітрообмін – застосовується для створення номінальних метеорологічних умов, видалення шкідливих, виділюваних при технологічних операціях.

В електросталеплавильному цеху застосовується механічна й природна вентиляція. Аерація - природний повітрообмін у виробничому приміщенні відбувається під впливом двох факторів: різниці температур, що створює тепловий тиск, і дії вітру, що створює вітровий тиск. Для збільшення тиску, у

даху цеху встановлені витяжні шахти й труби, з дефлекторами, що дозволяють збільшити повітрообмін за рахунок вітрового напору. Для надходження повітря в цех передбачені приточні прорізи в нижній зоні стін.

За допомогою механічної вентиляції, установленої в цеху, повітря розподіляється відповідно до заданих умов, чисте повітря подають у певні ділянки цеху, а забруднене видаляють від місць утворення, відводять для очищення.

#### 4.3.2 Освітлення виробничих приміщень

Одним з найважливіших параметрів виробничої обстановки є освітлення. Достатнє освітлення на робочих поверхнях забезпечується виконанням нормативних вимог, що встановлюють норми освітленості залежно від характеристики зорової роботи обумовленим ступенем її точності, тобто розміром об'єктів розрізнення. (БНіП 11-4-79 «Природне й штучне висвітлення» передбачає нормативи висвітлення для восьми розрядів зорової роботи).

В електросталеплавильному цеху робоче місце сталевара використовується штучно освітлення з допомогою світильника ПВЛП із лампою ДРЛ потужністю 500 Вт, світловою віддачею 11600 лм/Вт і тривалістю горіння 1000-4000 годин.

Роботу оператора відносимо до роботи середньої точності IV розряду. З таблиці 4 освітленість згідно БНіП 11 - 4 - 79 становить: загальна при штучному висвітленні 200 Лк, при природному бічному висвітленні 1,5%, що відповідає обраній лампі.

Інші приміщення з постійним перебуванням у них людей, мають як природне, так і штучне висвітлення. У цеху використовуються люмінесцентні і газорозрядні і світильники типу "Астра-32".

#### 4.3.3 Санітарно-побутові приміщення

До числа побутових приміщень ставляться приміщення для задоволення санітарних і побутових потреб трудящих під час перебування їх на роботі: приміщення для прийому їжі, гардеробні, душові, туалети, умивальні, пральні.

Електросталеплавильний цех ставиться до другої групи виробництв по БНіП 2.04.05 - 86. У побутовому приміщенні влаштований гардероб, умивальні,

душові. Туалети розташовані як у побутовому приміщенні, так й у цеху. Підлога в туалетах, умивальних і душових улаштується водонепроникний, з ухилом до стічного трапа. Стіни на висоту 1,5 м покриті вологостійким матеріалом. Будинок санітарно-побутового приміщення побудовано у два поверхи, шириною 38 м. Воно примикає безпосередньо до виробничого будинку цеху. Для зберігання одягу застосовуються металеві закриті ящики із проведеної в них вентиляційною системою.

На робочих місцях електросталеплавильного цехи є кабінки для відпочинку, у яких установлені лави зі спинками, у ці кабінки подається охолоджене повітря. Для роздачі питної води встановлені фонтанчики й автомати газованої води. Кількість газованої води на одну людину в зміну - 4,5-5 л, відстань від робочих місць до питних установок менш 75 м [25].

#### 4.4 Заходи щодо безпеки праці

Дугові печі мають деякі конструктивні особливості, пов'язані з використанням електричного струму великої потужності складного електричного і механічного обладнання. Від комплексу цих причин залежить безпека процесу виплавки сталі, крім цього безпека визначається факторами виплавки і розливки сталі. Потужність електросталеплавильних агрегатів постійно зростає з вдосконаленням електричного і механічного обладнання що постійно підвищує рівень безпеки виробництва.

При роботі електрообладнання можливі порушення, відмови пристроїв. Більшість із них пов'язані з зміною сили струму від нуля до короткого замкнення. Можливі порушення роботи приладів контролю, що створює небезпеки руйнування графітових електродів.

Екстремальні відхилення параметрів безпеки носять різноманітний характер: обрушення склепіння, перебіг реакцій з викиданням металу і шлаку на робочий майданчик, прорив металу через подину, вибухи під час контакту

рідкого металу з водою, або в наслідок створення вибухонебезпечних сумішей чи концентрацій.

#### 4.5 Заходи протипожежної безпеки й захисту навколишнього середовища

У роботі з попередження пожеж головним напрямком є пожежна профілактика - система державних і суспільних заходів, проведених з метою попередження пожеж, обмежень поширення пожеж, створення умов для евакуації людей з палаючого будинку й швидкого гасіння пожежі.

Важливий параметр будинків і споруджень є ступінь їхньої вогнестійкості. По ДБН 8.11-7.2002 визначаємо, що електросталеплавильний цех ставиться до другого ступеня вогнестійкості. Мінімальні межі вогнестійкості наведені в таблиці 4.3.

Таблиця 4.3 - Мінімальні межі вогнестійкості основних будівельних конструкцій від ступеня вогнестійкості (БНіП 11 - 2 - 80)

Ступінь вогнестійкості	Основні будівельні конструкції				
	Несучі стіни, стіни сходових кліток, колони	Сходові площадки, балки й марші	Зовнішні стіни з начіпних панелей	Внутрішні стінки, перегородки	Плити, настили й інші несучі конструкції перекриттів
Мінімальні межі вогнестійкості					
II	2,0	1,0	0,25	0,25	0,75

Для попередження поширення пожежі, конструкції будинку постачені протипожежними перешкодами - поперечними й поздовжніми.

Для евакуації людей з будинку й приміщень цехи передбачені евакуаційні виходи. Тому що ворота, призначені для руху транспорту, не можуть бути евакуаційними виходами, передбачаємо спеціальні додаткові евакуаційні виходи.



Сталеплавильний цех №1 ставиться до пожежонебезпечної категорії "Г", пов'язаної з обробкою неспалених речовин і матеріалів у гарячому, розпеченому або розплавленому стані, що супроводжуються виділенням променистого тепла, систематичним виділенням іскор і полум'я, а так само виробництва, пов'язані із систематичним спалюванням твердого, газоподібного й рідкого палива.

Згідно БНіП 2.01.02–85 забір води для гасіння пожежі виробляється з пожежних гідрантів, розташованих по периметрі цеху. Тиск 0,6 МПа створюється пожежними насосами, що запускають не пізніше, ніж через 5 хвилин після виникнення пожежі.

Використані насоси дозволяють створювати необхідний тиск у системі пожежогасіння й розраховані на витрату води відповідно до норм витрати води для внутрішнього пожежогасіння – 20 л/м<sup>2</sup> і зовнішнього – 30 л/м<sup>2</sup>.

К індивідуальним засобам гасіння пожежі ставляться ручні пінні вогнегасники ВХП - 10, ВПП - 10 - для гасіння твердих горючих матеріалів, ВВ - 2, ВВ - 5, ВВ - 8, ВВ - 25, ВВ - 80- (вогнегасник вуглекислотний) - для гасіння електроапаратури.

Основним джерелом забруднення атмосфери є: пил, окис вуглецю, а водойм механічні суспензії. Джерелами забруднення є індукційні й електросталеплавильні печі, дробарки.

Електросталеплавильний цех при річному випуску 180 тис. тонн сталі, обладнаний пиловловлювачем з ефективністю очищення 0,8-0,85, викидає в навколишнє повітря до 130 тонн пилу в рік.

Основними видами забруднень стічних вод є іржа, пил, флюси й ін. Масова концентрація суспензій у стічних водах досягає 1000 мг/літр. Для очищення стоків застосовують механічні методи (відстоювання, фільтрування й ін.), хімічні (нейтралізація, коагуляція й ін.) і фізико-механічні методи. Для зниження шкідливого впливу на навколишнє середовище вода після очищення направляється на водо обіг, прохолоджується й повертається в цех.

#### 4.6 Інженерний розрахунок витяжного зонта електропечі

При продувці стали киснем в атмосферу викидається велика кількість пилу й шкідливих газів. У зв'язку з вище викладеним потрібне застосування витяжної вентиляції.

Для визначення параметрів витяжного парасоля електропечі необхідно знайти кількість конвективних тепловиділень по формулі:

$$Q_k = P \cdot C \cdot T, \quad (4.2)$$

де  $P=1500$  – продуктивність печі,  $\frac{\text{кг}}{\text{год}}$ ;

$C=0,5$  – питома теплоємність металу,  $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$ ;

$T$  – температура металу,  $T=1400^\circ\text{C}$ .

Підставивши у формулу (4.2)

$$Q_k = 1500 \cdot 0,5 \cdot 1400 = 1050000 \frac{\text{Дж}}{\text{год}} = 1050 \frac{\text{кДж}}{\text{год}}.$$

Визначимо еквівалентний (по площі) діаметр джерела тепловиділення по формулі:

$$D_{\text{ЭКВ}} = 1,13 \sqrt{F_{\text{И}}}, \quad (4.3)$$

де  $F_{\text{И}}$ - площа джерела тепловиділення (електропечі):

$$F_{\text{И}} = a \cdot b, \quad (4.4)$$

$a=3,8$ ,  $b=2,8$  - відповідно довжина й ширина джерела, м;

$$F_{\text{И}} = 2,8 \cdot 3,8 = 10,64 \text{ м}^2;$$

$$D_{\text{ЭКВ}} = 1,13 \sqrt{10,64} = 3,91 \text{ м}.$$

Задаємо найбільші (по конструктивних міркуваннях) розміри витяжного парасоля:  $a'=4$  м,  $b'=3$  м. Форма усмоктувального отвору повторює форму джерела тепловиділень.

Визначаємо відносні розміри джерела:

$$\overline{D_{\text{ЭКВ}}} = \frac{D_{\text{ЭКВ}}}{h} \quad (4.5)$$

і звідси:

$$\overline{d_{\text{ЭКВ}}} = \frac{d_{\text{ЭКВ}}}{h}, \quad (4.6)$$

де  $h=2$  - висота установки парасоля, м;

$d_{\text{ЭКВ}}$  – еквівалентний (по площі) діаметр отсоса, м.

Еквівалентний діаметр отсоса:

$$d_{\text{ЭКВ}} = 1,13\sqrt{a' \cdot b'}, \quad (4.7)$$

$a'=4$   $b'=3$  - розміри витяжного зонта, м.

$$d_{\text{ЭКВ}} = 1,13\sqrt{4 \cdot 3} = 4,2 \text{ м.}$$

Підставимо значення у формули (4.5) і (4.6):

$$\overline{D_{\text{ЭКВ}}} = \frac{3,91}{2} = 1,95 \text{ м};$$

$$\overline{d_{\text{ЭКВ}}} = \frac{4,2}{2} = 2,1 \text{ м.}$$

Необхідна швидкість усмоктування:

$$w = k \cdot V_M, \quad (4.8)$$

де  $k=1,2$  – коефіцієнт, що залежить від конструктивного виконання усмоктувального отвору;  $V_M$  – осьова швидкість у конвективній струменю на рівні отсоса, для смуги:

$$V_M = 0,041 \cdot Q_K^{1/3} \cdot \left(\frac{h}{b}\right)^{0,36}, \quad (4.9)$$

де  $Q_K=5250000$  - кількість конвективних тепловиділень,  $\frac{\text{Дж}}{\text{год}}$ ;

$h=2$  - висота установки зонта, м;

$b=3$  - ширина джерела, м.

Підставивши значення в (4.8), а потім в (4.9) одержимо:

$$V_M = 0,041 \cdot 1050000^{1/3} \cdot \left(\frac{2}{3}\right)^{0,36} = 3,6 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$w = 1,2 \cdot 3,6 = 4,32 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Обчислимо стійкість конвективного потоку:

$$A = \frac{D_{\text{ЭКВ}}}{2} \sqrt[3]{\frac{Q_K}{h}}, \quad (4.10)$$

де  $D_{\text{ЭКВ}}=3,91$  - еквівалентний (по площі) діаметр джерела, м;

$h=2$  - висота установки зонта, м.

$$A = \frac{3,91}{2} \sqrt[3]{\frac{1050000}{2}} = 15,7.$$

Приймаємо рухливість повітря в приміщенні  $V_{\text{п}}=0,5 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ .

Визначимо необхідну продуктивність відсоса по формулі:

$$Z_{\text{отс}} = 3600 F_{\text{отс}} w_{\text{п}}, \quad (4.11)$$

де  $F_{\text{отс}}=14,08$  – площа отсоса,  $\text{м}^2$ ;

$\text{п}=1,23$  - коефіцієнт стійкості конвективного потоку.

$$Z_{\text{отс}} = 3600 \cdot 14,08 \cdot 4,32 \cdot 1,23 = 269335,8 \text{ м}^3/\text{год}.$$

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

1. Ознайомлення з технологією й устаткуванням електросталеплавильного цеху СПЦ-2, ПАТ «Дніпрспецсталь» є велика витрата електродів при плавці ДСП-50.
2. Для забезпечення високої стійкості гідроприводів механізму переміщення електродів найбільш доцільним є застосування золотника, що має позитивне перекриття щілин.
3. Тривалість перехідного процесу приводу з золотником, що мають позитивне перекриття, близьке до нуля, менше тривалості перехідного процесу приводу з золотником, що мають негативне перекриття, а тривалість перехідного процесу приводу з двохкаскадним золотником менше тривалості перехідного процесу приводу з однокаскадним золотником.
4. Встановлено, що найбільш раціональними схемами механізму переміщення електродів є:
  - для аналогових систем - схема, що складається з електродвигуна з порожнистим ротором, кінематичної рейкової передачі, однокаскадного золотника з позитивним перекриттям щілин і електронних блоків;
  - для цифрових систем - схема, що складається з крокового двигуна, кульково гвинтової передачі, однокаскадного золотника з позитивним перекриттям щілин і електронного блоку.
5. Дослідження, проведені з використанням програмного забезпечення, дозволили встановити вплив на статичні характеристики механізму (чутливість системи і точність виконання заданої програми) діаметра качалки і ширини перекриття щілин стежить золотника, робочого тиску, діаметра робочого циліндра, навантаження на робочий орган і електричних параметрів, які характеризуються коефіцієнтами перетворення для аналогової САР і для цифрової САУ.
6. Результати роботи можуть бути використані на ПАТ «Дніпрспецсталь», та на інших підприємствах, які спеціалізуються на електрометалургії.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Oiks G. N. Converter and open-hearth steel manufacture: Fundamentals of theory and technology. Moscow : Mir, 1977.
2. ПАТ «Дніпроспецсталь» [Електронний ресурс] // Режим доступу до ресурсу: <http://www.dss-ua.com/rus/company/production/schema/>
3. 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> (date of access: 19.11.2023).
4. Williams R. V. Blast-furnace instrumentation. *Control and Analysis in Iron and Steelmaking*. 1983. P. 67–117. URL: <https://doi.org/10.1016/b978-0-408-10713-6.50008-2> (date of access: 19.11.2023).
5. Hersch J. E. Metallurgical plants of Japan. [Tokyo] : Supreme Commander for the Allied Powers, Natural Resources Section, 1950. 71 p.
6. Білецький М. І. Техніко-економічні основи виробництва : навч.-метод. посібник / М. І. Білецький, Л. І. Котик. – Львів : ЛНУ ім. І. Франка, 2013. – 134 с.
7. Методичні вказівки до самостійної роботи з дисципліни «Споруди та обладнання сталеплавильних цехів» для студентів заочної форми навчання напряму 6.050401 «Металургія» / Укл.: Крячко Г.Ю.-Кам'янське: ДДТУ, 2016 р., 52 стор..
8. Гущин О. В. Технологічні методи виробництва заготовок деталей машин : посібник для студентів денної та заочної форм навчання спеціальності 131 – «Прикладна механіка» спеціалізації «Технології машинобудування» / О. В. Гущин. – Краматорськ : ДДМА, 2019. – 159 с.
9. Leonard V. Mechanical Equipment Repair Industry (machine Shops): Guides To Pollution Prevention. Diane Pub Co, 2004. 45 p.
10. Britain G. Mechanical Lifting and Handling Equipment. Stationery Office Books, 1988.

11. Lifting N. S. The International Rigging and Lifting Handbook. Aberdeen, Scotland : North Sea Lifting Ltd, 2001. 202 p.
12. Polach P. Applied Methods of the Analysis of Static and Dynamic Loads of Structures and Machines. Trans Tech Publications, Limited, 2015.
13. From data protection to knowledge machines: The study of law and informatics / ed. by S. P. 1939-, B. J. 1944-. Oslo : Tano, 1990. 283 p.
14. Деталі машин : підручник / [Міняйло А.В., Тіщенко Л.М., Мазоренко Д.І. та ін.]. – К. : Агроосвіта, 2013. – 448 с. ISBN 978-966-2007-28-2..
15. Makarenko N. G., Yakovleva Y. S., Mikhalevich O. A. Ways to increase the durability of machines and mechanisms. *Omsk Scientific Bulletin*. 2023. P. 39–44. URL: <https://doi.org/10.25206/1813-8225-2023-187-39-44> (date of access: 23.10.2023).
16. Sergeev S. N. New highly efficient energy-saving gas-cleaning equipment for the regulated cleaning of emissions from machines and units of metallurgical production. *Metal and Casting of Ukraine*. 2019. Vol. 308-309, no. 1-2. P. 77–83. URL: <https://doi.org/10.15407/steelcast2019.01.077> .
17. Геврик Е. О. Охорона праці. Навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів. / Е. О. Геврик. – К: Ельга, Ніка–центр, 2003. – 280 с..
18. Ткачук К. Н. Охорона праці та промислова безпека. Навч. посіб. / К. Н. Ткачук. та ін. – К: Основа, 2009. – 360 с.
19. Раздорожній О. А. Охорона праці та виробнича безпека. / О. А. Раздорожній. – К.: Вища школа, 2007.
20. Румянцев В. Р. Методичні вказівки до виконання розділу «Охорона праці та техногенна безпека» у дипломних роботах (проектах) для студентів ЗДІА спеціальностей МЧМ, МБ та інші / В. Р. Румянцев, І. О. Ткаліч. – Запоріжжя: ЗДІА, 2012. – 16 с.
21. Dudás I. Theory and Practice of Worm Gear Drives. Elsevier Science & Technology Books, 2005.
22. Kragel'skiĭ I. V. Handbook of friction units of machines. New York : ASME Press, 1988. 318 p.

23. Fun M. M. Knife Making Design Sketch Book: Blank Notebook for Knifemaker and Bladesmith Projects. Independently Published, 2020. 120 p.
24. Dymott T. C. Atomic absorption with electrothermal atomisation. 3rd ed. Cambridge : Pye Unicorn, 1985. 85 p.
25. Semenov A. B. Design and calculation of structured cabling systems and components. Book on Demand Ltd., 2018. 418 p.
26. Hydraulics and hydraulic pneumatic drive. Hydraulics. / A. Lepeshkin et al. ru : INFRA-M Academic Publishing LLC., 2023. URL: <https://doi.org/10.12737/958917> (date of access: 23.12.2023).
27. Duckworth H. The design and application of servo systems using stepper motors. Salford : Department of Electrical Engineering, University of Salford, 1974. 78 p.
28. Freeman E. A., Aizerman M. A. Theory of Automatic Control: Adiwes International Series. Elsevier Science & Technology Books, 2016. 532 p.
29. Company G. E. Handbook of instructions with parts catalog, electric turret drive: Models 2CGD50USC1, 2CGD50USC2, and 2CGD50USC3. Schenectady, N.Y, 1944. 178 p.
30. Sul S.-K. Control of Electric Machine Drive Systems. Hoboken, NJ, USA : John Wiley & Sons, Inc., 2010. URL: <https://doi.org/10.1002/9780470876541> (date of access: 23.12.2023).
31. Automation automation automation. / ed. by Congress of Industrial Organisations. Committee on Economic Policy. [S.l.] : CIO, 1955. 24 p.
32. Power economy on electric-ARC furnaces =: Racionalizace spotřeby elektrické energie na oblukových pecích. Ostrava : [s.n.], 1968. 77 p.
33. Май Фиок Туан, Жук А.Я., Коваль М.В. Дослідження впливу характеру перекриття щілин слідкуючого золотника на стійкість гідроприводів механізму переміщення електронів дугової електропечі / Металургія (Праці ЗДІА). - Запоріжжя: ЗДІА, 2003. - Вип.7. - С.93-99.
34. Май Фиок Туан. Дослідження впливу характеру перекриття щілин стежить золотника на швидкодію гідроприводів механізму переміщення



- електродів дугової електричної / *Металургія (Праці ЗДІА)*. - Запоріжжя: ЗДІА, 2003. - Вип.8. -С.90-96.
- 35.Parker P. M. The 2007-2012 World Outlook for Industrial Furnaces and Ovens and Electric Industrial Heating Equipment. ICON Group International, Inc., 2006. 194 p.
36. Май Фиок Туан, Жук А.Я., Коваль Н.В. Дослідження впливу типу стежить золотника на статичні характеристики гідроприводу механізму переміщення електродів дугової електропечі / *Металургія (Праці ЗДІА)*. - Запоріжжя: ЗДІА, 2002. - Вип.6. - С.114-120.
- 37.Жук А.Я., Май Фиок Туан, Власов А.О. Дослідження та вибір найбільш ефективної схеми механізму переміщення електрода дугової сталеплавильної печі на базі гідроприводу/*Металургія (Праці ЗДІА)*. - Запоріжжя: ЗДІА, 2007. - Вип.16. - С.85-89.
- 38.Жук А.Я., Май Фиок Туан, Власов А.О. Дослідження впливу параметрів механізмів переміщення електродів дугових сталеплавильних печей на їх статичні характеристики/*Металургія (Праці ЗДІА)*. - Запоріжжя: ЗДІА, 2008. - Вип.17. - С.128-133.

## СПИСОК ГРАФІЧНОГО МАТЕРІАЛУ

№ п/п	Найменування	Кільк. листів	Формат
1	Електропіч дугова сталеплавильна ДСП-50	1	A1
2	Механізм переміщення електродів печі ДСП-50	1	A1
3	Механізм переміщення електродів	1	A1
4	Схема виконавчого механізму з однокаскадним і двохкаскадним золотником	1	A1
5	Вплив параметрів механізму переміщення електродів ДСП на їх стійкість проти автоколивань	2	A1
6	План вентиляційної системи	1	A1

## ДОДАТКИ