

Міністерство освіти і науки України

Запорізький національний університет

(повне найменування вищого навчального закладу)

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

(назва факультету)

кафедра металургійного обладнання

(повна назва кафедри)

ВИПУСКНА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА

На тему Удосконалення конструкції вузлів натискного пристрою
дресирувального стану з метою підвищення його ефективності

Виконав: магістрант групи 8.1332

Ткаченко Є.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

Огінський Й.К.

(прізвище та ініціали)

(підпис)

Н. контроль

(прізвище та ініціали)

(підпис)

Запоріжжя – 2023 року

Запорізький національний університет

(повне найменування вищого навчального закладу)

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

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 кафедрою А.О. Власов

“ _____ ” _____ 20__ року

Завдання

до випускної кваліфікаційної роботи магістра

Ткаченко Євген Володимирович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема магістерської роботи: Удосконалення конструкції вузлів натискного пристрою дресирувального стану з метою підвищення його ефективності керівник магістерської роботи д.т.н, професор Огінський Й.К., _____ затверджені наказом вищого навчального закладу від “09” жовтня 2023 року № 1581-с.
2. Строк подання студентом магістерської роботи 07 грудня 2023 року.
3. Вихідні дані магістерської роботи техніко-економічні показники роботи прокатного цеху
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): 1. Огляд науково-технічних рішень підвищення надійності прокатного обладнання 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. Електромеханічний натискний пристрій – 2А1; 2. Гідравлічний натискний пристрій (модернізація) – 1А1; 3. Гідроциліндр – 1А1; 4. Деталіровка – 1А1 5. Дослідження впливу чистоти робочої рідини на роботоздатність натискного механізму – 1А1; 6. Діагностична модель запропонованого натискного пристрою – 1А1; 7. Дослідження системи вентиляції дільниці дресирувального стану 1700 – 1А1;

6. Консультанти розділів магістерської роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
1	Огінський Й.К., д.т.н, професор		
2	Огінський Й.К., д.т.н, професор		
3	Огінський Й.К., д.т.н, професор		
4	Огінський Й.К., д.т.н, професор		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської роботи	Строк виконання етапів магістерської роботи	Примітки
1	Збір матеріалу на проєктування	29.05.2023 – 25.06.2023	
2	Групування та аналіз зібраного матеріалу. Уточнення завдань проєктування	01.09.2023 – 17.09.2023	
3	Виконання теоретичної частини проєкту	18.09.2023 – 18.10.2023	
4	Виконання графічної частини проєкту	19.10.2023 – 19.11.2023	
5	Написання та оформлення пояснювальної записки	20.11.2023 – 30.11.2023	
6	Перевірка проєкту консультантами	01.12.2023 – 03.12.2023	
7	Попередній захист проєкту	04.12.2023	
8	Переплітання пояснювальної записки	Згідно з графіком	
9	Захист проєкту у ДЕК	Згідно з графіком	

Студент _____
 (підпис) (прізвище та ініціали)

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

АНОТАЦІЯ

Ткаченко Є.В. Удосконалення конструкції вузлів натискного пристрою дресирувального стану з метою підвищення його ефективності.

Кваліфікаційна випускна робота для здобуття ступеня вищої освіти магістра за спеціальність 133 – Галузеве машинобудування, науковий керівник Й.К. Огінський. Запорізький національний університет, інженерний навчально-науковий інститут ім. Ю.М. Потебні, кафедра металургійного обладнання, 2023.

Проаналізовані переваги та недоліки наявних технічних рішень спрямованих на підвищення ефективності роботи натискних пристроїв прокатних станів. Запропонований варіант модернізації натискного пристрою дресирувального стану 1700. Проведено аналіз причин виходу з ладу гідросистеми натискного пристрою. Розроблено функціональну діагностичну модель роботи модернізованого натискного пристрою.

Ключові слова: ПРОКАТНИЙ СТАН, НАТИСКНИЙ ПРИСТРІЙ, ГІДРОПРИВОД, ДІАГНОСТИЧНА МОДЕЛЬ

ABSTRACT

Tkachenko Ye.V. Improvement of the Design of the Nodes of the Pressing Equipment of the Training Mill in Order to Increase Its Efficiency.

Qualification final work for obtaining a higher education degree of a master's degree in specialty 133 - Industrial engineering, scientific adviser Yo.K. Oginsky. Zaporizhzhia National University, Engineering Educational and Scientific Institute them. Yu.M. Potebni, Department of Metallurgical Equipment, 2023.

The advantages and disadvantages of existing technical solutions aimed at increasing the efficiency of pressing devices of rolling mills are analyzed. An option for upgrading the pressing device of the temper rolling mill 1700 has been proposed. An analysis of the causes of breakdowns in the hydraulic system of the pressing mechanism has been carried out. A functional diagnostic model of the operation of the modernized pressure device has been developed.

Key words: ROLLING MILL, PRESSING DEVICE, HYDRAULIC DRIVE, DIAGNOSTIC MODEL

Зміст

СКОРОЧЕННЯ ТА УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ	7
Вступ	8
1 ОГЛЯД НАУКОВО-ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ПРОКАТНОГО ОБЛАДНАННЯ ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ОБРАНОГО НАПРЯМКУ РОБОТИ	1
1.1 Технологічний процес дресувального відділення прокатного цеху	1
1.2 Аналіз обладнання дресувального стану 1700	6
1.3 Огляд технічних рішень спрямованих на підвищення ефективності роботи натискних пристроїв листопрокатного обладнання	13
1.4 Пропозиції щодо модернізації обладнання та обґрунтування обраного напрямку	22
2 РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА	26
2.1 Розрахунок гідроприводу приводу натискного пристрою робочої кліті дресувального стану 1700	26
2.2 Розрахунок параметрів гідросистеми, вибір насоса і електродвигуна для його приводу	30
2.3 Розрахунок трубопроводів	33
2.4 Рекомендації з технічного обслуговування гідравлічного натискного механізму	35
3 ДОСЛІДНО–ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ЧАСТИНА	38
3.1 Аналіз впливу робочої рідини на роботу гідропривода	38
3.2 Визначення вмісту продуктів зносу в робочій рідині методами розпізнавання образів	40
3.3 Розробка діагностичної моделі гідравлічного натискного механізму, як об’єкта контролю та діагностики	47
4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА В ГАЛУЗІ	57
4.1 Виявлення та оцінка шкідливих факторів виробничого середовища	57

	6
4.1.1 Характеристика ступеня безпеки технологічного процесу, рівня механізації й автоматизації	57
4.1.2 Аналіз потенційних і шкідливих факторів виробничого середовища	59
4.2 Заходи захисту від впливу шкідливих факторів виробничого середовища	60
4.3 Технічні рішення по гігієні праці та виробничій санітарії	61
4.3.1 Опалення й вентиляція	61
4.3.2 Природне й штучне освітлення	62
4.3.3 Виробничий шум, виробнича вібрація	64
4.3.4 Санітарно - побутові приміщення	65
4.4 Техногенна безпека	66
4.4.1 Заходи щодо техніки безпеки при ремонтних роботах	66
4.4.2 Заходи пожежної безпеки	67
4.5 Дослідження системи вентиляції дільниці дресирувального стану 1700	68
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ	83
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ	84
СПИСОК ГРАФІЧНОГО МАТЕРІАЛУ	88
ДОДАТКИ	89

СКОРОЧЕННЯ ТА УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ

ДГПЛ – ділянка гарячої прокатки листів;

БТЛС – безперервний товстолистовий прокатний стан;

АПР – агрегат поперечного різання;

САРТ – система автоматичного регулювання товщини;

ВТК – відділ технічного контролю;

КПО – коефіцієнт природнього освітлення;

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.

Вступ

Сучасні прокатні цехи є кінцевою і важливою ланкою замкненого металургійного циклу. У сучасних умовах інтенсивного розвитку промисловості та стрімких змін у технологічній сфері особлива увага приділяється іноваційному удосконаленню обладнання для обробки металу тиском. Важливе місце серед різноманіття прокатного обладнання займають дресирувальні прокатні стани, які відіграють ключову роль у формуванні металевих листів, забезпечуючи високу точність та якість кінцевого продукту.

Однак, незважаючи на досягнуті успіхи в удосконаленні конструктивних особливостей дресирувальних прокатних станів, існує постійна потреба в їх модернізації з метою підвищення ефективності виробничих процесів. Одним із найвідповідальніших вузлів цих станів є натискні пристрої, які забезпечують необхідний рівень деформації металу в процесі прокату.

Мета даної магістерської роботи полягає у вивченні та аналізі конструкції вузлів натискного пристрою дресирувального прокатного стану з подальшою пропозицією та обґрунтуванням іноваційних технічних рішень. Передбачається, що впровадження запропонованих удосконалень дозволить підвищити ефективність дресирувального процесу, знизити енерговитрати та покращити якість кінцевої продукції.

В рамках дослідження будуть розглянуті існуючі технічні рішення, проведено аналіз їх переваг та недоліків, а також визначено основні напрямки подальшого вдосконалення. Робота включатиме як теоретичні аспекти, так і практичні дослідження з використанням сучасних методів моделювання та експериментальних даних. Отримані результати можуть бути використані в інжинірингу металургійних виробництв з метою підвищення їх конкурентоспроможності на світовому ринку.

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є дослідження роботи натискного пристрою дресирувального стану 1700 та удосконалення його конструкції.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- виконати аналіз раніше проведених досліджень в питаннях удосконалення конструкції натискних пристроїв прокатних станів з метою підвищення ефективності їхньої роботи;
- визначити навантаження, що діють на основні елементи, та виконати розрахунок основних виконавчих вузлів запропонованої конструкції натискного пристрою;
- виконати аналіз впливу чистоти робочої рідини на роботоспроможність натискного пристрою;
- розробити методику, яка дозволяє визначати максимально допустиму кількість залізовмісних домішок в робочій рідині;
- розробити діагностичну модель роботи запропонованої конструкції натискного пристрою.

Предмет дослідження – конструктивні параметри дресирувального стану 1700 прокатного цеху.

Об'єкт дослідження – гідравлічний натискний пристрій.

Апробація результатів роботи. Основні положення роботи доповідалися на: III Всеукраїнській науково-практичній конференції за участю молодих науковців «Актуальні питання сталого науково-технічного та соціально-економічного розвитку регіонів України». Запоріжжя: ЗНУ, 2023 р. Опубліковано тези доповіді.

Структура та обсяг роботи. Магістерська робота складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел, додатків. Загальний обсяг роботи включає 102 сторінки, у тому числі 83 сторінки основного тексту, 16 рисунків, 19 таблиць, 39 найменування використаних джерел на 4 сторінках, 13 додатків.

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

1 ОГЛЯД НАУКОВО-ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ПРОКАТНОГО ОБЛАДНАННЯ ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ОБРАНОГО НАПРЯМКУ РОБОТИ

1.1 Технологічний процес дресирувального відділення прокатного цеху

Ділянка холодної прокатки виконує прокатку тонкої штабії й жерсті з товстих листів, які надходять зі складів ділянки гарячої прокатки листів (ДГПЛ).

Рулони вуглецевих сталей задаються в травильні агрегати (рис.1.1), після їх охолодження на складі нетруєних рулонів.

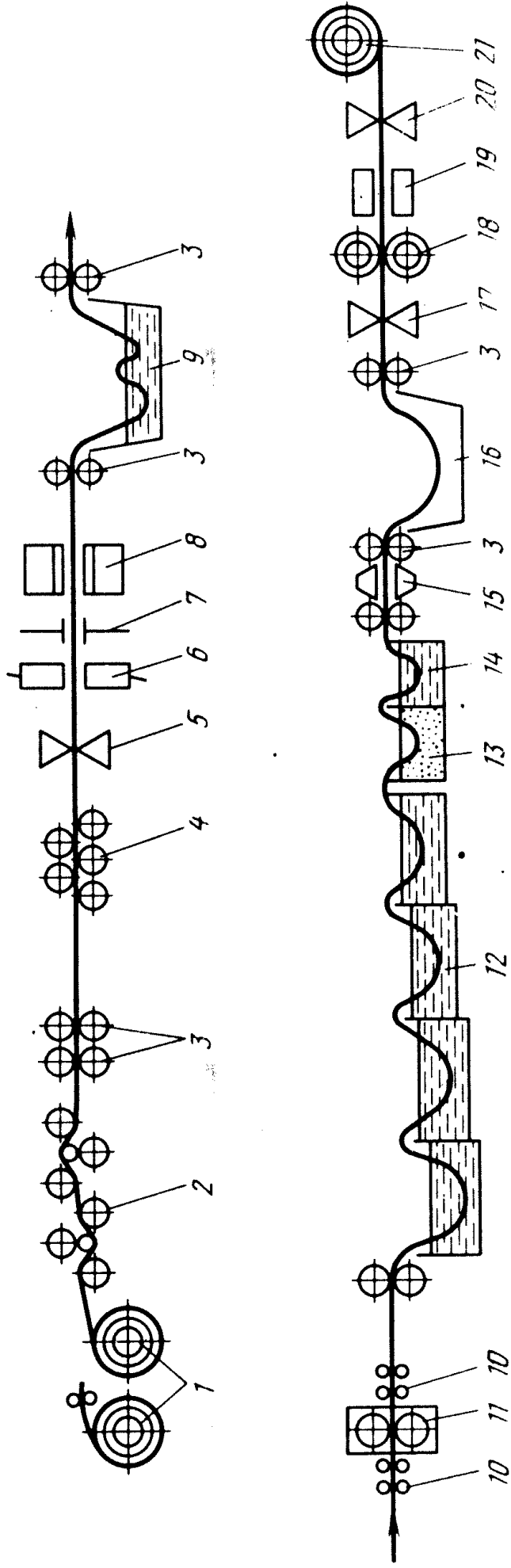
Температура рулонів, що задаються, а також тривалість охолодження рулонів на складі, після гарячого прокату на БТЛС - 1680 і до задання їх в травильні лінії, мають бути для металу призначеного для переділу на холоднокатаний лист - не вище 150°C (тих, що досягаються за період від 20 до 30 годин), для підкату жерсті, бензобаків, сталі 08Ю, а також рулонів експортного призначення - не вище 90°C (тих, що досягаються за період від 30 до 50 годин), для металу призначеного на гарячекатаний товарний труєний лист - не вище 60°C (що досягаються за період від 50 до 70 годин) [1].

Гарячекатані рулони за допомогою електромостових кранів надходять на приймальний рольганг з приводними роликами і двома прийомними столами, призначений для прийому рулонів і подачі їх на поворотний стіл, який здійснює поворот рулону щодо його поздовжньої осі на 90 градусів і передачі його в розмотувач для подальшого розмотування. Розмотувач, складається з відгинача переднього кінця рулону призначеного для подачі відігнутого кінця в тягнучі ролики правильної машини, конусів призначених для затиску і центрування рулону, а також забезпечення розмотування штаби, гідропідйомника і роликової проводки - для центрування рулону по осі травильної лінії. Потім штаба направляється в правильну машину, і

протягується через неї за допомогою тянучих роликів № 1- \varnothing 402мм. Для обрізання переднього і заднього кінця штаби і відбору проб після тянучих роликів встановлені ножиці з нижнім різом № 1 і № 2. Прес - штамп № 1 з ІКО № 1 - для автоматичного нанесення мітки \varnothing 8 мм на відстані від 8 до 30 мм від правої крайки штаби і мірної відстані (1 м) перед зварним швом, з метою контролю проходження шва по агрегату. Після обрізання кінців на ННР 1 і 2, штаба зварюється в безкінцеву стрічку на стикосварочній машині з гратознімачем, призначеним для стикового зварювання двох кінців штаб і подальшого двостороннього зняття грата, після чого штаба потрапляє в тягучі ролики № 2 (\varnothing 400), призначені для протягування зварного шва штаби через гратознімач і транспортування штаби в головній частині агрегату. Для створення запасу штаби у вигляді петель, що забезпечує ритмічність процесу в агрегаті на заданих швидкостях під час пауз встановлені петльові ями № 1 і № 2. Петльові ями - залізобетонні з металевим каркасом всередині. На дні петльових ям № 1 і № 2 встановлені сляби.

Шість універсальних проводок (з них 4 - механізованих) - для центрування штаби при русі її по агрегату. Чотири травильні ванни (№ № 1,2,3,4 по ходу руху штаби) - для зняття грата з поверхні штаби хімічним способом.

Вани мають єдиний металевий каркас, що складається з 4-х секцій. Каркас гумований, футерований і розділений трьома гранітними переходами на цегельних підставах на окремі ванни. Після чого слідує промивна ванна з гарячою водою - для остаточного промивання штаби і підігріву її перед сушаркою, потім штаба потрапляє в сушильний агрегат - для сушіння штаби гарячим повітрям, потім петльова яма № 3 з залізобетонним дном, викладеним дерев'яними брусами з якої смуга за допомогою тянучих роликів подається до згортувальної машини. Для вирізання шва і дефектних місць штаби встановлені ножиці з нижнім різом і діропробивна машина - для автоматичного нанесення діркової мітки на мірній відстані від початку рулону і зварного шва. Згортувальна машина з промащуючим пристроєм призначена для двостороннього змащення штаби і подальшого згортання її в рулон.



1 – двопозиційний розмотувач; 2 – окалино ломач; 3 – тягнучі ролики; 4 – правильна машина; 5 – ножиці; 6 – зварювальна машина; 7 – гратознімач; 8 – листозшивна машина; 9 – петльова яма; 10 – натяжний пристрій; 11 – дресувальна кліт; 12 – травильна ванна; 13, 14 – промивна ванна; 15 – сушильний пристрій;

16 - петльова яма; 17 – ножиці; 18 – дискові ножиці; 19 – промаслювач; 20- ножиці; 21- моталка

Рисунок 1.1 – Схема безперервного травильного агрегату

Основне призначення дресирувальних станів – холодна прокатка листів та штаби з малими $0,8 \div 2$ % обтисненнями. Дресирування застосовується для отримання наклепування поверхневих шарів металу, що необхідно для холодного листового штампування. Призначення дресирування полягає в тому, щоб створити деяке зміцнення поверхневих шарів металу з метою запобігання утворенню ліній текучості та зламів при отриманні виробів методом глибокої витяжки. Крім того, дресируванням на гладеньких твердих валках досягається покращення поверхні листів [2].

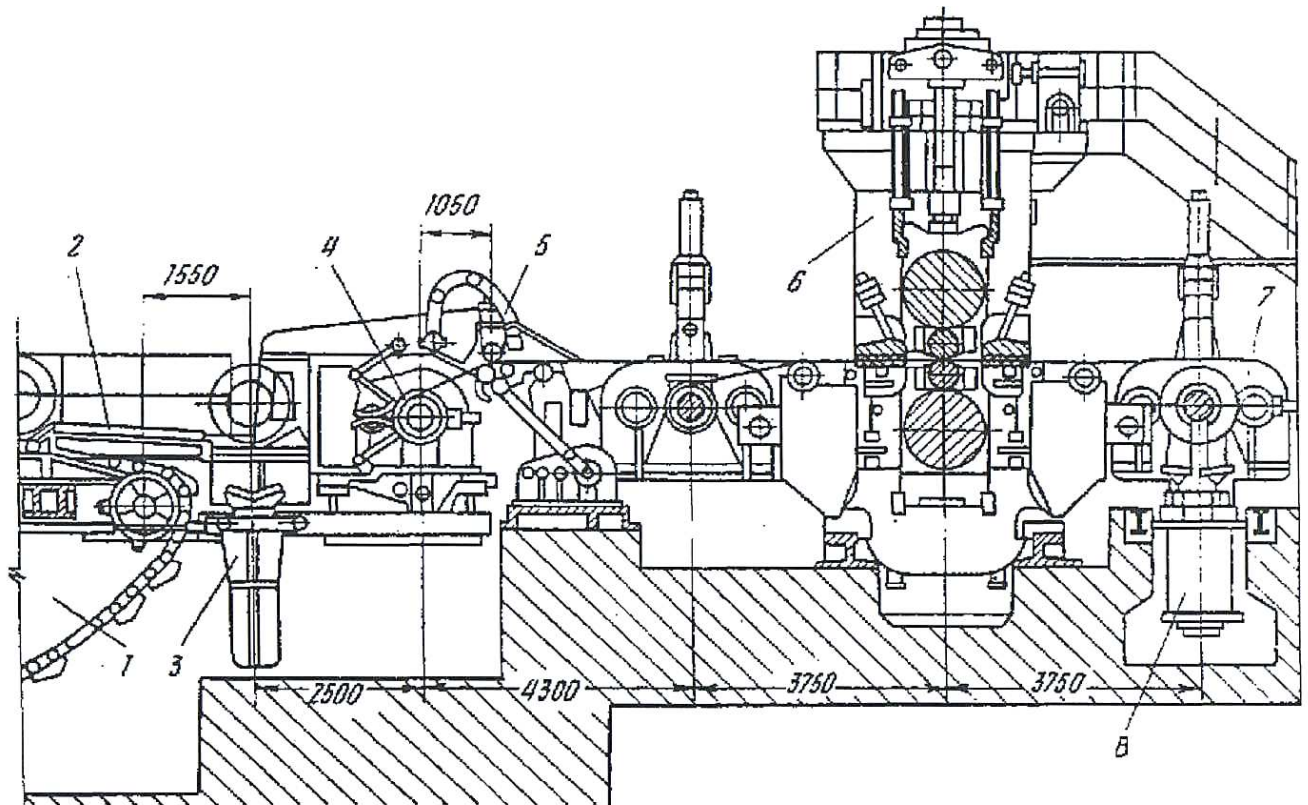
Охолоджені до необхідної температури рулони встановлюються електромостовим краном на ланцюговий транспортер. При установці необхідно стежити щоб вісь рулону співпадала з подовжньою віссю транспортера. Після цього пневмозубилом обрізається пакувальна стрічка і, при необхідності вирізається зім'ятий внутрішній виток, який зразу ж віддаляється з рулону. Ланцюговим транспортером рулони доставляються до кантувача, де кантуються з вертикального положення в горизонтальне. Перед кантуванням чергового рулону візок з підйомним столом, переміщається під кантувач до упора. При цьому підйомний стіл повинен знаходитися в крайньому нижньому положенні, а відкидна опора барабана розмотувача повинна бути відкритою. Зкантований рулон за допомогою підйомного столу встановлюється по осі барабана розмотувача, і надягає на стислий до мінімальних розмірів барабан розмотувача. При цьому нижній вільний ролик і рухомий столик повинен знаходитися в крайньому нижньому положенні. Рулон, надітий на барабан розмотувача, за допомогою візка центрується щодо подовжньої осі стану. Потім барабан розтискається закріплюючи на собі рулон. Поворотом барабана розмотувача рулон встановлюється в положення, зручне для заправки переднього кінця штаби в подаючі ролики. Притискний ролик розмотувача опускається на рулон з моменту установки рулону до моменту захоплення переднього кінця штаби валками, створення натягнення штаби між кліттю і розмотувачем. В процесі дресирування притискний ролик піднятий. Задача переднього кінця штаби в

подаючі ролики проводиться за допомогою пересувного столика. Коли кінець штаби перетне вісь подаючого ролика, вільний ролик, що гойдається, підіймається і штаба затискається між подаючим і вільним роликами, після чого відводиться пересувний столик. Потім включається привод подаючого ролика і штаба задається у валки натяжного пристрою, а потім в робочі валки кліті. Після задачі переднього кінця штаби у валки натяжного пристрою електромагнітна муфта приводу подаючого ролика відключається. Вільний ролик, що гойдається, опускається. Задача переднього кінця штаби у валки проводиться при опущеному верхньому робочому валку на нижній і піднятому опорному валку на 2-3 товщини штаби. При виході з робочої кліті передній кінець штаби подається до моталки, і заправляється в барабан, відкидна опора закривається, потім за допомогою ПК включається натисний пристрій і опускаються верхні валки на величину, що забезпечує необхідне обтискання штаби, створюється необхідне натягнення між розмотувачем і валками. Включаються двигуни натяжного пристрою працюючі в генераторному режимі. Двигун розмотувача також включається в генераторний режим. Нижній вільний ролик опускається в нижнє положення, а всі механізми стану перекладаються на максимальну для даного режиму дресирування швидкість. При дресируванні особлива увага звертається на натягнення штаби. Натягнення штаби контролюється при постійній швидкості стану за показаннями амперметрів і повинне бути постійним протягом всього часу дресирування штаби. В процесі дресирування профіль штаби регулюється за допомогою системи противигину. В системі противигину робочих валів лівий і правий плунжери працюють спільно або роздільно. Після закінчення процесу дресирування рулону стан зупиняється, відключається гідравлічне урівноваження робочих валів, розводяться валки за допомогою ПК, пропускається задній кінець штаби і підмотується в рулон. Стіл знімального пристрою підіймається у верхнє положення, відводиться відкидна опора барабана моталки, стискається барабан і рулон знімається. Після дресирування кожний рулон упаковується, маркується і, за допомогою знімального пристрою

рулонів надягається на важіль механізму перенесення рулону, і подається на ланцюговий транспортер. Після того, як ланцюговий транспортер перемістився на один крок важіль знімального пристрою повертається в початкове положення. Рулон за допомогою електромостового крана транспортується на упаковку або різання на АПР-1.

1.2 Аналіз обладнання дресирувального стану 1700

Дресирувальний стан 1700 складається з чотирьохвалкової кліті та обслуговуючого обладнання (рис. 1.2).



1 - ланцюговий транспортер; 2 - приймальний стіл; 3 - підйомний стіл; 4 - розмотувач; 5 - правильні ролики з магнітним відгиначем; 6 - робоча кліть; 7 - моталки; 8 - знімач рулонів.

Рисунок 1.2 – Дресирувальний чотирьохвалковий стан 1700

Ланцюговий транспортер з кантувачем призначений для транспортування рулонів з термічного відділення та зі складу дресирувального відділення до стану та кантування їх з вертикального положення в горизонтальне. У таблиці наведено технічну характеристику ланцюгового транспортера.

Таблиця 1.1 – Технічна характеристика цінного транспортера

№ п/п	Найменування	Характеристика
1	Місткість транспортера	8 рулонів
2	Швидкість руху ланцюга	0,16 м/с
3	Крок ланцюга транспортера	360 мм
4	Крок рулонів	2000 мм
5	Зовнішній діаметр рулону, що транспортується.	900-1600 мм
6	Внутрішній діаметр рулону, що транспортується.	760 мм
7	Маса рулону	до 15 т

Механізм подачі рулонів розташований по осі транспортера і складається з візка з підйомним столом, направляючих балок та горизонтального гідроциліндра для переміщення техніки вздовж осі барабана. У таблиці 1.2 наведено технічну характеристику механізму подачі рулонів.

Таблиця 1.2 – Технічна характеристика механізму подачі рулонів

№ п/п	Найменування	Характеристика
1	Вертикальний хід столу	700 мм
2	Хід переміщення візка, мм	2300 мм
3	Швидкість підйому столу	0,16 м/с
4	Швидкість переміщення візка	0,2 м/с
5	Тиск олії в циліндрах	30 МПа

Розмотувач призначений для правильної установки рулону щодо поздовжньої осі стану та створення заданого натягу штаби в процесі дресирування. Розмотувач складається з барабана, притискного ролика та механізму центрування рулону. У таблиці 1.3 наведено технічну характеристику розмотувача.

Таблиця 1.3 – Технічна характеристика розмотувача

№ п/п	Найменування	Характеристика
1	Максимальний діаметр барабана	70 мм
2	Мінімальний діаметр барабана	90 мм
3	Потужність електродвигуна	150 кВт
4	Число обертів	1000-1200 хв ⁻¹
5	Максимальний натяг штаби	5 кН

Розмотувач має відкидну опору. При надяганні рулону на барабан відкидна опора повертається на 90°, а потім встановлюється у вихідне положення.

Подаючі ролики призначені для подачі переднього кінця штаби, що розмотується у валик котельного пристрою. У таблиці 1.4 наведена технічна характеристика ролика, що подає.

Таблиця 1.4 – Технічна характеристика ролика, що подає

№ п/п	Найменування	Характеристика
1	Потужність електродвигуна	11 кВт
2	Число обертів	715 хв ⁻¹

Натяжний пристрій призначений для створення додаткового натягу штаби під час дресирування та встановлено з переднього боку кліті. У таблиці 1.5

наведено технічну характеристику механізмів робочої кліті. Робоча кліть реверсивного стану 1700 конструкції УЗТМ показана на рис. 1.3.

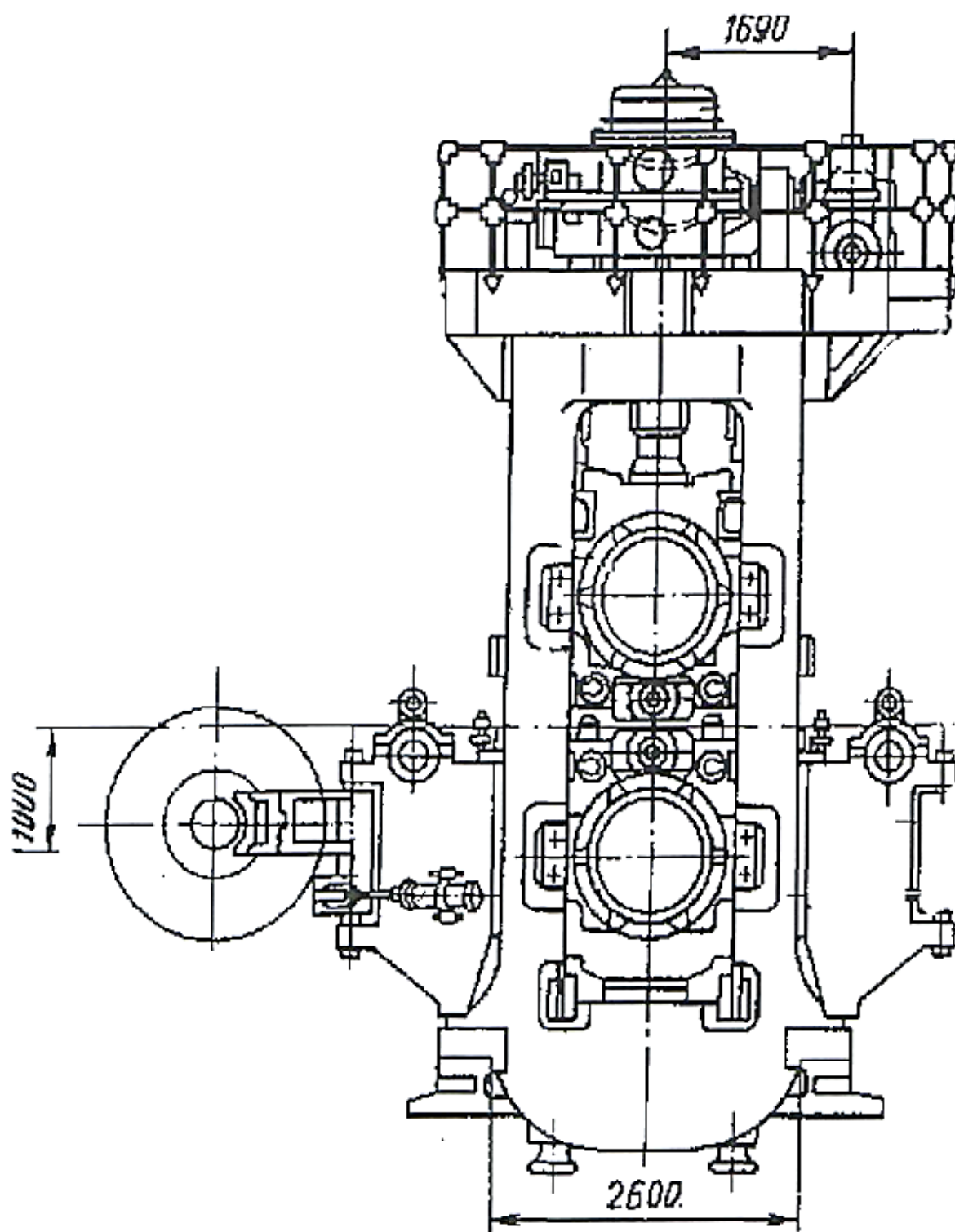


Рисунок 1.3 – Робоча кліть реверсивного стану 1700 конструкції
УЗТМ

Таблиця 1.5 – Технічна характеристика механізмів робочої кліти стану 1700

№ п/п	Найменування	Характеристика
1	Потужність електродвигуна	2x660 кВт
2	Число обертів	450-1200 хв-1
3	Допустимий тиск металу на валки	5 МН
4	максимальна швидкість	20 м/с
5	Потужність приводу натискного гвинта	2x45 кВт

Електродвигуни натискних пристроїв з'єднані електромагнітною муфтою для забезпечення спільної чи роздільної роботи натискних гвинтів. Контроль руху гвинтів здійснюється з допомогою сельсина БД-501А. швидкість переміщення гвинта: на опускання $V = 7,29$ м/с; під час підйому $V = 14,58$ м/с. У таблиці 1.6 наведено технічну характеристику прокатних валків.

Таблиця 1.6 – Технічна характеристика прокатних валків

Тип	Розміри, мм							Маса
	бочка			шийка		треф		
	Діаметр		довжина	діаметр	довжина	діаметр	довжина	
	тах	1 пере шліф						
робочий	500	470	1700	260	275 710	250	330	3,4
опорний	1300	1220	1700	795/653		250	330	27,2

Матеріал валків та твердість їхньої поверхні:

а) опорні валки складові - "сорочка" - з кованої сталі 9ХФС твердістю по Шору 70-85, "серцевина" - з кованої сталі 55Х з твердістю по Шору 30-50 одиниць;

б) робочі валки виконані зі сталі 9Х2МФ із твердістю 95-105 одиниць по Шору.

Врівноваження верхнього валка здійснюється за допомогою механізму врівноваження, що складається з гідравлічного циліндра діаметром 350 мм, розташованого у верхній траверсі, що скріплює станини, двох цапф і системи важелів і тяг.

Завдяки шарнірності з'єднань, вся система може самовстановлюватися і передавати однаковий тиск на обидві сторони подушки.

Установка протизгинання валків призначена для регулювання профілю валків у процесі дресирування.

Моталка барабанного типу встановлена із задньої сторони кліті. Призначені для створення натягу та змотування штаби в рулон. У таблиці 1.7 наведено технічна характеристика моталки.

Таблиця 1.7 – Технічна характеристика моталки

№ п/п	Найменування	Характеристика
1	Максимальний діаметр барабана моталки	750 мм
2	Зменшення діаметра барабана	13 мм
3	Швидкість намотування штаби	до 20 м/с
4	Число обертів	207-664 хв ⁻¹
5	Натяг штаби	50 кН
6	Потужність електродвигуна	630 кВт
7	Число оборотів електродвигуна	1000-1300 хв ⁻¹

Моталка має відкиду опору. При знятті рулону з барабана моталки відкидна опора повертається на 90° за допомогою гідроциліндра.

Знімач рулонів призначений для зняття рулонів із барабана моталки. Складається з візка з підйомним столом, горизонтального гідравлічного циліндра для переміщення візка та рухомого настилу. У таблиці 1.8 наведено технічну характеристику знімача рулонів.

Таблиця 1.8 – Технічна характеристика знімача рулонів.

№ п/п	Найменування	Характеристика
1	Діаметр циліндра підйому столу	360 мм
2	Швидкість підйому столу	0,1 м/с
3	Хід візка знімача	2700 мм
4	Діаметр циліндра переміщення візка	175 мм
5	Швидкість переміщення візка	0,2 м/с
6	Тиск олії в циліндрах	3 МПа

Механізм перенесення рулонів призначений для знімання рулонів з візка знімача та укладання на ланцюговий конвеєр за станом. У таблиці 1.9 наведено технічну характеристику ланцюгового конвеєра.

Таблиця 1.9 – Технічна характеристика ланцюгового конвеєра

№ п/п	Найменування	Характеристика
1	Час перенесення рулону	58 с
2	Максимальний кут повороту механізму	1750
3	Привід реверсивний, потужність	29 кВт
4	Число обертів	525 хв ⁻¹

Ланцюговий транспортер за станом призначений для прийому рулонів та транспортування їх у проліт агрегатів поперечного різання. Транспортер є ланцюгом, що складається з візків і проміжних ланок. У таблиці 1.10 наведено технічну характеристику ланцюгового транспортера.

Таблиця 1.10 – Технічна характеристика ланцюгового транспортера

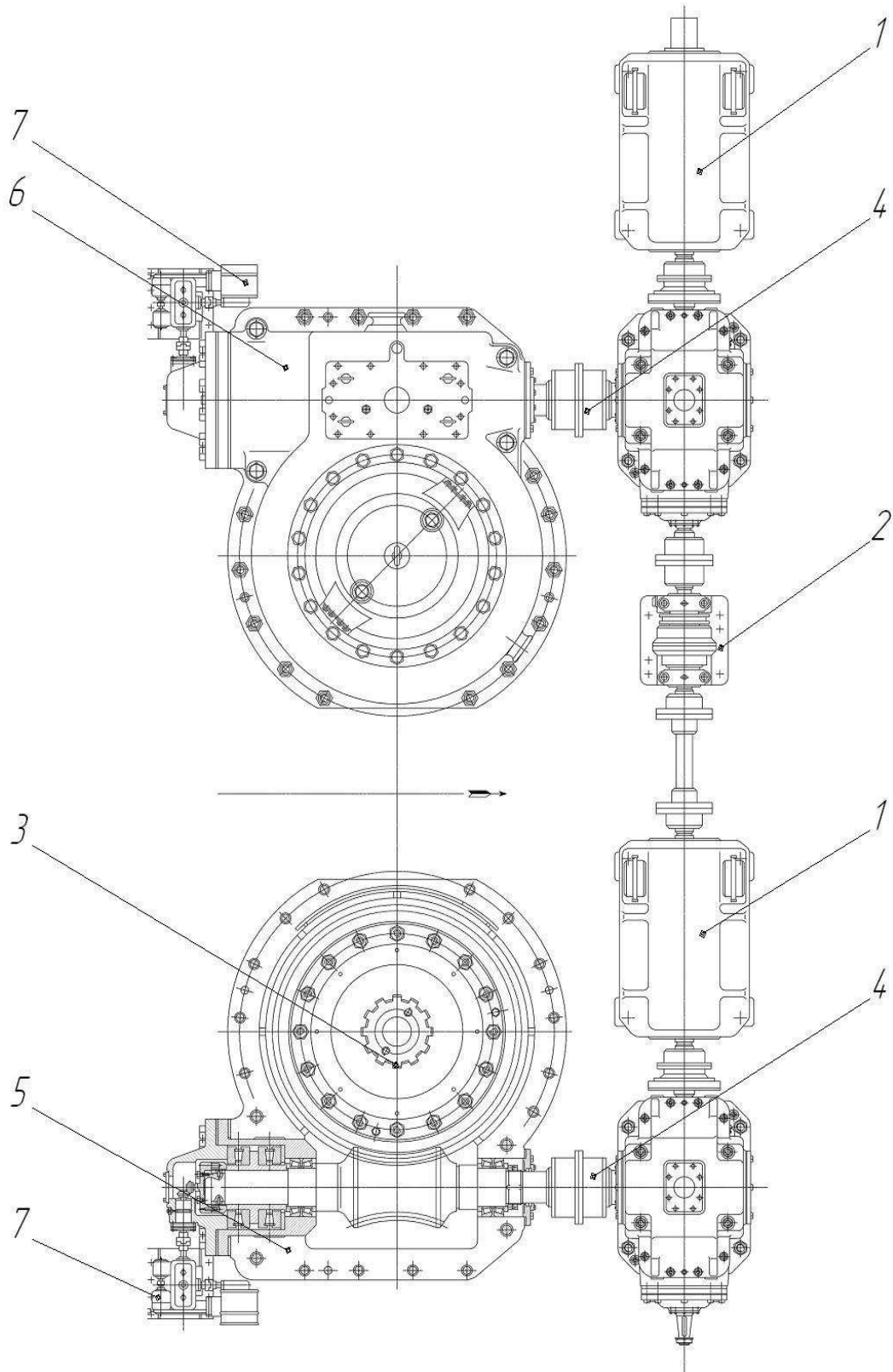
№ п/п	Найменування	Характеристика
1	Місткість транспортера	8 рулонів
2	Крок візка	2160 мм
3	Крок ланок ланцюга	360 мм
4	Швидкість руху ланцюга	0,15 м/с
5	Потужність електродвигуна	30 кВт
6	Число обертів	575 хв ⁻¹

Дресирувальний стан 1700 обладнаний автоматичним вимірювачем ступеня деформації штаби типу IPO-1.

1.3 Огляд технічних рішень спрямованих на підвищення ефективності роботи натискних пристроїв листопрокатного обладнання

Щоб процес прокатки протікав нормально, валки повинні займати в робочій клітці певне положення. Для цього в кожній прокатній клітці передбачені механізми й пристрої для вертикальної установки валків. Установка валків у вертикальній площині здійснюється за допомогою спеціального натискного механізму.

Натискний механізм, рисунок 1.4, дресирувального стану 1700-1 тихохідний електромеханічний черв'ячний.



1 – електродвигун, 2 – електромуфта, 3 – черв'ячна передача, 4 – зубчаста муфта, 5 – корпус черв'ячної передачі; 6 – кришка черв'ячної передачі, 7 - командоапарат

Рисунок 1.4 – Натискний пристрій дресувального стану 1700-1

Тихохідні натискні механізми з приводом від електродвигуна через черв'ячні передачі застосовують на товстолистових, тонколистових і штабових чотиривалкових станах гарячої та холодної прокатки, де швидкість переміщення валків невелика (через необхідність точного регулювання товщини листів і штаби).

На рисунку 1.5 наведена кінематична схема натискного механізму чотирьохвалкового дресувального стану 1700-1 конструкції УЗТМ. Привод натискних гвинтів здійснюється від двох електродвигунів типу МП-62 потужністю по 40 кВт частотою обертання 576 хв^{-1} за 100% ПВ. Двигуни встановлені на одній осі та з'єднані між собою електромагнітною муфтою 2. Обертання від електродвигунів до натискних гвинтових пар 3 передається через зубчасті муфти та черв'ячні редуктори 5,6. Загальне передатне число від двигуна до гвинта натискного $i = 796,25$; швидкість переміщення натискного гвинта $0,12-0,22 \text{ мм/с}$.

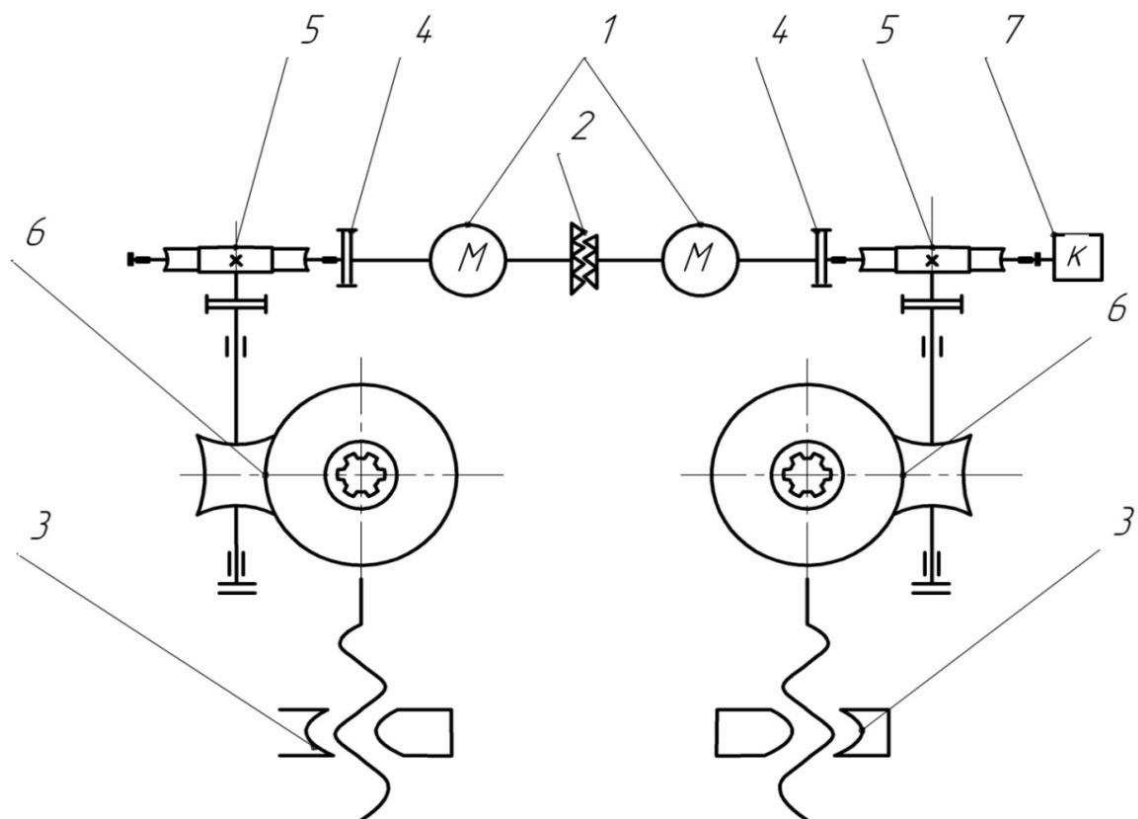


Рисунок 1.5 – Кінематична схема електромеханічного натискного пристрою дресувального стану 1700-1 (позиції наведено в тексті)

Діаметр натискного гвинта дорівнює 440 мм, крок різьблення 10 мм. Редуктори натискного механізму змонтовані в окремих корпусах, встановлених на вершині станини. Крайнє верхнє положення натискного гвинта (хід гвинта 530 мм) фіксується командоапаратом 7, з'єднаним зі маточиною черв'ячного колеса.

Положення валків контролюється сельсином-датчиком, що передає імпульс на сельсин-мотор, встановлений на пульті управління і з диском з цифровими поділами. Привод сельсина-датчика аналогічний приводу командоапарата. За потреби роботи одним натискним гвинтом електромагнітна муфта вимикається.

На всіх стрічкових, штабових й обтискних станах положення нижнього валка з подушками й підшипниками в робочій клітці постійно. Тому відстань між валками регулюється переміщенням тільки верхнього валка за допомогою натискного механізму.

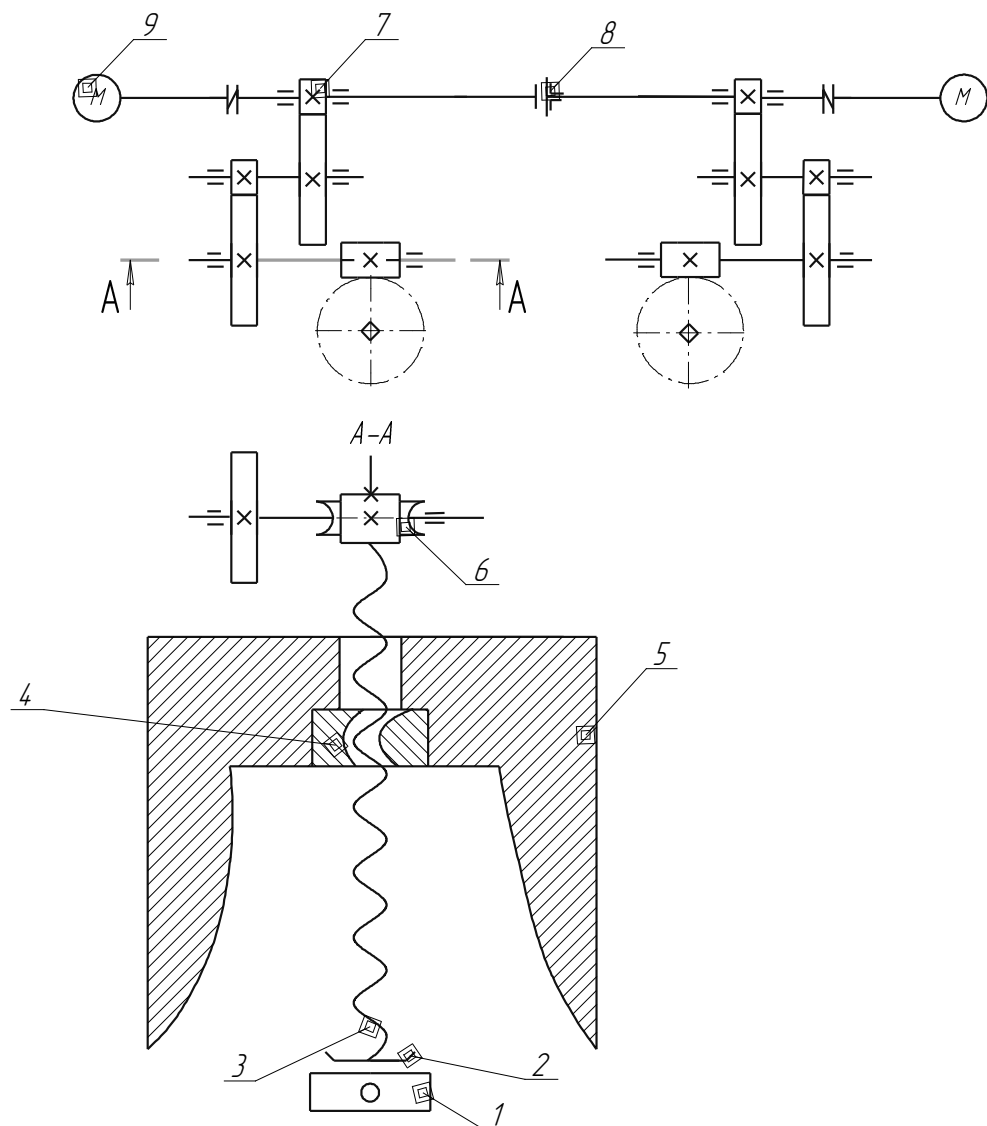
У сучасному прокатному виробництві широке застосування знаходять натискні механізми, принцип дії яких заснований на електромеханічному, гідравлічному й гідромеханічному приводі.

Всі ці види натискних механізмів мають як свої позитивні, так і негативні сторони.

Вочевидь, що для збільшення продуктивності стана час, затрачуваний на установку верхнього валка, повинен бути мінімальним. Тому переміщення верхнього валка повинне відбуватися з великою швидкістю. Однак на станах, що прокачують тонку штабу й стрічку, швидкість переміщення верхнього валка обмежується необхідною точністю установки валків у певнім положенні, тому ця швидкість повинна бути дуже невеликою (на чотирьохвалкових станах вона становить близько 0,1 мм/с) [3].

Крім того, швидкість переміщення натискних гвинтів залежить також від довжини шляху, що повинен пройти натискний гвинт при установці валка. Цей шлях на обтискних станах у багато разів більше, ніж на листових й

тонколистових. Загальний вигляд кінематичної схеми тихоходного натискного механізму наведено на рисунку 1.6



1 - подушка валка; 2 – під'ятник; 3 – натискний гвинт; 4 – натискна гайка; 5 – станина; 6 – черв'ячне зачеплення; 7 – циліндричне зачеплення; 8 – зчіпна муфта; 9 – електродвигун

Рисунок 1.6 – Схема тихохідного натискного механізму з електромеханічним приводом

На практиці застосовують наступні швидкості переміщення верхнього валка, мм/с (порівняльна характеристика) [4]:

Блюмінги	100—250
Слябінги	100—150
Товстоштабові стани	5—25
Сортові стани	2—5
Тонкштабові чотирьохвалкові стани	0,05—1,0

На чотирьохвалкових станах, що прокатують довгі штаби, для одержання заданої товщини штаби корегування обтиснення здійснюється в процесі прокатки, тому натискний механізм верхнього валка повинен бути розрахований на подолання максимального зусилля, що діє на валки в процесі прокатки. Внаслідок застосування в приводі кожного гвинта черв'ячної передачі, ККД таких натискних механізмів невисокий [5].

Також наявність третьових пар вимагає встановлення різного роду захисних пристроїв на кшталт запропонований авторами в роботі [6]. Автори розробили спосіб захисту гвинтової пари натискного пристрою шляхом видалення з поверхні витка гвинта продуктів дії доквілля (пилу, окалини тощо) і продуктів зносу гвинтової пари, при забезпеченні вільного доступу до систем охолодження і мастила, це дозволяє збільшити термін служби гвинтової пари, скоротити втрати на ремонт, виготовлення, заміну деталей і вузлів.

Поставлена задача вирішується тим, що в способі захисту гвинтової пари натискного пристрою, який включає ізолювання гвинтової пари, під час руху гвинта в гайці на поверхню витка гвинта через щонайменше одне підведення з можливістю регулювання напряму впливу на поверхню витка подають "очисник".

Під час руху гвинта в гайці на поверхню витка гвинта подають "очисник", при цьому очищається поверхня витка гвинта від пилу, окалини, продуктів зносу гвинтової пари, надлишків масла, які далі видаляються через відвідну лійку корпусу-накопичувача.

І цей спосіб визмагає хоч незначних, але все таки додаткових капіталовкладень, які в свою чергу негативно вплинуть на кінцеве формування собівартості основної продукції цеху.

У процесі прокатки товщина вихідної з валків штаби безупинно змінюється внаслідок мінливості товщини підкату при вході у валки, механічних властивостей штаби по довжині рулону, і т.д. Для визначення товщини штаби і її змін на стані перед і за валками встановлюють летучі мікрометри (контактні й безконтактні) різного типу. Зміна товщини штаби можна також фіксувати непрямым способом шляхом виміру зусилля прокатки месдозами (

у Показання цих приладів використовуються в системах автоматичного регулювання товщини (САРТ) штаби в процесі прокатки з метою зниження поздовжньої й поперечної різнотовщинності.

а У натискних механізмах електромеханічного типу ці сигнали використовують для включення (вимикання) електродвигунів, тобто для обертання натискних гвинтів і зміни обтиснення штаби в процесі прокатки. На практиці встановлено, що САРТ із використанням натискних гвинтів з електроприводом має істотний недолік-запізнювання регулювання різнотовщинності внаслідок інерційності електромеханічного приводу натискних гвинтів (включення електродвигунів від імпульсів вимірювальних приладів і розгін редукторного приводу натискних гвинтів вимагають 0,5-1 с; за цей період при швидкості прокатки 10-30 м/с штаба пройде шлях 5-30 м).

и У деяких випадках робота САРТ при наявності електромеханічних натискних механізмів взагалі дає малий ефект внаслідок надзвичайно інтенсивного зношування різьбової пари натискний гвинт - гайка.

і З метою підвищення швидкодії САРТ (що особливо важливо при високих швидкостях прокатки) широке поширення одержали гідравлічні (без натискних гвинтів й їхнього електропривода) і комбіновані (гідромеханічні) натискні механізми, що володіють значно меншою інерційністю [8].

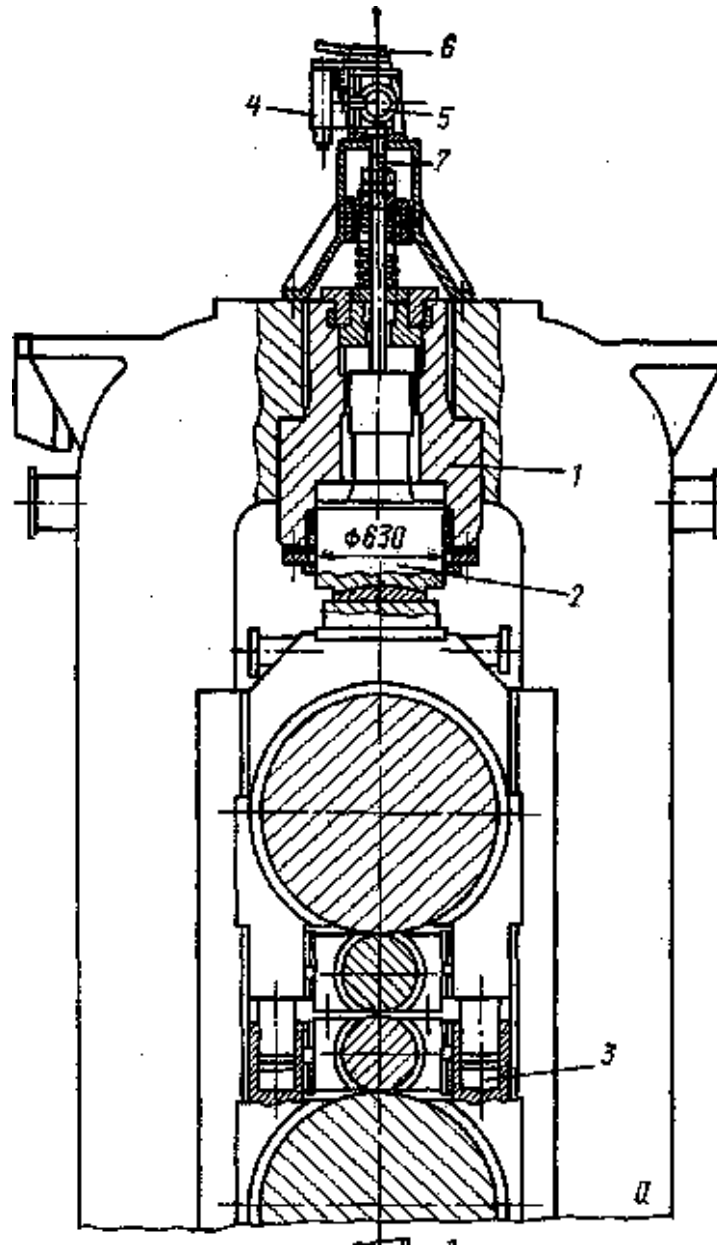
а У прокатних станах з гідравлічним натискним механізмом (рисунк 1.7) зусилля прокатки безпосередньо сприймають гідравлічні циліндри 1 (замість натискних гвинтів), під поршні 2 від акумулятора подається робоча рідина

с

к

н

(масло) під постійним тиском, тому перед прокаткою штаби валки стана попередньо підгорнутий друг до друга з постійним зусиллям.



1 – гідравлічний циліндр; 2 – поршень; 3 – гідроциліндр; 4 – гідророзподільник високого тиску; 5 – електродвигун; 6 – важіль; 7 – штовхач

Рисунок 1.7 - Гідравлічний натискний механізм

Для регулювання зусилля попереднього нагрюження валків і подушок і межвалкового зазору між подушками опорних валків установлені гідроциліндри

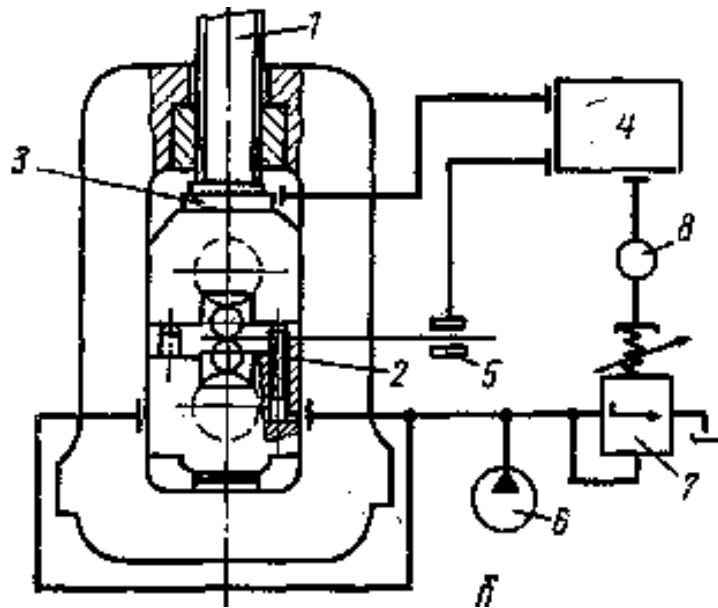
3, підключені до виходу гідророзподільника високого тиску 4, що працює від електродвигуна 5, що одержує імпульси на включення від вимірників товщини штаби. При цьому переміщується золотник гідророзподільника 4 і регулюється тиск масла під поршнями гідроциліндра 3. Зворотний зв'язок між положеннями поршнів циліндрів 1 й 3 здійснюється важелем 6, плечі якого опираються на золотник гідророзподільника 4 і штовхач 7, з'єднаний з поршнем 2. Абсолютна величина різнотовщинності штаби при прокатці становить близько 0,1 від товщини штаби, тому переміщення поршнів гідроциліндрів 1 й 3 незначні й система в цілому майже безінерційна [7].

У станах з використанням гідромеханічних натискних механізмів (рисунок 1.8) (комбінованих) натискні гвинти 1 зберігаються й ними користуються тільки при грубому настроюванні валків [9].

Для точного регулювання відстані валків між подушками опорних валків установлені плунжери гідроциліндрів 2, призначені для регулювання деформації робочої кліті: зусилля гідроциліндрів регулюється по сигналах від мездоз 3, установлених під натискними гвинтами.

При прокатці штаби мездоза сприймає зусилля прокатки й зусилля від плунжерів гідроциліндрів 2, величина цього сумарного зусилля подається в запам'ятовувальний пристрій 4, рівняється із заданим для даної товщини, вимірюваної товщиноміром 5, і підтримується постійної за допомогою гідроциліндрів, з'єднаних з масляним насосом 6. Регулятор тиску масла 7 з'єднаний з гідроциліндрами прямо й управляється електродвигуном 8, що одержує імпульси від товщиномера 5 через запам'ятовувальний пристрій 4.

Точність регулювання раїнотовщинності обмежується величиною зміни пружної деформації робочої кліті, однак у більшості випадків вона виявляється цілком прийнятною, тому такі САРТ штаби набули широкого застосування. Ця система має велику надійність в експлуатації й майже безінерційна. Крім того, при неполадках у гідравлічному контурі натискний пристрій може працювати як звичайний електромеханічний, але з меншою точністю.



1 – натискний гвинт; 2 – гідроциліндр; 3 – мездоза; 4 – запам'ятовувальний пристрій; 5 – товщиномір; 6 – масляний насос; 7 – регулятор тиску масла; 8 – електродвигун

Рисунок 1.8 – Комбінований гідромеханічний натискний механізм широкоштабового стана гарячої прокатки

З перерахованих вище типів натискних механізмів найбільш зручним і універсальним є саме комбінований, гідромеханічний натискний механізм, тому що він дозволяє працювати прокатній кліті навіть із натискним механізмом, що частково вийшов з ладу. Але з іншого боку таке конструктивне виконання привносить значні конструкторські доопрацювання існуючих натискних механізмів та перевантажує додатковим обладнанням, що відповідно викликає здорожчання конструкції.

1.4 Пропозиції щодо модернізації обладнання та обґрунтування обраного напрямку

Процес прокатки пов'язаний з великими навантаженнями й зусиллями, що виникають при пластичній деформації металу. Ці навантаження через робочі,

опорні валки, вальниці валків передаються на натискні гвинти натискного механізму кліті прокатного стану. Зусилля прокатки досягають десятків меганьютонов, а це вимагає високу міцність і надійність роботи всього натискного механізму в цілому [10].

З устаткування натискного механізму найбільш навантаженими елементами є натискний гвинт-гайка й черв'як разом із черв'ячним колесом, через що виникає необхідність постійного підвищення міцності й зносостійкості, підвищення ККД передач у зв'язку з постійно зростаючими навантаженнями [11].

Все це вимагає нових рішень і модернізації використовуваного устаткування

Аналіз розділу 1.3 вказує на те, що оптимальною конструктивною зміною для натискного пристрою дресувального стану 1700 буде використання електрогідравлічного приводу натискного пристрою. Принципова схема що демонструє сутність запропонованої модернізації наведено на рисунку 1.9.

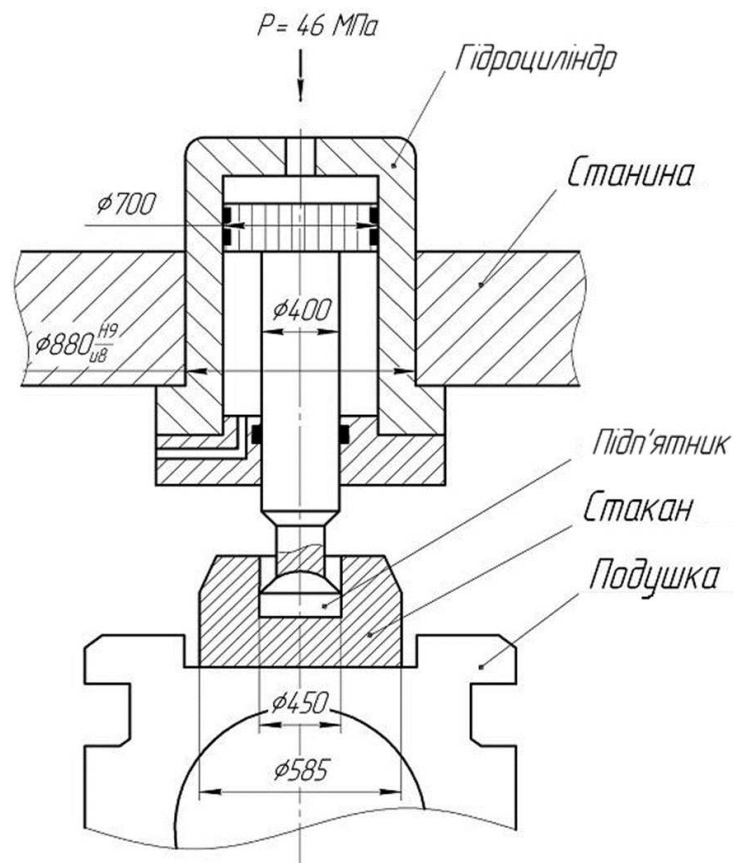


Рисунок 1.9 – Схема гідравлічного натискного пристрою

Орієнтовна схема керуванням гідроприводом наведена на рисунку 1.10.

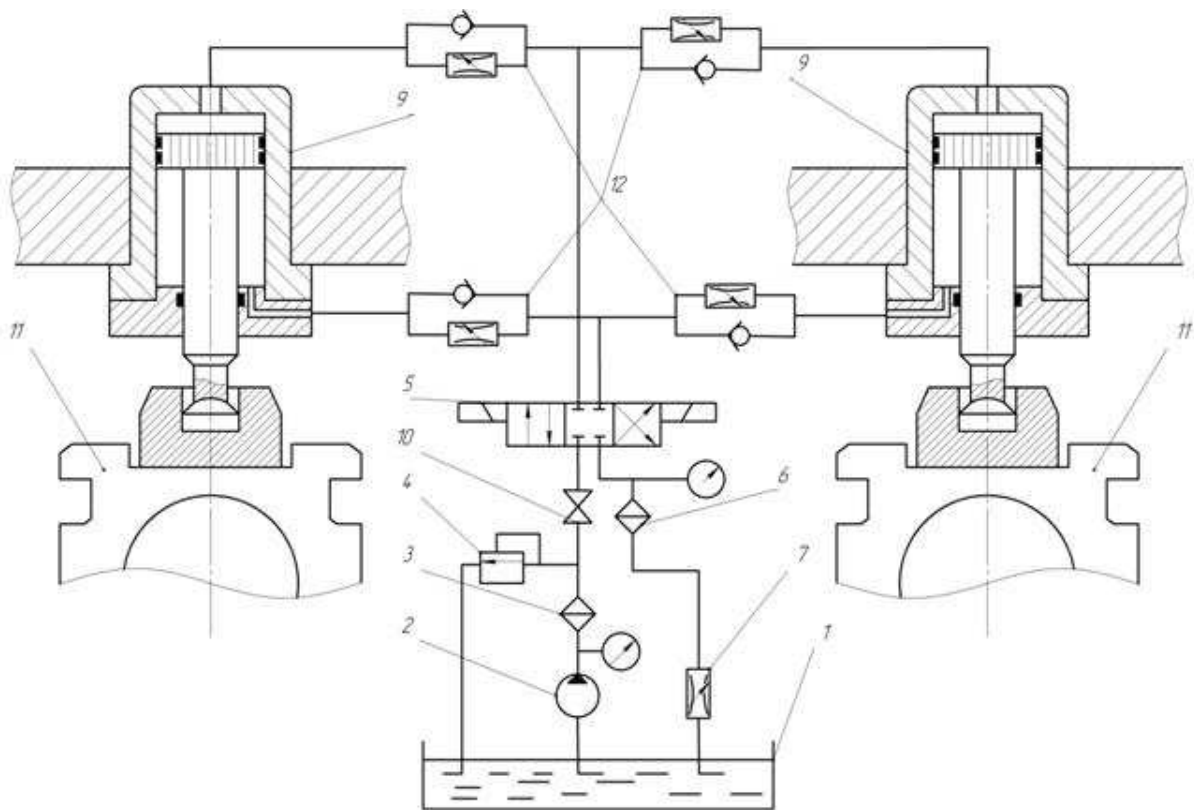


Рисунок 1.10 – Принципова схема роботи запропонованого гідроприводу натисного механізму

Гідравлічний привід має масу переваг в порівнянні з електромеханічним приводом.

В умовах ринкової економіки, виготовлення елементів і вузлів гідроприводів не вимагає застосування дорогих матеріалів, практично всі елементи окрім електродвигуна виготовляються з чорних металів, тут слід зазначити, як недолік, необхідність залучення більш кваліфікованого і спеціально навченого робочого персоналу для технічного обслуговування гідроприводу, але з іншого ці витрати значно менші ніж пов'язані з обслуговуванням електромеханічного натискного пристрою.

Також, з чисто з технічної точки зору, гідравлічний привід перевершує електромеханічний по наступних характеристиках [12]:

- безшумність роботи;
- плавність, безінерційність, широка межа регулювання швидкостей і зусиль;
- порівняно невеликі габарити передають великі потужності;
- володіє більшою надійністю;
- більш дешевий;
- більш сучасний.

По конструкції гідравлічний привід принципово відрізняється від електромеханічного.

Запропонована модернізація передбачає збільшення міжремонтного періоду з 4 до 6 років.

Розробка нової конструкції гідравлічного натискного механізму вимагає оптимізації основних параметрів механізму, при яких були б задоволені основні вимоги, з урахуванням цього в роботі поставлені такі завдання:

- виконати обґрунтування раціональної конструкції гідравлічного приводу натискного механізму дресировального прокатного стану 1700;
- виконати розрахунок основних конструктивних параметрів гідроциліндра.
- розробити рекомендації з технічного обслуговування запропонованого гідравлічного натискного механізму

До основних завдань механослужби підприємства відноситься не тільки своєчасне виконання ремонтів основного та допоміжного обладнання технологічного циклу, а й запобіганню виходу його з ладу, шляхом своєчасного діагностування можливих критичних станів, які призводять до аварійних зупинок обладнання [13]. Таким чином розроблена діагностична модель роботоспроможних станів обладнання на етапі його проектування є важливим завданням та дозволить оптимізувати витрати на технічне обслуговування обладнання, шляхом встановлення обов'язкових контрольних точок, які потребують особливої уваги обслуговуючого персоналу.

2 РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА

2.1 Розрахунок гідроприводу приводу натискного пристрою
робочої кліті дресирувального стану 1700

Дані технологічного процесу, необхідні для розрахунку конструктивних параметрів гідроциліндра натискного механізму наведено в таблиці 2.1

Таблиця 2.1 – Вихідні дані для розрахунку

№ п/п	Характеристика	Величина
1	Технологічне зусилля на робочому органі	$F=157250\text{кН}$
2	Хід поршня	$H = 4480 \text{ мм}$
3	Час ходу штока	$t_{\text{роб}}=7,269 \text{ мм/хв}$ $t_{\text{об}}=145,58 \text{ мм/хв}$
4	Кількість одночасно працюючих гідроциліндрів	$Z = 2$
5	Номінальний тиск масла в гідросистемі	$P = 46 \text{ МПа}$

Необхідна площа поршня [14]:

$$F = \frac{F_u}{\rho}, \quad (2.1)$$

де $F_u = 1,15F$ – номінальне зусилля на штоці гідроциліндра (з урахуванням тертя кілець поршня об гільзу)

$$F_u = 1,15 \cdot 15250 = 17538\text{кН},$$

Тоді

$$F = \frac{17538000}{46} = 381200 \text{ мм}^2,$$

де ρ – тиск в гідросистемі; $\rho = 46 \text{ МПа}$

Діаметр поршня:

$$D_n = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 381200}{3,14}} = 697 \text{ мм} \quad (2.2)$$

Згідно рекомендацій [15] приймаємо $D_n = 700 \text{ мм}$

Гідравлічні силові циліндри в процесі роботи випробовують дію внутрішнього тиску робочої рідини.

D - внутрішній діаметр гільзи; $D = 700 \text{ мм}$

D_3 - зовнішній діаметр гільзи; $D_3 = 880 \text{ мм}$

При $\frac{D_3}{D} = \frac{880}{700} = 1,257 > 1,2$ циліндр відноситься до товстостінних [16].

Товщина стінки для пластичних матеріалів:

$$[\sigma] \geq \frac{\rho}{100} \left(\frac{X+1}{X-1} \right), \quad (2.3)$$

де $[\sigma]$ - напруження, що допускається [17]:

$$\sigma \geq 0,5D \left(\sqrt{\frac{100[\sigma]}{100[\sigma] - 1,73 \cdot \rho}} - 1 \right) + C$$

$$\text{де } X = \left[\frac{2(\delta - C)}{D} + 1 \right]^2,$$

де C – надбавка до мінімальної товщини стінки з урахуванням допусків на обробку по [18] $C=1$ мм;

Тоді

$$X = \left[\frac{2(90 - 1)}{700} + 1 \right]^2 = 1,57,$$

Тоді

$$[\sigma] = \frac{460}{100} \left(\frac{1,57 + 1}{1,57 - 1} \right) = 207 \text{ Н/мм}^2 = 207 \text{ МПа},$$

Визначимо товщину стінки гільзи

$$\Delta D = \frac{\rho \cdot D}{E} \left[\frac{D_0^2 + D^2}{D_0^2 - D^2} - \mu \left(\frac{D^2}{D_0^2 - D^2} \right) \right], \quad (2.4)$$

$$[\delta] \geq 0,5 \cdot 700 \left(\sqrt{\frac{100 \cdot 20,7}{100 \cdot 20,7 - 1,73 \cdot 460}} - 1 \right) + 1 = 89,7 \text{ мм},$$

Згідно рекомендацій [15] приймаємо $\delta = 90$ мм

Діаметральна деформація внутрішньої поверхні гільзи циліндра [15]:

$$\Delta D_0 = \frac{\rho \cdot D_0}{E} \left[\frac{D^2}{D_0^2 - D^2} \cdot (2 - \mu) \right], \quad (2.5)$$

де $E = 2,0 \cdot 10^6$ МПа – модуль нормальної пружності,

$\mu = 0,29$ – коефіцієнт Пуассона.

Тоді

$$\Delta D = \frac{460 \cdot 700}{2,0 \cdot 10^6} \cdot \left[\frac{880^2 + 700^2}{880^2 - 700^2} - 0,29 \left(\frac{700^2}{880^2 - 700^2} \right) \right] = 0,63 \text{ мм},$$

Діаметральна деформація зовнішньої поверхні гільзи циліндра:

$$\Delta D_0 = \frac{\rho \cdot D_0}{E} \left[\frac{D^2}{D_0^2 - D^2} \cdot (2 - \mu) \right], \quad (2.6)$$

Товщини гільзи:

$$\delta_{\text{дон}}^{\text{min}} \geq \frac{460 \cdot 700}{400 \cdot 20,7} + 1 = 39,8 \text{ мм}$$

$$\delta_{\text{дон}}^{\text{min}} \geq \frac{\rho \cdot D}{400[\delta]} + C,$$

Тоді

$$\Delta D_0 = \frac{460 \cdot 880}{2,0 \cdot 10^6} \left[\frac{700^2}{880^2 - 700^2} \cdot (2 - 0,29) \right] = 0,59 \text{ мм},$$

Конструктивно приймаємо $\delta_{\text{дон}} = 70$ мм.

У випадку, якщо хід штока $H > 3d$ виконується розрахунок на стійкість при подовжньому вигині по формулі Ейлера. При прийнятті конструкторських рішень

було обрано діаметр штока $d=440\text{мм}$, а хід штока, $H=654\text{мм}$, тобто $H<3d$, тому розрахунок штока на стійкість не проводимо.

2.2 Розрахунок параметрів гідросистеми, вибір насоса і електродвигуна для його приводу

З технічної характеристики кліті швидкість натисних пристроїв при обтисканні $V=7,29\text{ мм/хв}$.

Об'єм гідроциліндра заповнюваний маслом при роботі поршневою порожниною:

$$Q_n = F_n \cdot H = 3812 \cdot 44 = 167728 \text{см}^3 = 167,728 \text{л}, \quad (2.7)$$

Оскільки працюють одночасно 2 циліндри, то заповнюваний об'єм 2-х поршневих порожнин:

$$t = \frac{H}{V} = \frac{440 \text{мм}}{7,29 \text{мм/хв}} = 60 \text{хв},$$

При $V=7,29\text{ мм/хв}$ хід поршня

$$Q_n = 1,1 \Sigma Q_i = 1,1(Q_1 + Q_2) = 1,1 \left(\frac{167,728}{60} + \frac{167,728}{60} \right) = 6,15 \text{л/хв}$$

$H = 440\text{мм}$ буде виконаний за час

Тоді необхідна подача насоса з урахуванням зменшення фактичної подачі насоса на 10% (можливі витоки) визначається максимальною сумарною

витратою рідини по обох циліндрах гідросистеми, обслуговуваним одним насосом

$$Q_{\Sigma n} = 2 \cdot Q_n = 2 \cdot 167,728 \approx 335 \text{ л},$$

Режим роботи циліндрів при переміщенні нажимних пристроїв вгору (зворотний хід)

При зворотному ході циліндри працюють штоковою порожниною

Площа поршня при цьому:

$$F_{\text{шт}} = F_n - F_{\text{шт}}, \quad (2.8)$$

де $F_{\text{шт}}$ - площа поперечного перетину штока

Діаметр штока $d = 440 \text{ мм}$,

$$F_{\text{шт}} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 44^2}{4} = 152 \text{ см}^2, \quad (2.9)$$

З технічної характеристики кліті швидкість натисних пристроїв при зворотному ході $V = 14,58 \text{ мм/мин}$,

Об'єм циліндра, заповнюваний маслом при роботі штоковою порожниною

$$t = \frac{H}{V} = \frac{440 \text{ мм}}{14,58 \text{ мм/хв}} = 30 \text{ хв},$$

При $V = 14,58 \text{ мм/хв}$ хід поршня $H = 440 \text{ мм}$ буде виконаний за час

$$Q_n = 1,1 \left(\frac{100,848}{30} + \frac{100,848}{30} \right) = 7,4 \text{ л/хв}$$

Тоді необхідна подача насоса:

$$Q_{ш} = F_{ш} \cdot H = 2292 \cdot 44 = 100848 \text{ см}^3 = 100,848 \text{ л} \quad (2.10)$$

На підставі отриманих даних вибираємо поршневий насос Н – 451 з номінальною продуктивністю $Q=8$ л/хв, номінальним тиском $P=50$ МПа, числом оборотів колінчастого валу $n_{к.в.} = 980$ об/хв, тиском шестерного насоса підживлення, вбудованого в кришку і призначеного для живлення поршневого насоса $P_{ш.п.} = 0,6$ МПа.

Споживана потужність при тиску $P = 50$ МПа і $n_{к.в.} = 980$ об/хв, $N_n = 9$ кВт

Електродвигун приводу насоса

АМУ 160L6 потужністю $N_{дв} = 11$ кВт, частотою обертання (синхронної) $n_{дв} = 1000$ об/хв.

Поршневі насоси типу Н – 45 призначені для нагнітання чистого мінерального масла (індустріального 30 в'язкістю $27...33$ мм²/с або індустріального 45 в'язкістю $38...52$ мм²/с) при температурі $t = 10...50$ °С і робочому тиску до 50 МПа в гідравлічні системи верстатів, пресів, прокатних станів і інших машин.

Насосна установка – це насос, змонтований на загальній плиті з електродвигуном.

Місткість бака повинна бути не менша п'ятихвилинної продуктивності насоса, а конструкція бака – забезпечувати збереження масла в чистоті і виключати можливість його забруднення ззовні.

Масляний бак повинен мати отвір з сіткою для заливки масла, отвір з пробками для зливу масла з бака, масловказівник з відмітками рівнів, люки необхідних розмірів для очищення бака, перегородки для відстою масла, що поступає з системи і пристрій для випуску газів що виділяються з масла. Внутрішні стінки бака ретельно очищають і фарбують маслостійкою фарбою.

При першому пуску або після тривалих зупинок необхідно видалити повітря з гідросистеми.

На лінії нагнітання необхідно встановити манометр для контролю тиску масла і запобіжно-розвантажувальний клапан, який контролюватиме необхідний тиск при роботі циліндрів нагнітаючі, всмоктуючі і зливні трубопроводи повинні бути виконані із сталевих цільнотягнутих труб, очищених від окалини.

2.3 Розрахунок трубопроводів

Розрахунок полягає у визначенні умовних проходів (внутрішній діаметр і вибір по [19]) і визначення необхідної товщини стінки труби.

На підставі практичного досвіду встановлена для нагнітальних трубопроводів наступна залежність між тиском і допустимою швидкістю руху рідини:

при	$\rho = 15 \text{ МПа}$,	$V_H = 4,5 \text{ м/с}$;
	$\rho = 20 \text{ МПа}$,	$V_H = 5,5 \text{ м/с}$;
	$\rho = 32 \text{ МПа}$,	$V_H = 6,0 \text{ м/с}$;
	$\rho = 45 \text{ МПа}$,	$V_H = 6,2 \text{ м/с}$;

Для всмоктуючих трубопроводів $V_{вс} = 0,5 \dots 1,5 \text{ м/с}$, для зливних трубопроводів $V_{ст} \leq 2 \text{ м/с}$.

При подачі насоса $Q = 8 \text{ л/хв} = 0,000133 \text{ м}^3/\text{с}$ необхідний внутрішній діаметр нагнітального трубопроводу при $V_H = 6,2 \text{ м/с}$

$$d_y = 1,13 \sqrt{\frac{Q}{V_{вс}}} = 1,13 \sqrt{\frac{0,000133}{0,5}} = 18,4 \text{ мм}, \quad (2.11)$$

З конструктивних міркувань приймаємо $d_y = 20\text{мм}$.

Необхідний діаметр всмоктуючого трубопроводу при $V_{вс} = 0,5\text{м/с}$:

$$d_y = 1,13\sqrt{\frac{Q}{V_H}} = 1,13\sqrt{\frac{0,000133}{6,2}} = 6,2\text{мм} \quad (2.12)$$

Приймаємо $d_y = 20\text{мм}$.

Необхідний діаметр зливного трубопроводу при $V_{сл} = 1\text{м/с}$

$$d_y = 1,13\sqrt{\frac{Q}{V_{сл}}} = 1,13\sqrt{\frac{0,000133}{1}} = 13\text{мм}$$

Приймаємо $d_y = 20\text{мм}$

Однакові діаметри трубопроводів вибрані з метою зниження номенклатури трубопроводної і замочної арматури, а також застосуванням регулюючої апаратури з єдиним прохідним перетином.

Товщина стінки труби

$$\sigma = \frac{P \cdot d_y}{2 \cdot [\sigma]_p} + C,$$

де P – max тиск рідини; $P = 46\text{МПа}$,

$[\sigma]_p$ – допустима напруження матеріалу труби на розрив:

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_B}{[S]}, \quad (2.13)$$

де δ_B - межа міцності матеріалу труби

Матеріал – сталь 20Х; $\delta_B = 436\text{МПа}$,

$[S]$ - допустимий запас міцності по межі міцності, $[S] = 3 \dots 6$,

$$[\delta]_p = \frac{436}{4} = 109 \text{ МПа},$$

C - допустиме відхилення діаметра і припуск на корозію; $C = 1 \dots 3 \text{ мм}$,

Тоді

$$\delta = \frac{46 \cdot 20}{2 \cdot 109} + 1 = 5,2 \text{ мм}$$

приймаємо $\delta = 6 \text{ мм}$.

2.4 Рекомендації з технічного обслуговування гідравлічного натискного механізму

Технічне обслуговування - це виробничий процес відновлення заданого рівня експлуатаційної надійності устаткування.

Розрізняють три види технічного обслуговування: внутрішньозмінне обслуговування, профілактичний огляд і ремонт.

Мета внутрішньозмінного обслуговування – попередити аварійні простої агрегатів через неправильну експлуатацію, передчасного зносу деталей, порушення взаємного положення ланок і функціонування систем мастила.

Черговий, ремонтний і експлуатаційний персонал контролює під час роботи устаткування інтенсивність по устаткуванню один раз в місяць, а майстер ділянки не рідше одного разу на тиждень. Мета оглядів – знайти дефекти і визначити величину зносу прихованих вузлів (підшипників, шийок валів, що направляють і ін.) Результати оглядів записують в агрегатні і тональність шумів в редукторах, температуру вузлів тертя, наявність різьбових з'єднань шпон і інших, подачу змащувальних матеріалів, величину робочих навантажень і якість

продукції. Результати усередині змінного обслуговування фіксують бригадири, змінні механіки і начальники змін в журналах приймання і здачі змін.

Профілактичні огляди виконують інженерно-технічні працівники: помічник начальника цеху по устаткуванню один раз в місяць, а майстер ділянки не рідше одного разу на тиждень. Головною причиною погіршення визначальних параметрів є зношування деталей. Мета оглядів – знайти дефекти і визначити величину зносу прихованих вузлів (підшипників, шийок валів, що направляють і ін.) Результати оглядів записують в агрегатні журнали.

Ремонт – це процес відновлення визначальних параметрів (зазорів, зусиль попереднього затягування, ресурсу деталей)

Для утримання устаткування в справному робочому стані необхідно;

- а) ретельно оглядати устаткування при прийманні змін і усувати знайдені при цьому дефекти і несправності;
- б) проводити обслуговування устаткування протягом зміни;
- в) періодично інженерно-технічному персоналу проводити перевірку стану устаткування;
- г) періодично проводити ревізії і ремонти устаткування. Приймання змін повинне проводитися в такому порядку:

1. здаючий зміну робить запис в журналі змінних рапортів про стан обслуговуваного їм устаткування зобов'язаний повідомити свого майстра (бригадиру) про те, що зміна прийнята, і в якому стані знаходиться устаткування. У разі виявлення несправностей, при яких робота, про несправності, знайдені під час роботи, і про заходи, прийняті для їх усунення, а також повідомляє про це приймаючому зміну;
2. приймаючий зміну разом із здаючим оглядають обслуговуване устаткування і перевіряють запис, зроблений здаючим зміну в журналі змінних рапортів;

3. при прийманні зміни приймаючий і здаючий зміну розписуються (з вказівкою дати приймання) в журналі змінних рапортів, після чого зміна вважається прийнятою.

Приймаючий зміну зобов'язаний повідомити свого майстра (бригадиру) про те, що зміна прийнята, і в якому стані знаходиться устаткування. У разі виявлення несправностей, при яких робота устаткування забороняється, приймаючий зміну робить про це запис в журналі змінних рапортів і повідомляє майстра (бригадиру). Устаткування може бути пущено в роботу тільки після усунення несправностей і отримання дозволу майстра (бригадира) на пуск.

При технічному обслуговуванні натисного механізму необхідно перевіряти:

- роботу вузлів і приводів на слух і візуально.
- при появі витоків масла з гідросистеми– зупинити агрегат, виявити і усунути несправності;
- перевіряти ступінь і рівномірність затягування болтового з'єднання грандбукси плунжера.

Забороняється:

- -робота вузлів при незадовільному змащенні шарнірної системи;
- -при всіх випадках виявлення оцінюючи ступінь зносу втулки якої-небудь несправності включати привід натисного механізму.

Ревізії і ремонти натисного механізму проводити не рідше одного разу на місяць, при цьому: оцінюючи ступінь зносу втулки плунжера, стан ущільнень, задирів, поверхні прошліфувати і замінити направляючу втулку, забезпечивши зазор в сполученні не більше 0,06...0,1 мм

3 ДОСЛІДНО–ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ЧАСТИНА

3.1 Аналіз впливу робочої рідини на роботу гідропривода

Робоча рідина (у гідроприводі) – рідина, яка використовується як носій енергії. В гідроприводах металургійної галузі виробництва як робочі рідини можуть застосовуватися мінеральні, синтетичні та напівсинтетичні мастила, рідини на силіконовій основі, емульсії на водо-олійній основі, масляно-водяні емульсії.

Насамперед робоча рідина в гідроприводі є робочим тілом, тобто є носієм енергії, що забезпечує передачу останньої від джерела енергії – насоса, до виконавчого механізму – гідроциліндрів натискного механізму. Крім того, робоча рідина виконує роль мастила в парах тертя гідроприводу, будучи змащувальним і охолоджуючим агентом, і середовищем, що видаляє продукти зношування.

Функції робочої рідини:

- хороші мастильні властивості;
- мала зміна в'язкості при зміні температури та тиску;
- інертність щодо конструкційних матеріалів деталей гідроприводу;
- оптимальна в'язкість, що забезпечує мінімальні енергетичні втрати та нормальне функціонування ущільнень;
- мала токсичність самої робочої рідини та її парів;
- мала схильність до спінювання;
- антикорозійні властивості; здатність оберігати деталі гідроприводу від корозії;
- оптимальна щільність;
- довговічність;
- оптимальна розчинність води робочою рідиною: погана для чистих мінеральних масел та хороша для емульсій;
- незаймистість;

- мала здатність поглинання чи розчинення повітря;
- гарна теплопровідність;
- мінімальний коефіцієнт теплового розширення;
- здатність добре очищатися від забруднень;
- сумісність з іншими марками робочої рідини;
- низька ціна;

Невиконання цих умов призводить до різних порушень у функціонуванні гідроприводу. Зокрема погані мастильні або антикорозійні властивості призводять до зменшення термінів служби гідроприводу; Неоптимальна в'язкість або її занадто велика залежність від режимів гідроприводу знижують загальний к.п.д. і т.д.

Нормальна та довготривала робота гідроприводу визначається рівною мірою як правильністю вибору марки робочої рідини при конструюванні, так і грамотною експлуатацією гідроприводу [16].

В залежності від наявності сторонніх включень у вигляді часточок або волокон визначається чистота робочої рідини, причому не залежно від того кількісна це наявність чи масова, її вплив на роботоздатність гідроприводу дуже значний [20].

Забруднення у вигляді сторонніх включень можуть потрапити в мастило з різних джерел на кшталт:

- при заповненні масляного бака;
- у якості часточок, що утворюються від зношення в місцях контакту трибопар;
- від пересихання сальникових та гумових ущільнень.

Чистота мастила регламентуються по [21] та розділяється на сімнадцять класів чистоти в залежності від відповідальності виконавчого пристрою.

Наразі чистота робочої рідини є основним показником, що визначає довговічність роботи всієї гідросистеми натискного механізму запропонованої конструкції, тому досить відповідальним завданням є розробка діагностичної моделі, яка б дозволила своєчасно встановлювати час очищення масла.

3.2 Визначення вмісту продуктів зносу в робочій рідині методами розпізнавання образів

В ході виконання технологічних операцій в робочу рідину гідроприводу натисного пристрою поступають продукти зносу, що може привести до його нестабільної роботи або поломки. Визначення допустимого значення змісту рахувати загальну теорію розпізнавання, яка складає важливий розділ технічної кібернетики і займається розпізнаванням образів будь-якої природи і характеру. ухвалення домішок в маслі є важливою задачею, рішення якої надасть можливість діагностувати стан даного об'єкту. Для багатьох обстежуваних об'єктів (гідроапаратури, редукторів, трансмісій і т.п.) діагностику стану проводять за змістом заліза в робочій рідині. [22]

Теоретичним фундаментом для вирішення основної задачі технічної діагностики прийнято рахувати загальну теорію розпізнавання, яка складає важливий розділ технічної кібернетики і займається розпізнаванням образів будь-якої природи і характеру. ухвалення рішень (вирішальні правила). Частіше за все застосовують що поступають від цих систем [23].

Відповідальним моментом процесу розпізнавання є використання відповідних правил ухвалення рішень (вирішальні методи Байеса і статистичних рішень. Метод Байеса має як достоїнства, так і недоліки. Головною його перевагою є можливість оцінки вірогідності всіх станів системи на підставі використання Теоретична діагностика вивчає алгоритми розпізнавання стосовно задач діагностики в умовах обмеженої інформації, коли вимагається вдаватися до використання певних прийомів і правил для ухвалення рішень [24].

Алгоритми розпізнавання частково ґрунтуються на діагностичних моделях, які встановлюють зв'язок між станом технічної системи і діагностичними сигналами, що поступають від цих систем.

Відповідальним моментом процесу розпізнавання є використання відповідних правил ухвалення рішень (вирішальні правила). Частіше за все

застосовують методи Байеса і статистичних рішень. потрібен великий об'єм попередньої інформації з складанням діагностичної матриці. У зв'язку з цим вимагається заздалегідь провести статистичну обробку даних експлуатації, а, в окремих випадках, поставити і провести спеціальні дослідження, імітуючі несправності об'єктів, що вивчаються. Крім того, цей метод характерний. Метод Байеса має як достоїнства, так і недоліки. Головною його перевагою є можливість оцінки вірогідності всіх станів системи на підставі використання широкого набору ознак різної природи. Основним недоліком методу є те, що для вирішення задачі потрібен великий об'єм попередньої інформації з складанням діагностичної матриці. У зв'язку з цим вимагається заздалегідь провести статистичну обробку даних експлуатації, а, в окремих випадках, поставити і провести спеціальні дослідження, імітуючі несправності об'єктів, що результатів рішень при різних методах, показало, що надійніші результати вивчаються. Крім того, цей метод характерний і тим, що відбувається "пригноблення" рідкісних діагнозів [25].

До основних методів статистичних рішень відносяться: метод мінімального ризику, метод Неймана-Пірсона, метод мінімального числа помилок, метод мінімакса, метод найбільшої правдоподібності. Ці методи відрізняються від методу Байеса правилами ухвалення рішень. Тут вирішальне правило вибирається виходячи з умов оптимальності. Зокрема, що стосується методу мінімального ризику результатів рішень при різних методах, показало, що надійніші результати, виходять з умови мінімуму ризику. Зіставлення результатів рішень при різних методах, показало, що надійніші результати отримані при використуванні методу мінімального ризику. Цей метод відноситься до числа методів статистичних рішень і є серед них найпереважнішим [26].

При одному діагностичному параметрі x (наприклад, вібрація, температура, вміст продуктів зносу в робочій рідині або мастилі і т.д.) задача полягає в тому, що вибирають значення X_0 параметра X . При $X > X_0$ приймають

рішення про зняття обстежуваного об'єкту з експлуатації, а при $X < X_0$ допускають його подальшу роботу.

При такій умові розділення проводять на два: D_1 - справний стан об'єкту, D_2 - несправний стан (наявність дефекту).

Аналіз результатів рішень при різних методах, показало, що найдостовірніші результати стану гідроприводу за змістом забруднень в робочій рідині можна досягти, використовуючи метод мінімального ризику, який добре описаний роботою [27], тому і візьмемо її за базову.

При справному стані середнє значення продуктів зношення складає $\bar{X}_1 = 8$ (8 г залізного порошку на 1 л мастила) і середньоквадратичне відхилення $\sigma_1 = 1,5$. При наявності дефекту на трибопарах, тобто відбувається поломка, ці визначення дорівнюють $\bar{X}_2 = 18$, $\sigma_2 = 3,2$.

Вимагається визначити граничний вміст продуктів зношення у вигляді залізного порошку в робочій рідині, вище за яке обстежуваний об'єкт підлягає зняттю з експлуатації і подальшому ремонту.

Якщо допустити, що 20% робочого часу натискний механізм знаходиться в ремонтах $P_1 = 0,2$, тоді роботоздатні стани можна позначити як $P_2 = 0,8$. Приймаємо також: $C_{11} = C_{22} = 0$; $C_{12} = 25$; $C_{21} = 1$

Закон, який описує роботоздатні стани – нормальний.

Для розрахунку скористаємося виразом

$$-\frac{(X_0 - \bar{X}_1)^2}{2 \cdot 1,5^2} + \frac{(X_0 - \bar{X}_2)^2}{2 \cdot 3,2^2} - \ln \left[\frac{1,5}{3,2} \cdot \frac{25}{1} \cdot \frac{0,2}{0,8} \right] = 0, \quad (3.1)$$

Після перетворень отримаємо квадратне рівняння:

$$-0,173x^2 + 1,798x + 0,523 = 0$$

Звідси

$$X_{0,2} = \frac{-(-1,798) \pm \sqrt{4 \cdot 0,173 \cdot (-0,523)}}{2 \cdot 0,173}$$

$$X_1 = 10,76$$

$$X_2 = -0,28$$

Приймаємо позитивне значення $X_0 = 11$.

Знаючи початок відліку визначаємо імовірності $P(H_{21})$ і $P(H_{12})$.

Вірогідність помилкової тривоги:

$$P(H_{21}) = P_1 \cdot \int_{-\infty}^{X_0} f(X/D_1) dx, \quad (3.2)$$

де $P_1 = P(D_1)$ – апіорна ймовірність діагнозу D_1 для нашого випадку, як вже було сказано вище випадку прийняте $P_1 = 0,8$.

Вірогідність пропуску дефекту:

$$P(H_{12}) = P_2 \cdot \int_{-\infty}^{X_0} f(X/D_2) dx, \quad (3.3)$$

Залежності вірогідності помилкової тривоги і пропуску дефекта представлені на рисунку 3.1.

Загальна вартість ризику буде рівна:

$$R = C_{21} \cdot P(H_{12}) + P(H_{21}) = 0,015412 + 0,008926 = 0,238566 \quad (3.4)$$

З урахуванням

$$\begin{aligned} f(x/D_1) &= \frac{1}{\sigma \cdot \sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{(x-x_1)^2}{2\sigma^2}} = \\ &= \frac{1}{1,5 \cdot \sqrt{2 \cdot 3,14}} \cdot e^{-} = 0,001028447, \end{aligned} \quad (3.5)$$

$$\begin{aligned}
 f(x/D_2) &= \frac{1}{\sigma \cdot \sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{(x-x_0)^2}{2\sigma^2}} = \\
 &= \frac{1}{3,2 \cdot \sqrt{2} \cdot 3,14} \cdot e^{-\frac{(x-x_0)^2}{2 \cdot 3,2^2}} = 0,0113969
 \end{aligned}
 \tag{3.6}$$

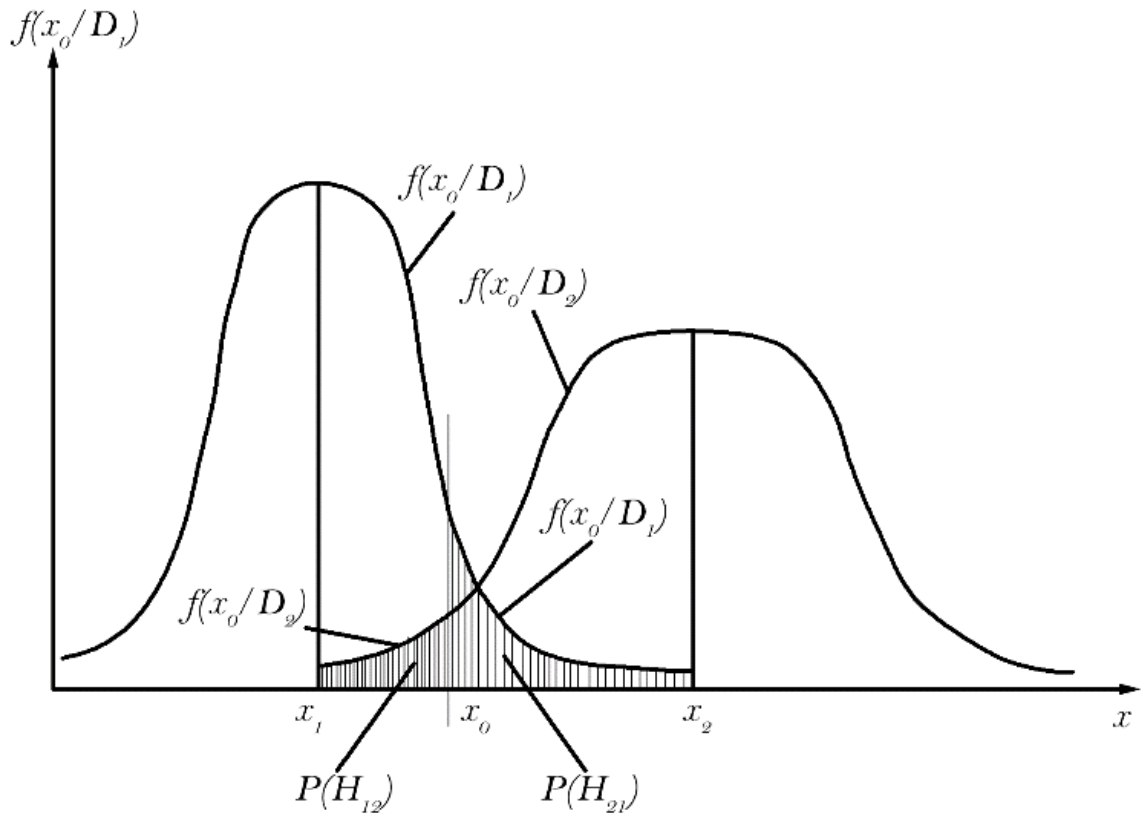


Рисунок 3.1 – Імовірності $P(H_{21})$ і $P(H_{12})$ при густині розподілу змісту заліза в робочій рідині для D_1 та D_2 станів гідравлічного привода натискного механізма

Вирази (4.2) і (4.3) матимуть вигляд:

$$P(H_{21}) = P_1 \cdot \int_{-\infty}^{x_0} \frac{1}{\sigma} \cdot e^{-\frac{(x-x_1)^2}{2\sigma^2}} dx
 \tag{3.7}$$

$$P(H_{12}) = P_2 \cdot \int_{-\infty}^{x_0} \frac{1}{\sigma \cdot \sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{(x-x_2)^2}{2\sigma^2}} dx
 \tag{3.8}$$

Таблиця 3.1 – Числові значення розподілень $f(x/D_1)$, $f(x/D_2)$

$f(x/D_1)$	$f(x/D_2)$
0,001028447	0,0113969
0,007599251	0,021501162
0,036003105	0,036789643
0,109367776	0,057092313
0,21301934	0,080355967
0,266028961	0,102576307
0,21301934	0,118758421
0,109367776	0,124701076
0,036003105	0,118758421
0,007599251	0,102576307
0,001028447	0,080355967
8,92428E-05	0,057092313
4,96529E-06	0,036789643
1,77132E-07	0,021501162
4,05162E-09	0,0113969
5,94211E-11	0,005478983
5,5877E-13	0,00238892
3,36903E-15	0,000944695

Для спрощення задачі вирази (4.7) і (4.8) перетворюємо до вигляду:

$$\begin{aligned}
 P(H_{21}) &= P_1 \cdot \frac{1}{\sigma} \cdot \sum_{x_i=x_0}^{x_i=n} e^{-\frac{x_i^2}{2\sigma^2}} = \\
 &= 0,2 \cdot \frac{1}{1,5 \cdot \sqrt{2 \cdot 3,14}} \cdot \sum_{x_i=x_0}^{x_i=n} e^{-\frac{(11-8)^2}{2 \cdot 1,5^2}} = 0,008926, \quad (3.9)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 P(H_{12}) &= P_2 \cdot \frac{1}{\sigma \cdot \sqrt{2\pi}} \cdot \sum_{x_i=-n}^{x_i=x_0} = \\
 &= 0,8 \cdot \frac{1}{3,2 \cdot \sqrt{2 \cdot 3,14}} \cdot \sum_{x_i=-n}^{x_i=x_0} e^{-\frac{(11-18)^2}{2 \cdot 3,2^2}} = 0,015412 \quad (3.10)
 \end{aligned}$$

При цьому приймаємо, що для $P(H_{21})$

$$X_n = X_{n-1} + \Delta X$$

$$X_1 = X_0 = 11; \quad X_2 = X_1 + \Delta X = 12; \quad X_3 = X_2 + \Delta X = 13;$$

де ΔX – інтервал варіювання (чим менше ΔX , тим точніше результат), а для $P(H_{12})$

$$X_n = X_{n-1} - \Delta X$$

$$X_1 = X_0 = 11; \quad X_2 = X_1 - \Delta X = 10; \quad X_3 = X_2 - \Delta X = 9;$$

На підставі чисельного рішення виразів (3.4) (3.9) і (3.10) для розглянутого вище прикладу отримані наступні результати:

$$P(H_{21}) = 0,008926; \quad P(H_{12}) = 0,015412; \quad R = 0,238566.$$

На підставі цих результатів можна зробити висновки, що прийняті рішення вірні, значення $P(H_{21})$ і $P(Y_{12})$ малі і помилкова тривога і пропуск дефекту, не допущені. При цьому слід врахувати, що при перевищенні граничного значення $X_0 = 11$, тобто наявності вмісту в робочій рідині заліза більш, ніж 11 г/л, об'єкт слід зупинити на огляд і провести або заміну робочої рідини або її відфільтрувати.

Конкретне значення густини розподілу змісту заліза в робочій рідині для справного D_1 і несправного D_2 об'єктів для даного випадку приведено на рис. 3.2.

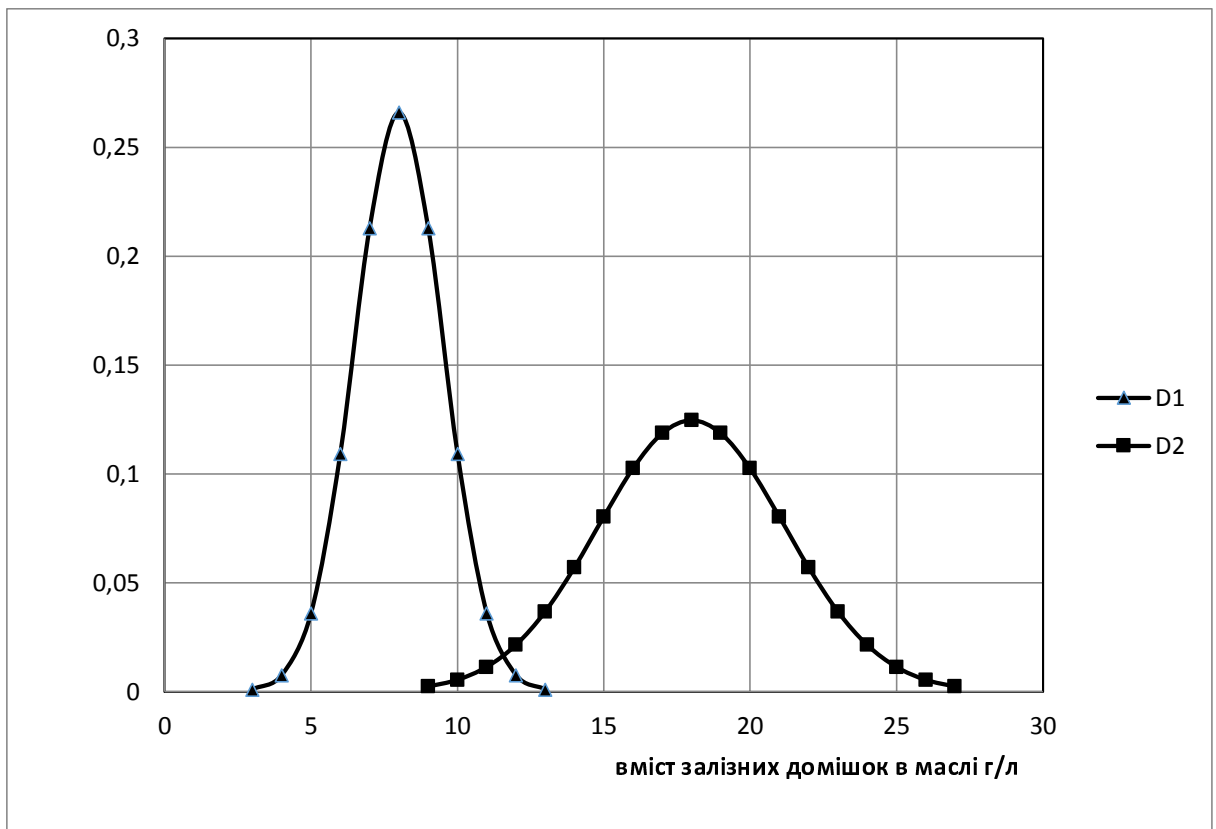


Рисунок 3.2 – Розрахункові значень густини розподілу змісту заліза в робочій рідині для станів D_1 і D_2

3.3 Розробка діагностичної моделі гідравлічного натискного механізму, як об'єкта контролю та діагностики

При експлуатації устаткування виникають різні несправності і поломки окремих елементів, що приводять всю систему в несправний стан. Наприклад, тиск в напірній магістралі більше допустимого виникає через незадовільну роботу запобіжного клапана, викликану засміченням його каналів і заклинюванням рухомих частин. зливу. Засмічення клапана може викликати також пульсацію тиску в напірній магістралі. Це може відбутися унаслідок того, що під кульку переливного каналу клапана потрапить забруднення і він недостатньо щільно прилягає до сідла, допускаючи підвищене скидання робочої рідини у злив. Крім того, пульсацію тиску може викликати недостатній рівень очищення каналів. Крім того, пульсацію тиску може викликати

недостатній рівень робочої рідини в баку, коли разом з рідиною насос всмоктує повітря, а також несправність самого насоса.

Засмічення каналів дроселя приводить до зниження швидкості робочого органу. Основні ознаки, які можна без утруднень встановити, цю явну зміну швидкості руху робочого органу і пульсацію тиску в гідросистем. Засмічення клапана може викликати також пульсацію тиску в напірній магістралі. Крім того, пульсацію тиску може викликати недостатній рівень робочої рідини і, яка виявляється у вібрації трубопроводів. Решту ознак несправності можна визначити за допомогою засобів діагностики.

Використовуючи апріорні знання (різні джерела технічної інформації, дані пасивних спостережень, досвід фахівців і т.п.), необхідно побудувати модель об'єкту для проведення контролю і діагностики.

Визначення апріорно-функціональної моделі в табличній формі дозволяє побудувати логічну і математичну моделі об'єкту діагностування.

При побудові моделі припускають, що обстежуваний об'єкт можна представити у вигляді окремих функціональних елементів, зв'язаних між собою. Функціональний елемент це частина обстежуваного об'єкту, яка може знаходитися в одному з двох несумісних станів (працездатна - непрацездатна) і в працездатному стані відповідає належною реакцією на певну сукупність дій, включаючи реакції інших елементів.

Немає ніякої необхідності для проведення діагностики обстежуваного об'єкту, розробляти моделі з використанням математичного апарату. Достатньо точно і повно описати види технічного стану об'єкту і вказати на приналежність до кожного стану конкретного елемента (табл. 3.2). Ті елементи (блоки), які приводять до даного стану системи, позначимо у відповідному рядку знаком "+", а елементи, відносини, що не мають, до цього стану, знаком "-".

Структурна схема гідравлічного натискного механізму наведена на рисунку 3.3.

Керуючись наведеними вище умовами будемо апріорно-функціональну модель в табличній формі (таблиця 3.2).

Таблиця 3.2 – Априорно-функціональна модель

стан	Види технічного стану	Блоки гідроприводу									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	Тиск в напірній магістралі що більше вимагається	-	-	-	+	-	-	-	-	-	-
2	Тиск в напірній магістралі що менше вимагається	-	+								-
3	Тиск в зливній магістралі більше допустимого	-	-								-
4	Подача насоса менше допустимої										-
5	Зовнішня негерметичність перевищує допустиму				+			+	+	+	-
6	Внутрішня негерметичність перевищує допустиму	-	+								
7	Пульсація тиску за насосом	+									-
8	Рівень масла в баку менше допустимого	+	-								
9	Сила опори у вихідній ланці більше допустимої	-	-	-	-	-	-	-	-	-	+
10	Втрата тиску в системі перевищує допустиме значення	-	+								
11	Швидкість переміщення вихідної ланки нижче заданій	-	+						+	+	-
12	Швидкість переміщення вихідної ланки вище заданій	-	-	-	-	+	-	+	+	+	-

Знаком "+" відзначена приналежність блоку до відповідного виду стану.
Знак "-" указує на відсутність такої приналежності.

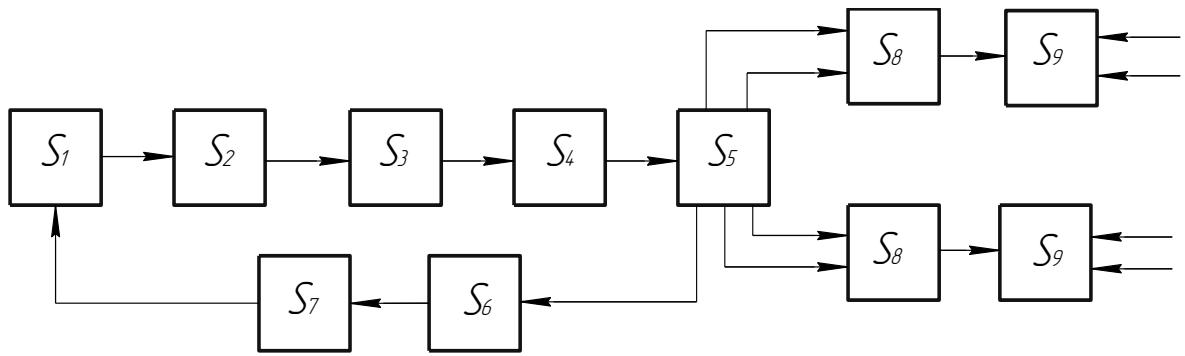


Рисунок 3.3 – Структурна схема запропонованого гідроприводу натискного механізму дрсирувального стану 1700

Вивчивши принципову схему наведену в розділі 1.4 (рис.1.10) можна зробити висновок про необхідність установки на ділянках магістралі манометрів М1...М6 (звичайні або цифрові) та витратомірів РМ1, РМ2. По сумарному свідченню витратомірів РМ1 і РМ2 встановлюють фактичну продуктивність, що розвивається насосом. По показанням манометрів визначають ступінь забрудненості фільтрів. Крім того, по свідченню манометра можна визначити стан дроселя. При цьому перекривають вентиль між запобіжним клапаном і розподільником, щоб мінімізувати вплив витоків в гідросистемі. Цим же способом можна встановити і фактичну величину тиску, та продуктивність насоса.

При визначенні сумарної величини внутрішніх витоків виміри проводять за допомогою витратоміра при настройці запобіжного клапана на тиск, рівний тиску, що розвивається насосом. Порівнявши з паспортними даними всіх складових елементів про їх допустимі витоків, роблять відповідні висновки: рахувати систему працездатною або ж слід визначити, який з елементів допускає найбільші витоків. З цього ряду ваврто виключити манометри, вентиля, фільтри і дросель, що розташовані в зливній магістралі і не роблять істотного впливу на величину сумарних витоків. Величину швидкості робочого органу можна визначити шляхом установки датчиків швидкості або переміщення, або виміром витрати в зливній магістралі витратоміром.

По характеру взаємодії між об'єктом і засобами діагностика розрізняє тестові і функціональні системи діагностики.

Відмітна особливість перших полягає в подачі на невживаний по прямому призначенню об'єкт ознаки або стану можуть спеціально організовуваних дій засобами діагностики. При цьому до розгляду приймають, частіше всього, якісні ознаки, для яких можливі лише ознаки або стану можуть два певні значення. Другі застосовують для діагностики об'єктів, що використовуються за призначенням.

Логічні методи засновані на встановленні логічних зв'язків між ознаками і станом об'єктів. При цьому до розгляду приймають, частіше всього, якісні ознаки, для яких можливі лише два певні значення (наприклад, 0 і 1). Точно також і стани технічного об'єкту можуть мати тільки два значення. Два значення ознаки або стану можуть бути виражені будь-якими двома символами ("0" - "1", "так" - "ні", "справний" - "несправний").

Змінні величини або функції, що приймають тільки два значення (0 і 1), називають логічними або булевими. Логічні методи застосовують як для початкових стадій розпізнавання, так і для пошуку і локалізації несправностей технічних систем.

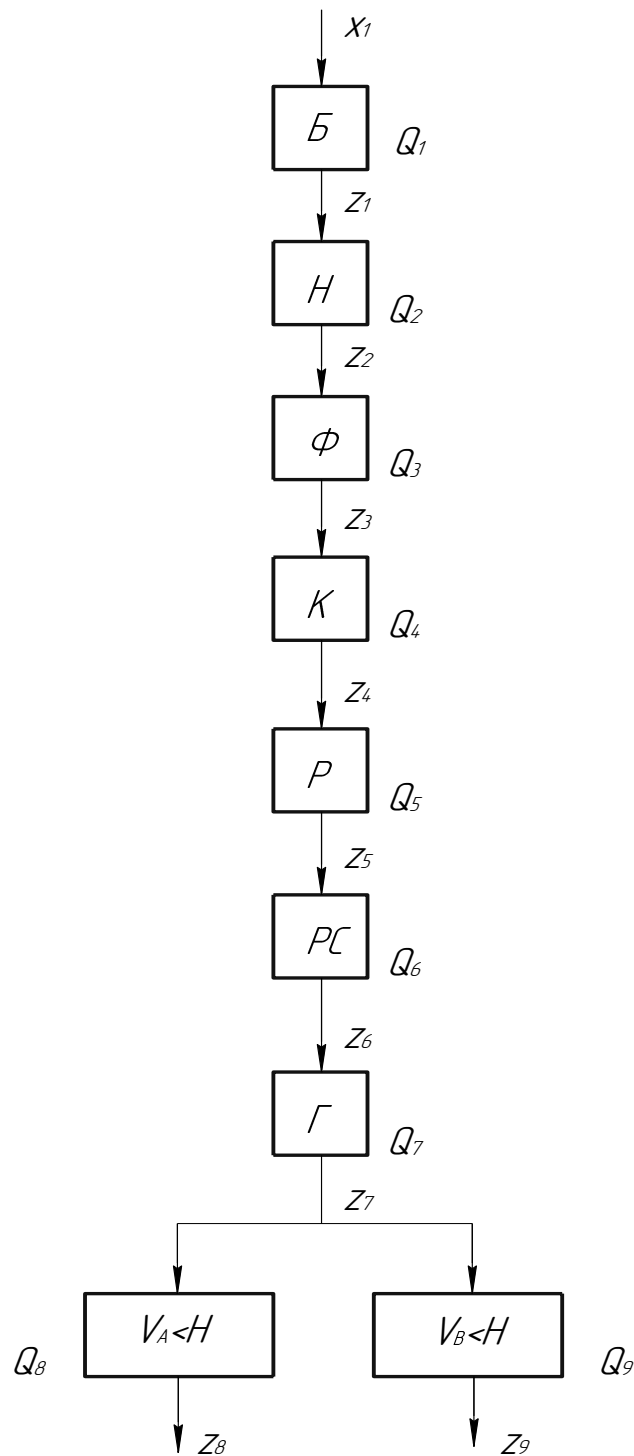
На підставі принципової схеми побудуємо логічну модель роботи напіорної та зливної магістралей гідроприводу натискного механізму (рис. 3.4, 3.5).

За нормальні вихідні параметри візьмемо ознаки або можливі стани $V_A = V_B = \text{const}$, натискний механізм рухається без випередження з постійною швидкістю.

Натисний механізм відмовляє:

- при відмові насоса;
- забитому фільтрі;
- неспрацьовуванні клапана;
- відмові розподільника;
- несправності регулятора швидкості;

– не герметичності гідроциліндра;



Н – норма; V_A , V_B = ознаки або можливий стан; Б - бак; Н - насос; Φ - фільтр; К - клапан; Р - розподільник; РС - регулятор швидкості; Г - гідроциліндр, Д - дросель.

Рисунок 3.4 – Логічна модель роботоздатних станів напорної магістралі гідроприводу натисного механізму

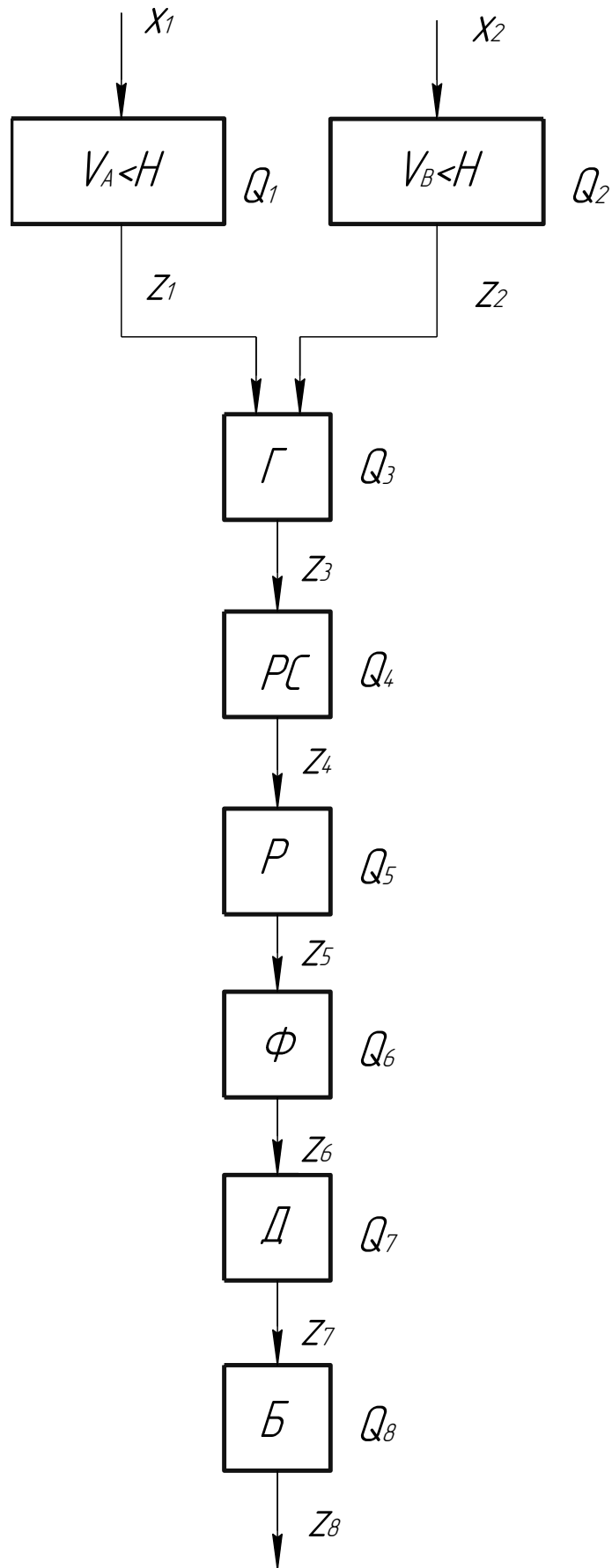


Рисунок 3.5 – Логічна модель роботоzдатних станів зливної магістралі гідроприводу натисного механізму

Математична модель об'єкту діагностики це формальний опис об'єкту і його поведінки в працездатному і всіх непрацездатних станах. Будь-яку машину можна представити як перетворювач вхідних сигналів у вихідні, це можна записати як:

$$z(t)=A \cdot x(t)$$

де $z(t)$ -вихідний сигнал;

$x(t)$ -вхідний сигнал;

A - нормуючий множник.

Якщо ж $z_i(t)=A \cdot x_i(t)$ це опис всіх випадків, коли вихідний параметр z_i знаходиться. При експлуатації устаткування одна з основних задач – це задача про початок ремонтної дії. Ця задача може мати декілька рішень:

- 1) Можна спробувати знайти явний або не явний аналітичний опис об'єкту і отримати уточнене значення напрацювання на відмову. Але цей виготовлення деталей і їх механічних властивостей;
- 2) На підставі змін вихідних і супутніх параметрів (тональність, крутні моменти, число обертів) роблять висновок про працездатність об'єкту (допускні оцінки).

Для опису стану машини такими методами використовують моделі логічного типу, для побудови яких, буває достатньо знання причинно спадкових зв'язків між діагностичними ознаками.

Для побудови логічної моделі обладнання умовно роділяють на блоки (див.рис. 2.4, 2.5). вважаймо, що для всіх вхідних і вихідних сигнплів ми повинні встановити з двох значень вихідних то отримана функція є булевою і називається функцією умови роботи блоку по виходу F_i, F_j .

Для булевої функції можна отримати її мінімальну формулу використовуючи теореми алгебри-логіки. В результаті мінімізації для кожного вихідного сигналу можна отримати сукупність істотних вхідних сигналів:

$$z(t)=A \cdot x(t)\text{-допустимі;}$$

$$\bar{z}(t) = A \cdot \bar{x}(t)\text{-недопустимі.}$$

Вважається що в металургійних машинах параметри, які змінюються безперервно, виникають тільки одиничні несправності і функції умов роботи рівні результату логічного множення зовнішніх і внутрішніх сигналів тобто F_i – це функція умови роботи кожного блоку.

На основі логічної моделі (рис 2.4) будемо математичну модель в табличній формі.

В математичній моделі стовпці відповідають технічним станам, а рядки допустимим елементарним перевіркам.

На основі логічної моделі будемо математичні моделі в табличній формі (табл.3.3 та табл.3.4).

Запишемо функції умов роботи блоків для напорної магістралі:

$$F_1=x_1 \quad F_3=z_2 ; F_4=z_3 ; F_5=z_4 ; F_6=z_5 ; F_7=z_6 \quad F_9 =z_7.$$

Складемо рівність умов роботи блоків для напорної магістралі:

$$z_i = Q_i ; \cdot F_i \quad z_1= Q_1 \cdot x_1; \quad z_3 =Q_3 \cdot z_2 \quad z_5=Q_5 \cdot z_4 ; \quad z_6=Q_6 \cdot z_5 ; \quad z_7=Q_7 \cdot z_6 \quad z_9= Q_9 \cdot z_7$$

Таблиця 3.3 – Математична модель несправностей об'єкту для напорної магістралі в табличній формі

R	1	Q ₁	Q ₂	Q ₃	Q ₄	Q ₅	Q ₆	Q ₇	Q ₈	Q ₉
z ₁	1	0	1	1	1	1	1	1	576	1
z ₂	1	0	0	1	1	1	97	979	578	1
z ₃	1	9	9	0	1	1	1	1	1	1
z ₄	1	0	0	0	0	1	1	1	1	1
z ₅	1	0	7	0	0	0	1	1	1	1
z ₆	1	46	0	0	0	0	0	1	1	1
z ₇	1	0	0	0	8	0	0	0	1	1
z ₈	1	0	34	0	0	0	578	0	0	1
z ₉	1	568	0	578	0	8	578	0	1	0

Запишемо функції умов роботи блоків для напорної магістралі:

$$F_1=x_1 ; F_2=x_2 ; F_4=z_3; F_5=z_4 ; F_7=z_6 ; F_8=z_7$$

Складемо рівність

$$z_i = Q_i \cdot F_i; z_1= Q_1 \cdot x_1; z_2 =Q_2 \cdot x_2; z_4=Q_4 \cdot z_3 ; z_5=Q_5 \cdot z_4 ; z_6=Q_6 \cdot z_5; z_8=Q_8 \cdot z_7.$$

Таблиця 3.4 – Математична модель несправностей об'єкту для зливної магістралі в табличній формі

R	1	Q ₁	Q ₂	Q ₃	Q ₄	Q ₅	Q ₆	Q ₇	Q ₈
z ₁	1	0	1	1	1	1	1	7	1
z ₂	90	1	0	1	1	0	1	1	1
z ₃	9	1	1	0	1	1	1	09	1
z ₄	9	1	1	0	0	0	1	0	1
z ₅	879	7	Г7890	0	0	98	1	1	1
z ₆	1	Н890	1	0	0	0	0	1	1
z ₇	1	0	1	0	0	0	0	0	1
z ₈	0	1	0	0	0	0	0	0	0

Виходячи з даних розрахунку можна зробити висновок, що мінімальний алгоритм діагностики повинен містити вихідні сигнали, для перевірки його працездатності необхідно і достатньо контролювати швидкості VA, VB. Для пошуку одиничних факторів можна контролювати за витратою масла за допомогою витратоміра, зовнішню герметичністю насоса, гідроциліндра, розподільника і регулятора швидкості.

ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА В ГАЛУЗІ

4.1 Виявлення та оцінка шкідливих факторів виробничого середовища

4.1.1 Характеристика ступеня безпеки технологічного процесу, рівня механізації й автоматизації

Прокатне виробництво характеризується складністю й різноманітністю механічного встаткування, у зв'язку, з чим у виробничому процесі в основному мають місце небезпечні фізичні фактори та фізико-хімічні фактори.

Інструкція з охорони праці для робітників механослужби прокатного цеху, є документом, що встановлює вимоги безпеки при виконанні робітниками та службовцями покладених на них обов'язків, а також безпечного поводження на робочих місцях і території цеху.

Досить повне подання про рівень механізації можна одержати шляхом певних витрат механічної й ручної праці.

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

де B – рівень механізації праці, %;

M – сума людино–годин механізованої праці;

R – сума людино–годин ручної праці.

- для слюсаря ремонтника:

$$B = \frac{2}{2 + 6} \cdot 100\% = 25\%$$

Результати розрахунків рівня механізації праці для інших професій представлені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Розрахунок рівня механізації праці

№ п/п	Професія робітників	Штат робітників	Кількість відпрацьованих людино-годин у добу			% механізованої праці	% ручної праці
			Вручну	За допомогою машин	Усього		
1	Електрогазозварювальник	1	$6 \cdot 1 = 6$	$2 \cdot 1 = 2$	8	25	75
2	Слюсар ремонтник	1	$6 \cdot 1 = 6$	$2 \cdot 1 = 2$	8	25	75
3	Вальцювальник	4	$6 \cdot 4 = 24$	$2 \cdot 4 = 8$	32	25	75
4	Крановий машиніст	3	$0,5 \cdot 3 = 1,5$	$7,5 \cdot 3 = 22,5$	24	93,75	6,25
5	Стропальник	2	$4 \cdot 2 = 8$	$4 \cdot 2 = 8$	16	50	50

Аналіз таблиці 4.1 дозволяє зробити висновок, щодо виду праці робітників:

- електро-газозварювальник - 25% механізованої, 75% ручної праці;
- слюсар ремонтник - 25% механізованої, 75% ручної праці;
- вальцювальник - 25% механізованої, 75% ручної праці;
- крановий машиніст – 93,75% механізованої, 6,25% ручної праці;
- стропальник 50% механізованої, 50% ручної праці.

З аналізу результатів наведених в таблиці таблиці 4.1 можна дати висновок про класифікації професії робітників:

- професії ручної праці – слюсар-ремонтник, електрогазозварювальник, вальцювальник;
- професії механізованої праці – крановий машиніст;
- професії змішаної праці – стропальник.

4.1.2 Аналіз потенційних і шкідливих факторів виробничого середовища

Розглянемо карту умов праці вальцювальника дресирувального стана 1700 (табл. 4.2).

Таблиця 4.2 – Технологічна карта умов праці вальцювальника дресирувального стана 1700

Фактори	Нормативне значення, ГДК, ГДР	Фактичне значення	III клас шкідливих і небезпечних умов, і характер праці			Час дії фактора % у зміну
			1 ст.	2 ст.	3 ст.	
1	3	4	5	6	7	8
I. Шкідливі хімічні речовини, мг/м ³						
1 клас безпеки						
Ангідрид хромовий	0,01	0,012	1,2			94,6
2 клас безпеки						
Марганцю оксиди	0,3	0,39	1,3			94,6
Кислота сірчана	1,0	0,76				94,6
3-4 клас безпеки						
Масла мінеральні	5,0	9,2	1,8			94,6
II. Пил переважно фіброгенної дії, мг/м ³						
диоксид кремнію – (2 - 10%)	4,0	19,6		4,9		94,6
III. Шум, дБА	80	102			22	100
IV. Мікроклімат у приміщенні						
- температура повітря, °С	16-27	36,2			9,2	94,6
- швидкість руху повітря, м/с	0,2-0,5	0,36				94,6
- відносна вологість повітря, %	55	31				94,6
V. Робоча поза						
Змушені нахили корпуса більше 30 ⁰ (раз за зміну)	<100	135	135			
VI. Напруженість праці						
- тривалість зосередження, % до тривалості зміни	72	62,9				
- щільність сигналів у середньому за годину	<100	366	366			
Кількість факторів	-	-	5	1	2	-

Висновок

Робочі місця мають у наявності: 5 факторів 1 ступеня, 1 фактор 2 ступені, 2 фактора 3 ступені. По показниках робоче місце варто вважати зі шкідливими й важкими умовами праці, що відповідає показникам списку №1 пункт 1.

Передбачено наступні пільги:

- пенсійне забезпечення – список №1;
- доплати становлять – 12%;
- додаткові відпустки – 14 днів;

4.2 Заходи захисту від впливу шкідливих факторів виробничого середовища

У таблиці 4.3 наведені фактори виробничого середовища трудового процесу й заходи щодо їхнього усунення на ділянці дресувального стану.

Таблиця 4.3 – Технічні засоби захисту від впливу шкідливих факторів виробничого середовища

№ п/п	Фактор виробничого середовища	Захисний пристрій	Тип пристрою	Параметри пристрою	Місце встановлення
1	Запиленність	Витяжна вентиляція	КСЗ	–	У місцях утворення пилу
2	Запилованість	Респіратор СІЗОД	ШБ–1М	–	Індивідуально
3	Шум	Навушники противошумові, біруші		Придатний до 110 дБ	Індивідуально
4	Температура Хол період	Утеплена куртка, ватяні штани, костюм з х/б тканини, черевики	Тн	–	Індивідуально
	Тепл період року	костюм з х/б тканини, черевики	Ти		
5	Шкідливі речовини	костюм х/б, рукавиці	Пм	–	Індивідуально

Шкідливості прокатної відносяться до фізичної групи. До цієї групи відносяться пил, шум, зміни температури всередині цеху [28].

Всі працівники цеху безкоштовно забезпечені спецодягом, спецвзуттям і засобами індивідуального захисту. До складу спецодягу входять: костюм х/б тканини, черевики, у зимовий час видається утеплена куртка й ватяні штани [29].

4.3 Технічні рішення по гігієні праці та виробничій санітарії

4.3.1 Опалення й вентиляція

Під вентиляцією розуміють систему заходів і пристроїв, призначених для забезпечення на робочих місцях, у робітниках й обслуговує зонах приміщень метеорологічних умов і чистоти повітряного середовища. Залежно від способу переміщення повітря розрізняють природну й механічну вентиляцію. Для усунення осідання пилу в приміщенні, зменшуючи її кількість у повітрі, все встаткування закрито парасолями (витяжна вентиляція), з'єднаними за допомогою воздуховодів із пристроями для очищення повітря, що видаляє. Також у прольоті металургійної ділянки використовують природну вентиляцію повітря. У такому виді вентиляції повітря надходить і віддається через щілини вікна, двері, ворота, ліхтарі.

Опалення побутових приміщень здійснюється за допомогою панелей (батарей) у які як теплоносії використовують пару з температурою до 120°C. Опалення побутових приміщень здійснюється від цеху тепловодозабезпечення.

Дієвим засобом забезпечення необхідних гігієнічних якостей повітря, що сприяють нормальній роботі, і відповідають вимогам БНіП 2.04.05-91 передбачена вентиляція деяких робочих місць. Норми мікроклімату на постійних робочих місцях зазначені в таблиці 4.4.

Таблиця 4.4 – Значення прийнятих параметрів повітряного середовища, що допускають, у робочій зоні приміщень [30]

Період року	Категорія роботи по важкості	Період року			Температура повітря непостійних робочих місць
		на постійних робочих місцях			
		температура повітря, °С	відносна вологість повітря, %	швидкість руху повітря, м/с	
Холодний	Середньої важкості ІІб	15/21	75	0,2	15
Холодний	Важка ІІІ	13/19	75	0,3	13
Теплий	Середньої важкості ІІб	24/27	70	0,4	21
Теплий	Важка ІІІ	22/26	75	0,5	19

4.3.2 Природне й штучне освітлення

Для створення сприятливих умов праці важливе значення має раціональне освітлення [31]. Незадовільне освітлення утрудняє проведення робіт, веде до зниження продуктивності праці й працездатності очей і може бути причиною нещасних випадків й їхніх захворювань.

Характеристика приміщення ділянки дресирувального стану:

- | | |
|---------------------------------------|------------------|
| – характер робіт | середня точність |
| – розмір об'єкта розпізнавання, мм | від 1 до 5 |
| – розряд зорової роботи | V |
| – підрозряд роботи | B |
| – контрастність об'єкта розпізнавання | середня |
| – фон | середній |
| – E_H – штучна, лк | 200 |

Для ремонту устаткування передбачене штучне освітлення.

На промислових підприємствах штучне освітлення підрозділяється на робоче (для проведення робіт у темний час доби або в місцях без достатнього

природного висвітлення), аварійне (для проведення роботи при аварійному відключенні робочого висвітлення), евакуаційне (аварійне висвітлення для евакуації людей із приміщення при аварійному відключенні робочого висвітлення) і охоронне. При необхідності частина світильників того або іншого виду висвітлення може використатися для чергового висвітлення.

Штучне висвітлення проектується двох систем: загальне (рівномірне або локалізоване з урахуванням розташування робочих місць) і комбіноване, коли до загального висвітлення додається місцеве. Застосування одного місцевого висвітлення не допускається, тому що різкий контраст між яскраво освітленими й неосвітленими місцями стомлює очі сповільнює швидкість роботи й нерідко є причиною нещасних випадків. На ділянці є LED ліхтарі, потужністю 800 Вт. Використовуються світильники типу: «Універсал», «Астра».

На ділянці використається природне й штучне висвітлення.

Прийнята система природного висвітлення – бічна.

Слюсар повинен мати V розряд зорової роботи. При загальній системі висвітлення освітленість становить $E = 200$ лк.

Значення КПО, обумовлене з урахуванням зорової роботи становить $e = e(III) = 1,5$ – при бічному висвітленні, без стійкого сніжного покриву.

Коефіцієнт світлового клімату $m = 0,8$. Коефіцієнт сонячності клімату $C = 0,7$. Нормований коефіцієнт природної освітленості

$$e_n = e \cdot m \cdot c = 1,5 \cdot 0,8 \cdot 0,7 = 1,38 \%. \quad (4.2)$$

Аварійне висвітлення для продовження роботи

$$E_{ав.раб.} = 10\% \cdot E = 0,1 \cdot E = 0,1 \cdot 200 = 20 \text{ лк.} \quad (4.3)$$

Аварійне висвітлення для евакуації людей

$$E_{\text{ав.ев.}} = 5\% \cdot E = 0,05 \cdot E = 0,05 \cdot 200 = 10 \text{ лк.} \quad (4.4)$$

У цеху так само передбачене аварійне освітлення, призначене для освітлення основних вузлів виробничого обладнання у випадку несправності основного освітлення. Потужність ламп аварійного освітлення 400 Вт. Використовуються LED лампи.

4.3.3 Виробничий шум, виробнича вібрація

Шум різної інтенсивності й частоти, довгостроково впливаючи на працюючих, приводить до зниження гостроти слуху, а згодом до розвитку професійної глухоти. Шум також негативно впливає на фізіологічні функції організму людини. Будучи зовнішнім подразником, що сприймається й аналізується корою головного мозку, шум приводить до перенапруги центральної нервової системи й розладу функцій внутрішніх органів і систем людини [32].

Для зменшення шуму в джерелі його утворення заміняють ударні взаємодії деталей безударними, зворотньо-поступальні рухи – обертальними; демпфують коливання суміжних деталей й окремих вузлів агрегату шляхом зчленування їх з матеріалами, що мають велике внутрішнє тертя: гумою, пробкою, бітумом, бітумними картонами, азбестом й ін.; зменшують інтенсивність вібрацій деталей агрегатів шляхом облицювання цих поверхонь.

Для ослаблення вібрацій всі агрегати, що створюють вібрації (робочі машини, двигуни, вентилятори й т.п.), установлюють на самостійних фундаментах, віброізолюваних від підлоги й інших конструкцій будинків, або на спеціально розрахованих амортизаторах зі сталевих пружин або пружних матеріалів. Для ослаблення передачі вібрацій і шуму по воздуховодам і трубопроводах приєднання їх до вентиляторів і насосів виробляється за допомогою гнучкої вставки із прогумованої тканини або гумового патрубку.

Шум різної інтенсивності й частоти, довгостроково впливаючи на працюючих, приводить до зниження гостроти слуху, а згодом до розвитку професійної глухоти. Як індивідуальний захист застосовуються навушники—малогабаритні для захисту від шуму з рівнем 110 дБ.

4.3.4 Санітарно - побутові приміщення

Відповідно до вимог [33] у цеху передбачені побутові й допоміжні приміщення: душові, гардероби, умивальники, санвузли. Норми забезпечення цеху санітарно-побутовими приміщеннями й пристроями представлені в таблиці 4.5.

Обсяг виробничого приміщення на одного робітника, на ділянці, становить $15,1\text{ м}^3$, по нормах площі на одного робітника доводиться $4,6\text{ м}^2$, що відповідає фактичним значенням.

Виробниче приміщення розташоване з урахуванням послідовності виробничих операцій, що виключає перетинання технологічних потоків. Виробничий процес на ділянці практично автоматизований на 70 %, керування технологією здійснюється в кабінах. Ділянка має примусовий відвід тепла, газів і вологи через витяжні парасолі.

Конструкція стін, вікон, стель і т.п. у виробничому приміщенні відповідає нормам санітарії й забезпечують сприятливі умови праці робочому персоналу.

До числа побутових ставляться приміщення для задоволення санітарних і побутових потреб трудящих під час перебування їх на роботі: приміщення для прийому їжі, гардеробні, душові, туалети, умивального, курильні, обігрівання трудящих і питного водопостачання. Тому що ділянка має велика кількість людей побутові приміщення розташовуються в безпосередній близькості з виробничим будинком.

У цеху є медпункт, на ділянках обладнані санітарні пости, укомплектовані аптечками й іншими медичними препаратами.

Таблиця 4.5 – Норми забезпечення цеху санітарно-побутовими приміщеннями й пристроями

№ п/п	Найменування	Одиниці виміру	Вимога по нормах	Фактич.
1.	Душові кабінки	шт.	15	17
2.	Умивальники	шт.	10	10
3.	Санвузли	шт.	19	21
4.	Кімната особистої гігієни жінок	шт.	6	6
5.	Штучна вентиляція для робочих місць	шт.	53	55
6.	Медпункт	шт.	1	1
7.	Їдальня	шт.	1	1
8.	Буфет	шт.	2	2

4.4 Техногенна безпека

4.4.1 Заходи щодо техніки безпеки при ремонтних роботах

Електроустаткування ділянки відноситься до установок до 1000 В [34]. Умови безпечної експлуатації залежать значною мірою від захищених пристроїв.

Всі струмоведучі частини ізольовані. Як захисна ізоляція застосовують теплостійкі лаки, плівки, емалеві й олійні фарби.

Покриття повинні швидко сохнути, добре зв'язуватися з покриваємою поверхнею, що утворюють на ній токонепродну плівку, вологонепроникну, механічно міцну плівку. Для захисту від короткого замикання використовують швидкодіючий релейний захист і вимикачі, плавкі запобіжники. На всіх обертових частинах устаткування повинні бути встановлені захисні щити, кожухи.

На вантажопідйомному устаткуванні крім перерахованих вище вимог повинні бути встановлені обмежники вантажопідйомності, а також не повинні бути мимовільне опускання вантажу. Робота вантажопідйомних машин і

пристроїв для транспортування вантажів у момент пусків повинне супроводжуватися звуковими сигналами.

Дотримання всіх норм і правил техніки безпеки приводить до значного зниження нещасних випадків на виробництві.

4.4.2 Заходи пожежної безпеки

Ділянка має категорію пожежонебезпеці В (горючі та трудно горючі сполуки й матеріали. Споруда металургійної ділянки ставиться до III ступеня вогнебезпечності (будинку з несучими й конструкціями, що обгороджують, із природних або штучних кам'яних матеріалів, бетону або залізобетону із застосуванням листових і плитних негорючих матеріалів) [35].

До первинних засобів пожежогасіння на комбінаті відносять: вогнегасники пінні серії ОХП-10, ОВП-10 і вогнегасники вуглекислотні серії ОУ-2, ОУ-5, ОУ-8. Пожежний інвентар (покривало з негорючого теплоізоляційного полотна, ящики з піском, пожежні цебра, совкові лопати, ломи, сокири, пожежні рукави).

Межі вогнестійкості конструкцій:

- несучі й сходові клітки – 1 год;
- самонесучі – 0,25 год;
- зовнішні несучі – 0,25 год;
- внутрішні несучі – 2 год;
- колони – 2 год;
- сходові площадки, щаблі, балки, марші сходових кліток - 1 год;
- плити, настили й ін. несучі конструкційні перекриття - 0,75 год.

Цех має внутрішній протипожежний водопровід з пожежними кранами й рукавами.

На території комбінату забороняється:

- курити в неналежних місцях, а курити необхідно в спеціально відведених місцях;

- закривати й захаращувати проїзди, під'їзди й підходи до будинків, водопроводам і пожежним гідрантам;
- виключати окремі ділянки водогінної мережі, внутрішні пожежні крани, знижувати встановлений тиск у мережах;
- допускати до вогневих робіт осіб не минулий інструктаж пожежного тих мінімуму;
- користуватися водою з пожежних водойм і засобами пожежогасіння не по прямому призначенню;
- застосовувати відкритий вогонь при огляді устаткування.

4.5 Дослідження системи вентиляції ділянки дресирувального стану 1700

Робота дресирувального відділення прокатного цеху нерозривно пов'язана з постійним випаровуванням технологічного мастила з поверхні прокатуємої штаби та утворення масляного туману.

Тому постає завдання розробки комплексу ефективних засобів по видалення такого шкідливого фактору як масляний туман. Завданням даного розрахунку є аеродинамічний розрахунок витяжної вентиляції, а отже визначення втрат тиску в мережі та розрахунок тумановловлювача.

Розрахункова схема вентиляції представлена на рисунку 4.1.

Ділянка 1.

Довжина ділянки $L_1=24$ м

Швидкість руху повітря $v_1=5,5$ м/с

Визначаємо діаметр воздуховода зі сторонами 606x406. Для воздуховодів прямокутного перетину зі сторонами a b приймається

$$d = d_{\text{екв}} = \frac{2ab}{a + b}; \quad (4.5)$$

З (4.5) знаходимо:

$$d_{\text{екв1}} = \frac{2 \cdot 606 \cdot 406}{606 + 406} = 486,24 \text{ мм}$$

Визначаємо динамічний тиск потоку

$$P_{\text{д1}} = \frac{v^2 \cdot \rho}{2}; \quad (4.6)$$

де ρ – щільність повітря, $\rho=1,293 \text{ кг/м}^3$.

$$P_{\text{д1}} = \frac{5,5^2 \cdot 1,293}{2} = 19,56 \text{ Па}$$

Визначаємо питомі втрати тиску

$$\Delta P_{\text{Р1}} = \frac{\lambda}{d} \cdot P_{\text{д}}; \quad (4.7)$$

де λ – безрозмірний коефіцієнт тертя, визначається по формулі:

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{K_g}{d} + \frac{68}{R_e} \right)^{0,25}; \quad (4.8)$$

де K_g – абсолютна еквівалентна шорсткість, рівна середній величині виступів на внутрішній поверхні повітряводу, $K_g=0,15 \text{ мм}$;

R_e – число Рейнольдса визначається по формулі:

$$R = \frac{v \cdot d}{\nu}; \quad (4.9)$$

де ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря, $\nu=20,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

$$R = \frac{5,5 \cdot 0,486}{20,9 \cdot 10^{-6}} = 1,3 \cdot 10^4$$

З (4.9) знаходимо коефіцієнт тертя

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{0,15}{486,24} + \frac{68}{13 \cdot 10^4} \right)^{0,25} = 0,0187$$

З (4.7) визначаємо питомі втрати тиску

$$\Delta P_{R1} = \frac{0,0187}{0,486} \cdot 19,56 = 0,75 \text{ Па / м};$$

Визначаємо втрати тиску на тертя

$$\Delta P_{\text{т1}} = \Delta P_{R1} \cdot l_1 = 0,75 \cdot 24 = 18 \text{ Па} \quad (4.10)$$

Визначаємо втрати тиску на подолання місцевих опорів:

$$\Delta P_{Z1} = P_{\text{д1}} \cdot \sum \zeta_1; \quad (4.11)$$

де $\sum \zeta$ - сума коефіцієнтів місцевого опору у фасонній частині воздуховоду, на ділянці 1 $\sum \zeta = 1,86$.

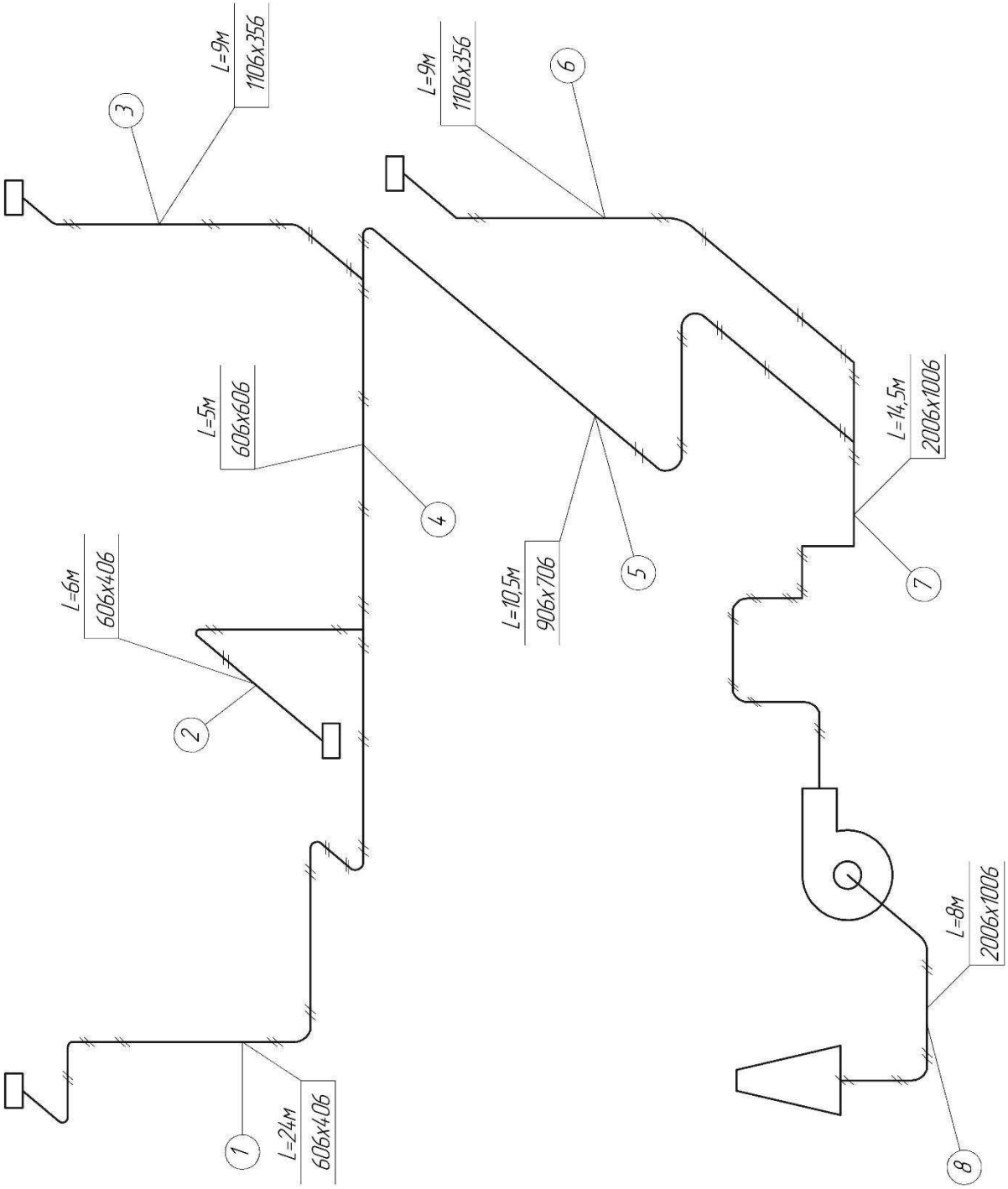


Рисунок 4.1 – Схема витяжної вентиляції

З (4.11) знаходимо

$$\Delta P_{z1} = 19,56 \cdot 1,86 = 36,38 \text{ Па}$$

Визначаємо загальні втрати тиску на ділянці витяжної вентиляції:

$$\Delta P_1 = \Delta P_{\text{тр1}} + \Delta P_{z1} = 18 + 36,38 = 54,38 \text{ Па}$$

Ділянка 2.

Довжина ділянки $L_2=6$ м

Швидкість руху повітря $v_2=6,1$ м/с

Внутрішній діаметр витяжної вентиляції $d_{\text{ЕКВ}2}=486,24$ мм

Визначаємо динамічний тиск потоку

$$P_{\text{д}2} = \frac{6,1^2 \cdot 1,293}{2} = 24,06 \text{ Па}$$

Визначаємо число Рейнольдса:

$$R = \frac{6,1 \cdot 0,486}{20,9 \cdot 10^{-6}} = 1,4 \cdot 10^4$$

Визначаємо коефіцієнт тертя

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{0,15}{486,24} + \frac{68}{14 \cdot 10^4} \right)^{0,25} = 0,0185$$

Визначаємо питомі втрати тиску

$$\Delta P_{R2} = \frac{0,0185}{0,486} \cdot 24,06 = 0,92 \text{ Па / м};$$

Визначаємо втрати тиску на тертя

$$\Delta P_{\text{тр}2} = 0,92 \cdot 6 = 5,52 \text{ Па}$$

Визначаємо втрати тиску на подолання місцевих опорів:

$$\Delta P_{z2} = 24,06 \cdot 0,42 = 10,11 \text{ Па}$$

Визначаємо загальні втрати тиску на ділянці витяжної вентиляції:

$$\Delta P_2 = 5,52 + 10,11 = 15,63 \text{ Па}$$

Ділянка 3.

Довжина ділянки $L_3=9$ м

Швидкість руху повітря $v_3=6,4$ м/с

Внутрішній діаметр витяжної вентиляції $d_{\text{ЕКВ}3}=538,63$ мм

Визначаємо динамічний тиск потоку

$$P_{\text{д}3} = \frac{6,4^2 \cdot 1,293}{2} = 26,48 \text{ Па}$$

Визначаємо число Рейнольдса:

$$R = \frac{6,4 \cdot 0,538}{20,9 \cdot 10^{-6}} = 16,5 \cdot 10^4$$

Визначаємо коефіцієнт тертя

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{0,15}{538,63} + \frac{68}{16,5 \cdot 10^4} \right)^{0,25} = 0,0178$$

Визначаємо питомі втрати тиску

$$\Delta P_{R3} = \frac{0,0178}{0,538} \cdot 26,48 = 0,87 \text{ Па / м;}$$

Визначаємо втрати тиску на тертя

$$\Delta P_{тр3} = 0,87 \cdot 9 = 7,83 \text{ Па}$$

Визначаємо втрати тиску на подолання місцевих опорів:

$$\Delta P_{z3} = 26,48 \cdot 0,78 = 20,65 \text{ Па}$$

Визначаємо загальні втрати тиску на ділянці витяжної вентиляції:

$$\Delta P_3 = 7,83 + 20,65 = 28,48 \text{ Па}$$

Ділянка 4.

Довжина ділянки $L_4=5$ м

Швидкість руху повітря $v_4=8,5$ м/с

Внутрішній діаметр витяжної вентиляції $d_{ЕКВ4}=606$ мм

Визначаємо динамічний тиск потоку

$$P_{д4} = \frac{8,5^2 \cdot 1,293}{2} = 46,71 \text{ Па}$$

Визначаємо число Рейнольдса:

$$R = \frac{8,5 \cdot 0,606}{20,9 \cdot 10^{-6}} = 24,6 \cdot 10^4$$

Визначаємо коефіцієнт тертя

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{0,15}{606} + \frac{68}{24,6 \cdot 10^4} \right)^{0,25} = 0,0166$$

Визначаємо питомі втрати тиску

$$\Delta P_{R4} = \frac{0,0166}{0,606} \cdot 46,71 = 1,28 \text{ Па / м;}$$

Визначаємо втрати тиску на тертя

$$\Delta P_{\text{тр}4} = 1,28 \cdot 5 = 6,4 \text{ Па}$$

Визначаємо втрати тиску на подолання місцевих опорів:

$$\Delta P_{Z4} = 46,71 \cdot 4,02 = 187,77 \text{ Па}$$

Визначаємо загальні втрати тиску на ділянці витяжної вентиляції:

$$\Delta P_4 = 6,4 + 187,77 = 194,17 \text{ Па}$$

Ділянка 5.

Довжина ділянки $L_5 = 10,5$ м

Швидкість руху повітря $v_5 = 9,2$ м/с

Внутрішній діаметр витяжної вентиляції $d_{\text{ЕКВ}5} = 793,59$ мм

Визначаємо динамічний тиск потоку

$$P_{д5} = \frac{9,2^2 \cdot 1,293}{2} = 54,72 \text{ Па}$$

Визначаємо число Рейнольдса:

$$R = \frac{9,2 \cdot 0,793}{20,9 \cdot 10^{-6}} = 34,9 \cdot 10^4$$

Визначаємо коефіцієнт тертя

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{0,15}{793,59} + \frac{68}{34,9 \cdot 10^4} \right)^{0,25} = 0,0154$$

Визначаємо питомі втрати тиску

$$\Delta P_{R5} = \frac{0,0154}{0,793} \cdot 54,72 = 1,06 \text{ Па / м;}$$

Визначаємо втрати тиску на тертя

$$\Delta P_{тр5} = 1,06 \cdot 10,5 = 11,13 \text{ Па}$$

Визначаємо втрати тиску на подолання місцевих опорів:

$$\Delta P_{z5} = 54,72 \cdot 0,84 = 45,96 \text{ Па}$$

Визначаємо загальні втрати тиску на ділянці витяжної вентиляції:

$$\Delta P_5 = 11,13 + 45,96 = 57,09 \text{ Па}$$

Ділянка 6.

Довжина ділянки $L_6=9$ м

Швидкість руху повітря $v_6=9,8$ м/с

Внутрішній діаметр витяжної вентиляції $d_{\text{ЕКВ}6}=538,62$ мм

Визначаємо динамічний тиск потоку

$$P_{\text{д}6} = \frac{9,8^2 \cdot 1,293}{2} = 62,09 \text{ Па}$$

Визначаємо число Рейнольдса:

$$R = \frac{9,8 \cdot 0,538}{20,9 \cdot 10^{-6}} = 25,2 \cdot 10^4$$

Визначаємо коефіцієнт тертя

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{0,15}{538,62} + \frac{68}{25,2 \cdot 10^4} \right)^{0,25} = 0,0168$$

Визначаємо питомі втрати тиску

$$\Delta P_{\text{Р}6} = \frac{0,0168}{0,538} \cdot 62,09 = 1,94 \text{ Па / м};$$

Визначаємо втрати тиску на тертя

$$\Delta P_{\text{т}6} = 1,94 \cdot 9 = 17,46 \text{ Па}$$

Визначаємо втрати тиску на подолання місцевих опорів:

$$\Delta P_{\text{з}6} = 62,09 \cdot 0,78 = 48,43 \text{ Па}$$

Визначаємо загальні втрати тиску на ділянці витяжної вентиляції:

$$\Delta P_6 = 17,46 + 48,43 = 65,89 \text{ Па}$$

Ділянка 7.

Довжина ділянки $L_7 = 14,5$ м

Швидкість руху повітря $v_7 = 13,5$ м/с

Внутрішній діаметр витяжної вентиляції $d_{\text{ЕКВ}7} = 1342,22$ мм

Визначаємо динамічний тиск потоку

$$P_{\text{д}7} = \frac{13,5^2 \cdot 1,293}{2} = 117,83 \text{ Па}$$

Визначаємо число Рейнольдса:

$$R = \frac{13,5 \cdot 1,342}{20,9 \cdot 10^{-6}} = 86,7 \cdot 10^4$$

Визначаємо коефіцієнт тертя

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{0,15}{1342,22} + \frac{68}{86,7 \cdot 10^4} \right)^{0,25} = 0,0129$$

Визначаємо питомі втрати тиску

$$\Delta P_{\text{Р}7} = \frac{0,0129}{1,342} \cdot 117,83 = 1,13 \text{ Па / м;}$$

Визначаємо втрати тиску на тертя

$$\Delta P_{\text{тр}7} = 1,13 \cdot 14,5 = 16,38 \text{ Па}$$

Визначаємо втрати тиску на подолання місцевих опорів:

$$\Delta P_{z7} = 117,83 \cdot 5,52 = 650,42 \text{ Па}$$

Визначаємо загальні втрати тиску на ділянці витяжної вентиляції:

$$\Delta P_7 = 16,38 + 650,42 = 666,8 \text{ Па}$$

Ділянка 8.

Довжина ділянки $L_8=8$ м

Швидкість руху повітря $v_8=6,5$ м/с

Внутрішній діаметр витяжної вентиляції $d_{\text{ЕКВ } 8}=1342,22$ мм

Визначаємо динамічний тиск потоку

$$P_{\text{д}8} = \frac{6,5^2 \cdot 1,293}{2} = 27,31 \text{ Па}$$

Визначаємо число Рейнольдса:

$$R = \frac{6,5 \cdot 1,342}{20,9 \cdot 10^{-6}} = 41,7 \cdot 10^4$$

Визначаємо коефіцієнт тертя

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{0,15}{1342,22} + \frac{68}{41,7 \cdot 10^4} \right)^{0,25} = 0,0142$$

Визначаємо питомі втрати тиску

$$\Delta P_{R8} = \frac{0,0142}{1,342} \cdot 27,31 = 0,29 \text{ Па / м;}$$

Визначаємо втрати тиску на тертя

$$\Delta P_{\text{тр8}} = 0,29 \cdot 8 = 2,32 \text{ Па}$$

Визначаємо втрати тиску на подолання місцевих опорів:

$$\Delta P_{z8} = 27,31 \cdot 0,72 = 19,66 \text{ Па}$$

Визначаємо загальні втрати тиску на ділянці витяжної вентиляції:

$$\Delta P_8 = 2,32 + 19,66 = 21,98 \text{ Па}$$

Сумарні втрати тиску по всій довжині витяжної вентиляції:

$$H = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \dots + \Delta P_n \quad (4.12)$$

$$H = 54,38 + 15,63 + 28,48 + 194,17 + 57,09 + 65,89 + 666,8 + 27,98 = 1110,42 \text{ Па}$$

Найбільший ефект відділення крапель туману досягається на двоступінчастих тумановловлювачах.

Перший щабель складається з тонких волокон. Другий щабель сітчастий бризкоуловлювач служить для вловлювання укрупнених рідких часток.

Для розрахунку першого щабля необхідно визначити площу фільтрації

$$F = Q / 3600 \cdot W, \quad (4.13)$$

де $Q = 10000 \text{ м}^3/\text{с}$ – обсяг повітря, що поступає на очищення;

$W = 2,8 \text{ м/с}$ – швидкість фільтрації.

$$F = 10000 / 3600 \cdot 2,8 = 1,786 \text{ м}^3$$

Для другого щабля. Оптимальна швидкість фільтрації:

$$W = 0,107 \cdot ((\rho_m - \rho_n) / \rho_v)^{1/2}, \quad (4.14)$$

де $\rho_m = 900 \text{ кг / м}^3$ – щільність масла;

$\rho_n = 1,3 \text{ кг / м}^3$ – щільність повітря.

$$W = 0,107 \cdot ((900 - 1,3) / 1,3)^{1/2} = 2,81 \text{ м/с}$$

Ефективність очищення від крапель у сітчастому пакеті:

$$\eta = 1 - (1 - (0,2 \cdot H \cdot S_{\text{буд}} / N \cdot \eta')^N), \quad (4.15)$$

де $S_{\text{буд}}$ – питома поверхня дротів у пакеті сіток, $\text{м}^2/\text{м}^3$;

N – число сіток у пакеті, шт;

η – ефективність очищення повітря від крапель однієї сіткою;

H – товщина пакета, м;

$$S_{\text{буд}} = 4 \cdot (1 - n) / \lambda_{\text{пр}}, \quad (4.16)$$

де $n = 0,9$ – пористість пакета сіток;

$\lambda_{\text{пр}} = 200 \cdot 10^{-6} \text{ м}$ – діаметр дроту сітки.

$$S_{\text{буд}} = 4 \cdot (1 - 0,9) / 200 \cdot 10^{-6} = 2000 \text{ м}^2 / \text{м}^3$$

Для визначення η' необхідно обчислити критерій Стокса St :

$$S_t = S_M \cdot W \cdot d^2 \cdot c / 18 \cdot \mu \cdot c_{\text{пр}}, \quad (4.17)$$

де d – діаметр крапель, 0,3 м;

$c_{\text{пр}}$ – виправлення Кенпінчена – Милликена, $200 \cdot 10^{-6}$.

$$S_t = 900 \cdot 2,81 \cdot 0,3 \cdot 1,57 \cdot 10^{-6} / 18 \cdot 0,54 \cdot 200 \cdot 10^{-6} = 0,61$$

За довідковим даними знаходимо

$$\eta = 1 - (1 - (0,2 \cdot 0,1 \cdot 200 / 500 \cdot 0,1))^{500} = 0,982$$

Потужність двигуна вентилятора, необхідно для транспортування туману через апарат очищення

$$N = k \cdot Q \cdot \Delta P / 3600 \cdot 1000 \cdot \eta, \quad (4.18)$$

де k – коефіцієнт запасу потужності, $k=(1,1-1,15)$;

$\eta = (0,65 - 0,75)$ – ККД аспіраційної системи;

ΔP – гідравлічний опір, 1000 Па.

$$N = 1,12 \cdot 4000 \cdot 1000 / 3600 \cdot 1000 \cdot 0,93 \cdot 0,74 = 8,1 \text{ кВт}$$

Обираємо асинхронний двигун АИРС132S4 8,5 кВт 1500 об/хв, що застосовується в промисловості на машинах і механізмах, що працюють з великими навантаженнями [38].

Отже, при початковій концентрації масляного туману $\eta=50$ мг/м³, концентрація після очищення рівна 0,98 мг/м³, що нижче ГДК для даного приміщення (ГДК=5 мг/м³), а отже основна мета розрахунку досягнута.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

1. Ознайомлення з технологією й устаткуванням прокатного цеху показало, що одним з «вузьких» місць цеху є недостатньо надійна робота натискного пристрою дресирувального стану 1700.
2. На підставі наведеного огляду й аналізу технічної й патентної літератури встановлено, що для підвищення якості поверхні прокатоного металу використовуються дресирувальні стани, які мають ті ж самі недоліки, що й устаткування ПАТ «Запоріжсталь».
3. В результаті модернізації натискного пристрою дресирувального стану 1700 = будуть досягнуті наступні цілі – збільшення продуктивності, терміну служби, та зменшення незапланованих простоїв.
4. В ході теоретичних досліджень встановлено, що для дресирувальних станів, у якості натискних пристроїв найкраще підходить гідравлічний, так як в процесі дресування металу є більш важливою точність позионування та надійність натискного механізму;
5. На підставі проведених досліджень при використанні методу «мінімального» ризику можна стверджувати, що при наявності в робочій рідині запропонованого гідравлічного натискного пристрою залізовмісних домішок в об'ємі 11 г/л роботу дресирувального стану варто призупинити і виконати або заміну робочої рідини або її фільтрацію;
6. Розроблена діагностична модель запропонованого гідравлічного натискного пристрою вказує на те, що мінімальний алгоритм діагностики повинен містити вихідні сигнали у вигляді контролю швидкості переміщення натискних гідроциліндрів. Для пошуку одиничних вихідних сигналів, для перевірки його працездатності, за допомогою витратоміра можна контролювати герметичність виконавчих пристроїв гідросхеми.
7. Результати роботи можуть бути використані не тільки в прокатному цеху ПАТ «Запоріжсталь», але й на інших підприємствах чорної й кольорової металургії.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Тонколистова сталь : монографія / Ю. С. Проїдак та ін. Дніпро : НМетАУ, 2018. 311 с.
2. Kutsova V. Z., Kovzel M. A., Kotova T. V. Structure and properties of rolled steel after skin-rolling according to different technological production schemes. *Physical metallurgy and heat treatment of metals*. 2021. No. 3. P. 46–54. URL: <https://doi.org/10.30838/j.pmhtm.2413.010721.46.781>
3. Ніколаєв В.О. Теорія і технологія точної прокатки штаб: навчальний посібник для студентів ЗДІА металургійних спеціальностей денної та заочної форм навчання. Запоріжжя: ЗДІА, 2017. 100 с.
4. Ніколаєв В., Мазур В. Виробництво плоского прокату. Запоріжжя : ЗДІА, 2010. 320 с.
5. George T. Halmos. *Roll Forming Handbook*. Published in 2006 by CRC Press Taylor & Francis Group. 583 p.
6. Спосіб захисту гвинтової пари натискного пристрою: UA 88226 U МПК В21В 31/24 Хворов Констянтин Миколайович, Дьяченко Сергій Миколайович – № u201310112; заявл.15.08.2013; опубл.11.03.2014, Бюл. №5.
7. Ф. К. Іванченко, В. М. Гребеник, В. І. Ширяєв. Розрахунок машин і механізмів прокатних цехів: навчальний посібник. К: Вища шк., 1995. 455 с.
8. Чубенко В. А., Хіноцька А. А. Технологія прокатного виробництва : навчальний посібник. Кривий Ріг : КНУ, 2017. 169 с.
9. Данченко В. М., Грінкевич В. О., Головка О.М. Теорія процесів обробки металів тиском: підручник для вищ. навч. заклад. Дніпропетровськ: Пороги, 2008. 370 с.
10. 4. Kurpe O., Kukhar V., Shebanits O. Production development of hot-rolled coils of steel grade X52m for further manufacturing of pipes in accordance with api-51 at rolling "1700" pjsc "ilyich iron and steel works". *Transactions of*

kremenchuk mykhailo ostrohradskyi national university. 2018. Vol. 5. P. 65–74.
URL: <https://doi.org/10.30929/1995–0519.2018.5.65–74>

11. Гречаний О. М., Васильченко Т. О., Лінник Ю. М., Рязанов О. А., Шеїн А. В. Шляхи підвищення надійності вузлів прокатного стану. *Сучасні проблеми металургії*. 2020. № 23. С. 10–19. URL: <https://doi.org/10.34185/1991–7848.2020.01.02>
12. Гідравліка, гідромашини та гідропневмоавтоматика / Л. Пелевін та ін. КНУБА, 2015. URL: <https://doi.org/10.26884/damu.p15ggg>
13. Таратута К.В., Востоцький С. М. Основи планування ремонтних робіт: метод. вказівки. Запоріжжя: ЗДІА. 2018. 67с.
14. Мандрус В. І., Лещий Н.П., Звягін В.М. Машинобудівна гідравліка. Задачі та приклади розрахунків. Львів: Світ, 1995. 264 с
15. Тарасов В.К. Методичні вказівки до виконання контрольних і самостійних робіт з дисциплін «Гідравліка, гідро – та пневмопривод». Запоріжжя: ЗДІА, 2014. 34 с.
16. Гідравліка, гідро– та пневмопривод. Навчально–методичний посібник для студентів інженерних спеціальностей ЗДІА/ Укл. В.К. Тарасов, О.В. Новокщонава. Запоріжжя: Видавництво ЗДІА, 2010. 132 с.
17. Сидоренко В.П., Яхно О.М. Гідравліка та гідроприводи. Київ: Університет «Україна», 2008. 163 с.
18. Герасимчук О.П., Селезньов Е.Л., Шимчук С.П. Гідравліка, гідро– та пневмоприводи: навчальний посібник. Луцьк : Луцький НТУ, 2019. 168 с.
19. ДСТУ 2485–94. Компоненти трубопроводів. Діаметр номінальний. Чинний від 1994–04–29. Вид. офіц.
20. Контроль чистоти робочих рідин – Wiki ТНТУ. *Wiki ТНТУ*. URL: https://wiki.tntu.edu.ua/Контроль_чистоти_робочих_рідин (дата звернення: 18.11.2023).
21. ДСТУ 17216:2004. Чистота промислова. Класи чистоти рідин. Чинний від 2005–01–01. Вид. офіц.

22. Технічне обслуговування металургійного обладнання : навч. посіб. / А. Я. Жук та ін. К. : Вид. дім "Кондор", 2017. 288 с.
23. Жук А. Я., Желябіна Н. К., Малишев Г. П. Основи наукових досліджень : навч.–метод. посіб. Ч. 2 : Експериментальні дослідження / ЗДІА. Запоріжжя : ЗДІА, 2008. 206 с.
24. Жук А. Я., Желябіна Н. К., Малишев Г. П. Основи наукових досліджень в сфері практичної механіки : навч. посіб. Кн. 1 : Теоретичні дослідження. ЗДІА. Київ : Кондор, 2012. 186 с.
25. Жук А. Я., Желябіна Н. К., Малишев Г. П. Основи наукових досліджень в сфері практичної механіки : навч. посіб. Кн. 2 : Експериментальні дослідження. ЗДІА. Київ : Кондор, 2012. 224 с.
26. Жук А. Я., Малишев Г. П. Основи технічного діагностування : навч.–метод. посіб. Запоріжжя : ЗДІА, 2007. 114 с.
27. Using the "minimum risk" method in the technical diagnosis of metallurgical equipment / O. Hrechanyi et al. *System technologies*. 2022. Vol. 3, no. 140. P. 24–34. URL: <https://doi.org/10.34185/1562-9945-3-140-2022-03>
28. Охорона праці на гірничо–металургійному підприємстві: навч. посібник. Ч.І: Металургійний комплекс. / В.О.Шеремет та ін. Дніпропетровськ: Січ, 2002. 375 с.
29. НПАОП 0.00–4.01–08 Положення про порядок забезпечення працівників спеціальним одягом, спеціальним взуттям та іншими засобами індивідуального захисту [Електронний ресурс] // Державний комітет України з промислової безпеки, охорони праці та гірничого нагляду. – 2008. – Режим доступу до ресурсу: http://online.budstandart.com/ru/catalog/doc-page?id_doc=28566.
30. ДСН 3.3.6.042–99 Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень
31. ДБН В.2.5–28–2006. Інженерне обладнання будинків і споруд. Природне і штучне освітлення [Електронний ресурс] // Мінбуд України. – 2006. – Режим доступу до ресурсу: <http://www.gorsvet.kiev.ua/wp-content/uploads/2016/08/ДБН-В.2.5-28-2006.pdf>.

32. ДСТУ–Н Б В.1.1–35:2013. Настанова з розрахунку шуму в приміщеннях і на територіях. Чинний від 2014–01–01. Вид. офіц.
33. ДБН В.2.2–28:2010. Будинки і споруди. Будинки адміністративного та побутового призначення. Чинний від 2011–10–01. Вид. офіц.
34. Правила улаштування електроустановок.
URL: <https://mev.gov.ua/storinka/pravyla-ulashtuvannya-elektrostanovok> (дата звернення: 19.11.2023).
35. ДБН В.1.1–7:2016. Пожежна безпека об'єктів будівництва Загальні вимоги [Електронний ресурс] // Міністерство регіонального розвитку, будівництва та житлово–комунального господарства України. – 2016. – Режим доступу до ресурсу:
<http://kbu.org.ua/assets/app/documents/dbn2/32.1.%20ДБН%20В.1.1-7~2016.%20Пожежна%20безпека%20об'єктів%20будівни.pdf>.
36. Геврик Е. О. Охорона праці. Навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів. / Е. О. Геврик. – К: Ельга, Ніка–центр, 2003. – 280 с..
37. Ткачук К. Н. Охорона праці та промислова безпека. Навч. посіб. / К. Н. Ткачук. та ін. – К: Основа, 2009. – 360 с.
38. Електродвигун АИРС132S4 8,5 кВт 1500 об/хв: продаж, ціна у Полтаві. *Електродвигуни змінного струму від "ТОВ "УКРНАСОСПРОМ"" - 872494710. "ТОВ "УКРНАСОСПРОМ"" - контакти, товари, послуги, ціни.*
URL: <https://ukrnasosprom.com.ua/ua/p872494710-elektrodvigatel-airs132s4-kvt.html> (дата звернення: 20.11.2023).
39. 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.

СПИСОК ГРАФІЧНОГО МАТЕРІАЛУ

№ п/п	Найменування	Кільк. листів	Форма т
1	Електромеханічний натискний пристрій	2	А1
2	Гідравлічний натискний пристрій (модернізація)	1	А1
3	Гідроциліндр	1	А1
4	Деталіровка (корпус циліндра)	1	А1
5	Дослідження впливу чистоти робочої рідини на роботоздатність натискного механізму	1	А1
6	Діагностична модель запропонованого натискного пристрою	1	А1
7	Дослідження системи вентиляції дільниці дресувального стану 1700	1	А1

ДОДАТКИ

