

Міністерство освіти та науки України  
Запорізький національний університет  
(повне найменування вищого навчального закладу)  
Інженерний навчально-науковий інститут  
кафедра металургійного обладнання  
(повна назва кафедри)

## **ВИПУСКНА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА**

На тему Аналіз умов експлуатації привода обтискного прокатного стану щодо забезпечення підвищеної несучої здатності

---

Виконав: магістрант групи 8.1339

Череватий Ярослав Анатолійович

(ПІБ)

(підпис)

спеціальності

133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва)

спеціалізація

(шифр і назва)

Освітньо-професійна програма

Металургійне обладнання

(шифр і назва)

Керівник Таратута К.В.

(прізвище та ініціали)

(підпис)

Н.контроль Огінський Й.К.

(прізвище та ініціали)

(підпис)

Запоріжжя – 2021 року

Запорізький національний університет  
(повне найменування вищого навчального закладу)  
Інженерний навчально-науковий інститут

Кафедра металургійного обладнання \_\_\_\_\_.

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

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування \_\_\_\_\_.  
(шифр і назва)

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

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

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Завідувач кафедрою Й.К. Огінський

“ \_\_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2020 року

Завдання  
на кваліфікаційну випускную роботу студентів

Череватому Ярославу Анатолійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема магістерської роботи: Аналіз умов експлуатації привода обтискного прокатного стану щодо забезпечення підвищеної несучої здатності керівник магістерської роботи доцент, к.т.н. Таратута К.В. затверджені наказом вищого навчального закладу від “\_\_” “\_\_\_\_\_” 2020 року № \_\_\_\_\_.
2. Термін подання студентом роботи 01 грудня 2020 року.
3. Вихідні дані магістерської роботи техніко-економічні показники роботи обтискного прокатного стану ПАТ «Запоріжсталь»
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): 1. Технологічна частина; 2. Розрахункова частина; 3. Дослідницька частина; 4. Охорона праці в галузі та техногенна безпека. Загальні висновки та рекомендації
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): 1. Загальний вигляд обладнання – 2А1; 2. Вертикальні валки – 1А1; 3. Горизонтальні валки – 1А1; 4. Редуктор вертикальних валків – 1А1; 5. Складальне креслення Вала-лопоті – 1А1; 6. Деталювання – 1А1; 7. Лист дослідження – 1А1.

## 6. Консультанти розділів магістерської роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання прийняв	
1	Доцент, к.т.н. Таратута К.В.		
2	Доцент, к.т.н. Таратута К.В.		
3	Доцент, к.т.н. Таратута К.В.		
4	Доцент, к.т.н. Таратута К.В.		

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської роботи	Строк виконання етапів магістерської роботи	Примітка
1	Збір матеріалу на проектування	01.09.20 – 02.10.20	
2	Групування та аналіз зібраного матеріалу. Уточнення завдань проектування	02.10.20 – 15.10.20	
3	Виконання теоретичної частини проекту	15.10.20 – 20.11.20	
4	Виконання графічної частини проекту	20.11.20 – 01.12.20	
5	Написання та оформлення пояснювальної записки	01.11.20 – 01.12.20	
6	Перевірка проекту консультантами	20.10.20 – 01.12.20	
7	Попередній захист проекту	20.11.2020	
8	Переплітання пояснювальної записки	Згідно з графіком	
9	Захист проекту у ДЕК	10.12.2020	

Студент \_\_\_\_\_ Череватий Я.А.  
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник магістерської роботи \_\_\_\_\_ Таратута К.В.  
(підпис) (прізвище та ініціали)

## АНОТАЦІЯ

Череватий Я.А. Аналіз умов експлуатації привода обтискного прокатного стану щодо забезпечення підвищеної несучої здатності. Кваліфікаційна випускна робота для здобуття ступеня вищої освіти магістра за спеціальністю 133 - «Галузеве машинобудування», науковий керівник Таратута К.В. Інженерний навчально-науковий інститут Запорізького національного університету, кафедра металургійного обладнання, 2021.

В роботі виконано аналіз умов експлуатації привода вертикальних валків обтискного прокатного стану. Розглянуто основні методи та підходи до проектування, та проведення удосконалення, приводу вертикальних валків стану, зроблено підбір геометричних параметрів вала-лопаті редуктора. Використовуючи програму APM WinMachine Shaft отримано графічні залежності, на основі яких можливо в подальшому оптимізувати роботу даного вузла та підвищити його несучу здатність. Виконано розрахунки на міцність найбільш навантажених елементів вала-лопаті. Також проведено аналіз можливостей визначення моменту прокатки по витраті енергії (потужності) з використанням сучасних вимірювальних приладів - трифазних ватметрів.

Ключові слова: СЛЯБІНГ, ПРОКАТНИЙ СТАН, РЕДУКТОР, ЛОПАТІ, ПРОКАТКА, ЗУСИЛЛЯ, МОМЕНТ, МЕТАЛ, ВАЛКИ.

## ABSTRACT

Cherevatiy Ya.A. Analysis of the operating conditions of the crimping rolling mill drive to ensure increased bearing capacity. Qualifying final work for obtaining a master's degree in specialty 133 - "Industrial Engineering", supervisor Taratuta KV Engineering Educational and Scientific Institute of Zaporizhia National University, Department of Metallurgical Equipment, 2021.

The analysis of the operating conditions of the drive of vertical rolls of the crimping rolling mill is performed in the work. The basic methods and approaches to designing, and carrying out of improvement, a drive of vertical rolls of a condition are considered, selection of geometrical parameters of a shaft-blade of a reducer is made. Using the program APM WinMachine Shaft obtained graphical dependencies, based on which it is possible to further optimize the operation of this node and increase its load-bearing capacity. Calculations on the strength of the most loaded elements of the blade shaft. Also the analysis of possibilities of definition of the moment of rolling on an energy consumption (power) with use of modern measuring devices - three-phase wattmeters is carried out.

Keywords: SLABING, ROLLING MILL, REDUCER, SHOVELS, ROLLING, FORCE, MOMENT, METAL, ROLLS.

## АННОТАЦИЯ

Череватый Я.А. Анализ условий эксплуатации привода обжимного прокатного стана для обеспечению повышенной несущей способности. Квалификационная выпускная работа для получения степени высшего образования магистра по специальности 133 - «Отраслевое машиностроение», научный руководитель Таратута К.В. Инженерный учебно-научный институт Запорожского национального университета, кафедра металлургического оборудования, 2021.

В работе выполнен анализ условий эксплуатации привода вертикальных валков обжимного прокатного стана. Рассмотрены основные методы и подходы к проектированию и проведение усовершенствования привода вертикальных валков стана, сделано подбор геометрических параметров вала-лопасти редуктора. Используя программу APM WinMachine Shaft получено графические зависимости, на основе которых возможно в дальнейшем оптимизировать работу данного узла и повысить его несущую способность. Выполнены расчеты на прочность наиболее нагруженных элементов вала-лопасти. Также проведен анализ возможностей определения момента прокатки по расходу энергии (мощности) с использованием современных измерительных приборов - трехфазных ваттметров.

Ключевые слова: СЛЯБИНГОВ, ПРОКАТНЫЕ СТАНЫ, РЕДУКТОР, ЛОПАТЫ, ПРОКАТКА, УСИЛИЯ, МОМЕНТ, МЕТАЛЛ, ВАЛКИ.

## ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

$M_{\text{ПР}}$  — момент прокатки;

$M_{\text{ТР}}$  — момент додаткових сил тертя;

$M_{\text{ХОЛ}}$  — момент холостого ходу;

$M_{\text{ДИН}}$  — динамічний момент;

$T$  – максимальний крутний момент(технологічне навантаження)

$F$  - зусилля що діє;

$Q_{\text{Б}}$ - зусилля в стрижні бовта;

$z$  – число зубців у з'єднанні;

$HR_{\text{С}}$  - твердість матеріалу за Роквелом;

$\text{МПа}$  – мегапаскаль;

$\text{хв}^{-1}$  - обертів за хвилину;

$\text{м/с}$  - швидкість метрів за секунду;

$\text{кВт}$  - кіловати;

$\text{Н}$  – ньютон;

$\text{кН}$  – кілоньютон;

$W_{\text{КР}}$  - момент опору крутінню;

$W_{\text{ЗГ}}$  - момент опору згинання;

$\sigma$  - напруження в матеріалі;

$\tau$  – дотичні напруження в матеріалі;

$E$  – модуль пружності матеріалу

$^{\circ}\text{С}$  – градус Цельсія;

$\text{дБ}$  – децибели;

$\text{ін.}$  – інше;

$\text{рис.}$  – рисунок;

$\text{табл.}$  – таблиця;

$\text{т.д.}$  – так далі;

$\text{т.п.}$  – тому подібне;

$\text{т.ч.}$  – тому числі;

$\%$  – відсоток.

## ЗМІСТ

	стор.
Перелік умовних позначень . . . . .	6
Вступ . . . . .	7
1. ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА . . . . .	8
1.1 Коротка характеристика підприємства . . . . .	8
1.2 Технологічний процес і вантажопотоки “обтискного” цеху . . . . .	8
1.3 Характеристики механічного устаткування цеху . . . . .	14
1.4 «Вузькі» місця діючого цеху та заходи що до їх усунення . . . . .	21
2. РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА . . . . .	22
2.1 Конструкція та основні параметри обтискного стану “Слябінг 1150” . . . . .	22
2.2 Поліпшення конструкції головного приводу редуктора вертикальних валків . . . . .	25
2.3 Розрахунок вал-лопаті редуктора приводу вертикальних валків . . . . .	28
2.4 Розрахунок шпильок, які з’єднують станини кліті. . . . .	43
2.5 Розрахунок робочої клітини на перекидання . . . . .	45
3. ДОСЛІДНИЦЬКА ЧАСТИНА . . . . .	47
3.1 Проблеми динаміки і діагностики редукторів ліній приводу прокатних станів . . . . .	47
3.2 Проблеми експлуатації і проектування редукторів прокатних станів . . . . .	48
3.3 Динамічні процеси в лініях приводу прокатних станів . . . . .	49
3.4 Моделювання редукторних ліній приводу при проектуванні . . . . .	51
3.5 Вимірювання динамічних навантажень . . . . .	53
3.6 Момент і потужність прокатки . . . . .	56
3.7 Визначення моменту прокатки по витраті енергії . . . . .	59
3.8 Обладнання для вимірювання потужності (енергії) прокатки . . . . .	71
3.9 Розрахункова параметри прокатки вертикальних валків. . . . .	78
4. ОХОРОНА ПРАЦІ В ГАЛУЗІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА . . . . .	89
4.1 Характеристика ступеня безпеки технологічного процесу. . . . .	89
4.2 Аналіз потенційно небезпечних і шкідливих факторів виробничого середовища обтискного цеху . . . . .	90
4.3 Технічні рішення по гігієні праці й виробничій санітарії . . . . .	93
4.4 Заходу пожежної безпеки . . . . .	94
4.5 Аерація виробничих будинків . . . . .	95
4.6 Заходи по техніці безпеки стана «Слябінг 1150» . . . . .	99
4.7 Техногенна безпека . . . . .	100
Загальні висновки та рекомендації. . . . .	109
Список використаних джерел . . . . .	110
Список виконаних креслень . . . . .	113
Додатки . . . . .	114

## **ВСТУП**

**Актуальність роботи.** Прокатне виробництво є завершальною ланкою металургійного циклу. Відповідно до збільшення виплавки сталі передбачається безперервне зростання випуску продукції, розширення сортаменту й підвищення якості готового прокату.

У сучасних прокатних цехах технологічні операції здійснюються по потоковому й безперервному принципах, що дозволяють широко застосовувати комплексну механізацію й автоматизацію. Тому механічне обладнання прокатних цехів є досить складним і різноманітним за призначенням та конструкцією. Створення нового прокатного обладнання та експлуатація складних машин вимагає використання досягнення в різних галузях науки та техніки і підготовки висококваліфікованих фахівців - інженерів, конструкторів та механіків.

Через прокатні цехи проходить майже вся сталь, яка виплавляється в сталеплавильних цехах, і тільки невелика її кількість – через ливарні та ковальські цехи. Технологічний процес одержання готового прокату є завершальною стадією металургійного заводу.

У обтискному цеху ПАТ “Запоріжсталь” для виробництва слябів використовують слябінг “1150”, який складається з кліті горизонтальних, вертикальних валків та устаткування необхідного для виробництва слябів: рольганги; маніпулятор; кантувач; ножиці; конвеєр для прибирання обрізу.

Все вище перераховане обладнання є основним механічним обладнанням цеху, його поломки призводять до простою цеху, зменшенню обсягів виробництва прокату заводом та небажаним економічним витратам. Найбільш відповідальним механізмом стану є прокатна кліть. Конструкція приводу вертикальних валків прокатної кліті має ряд недоліків, усуненню яких присвячені наступні розділи магістерської роботи.

**Мета і задачі дослідження** - підвищення надійності та техніко-економічних показників роботи обтискного стану «Слябінг 1150» за рахунок удосконалення приводу вертикальних валків.



**Предмет дослідження** – конструктивні параметри механізму вертикальних валків обтискного стану «Слябінг 1150» ПАТ «Запоріжсталь».

**Об'єкт дослідження** – привод вертикальних валків стану 1150.

**Методи дослідження** - виконано аналіз літературних джерел з даної теми, проведено узагальнення і аналітичні дослідження кінематичних і динамічних параметрів роботи привода.

Розглянуто основні методи та підходи до проектування, та проведення удосконалення, приводу вертикальних валків стану, зроблено підбір геометричних параметрів вала-лопаті редуктора. Використовуючи програму APM WinMachine Shaft отримано графічні залежності, на основі яких можливо в подальшому оптимізувати роботу даного вузла та підвищити його несучу здатність. Виконано розрахунки на міцність найбільш навантажених елементів вала-лопаті.

Проведено аналіз можливостей визначення моменту прокатки по витраті енергії (потужності) з використанням сучасних вимірювальних приладів - трифазних ватметрів.

**Апробація результатів роботи.** Основні положення роботи доповідалися на XXV науково-технічній конференції студентів, магістрантів, аспірантів, молодих вчених та викладачів Інженерного навчально-наукового інститут Запорізького національного університету (Запоріжжя, 2020 р.). Опубліковано 1 тези доповіді.

**Структура та обсяг роботи.** Випускна кваліфікаційна робота магістра складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел, додатків. Загальний обсяг роботи включає 117 сторінок, у тому числі 98 сторінки основного тексту, 30 рисунків, 16 таблиць, 35 найменувань використаних джерел на 3 сторінках, додатки на 4 сторінках.

Робота виконана на кафедрі металургійного обладнання Інженерного навчально-наукового інститут Запорізького національного університету.

**Ключові слова** - СЛЯБІНГ, ПРОКАТНИЙ СТАН, РЕДУКТОР, ЛОПАТІ, ПРОКАТКА, ЗУСИЛЛЯ, МОМЕНТ, МЕТАЛ, ВАЛКИ.

## **1 ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА**

### **1.1 Коротка характеристика підприємства**

Сучасне металургійне підприємство з повним циклом включає всі основні металургійні виробництва: доменне, сталеплавильне й прокатне. До таких підприємств відноситься й комбінат “Запоріжсталь”.

Основними цехами комбінату є: доменний, сталеплавильний і прокатні.

Сировина у вигляді руди, коксу й різних домішок надходить в агломераційний цех для виготовлення агломерату, який, у свою чергу, надходить у доменні печі, у яких виплавляється чавун.

Чавун поставляється у вигляді готової продукції, а також надходить на подальшу переробку в сталеплавильні цехи (мартенівський і ливарний).

У сталеплавильному цеху, після плавки всіх складових металу, відбувається розливання розплавленого металу в виливниці, які у свою чергу направляються в цех слябінга.

Злитки в обтискному цеху прокатують на сляби, і відправляють в інші прокатні цехи, які випускають великий сортамент листів.

На рисунку 1.1 представлена схема основних цехів і вантажопотоків комбінату “Запоріжсталь” [28].

### **1.2 Технологічний процес і вантажопотоки “обтискного” цеху**

“Обтискний” цех (рис. 1.2) забезпечується злитками з мартенівського цеху, далі через стріперне відділення, у якому злитки звільняються від виливниць і в гарячому стані при температурі 300-1060° С доставляються на візках до нагрівальних колодязів цеху слябінга. Крім того із заводу “Дніпроспецсталь” надходять злитки легованих і нержавіючих марок сталей з температурою не менш 800° С у кількості від 5 до 10% від загального виробництва, а також холодні злитки зі складів мартенівського цеху й цеху слябінга. Нормативний заділ злитків 15500 т [19].

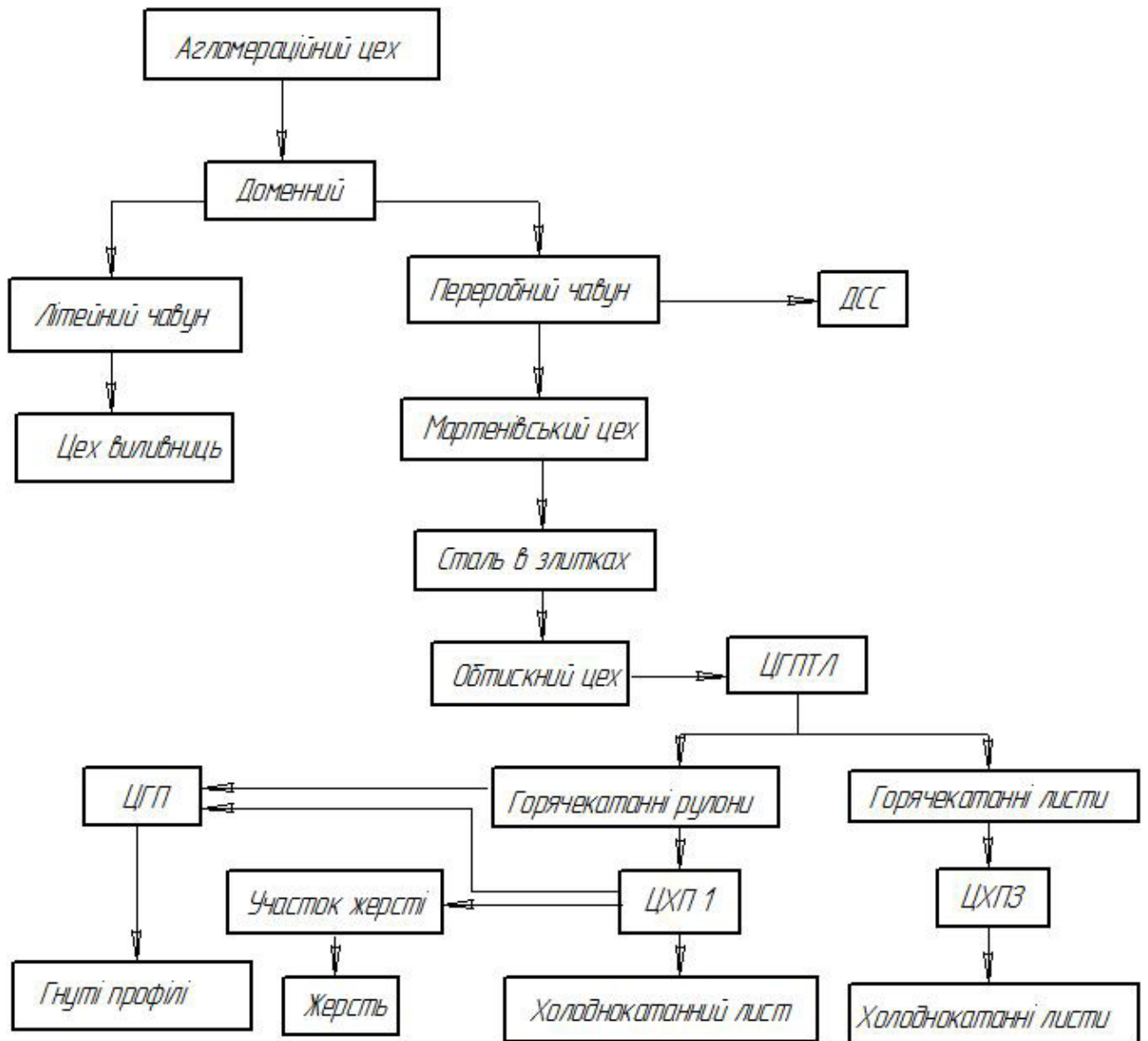


Рисунок 1.1 - Структура і вантажопотоки комбінату "Запоріжсталь"

З візків злитки приймаються мостовими кранами колодецевого типу і саджаються в камери колодязів для підігріву. Кліщові крани, які застосовуються в цеху, мають різні конструкції вантажозахоплюючих пристроїв – кліщів.

Продуктивність однієї групи колодязів 45-60 т/ч. Тривалість нагрівання сильно залежить: від марки сталі й температури посаду.

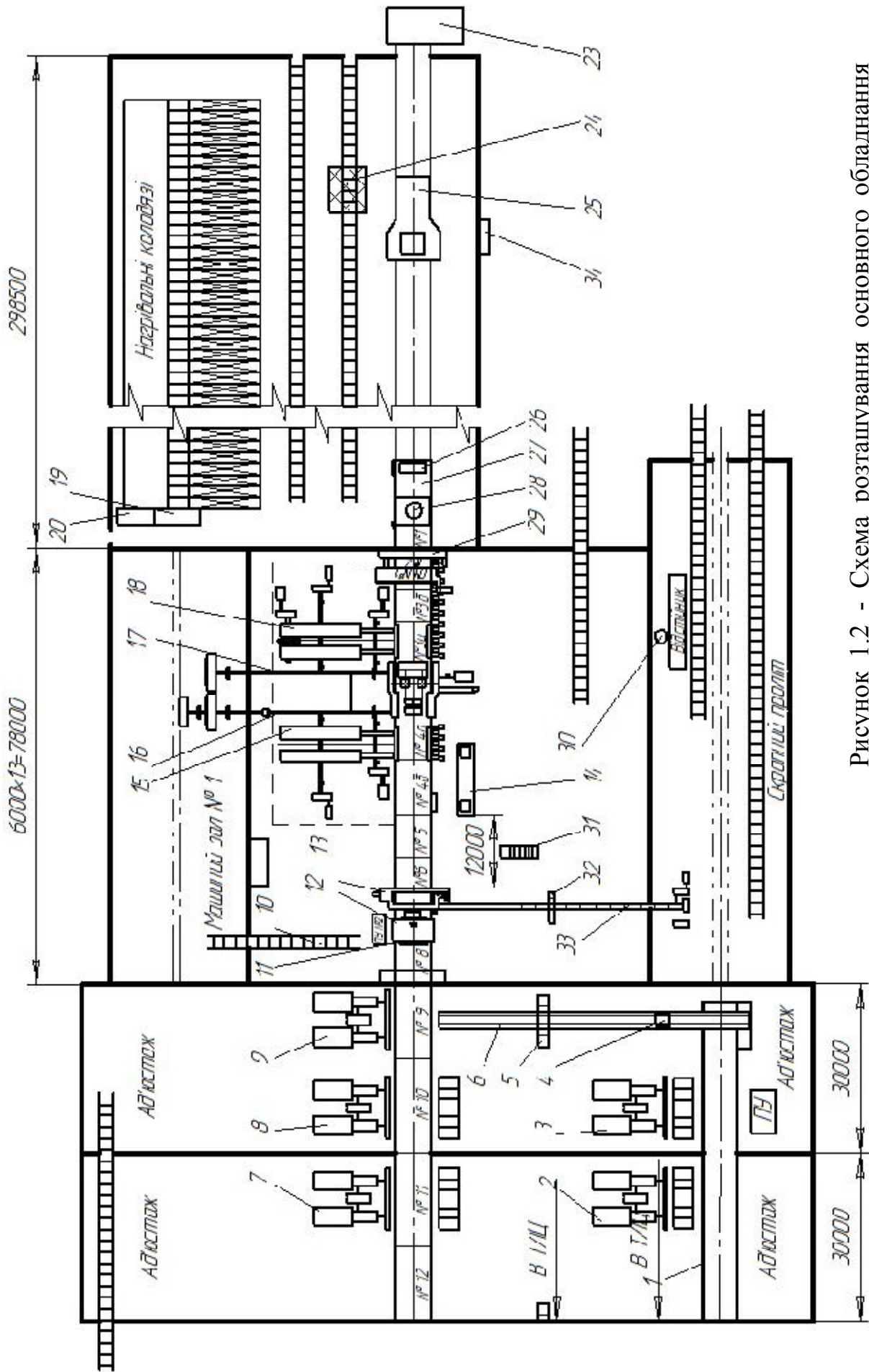


Рисунок 1.2 - Схема розташування основного обладнання обтискного цеху, напрям вантажополюків при ремонті обладнання

Опис позицій до рисунку 1.2:

1 - Верхній пічний рольганг; 2 - Зіштовхувач №4; 3 - Зіштовхувач №3; 4 - Подійомно - поворотний стіл; 5 - Перехідні сходи; 6 - Похилий транспортер; 7 - Зіштовхувач №2; 8 - Зіштовхувач №1; 9 - Товкач похилого транспортера; 10 - Перехідні сходи; 11 - Рольганг що коливається; 12 - Пересувний рольганг; 13 - Ножиці 2000; 14 - Стелаж для вертикальних валків; 15 - Манипулятор за станом; 16 - Привід горизонтальних валків стана; 17 - Привід вертикальних валків стану; 18 - Маніпулятор з кантувачем; 19 - Діспечірська; 20 - Буфет; 21 - Лебедка стаціонарна; 22 - Злитковоз запасний; 23 - Платоформа пересувна; 24 - Місце установки вагона з редукторами злитковоза; 25 - Злитковоз на ремонтній рамі; 26 - Перекидач стаціонарний; 27 - Приймальний рольганг; 28 - Поворотний стіл; 29 - Перехідний місток; 30 - Аккумулятор масляний; 31 - Вихід в маслопідвал; 32 - Перехідні сходи; 33 - Конвеєр обрізків; 34 - Приміщення насосної установки для ремонту злитковоза; №1 - Транспортний рольганг; №2 - Транспортний рольганг; №3А - Робочій рольганг; №3Б - Робочій рольганг; №4 - Рольганг; №5 - Рольганг; №6 - Рольганг; №6А - Рольганг; №8 - Рольганг; №9 - Рольганг; №10 - Рольганг; №11 - Рольганг; №12 - Рольганг; ПУ №1 - Пост управління; ПУ №2 - Пост управління.

Керування процесом нагрівання здійснюється індивідуально для кожної камери. У камери автоматично надходить необхідна кількість тепла по заздалегідь заданому графіку до повної готовності злитків до прокатки. Це досягається застосуванням автоматично діючих приладів. Злитки, підігріті до температури 1360-1380° С, подають на злитковоз, що в автоматичному режимі транспортує їх до приймального рольганга.

У розглянутому цеху було розроблене нововведення, яке полягає в тому, що до злитковозу причепили візок. Це дозволило транспортувати до прийомного рольганга два злитки. Злиток, що перебуває на візку захоплюють кліщами крана й ставлять у колицу стаціонарного перекидача.

Пройшовши прийомний рольганг, злиток надходить у валки робочої кліти стана для обтиснення до необхідних розмірів. Число пропусків злитка між горизонтальними й вертикальними валками робочої кліти залежить від їхньої маси й сортаменту слябів, що прокочуються. У процесі прокатки напрямок злитків у валки здійснюється лінійками маніпулятора, установленими над робочими рольгангами перед і за станом. При прокатці злитків на сляби зі

спеціальних марок сталей для рівномірного розподілу обтиснень по перетину злитка й скидання окалини з верхньої поверхні злитків проводиться кантування злитків на  $180^\circ$  кантувачем. Збита окалина провалюється під стан у ринву, по якій водою змивається у відстійник. З відстійника окалина грейферним краном вантажиться у вагони й вивозиться із цеху. Число пропусків коливається від 11 до 22. Обтиснення в горизонтальних валках 100 - 8 мм у вертикальних 30 – 5 мм за пропуск. Після прокатки сляби транспортуються, рольгангом до ножиць, на яких відрізається спочатку передній кінець, а потім сляб ріжеться на мірні довжини. Різання смуги проводиться при температурі  $900-1150^\circ \text{C}$ . Позад ножиць установлений рухливий упор, який регулює при порізці розкрій смуги на певні довжини. При подачі смуги під ніж, упор опускається й тримає передній кінець смуги на заданій відстані від ножа. Якщо смуга коротка включається штовхач і проштовхує важелем смугу під ніж, а останній відрізок зіштовхує на транспортер хитного рольганга, потім на конвеєр обрізків, який подає їхній скрапний проліт у коробки. З коробів обрізки вивантажуються на платформи електромостовим краном.

Порізані на мірні довжини сляби подаються по похилому транспортеру до печей безперервного тонколистового стану, або транспортуються на склад.

Усі сляби легованих марок зазнають уповільненого охолодження або відпалу в печах з висувним піддоном. Сляби вуглецевих марок сортуються на складі, після огляду проводиться видалення дефектів за допомогою вогневого зачищення й наждакового зачищення. Сляби нержавіючих марок піддають струганню в стругальнім відділенні цеху. Прийняті ОТК сляби передаються до товстолистого цеху або відвантажуються споживачам.

Коротка характеристика основної продукції цеху наведено в таблиці 1.1

Таблиця 1.1 - Коротка характеристика основної продукції цеха

№ п/п	Переріз слябів, мм. Тип слябів	Тип злитка	Маса злитка	Програма стана за видом		Продуктивність стана за видом, т/ч	стану при річному фонді робочого часу 7500 ч	
				тыс, т/год	%		ч/год	%
1	130x1420 із вуглецевої спокійної сталі		23,2	325	7,2	895	363	
2	130x1520 із вуглецевої спокійної сталі		23,2	350	7,8	930	377	
3	145x1520 із вуглецевої кіплячої напівспокійної сталі		17,2	1570,2	34,9	815	1927	
4	150x1420 із вуглецевої кіплячої напівспокійної сталі		17,8	1500	33,32	805	1863	
5	150x1300 із низьколигованно ї сталі		19,9	400	8,9	580	690	
6	115x1220 із нержавіючої сталі		14,6	70	1,55	280	250	
7	125x1480 із нержавіючої сталі		17,7	120	2,68	316	380	
8	115x1270 із нержавіючої сталі		14,6	70	1,55	281	249	
9	115x1270 із легованої сталі		14,6	70	1,55	425	165	
10	130x1050 із трансформаторн ої сталі		11,8	24,8	0,55	395	63	
Разом				4500	100		6327	84,4

### 1.3 Характеристики механічного устаткування цеху

Механічне обладнання цеху містить у собі основне й допоміжне устаткування.

В “обтискному” цеху основним устаткуванням є робоча кліть (табл. 1.2) – дуо реверсивна. Усе інше устаткування цеху є допоміжним.

Допоміжне устаткування можна розділити так само за групами:

- транспортуюче устаткування;
- устаткування для різання й маркування;
- нагрівальне устаткування;
- кантувальне, що зіштовхує і розворотні механізми;
- підйомно – транспортне устаткування.

Рольганги, прийомний і хитний рольганг, робочі рольганги, волокуші, конвеєри для збирання окалини й обрізків, злитковоз і злитковозний візок віднесемо до транспортуючих механізмів (табл. 1.3).

У таблиці 1.4 представлено устаткування для різання.

До нагрівального устаткування відносяться нагрівальні колодязі (11 груп по чотири злитки й 3 групи по шість злитків). Основні характеристики нагрівальних колодязів з допоміжними до них, механізмами наведено в таблиці 1.5.

Стаціонарний перекидач, поворотний і підйомно – поворотні столи, столи що штабелюють, а так само зіштовхувачі, віднесемо до тих що кантують, зіштовхують і розворотним механізмам (табл. 1.6).

Підйомно – транспортне устаткування містить у собі електромостові крани, у тому числі колодязеві, магнітні й грейферні. Слід сказати, що колодязеві крани безпосередньо беруть участь у технологічному процесі виробництва слябів. Характеристики підйомно – транспортного встаткування наведено в таблиці 1.7.



Таблиця 1.2 - Коротка характеристика кліті стана 1150

Обладнання	Призначення	Вид привода. Марка	Тип електродвигуна і його характеристика	Мірні довжини, мм	Маса, т	Примітка
Робоча кліть	Прокатка злитків в розкати					
Кліть горизонтальних валків		Електричний	МП, P=7,2 МВт, n=50 об/хв	Діаметр валків Dв=1150, растров валків 80-900		Швидкість підйома V=150 м/с
Натискний пристрій горизонтальних валків (НУГВ)	Регулювання раствора горизонтальних валків	Електричний	ПВ 129-8К, P=360 кВт, n=920 об/хв			
Врівноваження верхнього горизонтального валка	Притиснення подушок верхнього горизонтального валка	Гідравлічний		Dц = 410		1 шт
Механізм контролю розхилу між валками	Контроль за величиною раствора	Електричний	ПН-2,5, P=0,7 кВт, n=2870 об/хв			Розбито на 10 дрібних і крупних делень. Ціна ділення 1 мм и 100 мм відповідно
Кліть вертикальних валків		Електромеханічний	P=3000 л. с.			
Натискний пристрій вертикальних валків (НУВВ)	Переміщення вертикальних валків	Гідравлічний		Dц = 200, Діаметр гвинтів Dв=320		V=0,065 м/с
Станинні ролики №17, 18				Dб=500, Lб =2000	6,2	
Станинні ролики №18, 19				Dб=500, Lб =2000	9,2	
Станинні ролики №17				Dб=500, Lб =2000	7,8	

Таблиця 1.3 - Коротка характеристика транспортуючого обладнання

Обладнання	Призначення	Вид привода. Марка	Тип електродвигуна і його характеристика	Мірні довжини, мм	Маса, т	Примітка
Злитковіз з прицепним візком	Подача злитків і укладання їх на прийомний рольганг	Електро механічний	Д-816, Р=150/300, n=470/940 об/хв	Ходові колеса D=1000	96	
а) пересування						Швидкість пересування V=5,8 м/с. Гальма ТКО-800
б) перекидання						Гальма ТКП-400
Приймальний рольганг	Приймання злитків від злитковоза і стаціонарного перекидача	Електро механічний	Д-814, Р=110, n=480 об/хв			
Транспортний рольганг №1,2	Подає злитки на робочі рольганги	Електричний		Dб = 500, Lб = 1800	5,1 (один ролик )	28 шт
Рольганг робочий №3Б	Задає злиток на робочий рольганг і розкатів в кліть	Електричний		Dр = 500, Lб = 1800	5,1 (один ролик )	8 шт
Рольганг робочий №3А	Задача злитків в кліть і утримання розкатів при прокатці	Електричний	Д-861, Р=150/36 кВт, n=480/115 об/хв	Dр = 500, Lб = 2000	5,9 (один ролик )	шаг 750 і 850, 8 шт
Волокуші №3,4	Прибирання скрапа і окалини із під кліть і робочих рольгангів	Електро механічний	МТ-60-10, Р=45 кВт, n=577 об/хв	Діаметр барабана Dбар=636		Редуктор ЦД4-130
Конвеєр прибирання окалини	Прибирання скрапа и окалини із під приймального рольгангу	Електро механічний	ЛО-62 - 8, Р=4,5 кВт, n=735 об/хв			Шаг скрибків 3*9600
Рольганг №4	Подача розкатів на робочий рольганг №5	Електричний	Д-814, Р=110 кВт, n=490 об/хв	Dб=500, Lб =2000		8 шт, Шаг 750 мм
Рольганг №5	Подача розкатів на ножниці	Електричний		Dб=400, Lб =1800	2,325	Шаг 1200
Рольганг №6	Передача розкатів на ножниці	Електричний		Dб=400, Lб =1800	2,476	10 шт, шаг 1000-1200
Рольганг №6А	Подає розкати безпосередньо в зону різки ножниць	Електричний		Dб=450, Lб =1800		5 шт
Рольганг що коливається №7	Передача порізаних слябів на відповідний рольганг і передача обрізків на великий конвеєр	Електричний	ДП-82, Р=95 кВт, n=500 об/хв			V=0,546 м/с
Великий конвеєр	Транспортує обрізки до скрапного прольоту	Електро механічний				Редуктор Ц3 - 75
Рольганг №8, 9, 10	Прибирання слябів після порізки на ножницях	Електро механічний	ДП-82, Р=95 кВт, n=500 об/хв	Dб=400, Lб=1800	2,3	

Таблиця 1.4 - Коротка характеристика обладнання різки і маркування

Обладнання	Призначення	Вид привода. Марка	Тип електродвигуна та його характеристика	Мірні довжини, мм	Маса, т	Примітка
Лінійка у ножниці	Вирівнювання розкатів по осі різання	Електромеханічний				Редуктор ГП - 360
Ножниці 20000 кН	Різання розкатів на мірні довжини	Найбільше зусилля різання 20 МН; режим роботи: круговий 5 різ/хв, що гойдає 9 різ/хв, число ходів за хвилину 8; хід верхнього ножа 320 мм; перекриття ножів 20 мм; розкриття ножів 300 мм; товщина металу, що розрізається до 200 мм; ширина металу що розрізається до 1500 мм; максимальна площа розкату який розрізається 0,3 кв. м; температура розкатів 900-950 С; врівноваження гідравлічне, кількість циліндрів 2, діаметр плунжера 280 мм; найбільший хід 320 мм; робочий тиск 10 МПа; притиск гідравлічний, кількість циліндрів 2, діаметр плунжера 250 мм; найбільший хід 320 мм; робочий тиск 10 МПа, змазка пар які труться - густа централізована; привод складається із двох двигунів ПЗ 800-175-8У3, Р=1250 кВт, n=315 об/хв, ПВ=100%, редуктора, гальмів ТКП-800 шт., командоапарата КА-4188-4У2; станина ножниц відкритого типу з механізмом різання, що виймається; обертання від редуктора до ексцентрикового вала передається шпінделем.				
Клеймувач	Маркування слябів	Пневматичний				Встановлено два електричних клапана управління

Таблиця 1.5 - Коротка характеристика нагрівальних колодязів

Обладнання	Призначення	Вид привода. Марка	Тип електродвигуна та його характеристика	Мірні довжини, мм	Маса, т	Примітка
Механізм підйому кришки колодязя	Щільне закривання ячейки	Важільна система. Привод з лебедкою ППЗ - 4Г			5,6	
Механізм переміщення кришки колодязя	Переміщення кришки при откритті ячейки для видачі нагрітого металіа і його посадки	Електромеханічний	МТКН - 312 - 8, Р=11 кВт, n=700 об/хв			Редуктор Ц2 - 500. Гальма ТКП - 200
Перекидні пристрої колодязів	Змінює подачу газу та повітря, рівномірний нагрів злитків	Електромеханічний	4А1001623, Р=22 кВт, n=950 об/хв		9,3	Редуктор черв'ячний спеціальний. Муфта граничного моменту.
Механізм відкривання шибера	Змінює величину потоку відходящих газів	Лебідка ППЗ - 4Г				Спеціальний редуктор

Таблиця 1.6 - Коротка характеристика механізмів кантування, зіштовхування і розвороту

Обладнання	Призначення	Вид привода. Марка	Тип електродвигуна та його характеристика	Мірні довжини, мм	Маса, т	Примітка
Стационарний перекидач	Прийом злитків від коловязевого крана і кантування злитка на приймальний рольганг	Електро механічний з кривошипно - шатуним механізмом	Д-816, Р=150, n=480 об/хв			Число циклів Т = 26 в год. l = 103,5.
Поворотний стіл	Розворот злитка на робочі рольганги	Електро механічний		Дб = 600, Lб = 1200	36,6	
Маніпулятор	Напряв злитків до робочої кліті			Довжина лінійки L = 8000		
Зіштовхувач №1, 2	Зіштовхування злитків з рольгангу	Електро механічний	Д-82, Р=95 кВт, n=500 об/хв			Швидкість робочого ходу V=0,56 м/с
Штабелюючі столи №1, 2	Штабелиювання готових слябів	Електро механічний	МТ 62 - 10, Р=45 кВт, n=577 об/хв	Хід зіштовхування 3400		Редуктор ЧН-350-16,67, ГальмаТКА-300
Подіймно-поворотний стіл	Розворот слябів, які передаються по нахиленому транспортері			Висота підйому Н=200	11,027	Розворот 180 град.
Зіштовхувач №3, 4	Зіштовхувач слябів зі стола №3, 4 на рольганги №13, 14	Електро механічний	МП-72, Р=75 кВт, n=520 об/хв	Хід штанги 4400		Швидкість руху штанги V=0,362 м/с
Стіл №3, 4	Слугують для укладки штабелів кранами на рольганг №13, 14	Електро механічний	МТВ-71, Р=80 кВт, n=582 об/хв	Робочій хід стола 1200		Швидкість подійому V=0,037 м/с

Таблиця 1.7 - Коротка характеристика електромостових кранів стана 1150

Найменування	Висота підйому, м	Найменування привода	Двигун	Редуктор	Гальма	Примітка	
	Вантажопідйомність, т (головний / допоміжний / додатковий)						
Кліщовий колодязевий кран (німецький), повна маса Qп=218т, крановий проліт 27м.	20	Механізм пересування моста	GMG 13 КН Р=20кВт, пд =840 об/ми, ПВ=60%	Спеціальне замовлення		V=94 м/хв	
		Механізм пересування візка	GMG 19 КН Р=15,5кВт, пд =840 об/ми, ПВ=60%	Спеціальне замовлення			
	-	Механізм обертання колони	GMG 9 КН Р=7,2кВт, пд =1120 об/ми, ПВ=20%	Спеціальне замовлення			
		Механізм підйому	GMG 19 КН Р=65кВт, пд =630 об/ми, ПВ=60%	Спеціальне замовлення		V=18 м/хв	
		Механізм закриття кліщів	GMG 19 КН Р=80кВт, пд =585 об/ми, ПВ=40%	Спеціальне замовлення			
Кліщовий колодязевий кран (російський), крановий проліт 27м.	7,41	Механізм пересування моста				V=2,7 м/с	
		Механізм пересування візка			ТКТ-300	V=1,7 м/с	
		Механізм управління кліщами	D 808 У2 ПВ=60%		ТКТ-400	V=0,4 м/с	
	20/20	Механізм обертання колони	D 806 У2 ПВ=60%			ТКТ-300	V=0,16 м/с
		Механізм підйому					
		а) основного	D 808 У2 ПВ=60%			ТКТ-600	V=0,32 м/с
		б) допоміжного	D 808 У2 ПВ=60%				V=0,32 м/с
Кран скрапного прольоту, повна маса крана Qп=15,7 т, крановий проліт 14 м.	7,9	Механізм пересування моста	МТ 42-8, Р=11кВт, n=715 об/мин	РМ - 500 - 15,75		V=71,4 м/хв	
	10	Механізм пересування візка	МТ 11-6, Р=2,2кВт, n=885 об/мин	В - 400 - 20,59		V=40 м/хв	
		Механізм підйому	МТ 41-6, Р=1,6, n=718 об/мин	РМ - 500 - 46,17			V=7,7 м/хв
Кран становий, повна маса крана Qп=101,2 т, крановий проліт 22,5 м	20	Механізм пересування моста	Двигун постійного струму 222 В	РМ - 500	ТКП - 300/200	V=35,5 м/хв	
		Механізм пересування візка		В - 700	ТКП - 200	V=11,3 м/хв	
	100/20	Механізм підйому					V=0,75 м/хв
		а) основного			Р - 780	ТКП - 300	Діаметр барабана Dб=1000 мм
		б) допоміжного			РМ - 500	ТКП - 400	Dб=500 мм
Кран становий, повна маса крана Qп=110 т, крановий проліт 25,5 м	16/18/18	Механізм пересування моста	D 32 У2	Ц2 - 400 - 31,5 - 12У	ТКП - 300		
		Механізм пересування візка	D 32 У2	ВУ - 765 - 40 - 12 У3	ТКП - 200		
		Механізм підйому					
	80/20/10	а) основного	D 812 У2	Ц2 - 500 - 8, Ц2 - 1000 - 16			V=0,05 м/с
		б) допоміжного	D 810 У2	РК 500 - 40 - 31			V=0,18 м/с
		г) додаткового	D 806 У2 ПВ=60%	У2У - 400 К - 50			V=0,178 м/с

#### 1.4 «Вузькі» місця діючого цеху та заходи що до їх усунення

Подальше зростання виробництва слябінга в цей час обмежується:

1) недостатньою потужністю нагрівальних засобів, що викликає крім обмеження обсягу виробництва, затримку злитків перед посадкою в колодязі, а отже – перевитрата палива, затримку охолодження виливниць, збільшення кількості виливниць і разливочних составів, що перебувають в оберті;

2) наявністю чотирьох колодцевих кранів з малою вантажопідйомністю  $Q=20\text{т}$  не дозволяє збільшувати розважування злитка. Один із чотирьох кранів більшу частину часу зайнятий на обслуговуванні ремонтів нагрівальних колодязів. Кран №62 через велике фізичне зношування систематично перебуває на ремонтах;

3) недостатньою продуктивністю засобів для подачі злитків від нагрівальних колодязів до стану. Слитковіз тільки один. Він рухається уздовж фронту всіх нагрівальних колодязів зі швидкістю до 5,6 м/с, не забезпечує максимальну годинну продуктивність стану. Слитковоз через ряд конструктивних недоліків не забезпечує нормальну роботу й викликає часті простої стану;

4) конструкція клітей стану не дозволяє забезпечити прокатку злитків «на ребро» для збільшення обсягу виробництва й забезпечення ТЛС 95% гарячого всада;

5) двигуни головного привода стану не дозволяють інтенсифікувати режим обтисень у горизонтальній кліті стану;

6) кантувач має ряд конструктивних недоліків і не забезпечує нормальну роботу;

7) високим ступенем зношеності й недостатньої потужності ножиць для різання розкату високоміцних сталей;

8) низькою продуктивністю засобів для збирання обрізі від ножиць у скрапний проліт;

9) недостатньою продуктивністю існуючого встаткування складу слябів (пристроїв і кранів що штабелюють);

10) недостатня міцність і твердість корпусу редуктора вертикальних валків;

11) часті поломки лопаті редуктора вертикальних валків.

## 2 Розрахункова частина

### 2.1 Конструкція та основні параметри обтискного стану “Слябінг 1150”

Основною метою обтискного цеху є виробництво слябів.

Стан слябінг - реверсивний обтискний стан з універсальною кліттю [33].

Основні габарити:

довжина — 9,49м;

ширина — 7,47м;

загальна висота — 12,5м;

висота над рівнем підлоги — 9,28м.

вага злитків, що прокатуються — 20-28 т.

Стан має дві кліті:

а) кліть горизонтальних валків,

б) кліть вертикальних валків, розташовану перед кліттю горизонтальних валків.

Відстань між осями горизонтальних і вертикальних валків — 2250мм.

Кліть горизонтальних валків закритого типу, реверсивна з діаметром валків 1150мм і довжиною бочки 2000мм.

Привід кожного горизонтального валка приводиться від електродвигуна ТИП МШС 9000-66, 750В, 10200А, потужністю 7200 кВт через шпindel без шестерінчатої кліті.

Розчин валків 80 – 900мм, швидкість підйому горизонтальних валків 150мм/с, оберти валків регулюються в межах 0-53-80 об/хв.

Кліть вертикальних: діаметр валків 700мм і довжина бочки 1150мм.

Привід вертикальних валків від 4-х електродвигунів ПВ2 800.175-8УЗ, 750В; 1775А, потужністю 1250кВт кожний через циліндричний редуктор з передаточним відношенням – 3,744.

Розчин валків 1800 – 720мм; швидкість переміщення валків – 64,8мм/с; оберти валків регулюються в межах  $\pm 0-66-78$  об/хв (78 об/хв. - холостий хід.)

Принцип роботи слябінга “1150” такий: злиток з нагрівальних колодязів подається на головну частину стану. Через транспортний рольганг злиток подається в обтискну кліть слябінга “1150”. Через те, що перед кліттю транспортний рольганг має реверсивну ділянку роликів, то приблизно до 6 проходів обтискується 2 злитка. Потім по мірі подовження злитка, один відводиться від кліті, а інший обтискається далі. Після обтиснення сляб транспортується до ножиців, де відрізають неприбуткову частину сляба і, якщо того вимагає замовлення, розрізають на мірні довжини. Згідно технології виробництва, сляби повинні складуватись. На теперішній час з метою економії електроресурсів, сляби транспортуються в гарячому стані в цех гарячої прокатки тонкого листа. На сьогоднішній день склад слябів порожній.

Оскільки стан разом з допоміжним обладнанням є основним технологічним обладнанням в процесі отримання слябів, то воно повинно постійно бути у справному та роботоспроможному стані. Але якою б досконалою не була конструкція основного обладнання завжди існують “вузькі” місця. В лінії стану таким місцем є редуктор приводу вертикальних валків

З точки зору експлуатації та обслуговування редуктор перебуває в дуже незручному для цих операцій місці, що створює деякі проблеми для обслуговуючого персоналу та займає дуже багато часу, а саме:

1. висотна відмітка редуктора над підлогою цеху +6.00 м, тому при поломках та ТО постійно потрібно монтувати та демонтувати площадки для персоналу;
2. демонтаж кришки, валів, шестерень проводиться тільки краном через їхню велику вагу;
3. редуктор встановлений на кліть, робоча температура якої становить 50-80 °С;
4. електродвигуни кріпляться на кришку редуктора, тому при знятті кришки необхідно демонтувати і двигуни що займає багато часу.

Через дію ударних навантажень, великих крутних моментів і високих температур які призводять до деформації, головною проблемою редуктора є



його “начинка”. Шестірні й колеса не витримують навантажень що веде до частих поломок і тривалим ремонтам.

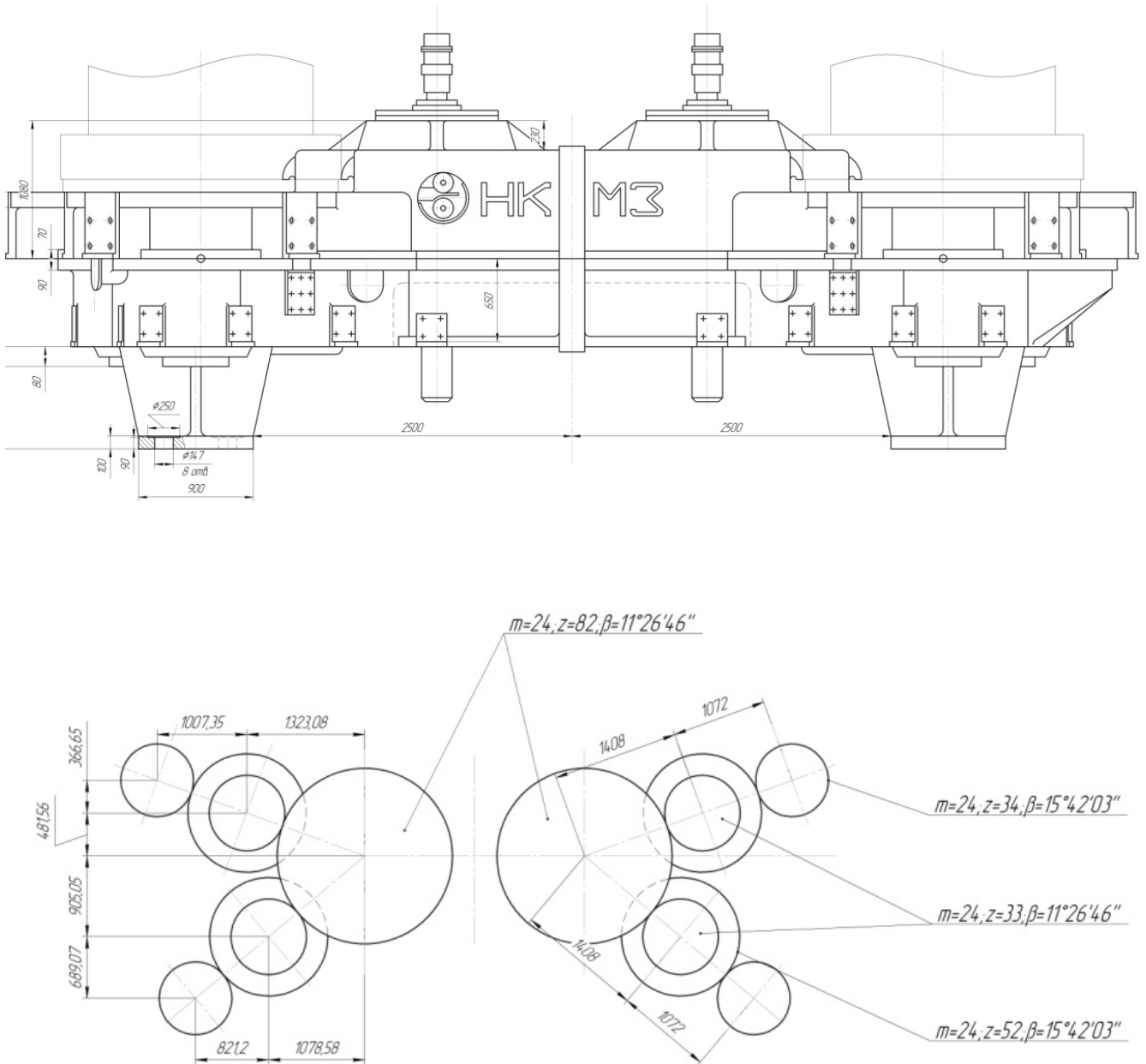


Рисунок 2.1 – Загальний вид і кінематична схема зачеплення редуктора приводу вертикальних валків реверсивного стану “Слябінг 1150”.

Аналізуючи поломки та характер можна зробити наступні висновки:

- головною причиною поломок є технологічні навантаження;
- через дію контактних напружень ломаються зубці на шестернях;
- часто виходить зі строю лопать тихохідного валу із-за згинних навантажень та тертя в бронзових вкладишах.

Розв'язати ці проблеми можна двома способами:

1. зменшити технологічні навантаження на кліть;
2. провести значні удосконалення обладнання.

Перший спосіб призведе до того, що збільшиться кількість проходів для одного злитку, а це в свою чергу призведе до збільшення часу обробки злитку, негативних впливів температури злитку та перебудови технології прокатки. Зі збільшенням кількості проходів збільшаться і витрати електроенергії по цеху в цілому. Другий спосіб є більш дорогим, але економічна вигода значно вища ніж при першому методі, що дасть змогу зменшити час поточного та капітальних ремонтів за рахунок збільшення ремонтпригодності деталей та можливості виготовляти їх в ремонтному цеху заводу, що значно здешевить експлуатацію обладнання.

## **2.2 Поліпшення конструкції головного приводу редуктора вертикальних валків**

Поліпшення конструкції націлене на збільшення “живучості” обладнання, зменшення часу та здешевлення ремонту за рахунок використання якомога більше стандартизованих виробів чи заміни складних та дорогих агрегатів більш дешевшими і простими.

Одним із самих небажаних відмовлень редуктора – є відмовлення лопаті тихохідного валу. Для проведення ремонту цього вузла необхідно демонтувати електродвигуни, кришку редуктора, тихохідне колесо, від'єднати від лопаті універсальний шпindel і демонтувати вал-лопать. Потім, в ремонтному цеху чи на місці, провести демонтаж опорного

підшипника валу, який до речі важить 810 кг. Після цього міняють вал-лопатель і збирають редуктор. Якщо в процесі заміни валу не будуть виявлені інші поломки, то тривалість ремонту буде коливатись від 26 до 34 годин (згідно графіку проведення робіт зі зміни вузлів редуктора вертикальних валків.).

Дане поліпшення дозволить значно скоротиться час поточних ремонтів, при яких не доведеться демонтувати двигуни, кришку і т.д. а лише шпинделі; час виконання ремонту скоротиться з 26...34 до 6...9,5 годин та зменшення кількості задіяного ремонтного персоналу.

Удосконалення вал-лопаті можна виконати двома методами:

- 1) збільшити габаритні розміри лопаті;
- 2) зробити лопать з'ємною та виготовити її з матеріалу який має кращі втомні характеристики.

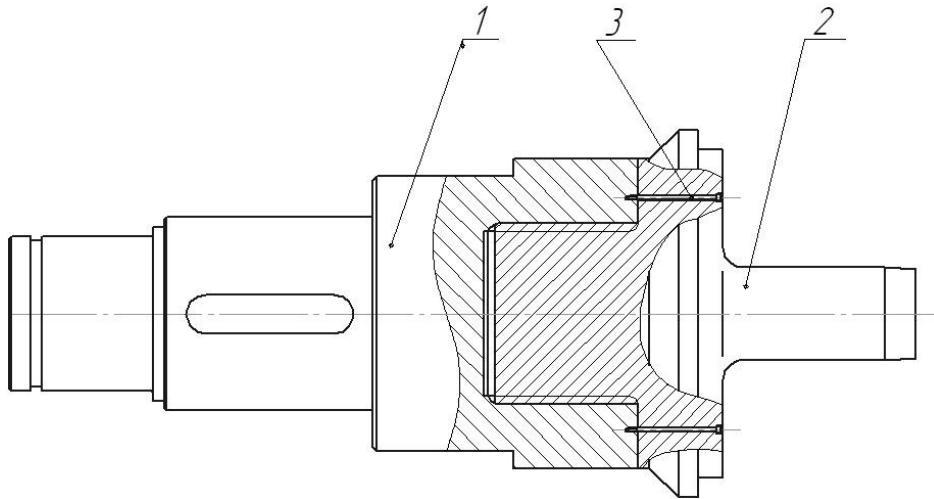
При втіленні першого варіанту потрібно буде збільшувати габаритні розміри головки шпинделя, а це неможливо – існуюча головка обертається в декількох сантиметрах від трубопроводу централізованої магістралі змащення редуктора. Прокласти цю магістраль в іншому місці можливо але для цього потрібно буде дещо змінити конструкцію редуктора та зробити декілька технологічних отворів, що не бажано. Проаналізуємо другий варіант:

- 1) існуюча конструкція шпинделів приводу вертикальних валків залишається незмінною;
- 2) поліпшення торкнеться лише конструкції вал-лопаті;
- 3) все допоміжне обладнання залишиться на своїм місцях.

Виходячи з цих міркувань, другий спосіб більш задовольнить поставлене завдання.

Розглянемо поліпшення детальніше. Як зазначалось вище, частіше виходить з ладу лопать, рідше вал. Причинами цього слугують дуже великі значення згинальних навантажень та тертя. Позбутися цього неможливо, бо це – технологічні навантаження. Можна лише зробити вплив цих явищ значно меншими по масштабам. Поліпшення передбачає виключення розбору

редуктора при кожній поломці лопаті. Впровадити це в життя можливо за умов коли лопать буде з'ємною – за допомогою шліцевого з'єднання технологічне навантаження буде передаватись від тихохідного валу на лопать а далі через шпindel на валок, а кріпитись лопать буде за допомогою винтів безпосередньо до валу. На рисунку 3 представлені пропозиції щодо поліпшення вал-лопаті.



1 – вал; 2 – з'ємна лопасть; 3 – винти кріплення лопасті до валу

Рисунок 2.1 – Поліпшення тихохідного валу редуктора

В майбутньому при здійсненні ремонтів необхідно буде лише від'єднати лопать від валу та зробити заміну. Перевагою цієї конструкції є те, що з'ємну лопать можна виготовити на території заводу. Заготовку можна виготовити литтям методом пакування, обробку провести на станках ремонтного цеху чи ЦХП-1, шліці виготовити в тих же цахах чи на машинобудівних підприємствах міста Запоріжжя, що значно здешевить час виготовлення та доставки деталі в цех а також вартість виготовлення (існуючий вал-лопатель виготовляється на заводі НКМЗ що знаходиться в Донецькій області).

Щоб впевнитись в надійності поліпшення проведемо комплекс інженерних розрахунків на міцність та витривалість конструкції.

## 2.3 Розрахунок вал-лопаті редуктора приводу вертикальних валків

### Розрахунок надійності валу

Для здійснення розрахунків надійності валу скористуємось системою APM WinMachine Shaft [32].

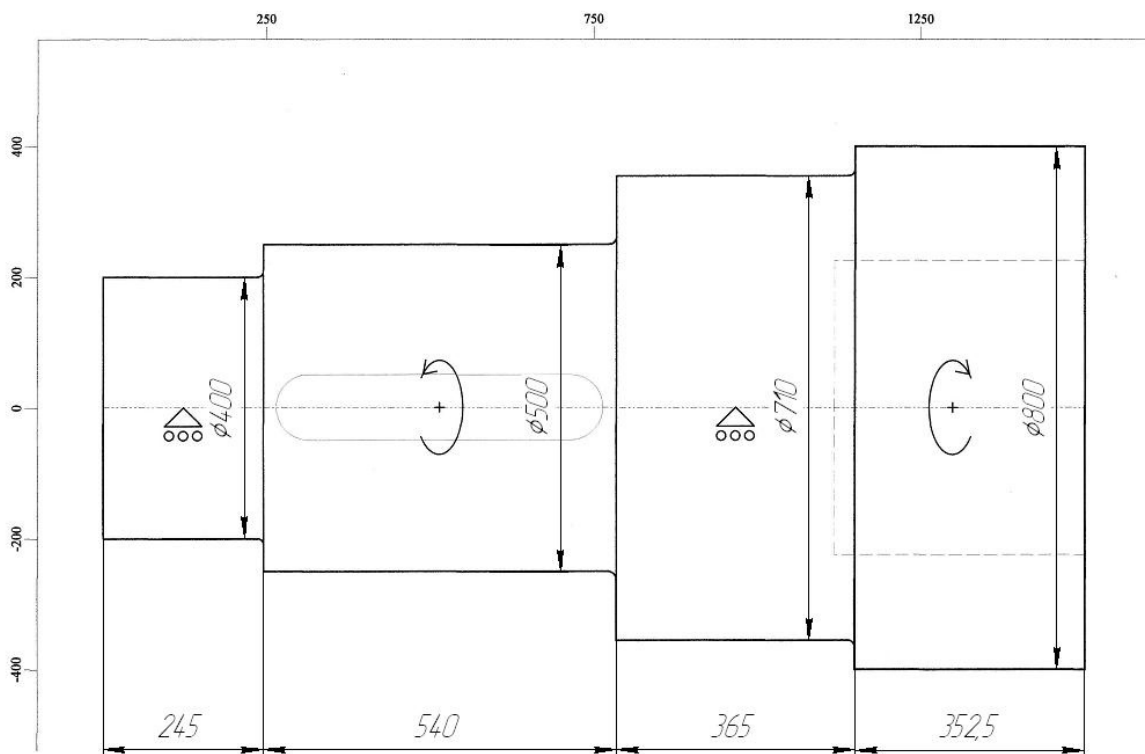


Рисунок 2.2 – Розрахункова схема валу

На рисунку 2.2 представлена розрахункова схема валу. Слід зазначити що матеріал валу – сталь 40X2M4, режим роботи – важкий, крутні моменти прикладені до валу –  $2 \cdot 10^6$  Нхм. Отримані дані розрахунку свідчать:

1) коефіцієнт запасу надійності по втомній міцності в самому ненадійному місці складає  $n=1,7$ , що цілком задовольняє умову міцності

$$n=1,7 \geq [n]=1,5;$$

2) незважаючи на ослаблення поперечного перетину валу під шліц, запас надійності складає  $n=3,4$ , що цілком перевищує допустиме значення більш ніж на 200%.

Більш детально значення коефіцієнтів запасу показані на рисунку 2.3



Рисунок 2.3 – Епюра коефіцієнт запасу надійності по втомній міцності вала

Оскільки результати розрахунку валу повністю задовольняють усім вимогам експлуатації та надійності перейдемо до розрахунку з'ємної частини валу, а саме лопаті.

## Розрахунок шліцевого з'єднання

З'єднання з евольвентним профілем зубців (рис. 2.4) згідно з ГОСТ 6033-80 можна виготовляти з центруванням по бічних сторонах, внутрішньому або зовнішньому діаметрах. Евольвентні з'єднання використовують для діаметрів від 4 до 500мм та  $z=6\dots 82$ . За стандартом кут профілю початкового контуру зубців  $\alpha=30^\circ$ , а за номінальний діаметр з'єднання беруть його зовнішній діаметр  $D=m(z+1.0+2x)$ , де  $m$  – модуль з'єднання;  $x$  – коефіцієнт зміщення початкового контуру.

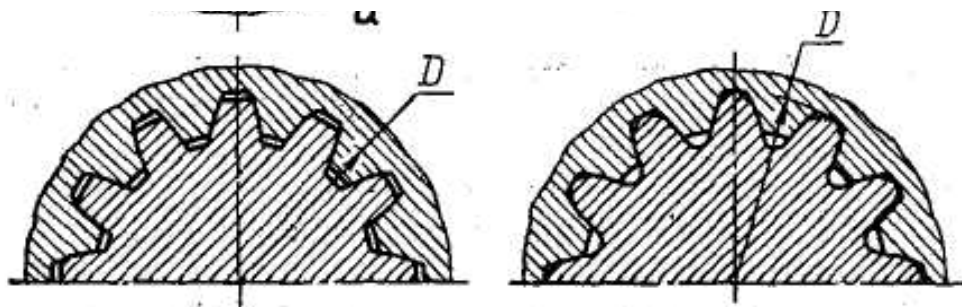


Рисунок 2.4 - Конструкції евольвентного з'єднання

Основним критерієм роботоздатності зубчастих з'єднань є опір робочих поверхонь зминанню та спрацюванню, яке виникає через відносні мікропереміщення навантажених поверхонь внаслідок деформацій вала та зазорів у деталях з'єднання (корозійно-механічне спрацювання).

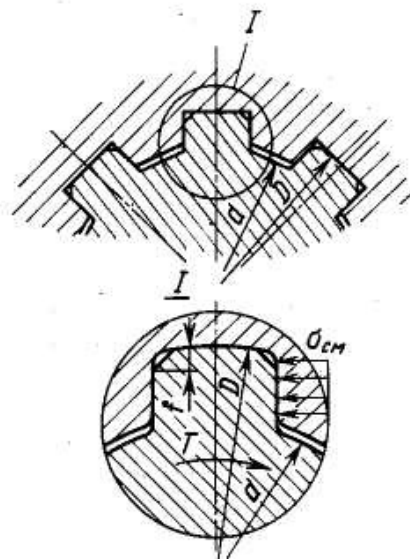


Рисунок 2.5 - Розрахункова схема зуба шліцевого з'єднання

Цей розрахунок зубчастих з'єднань може бути використаний для з'єднань, навантажених тільки обертовим моментом  $T$ . При навантаженні з'єднання моментом  $T$ , а також радіальною силою  $F$  та осьовою  $F_a$  силами, розрахунок треба

виконувати згідно з ГОСТ 21245-75, який розповсюджується тільки на зубчасті з'єднання з прямокутним профілем зубців.

У загальному випадку для всіх типів зубчастих з'єднань, навантажених обертовим моментом  $T$ , умовне зминання робочих зубців визначають за формулою

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{(zhd_m l)} = \frac{T}{(S_F l)}$$

де:  $T$  – максимальний крутний момент(технологічне навантаження);

$$S_F = \frac{zhd_m}{2} = \frac{45 \cdot 10 \cdot 450}{2} = 101250 \text{ мм/м}^3 - \text{питомий сумарний статичний}$$

момент площі робочих поверхонь з'єднання щодо осі вала при  $\xi=1$  - коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження на зубці з'єднання;

$z=45$  – число зубців у з'єднанні;

$h=m$  – для евольвентних зубців;

$d_m = zm = 45 \cdot 10 = 450 \text{ мм}$  – середній діаметр з'єднання;

$l$  – довжина зубчастого з'єднання (довжина маточини деталі розміщеної на валу);

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 10^6 \cdot 1000}{101250 \cdot 370} = 53,4 \text{ МПа.}$$

Навантажувана здатність з'єднання визначається по меншому з двох значень, отриманих у розрахунках на зминання та спрацування. При цьому допустиме середнє значення тиску:

на зминання

$$[\sigma_{зм}] = \frac{\sigma_T}{sK_{зм}K_L} = \frac{785}{1,4 \cdot 15,228 \cdot 0,5236} = 70,32 \text{ МПа};$$

на знос (після прироблення )

$$[\sigma_{изн}] = \frac{[\sigma_{усл}]}{K_{изн}K_PK_L} = \frac{185}{17,39 \cdot 0,5236 \cdot 1} = 29,03 \text{ МПа,}$$

де:  $\sigma_T=785$  МПа – границя текучості матеріалу зубців деталі для сталі 40Х2МА (для матеріалів з поверхневим зміцненням беруть  $\sigma_T$  для поверхневого шару);



$\sigma_{\text{усл}}$  – допустимий умовний тиск при базовому числі циклів та постійному режимі роботи [2, табл. 5.6];

$s=1,25\dots 1,4$  – коефіцієнт безпеки. Нижче значення – для незагартованих робочих поверхонь невідповідальних з'єднань; верхнє – для загартованих робочих поверхонь та відповідних з'єднань;

$K_{3M}$  – загальний коефіцієнт концентрації навантаження при розрахунку на зминання:

$$K_{3M} = K_3 K_{np} K_{II} = 2,7 * 4,7 * 1,2 = 15,228;$$

Коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між шліцами ( $K_3$ ) визначають в залежності від параметра

$$\psi = d_m \sqrt{\frac{F_t^2 + F_r^2}{2T}} = \frac{d_m}{d_w \cos \alpha_w} = \frac{450}{470 * 0,94} = 0,701 \text{ за [2, табл. 5.7];}$$

$$K_3 = 2,7$$

$$K_3' = 3,7$$

за [2, табл. 5.8] знаходимо, що для важкої серії  $K_{kp} = 3,1$  та за [2, рис. 5.12]

$$K_e = 2,6.$$

Коефіцієнт продольної концентрації навантаження (по довжині з'єднання):

$$K_{np} = K_{kp} + K_e - 1 = 3,1 + 2,6 - 1 = 4,7;$$

Коефіцієнти нерівномірності розподілу навантаження між зубцями за [2, табл. 5.7] при  $\psi = 0,701$  та

$K_{II} = 1,2$  - для загартованих (цементованих, азотованих) робочих поверхонь при високій точності виготовлення (похибка кроку шліців та непаралельність їх осям валу та ступиці менше 0,02мм); [2, с.90]

Коефіцієнт довговічності

$$K_L = K_H K_N = 0,77 * 0,68 = 0,5236$$

де:  $K_H = \sqrt[3]{\sum (T_i/T)^3 N_i/N} = 0,77$  – коефіцієнт змінності навантаження. Для типових законів навантаження [2, рис. 1.8] зведено в [2, табл. 5.9] для важкого режиму роботи;

$$K_N = \sqrt[3]{\frac{60 L_h n}{10^8}} = \sqrt[3]{\frac{60 * 5000 * 103,73}{10^8}} = 0,68 \text{ – коефіцієнт числа циклів;}$$

$[\sigma_{усл}] = 185$  МПа за [2, табл. 5.6];

Загальний коефіцієнт концентрації навантаження при розрахунку на знос;

$$K_{изн} = K_3 K_{пр} = 3,7 * 4,7 = 17,39$$

Коефіцієнт умов роботи:

$$K_p = K_c K_{oc} = 1 * 1 = 1$$

де:  $K_c = 1$  – коефіцієнт, який враховує умови змащення з'єднання;

$K_{oc} = 1$  – коефіцієнт, який враховує умови осевого закріплення ступиці на валу та її переміщення під навантаженнями.

Оскільки для нерухомих з'єднань значення  $[\sigma_{изн}]$  при розрахунках на міцність можна не враховувати, оскільки в данному випадку спрацювання не буде, так як з'єднання нерухоме.

Умова міцності має наступний вид

$$\sigma_{зм} = 53,4 \text{ МПа} \leq [\sigma_{зм}] = 70,32 \text{ МПа},$$

Коефіцієнт запасу надійності по зминанню

$$n_{зм} = \frac{70,32}{53,4} = 1,31 < [n] = 1,5$$

Шліцеве з'єднання працює на межі можливості, тому має сенс виготовити лопать з іншого матеріалу який має вищу границю текучості. Виберемо матеріал – сталь 45ХН яка має границю текучості  $\sigma_T = 1250$  МПа при закалці в маслі за температури  $815^\circ\text{C}$  та температури відпуску  $400^\circ\text{C}$ .

Умова міцності по зминанню

$$[\sigma_{зм}] = \frac{\sigma_T}{s K_{зм} K_L} = \frac{1250}{1,4 * 15,228 * 0,5236} = 112 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт запасу надійності по зминанню

$$n_{зм} = \frac{112}{53,4} = 2,1 > [n] = 1,5$$

Значення коефіцієнта запасу надійності шліців цілком задовольняє пред'явленим вимогам експлуатації та надійності. Тепер проведемо розрахунок на міцність всієї лопаті.

### Розрахунок надійності лопаті.

Для розрахунку скористуємось системою APM WinMachine Shaft. Ілюстрація розрахунків приведена на рисунку 2.6.

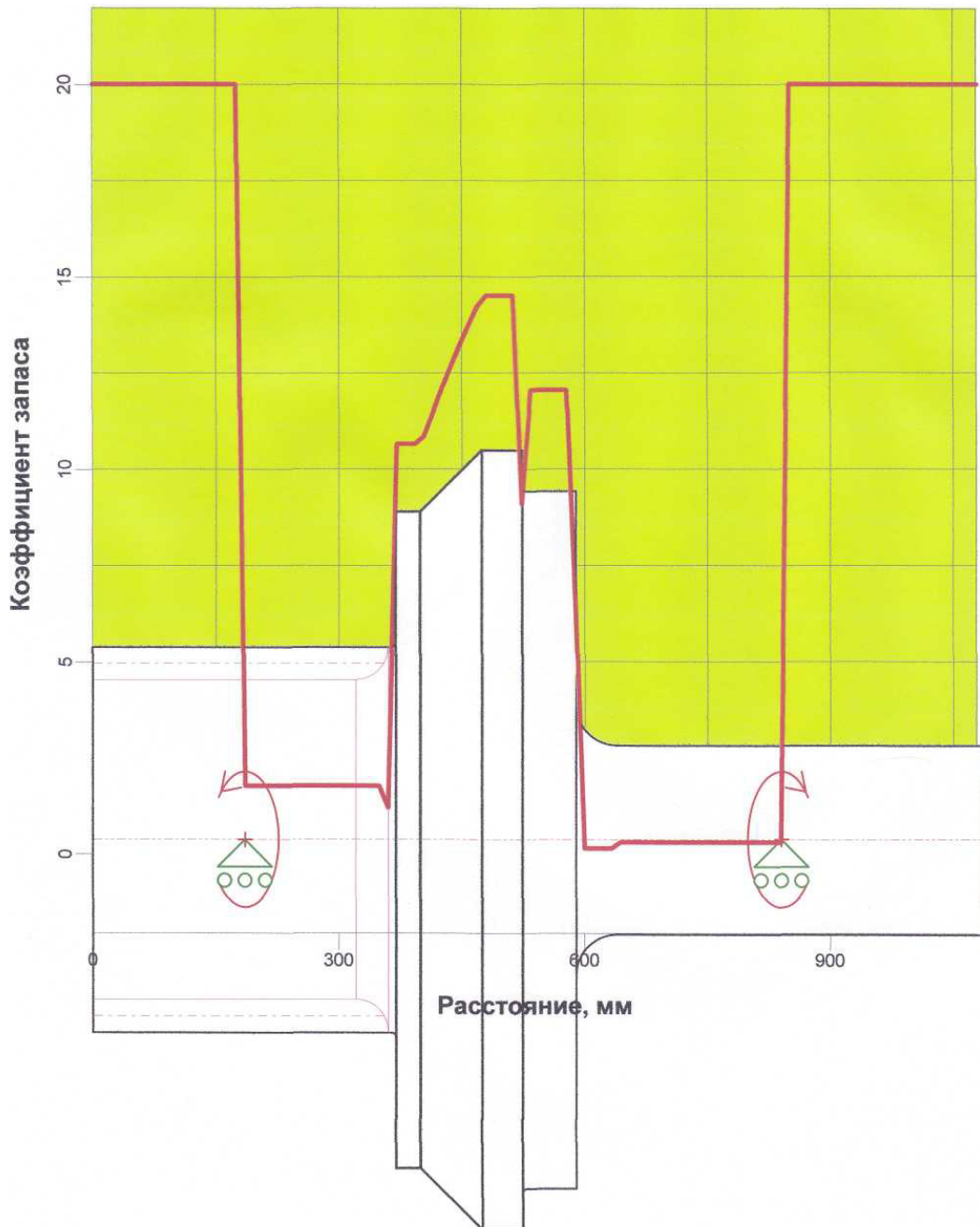
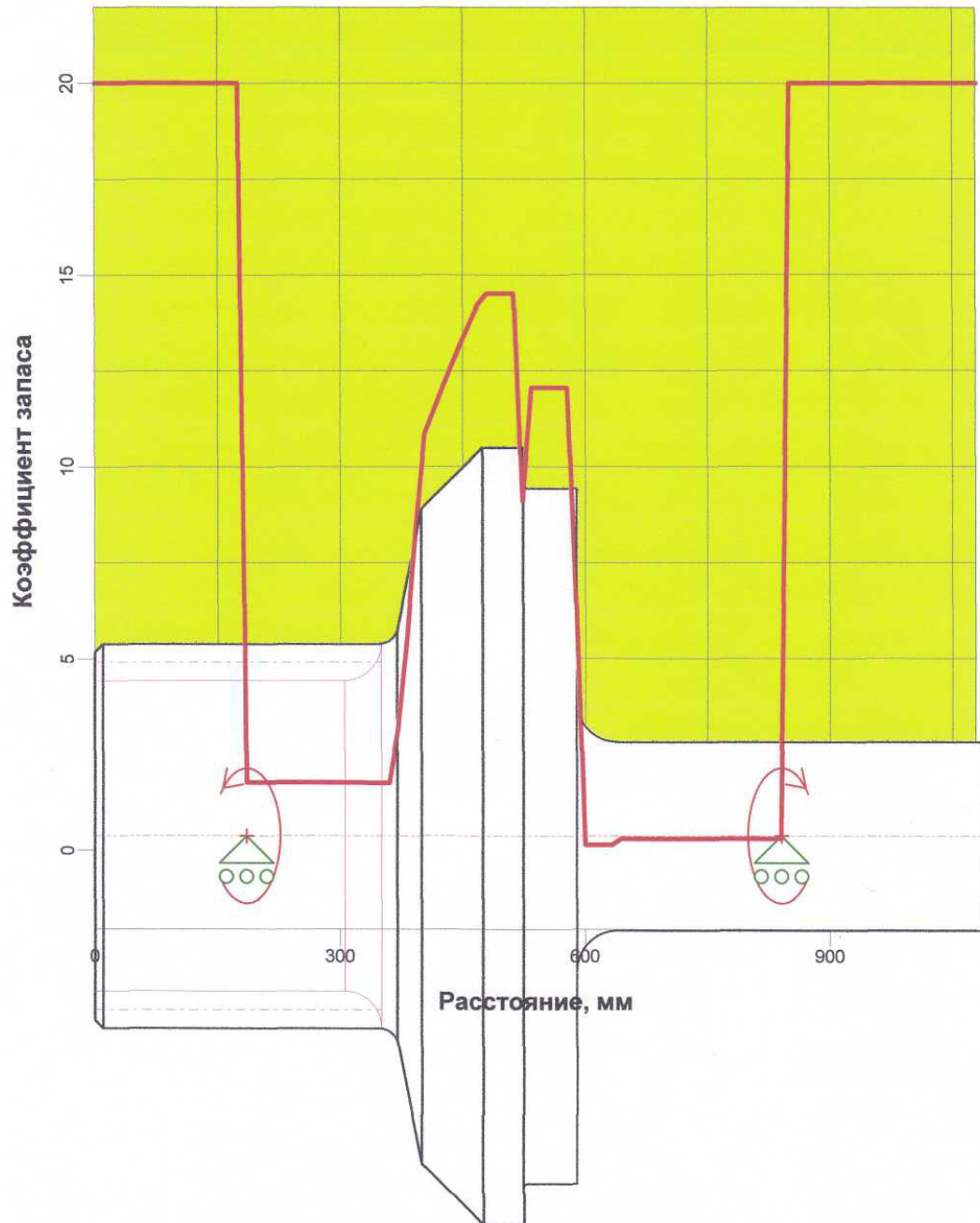


Рисунок 2.6 - Епюра коефіцієнт запаса надійності по втомній міцності лопаті

Программа APM Shaft не може моделювати та розраховувати вилку лопаті, тому для отримання повної епюри надійності вилка була замінена на вал зі шпонкою, тому результати отримані після 600 мм позначки для аналізу є неважливими. Розрахунок надійності вилки приведений нижче. Як видно з епюри, ненадійним місцем в лопаті є перехід шлиця в більший діаметр.

Вирішити цю проблему можливо збільшенням радіусу галтелі. Проведемо повторний розрахунок в APM Shaft.



**Рисунок 2.7 - Повторна еюра коефіцієнт запасу надійності по втомній міцності лопаті**

Розглянувши декілька ймовірних конструкцій, найбільш підходящою виявилась конструкція представлена на рисунку 2.7. Збільшивши радіус галтелі та зробивши плавний перехід діаметру від шлиця до місця лабіринтного ущільнення вдалось отримати потрібні коефіцієнти надійності – в найбільш ненадійному місці коефіцієнт  $n=1,92 > [n] = 1,5$  що задовольняє умові міцності.

## Розрахунок міцності та надійності вилки лопаті

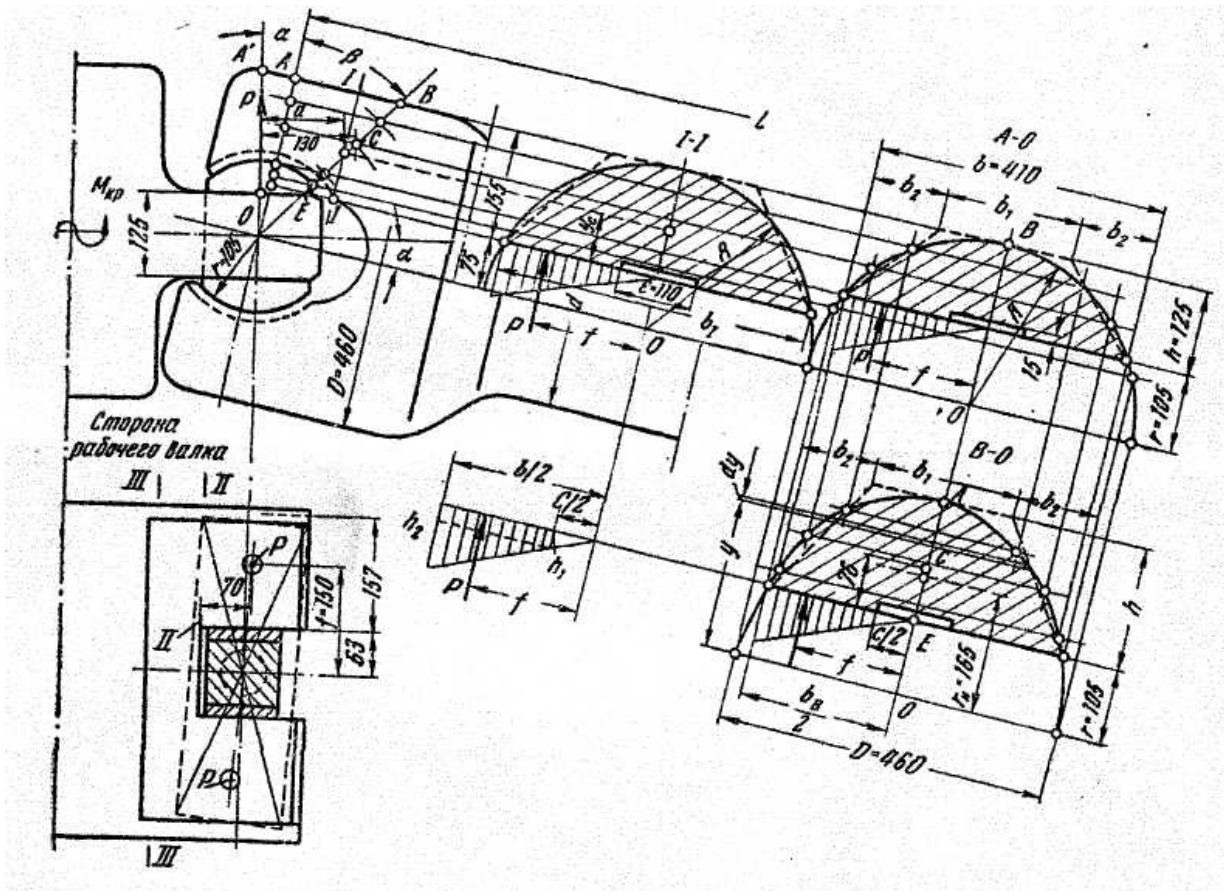


Рисунок 2.8 – До розрахунку універсального шпинделя

В багатьох випадках, особливо коли шийки валків встановлені на підшипники кочення, лопаті насаджують на кінці робочих валків. В цьому випадку їх виготовляють з того ж матеріалу, як і шпинделі; тому допустима напруга для розрахунку лопаті приймають таким же, як і при розрахунку шпинделів.

Максимальний крутний момент, який передає один шпиндель  $M_{кр}=2 \cdot 10^6$  Нхм; максимальний угол наклону шпинделя  $\alpha=3^\circ$ . Так як перетин головки шпинделя ослаблено розточкой  $s=270$  мм та глибиною 35 мм, необхідного для центрування бронзового вкладишу, то для більш точного розрахунку приймем, що тиск в будь-якому перетині головки розподіляється по трапеції.

Розглянемо випадок роботи шпинделя, коли угол наклону  $\alpha=0$  (горизонтальне положення). Перетин А'О буде відповідати перетину АО:

$$b = 2\sqrt{R^2 - r^2} = 2\sqrt{425^2 - 180^2} = 2 * 385 = 770 \text{ мм}$$

де:  $R = 425\text{мм}$  – радіус головки шпинделя;

$r = 180\text{мм}$  – радіус розточки під бронзовий вкладиш.

$$f = \frac{b}{3} * \frac{1 - \left(\frac{c}{b}\right)^3}{1 - \left(\frac{c}{b}\right)^2} = \frac{770}{3} - \frac{1 - \left(\frac{270}{770}\right)^3}{1 - \left(\frac{270}{770}\right)^2} = 255 \text{ мм.}$$

Момент, який скручує одну частину лопаті:

$$M = \frac{M_{\text{кр}}}{2} = \frac{2000000}{2} = 1000000.$$

Сила  $P$ , яка діє на частину лопаті:

$$P = \frac{M}{f} = \frac{1000}{0,255} = 3922 \text{ кН.}$$

Напряга вигину у вилці лопаті зі сторони робочого валка (II-II)

$$M_{\text{зг}} = 3922 * 0,125 = 490,25 \text{ кН * м;}$$

$$W_{\text{зг}} = \frac{k * h^2}{6} = \frac{315 * 245^2}{6} = 3151312,5 \text{ мм}^3;$$

де:  $k = R - \lambda = 425 - 110 = 315$  – робоча частина лопаті;

$h = R - r = 425 - 180 = 245 \text{ мм.}$

$$\sigma = \frac{490,25 * 10^6}{2,0008 * 10^6} = 155,6 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}.$$

Перетин III – III має форму прямокутника та випробовує напругу кручення

$$\frac{b}{h} = \frac{(110 + 315) * 2}{245} = \frac{850}{245} = 3,5; \quad \eta = 0,28;$$

$$W_{\text{кр}} = \eta * (850) * 245^2 = 14,29 * 10^6 \text{ мм}^3;$$

$$\tau = \frac{M_{\text{кр}}}{W_{\text{кр}}} = \frac{1000 * 10^6}{14,29 * 10^6} = 69,98 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}.$$

Вилка лопаті зі сторони шпинделя виготовлена зі сталі 45ХН, для якої  $\sigma_s = 800 \text{ н/мм}^2$ ; запас надійності по максимальному згинному моменту (від границі текучості)

$$n = \frac{590}{155,6} = 3,79.$$

Проведемо остаточний розрахунок надійності конструкції.

## Розрахунок коефіцієнта надійності вал-лопаті

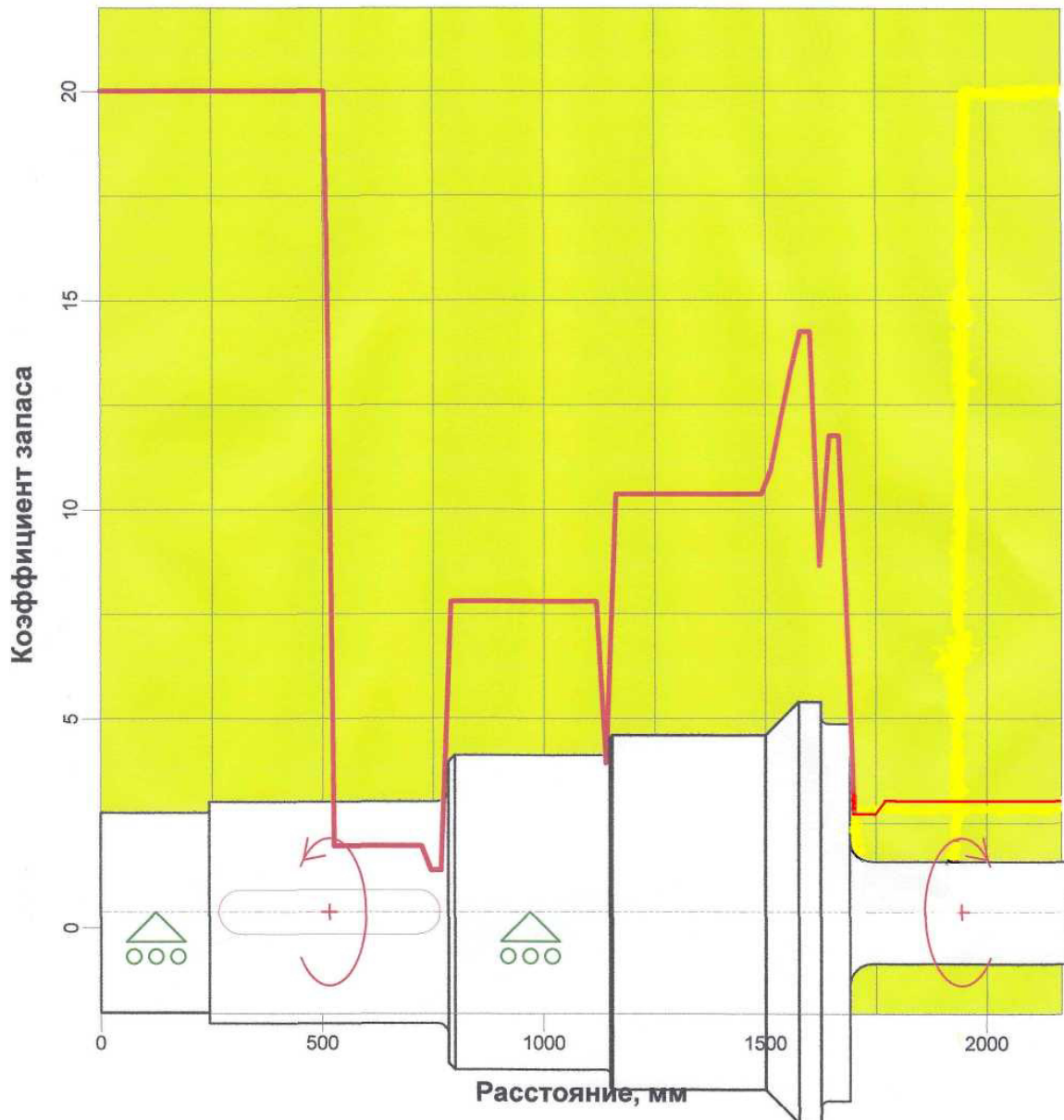


Рисунок 2.9 - Епюра коефіцієнт запасу надійності по втомній міцності вал-лопаті

З рисунку 2.9 видно, що запропонована конструкція вал-лопаті має достатній коефіцієнт запасу надійності та міцності (розрахунки які були представлені вище). Беручи до уваги технічне рішення поліпшення можна стверджувати, що застосування даної конструкції має сенс як економічної точки зору так і технічної. Дане поліпшення значно скоротить час ремонту можливих поломок, а також у разі збільшить ефективність роботи стану та значно скоротить час “простою” обладнання у ремонті.

### Розрахунок болтового з'єднання

Оскільки болти тримають лише з'ємну частину вал-лопаті, то на них діє постійна зовнішня сила – сила ваги з'ємної частини. Виходячи з цих міркувань, розрахунок болта на міцність проводимо по методиці розрахунку болтових з'єднань навантажених осьовою силою, що проходить через центр ваги площини стику деталей.

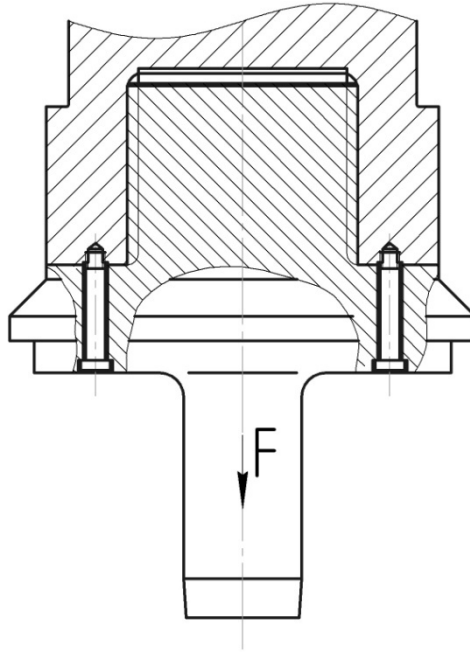


Рисунок 2.10 - Розрахункова схема групового болтового з'єднання

Типовим прикладом такого болтового з'єднання є кріплення кришок резервуарів, що знаходяться під тиском рідини або газу або кріплення з'ємних елементів які знаходяться у вертикальному положенні. У цьому разі результуюча сила ваги муфти  $F$  рівномірно розподіляється на болти і щодо них є зовнішньою осьовою силою. Для одного болта зовнішня осьова сила

$$F_1 = \frac{F}{z} = \frac{20050}{6} = 3342 \text{ Н},$$

де:  $F$  – сила від ваги муфти

$z$  — кількість болтів у з'єднанні.

Потрібну силу попередньої затяжки кожного болта вибирають за умови нерозкриття стику:

$$F_o = k_3 F_1 = 1,5 * 3342 = 5013 \text{ Н},$$



де  $k_3=1,5$  — коефіцієнт затяжки болтів, який беруть згідно з рекомендаціями в [1, с 117]

Розрахункову силу для кожного болта з'єднання визначають відповідно до залежності за формулою:

$$F_{\text{б.р.}} = F_0\beta + \chi F_1 = (k_3\beta + \chi)F = (1,5 * 1,3 + 0,3) * 3342 = 7519,5 \text{ Н.}$$

тут:  $\beta=1,3$  – коефіцієнт, що враховує скручування болта при затяжці;

$\chi=0,3$  – Коефіцієнт зовнішнього навантаження;

Для закріплення вибираємо матеріал винтів [1, табл. 11.2] по класу міцності 8.8, тобто винти виготовлені зі сталі 30Х. Для цієї сталі:

$$\sigma_{\text{в}}=800 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\text{т}}=640 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт запасу надійності  $[s]=3$ .

Допустима напруга розтягнення для винтів:

$$[\sigma_{\text{р}}]=120 \text{ МПа}$$

Тоді внутрішній діаметр різьби болта за умови міцності на розтяг:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F_{\text{б.р.}}}{\pi[\sigma_{\text{р}}]}} = \sqrt{\frac{4*7519,5}{3,14*120}} = 8,93 \text{ мм.}$$

Приймаємо винт з циліндричною головкою та внутрішнім шестигранником DIN 912 M10 x 1,5.88 ГОСТ 7805-70 для якого:

$d_1=8.376$  мм – внутрішній діаметр;

$d_2=9.026$  мм – середній діаметр.

Витки різьби розраховують за умовами обмеження напружень змінання на поверхнях їхнього контакту та напружень зрізу витків на гвинті або на гайці (рисунок 2.11).

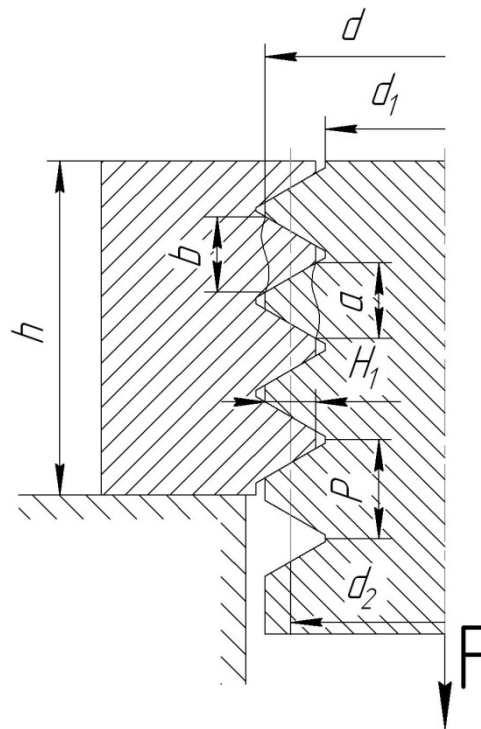


Рисунок 2.11 - До розрахунку витків різьби на міцність

Умова міцності витків різьби за напруженнями змінання:

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{A_{зм}} = \frac{F + F_0}{\pi d_2 H_1 z} = \frac{3342 + 5013}{3,14 * 9,026 * 1,624 * 10} = 18,15 \text{ МПа} \leq [\sigma_{зм}] = 457 \text{ МПа}$$

тут:  $A_{зм} = \pi d_2 H_1 z$  – умовна площа змінання витків;

$H_1 = d - d_1 = 1,624$  – робоча висота витків;

$z = 10$  – кількість витків у гайці висотою  $h = 1,5d = 15 \text{ мм}$ ;

$$[\sigma_{зм}] = \frac{\sigma_m}{n} = \frac{640}{1,5} = 426 \text{ МПа};$$

$n = 1,5$  – коефіцієнт

Умова міцності витків за напруженнями зрізу:

$$\tau_{зр} = \frac{F}{A_{зр}} = \frac{F + F_0}{\pi d_1 \alpha z} = \frac{3342 + 5013}{3,14 * 8,376 * 1,2 * 10} = 26,47 \text{ МПа} \leq [\tau_{зр}] = 150 \text{ МПа}$$

тут:  $\alpha = 0,8 * P = 0,8 * 1,5 = 1,2$  (для трикутної різьби):

$[\tau_{зр}] = (0,2 \dots 0,3)\sigma_T = (0,2 \dots 0,3) * 640 = 128 \dots 192$  МПа. Приймаємо середнє значення  $[\tau_{зр}] = 150$  МПа

Розрахунки болта цілком задовольняють усім вимогам міцності.

Враховуючи конструкційні особливості винтів, умови експлуатації обладнання та навантаження які діють на вал-лопатею пропонуємо збільшити діаметр винтів та використати винти з циліндричною головкою та внутрішнім шестигранником DIN 912 M20 x 2,5.88 ГОСТ 7805-70 для якого:

$d_1 = 17,294$  мм – внутрішній діаметр;

$d_2 = 18,376$  мм – середній діаметр.

Умова міцності витків різьби за напруженнями змінання:

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{A_{зм}} = \frac{F + F_0}{\pi d_2 H_1 z} = \frac{3342 + 5013}{3,14 * 18,376 * 2,706 * 10} = 5,35 \text{ МПа} \leq [\sigma_{зм}] = 426 \text{ МПа}$$

тут:  $A_{зм} = \pi d_2 H_1 z$  – умовна площа змінання витків;

$H_1 = d - d_1 = 2,706$  – робоча висота витків;

$z = 10$  – кількість витків у гайці висотою  $h = 1,5d = 30$  мм;

$$[\sigma_{зм}] = \frac{\sigma_m}{n} = \frac{640}{1,5} = 426 \text{ МПа};$$

$n = 1,5$  – коефіцієнт

. Умова міцності витків за напруженнями зрізу:

$$\tau_{зр} = \frac{F}{A_{зр}} = \frac{F + F_0}{\pi d_1 \alpha z} = \frac{3342 + 5013}{3,14 * 17,294 * 2 * 10} = 7,69 \text{ МПа} \leq [\tau_{зр}] = 150 \text{ МПа}$$

тут:  $\alpha = 0,8 * P = 0,8 * 2,5 = 2$  (для трикутної різьби).

## 2.4 Розрахунок шпильок, які з'єднують станини кліті

Станини кліті з'єднують 6 шпильок виготовлених зі сталі 50 довжиною 7,4 м кожна. Дві верхні шпильки мають зменшений діаметр порівняно з нижніми який складає  $D = 200\text{мм}$  і слугують для забезпечення надійного кріплення лап редуктора до станин кліті. Нижні чотири шпильки з'єднують кліть безпосередньо в місці технологічного навантаження на вертикальні валки та мають діаметр який складає  $D = 280\text{ мм}$ .

З'єднання затягнутим болтом, що навантажене змінною зовнішньою осьовою силою. В затягнутому болтовому з'єднанні зовнішня сила передається на болт частково до того ж із зменшенням жорсткості болта  $c_b$  і збільшенням Жорсткості деталей  $c_d$  зменшується приріст  $\Delta F$  зовнішньої сили на болт. Цю обставину використовують на практиці при проектуванні з'єднань, що навантажені змінними силами.

На рисунку 2.12 показана зміна  $\Delta F$  при однакових зовнішній  $F$  та повній осьовій силі  $F_b$  на болт для випадків більш та менш жорсткого болта ( $c_{b1} = \text{tg } \alpha_1 > c_{b2} = \text{tg } \alpha_2$ ). У першому випадку змінна складова  $\Delta F_1$  повного навантаження  $F_b$  болта більша, ніж та сама складова  $\Delta F_2$  другому випадку. Характер зміни  $\Delta F_1$  і  $\Delta F_2$  відповідає характеру зміни зовнішньої осьової сили  $F$  [4].

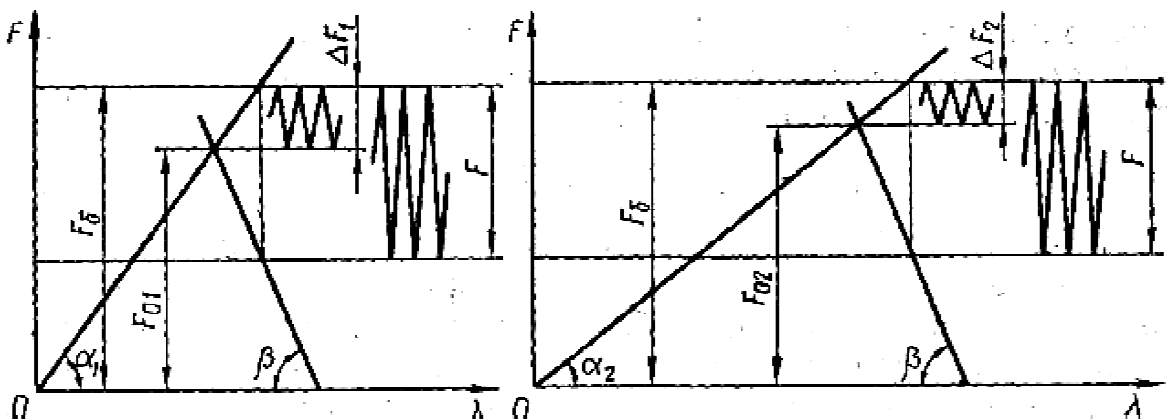


Рисунок 2.12 – До визначення розрахункового навантаження болта при зміні зовнішній силі на з'єднання

Внаслідок того що втомна міцність болтів залежить від змінної складової навантаження, можна дійти висновку, що застосування болтів малої жорсткості при достатньо жорстких деталях з'єднання є одним із способів підвищення витривалості болтового з'єднання.

Зменшити жорсткість болтів можна збільшенням їхньої довжини, зменшенням діаметра у гладкій частині стержня, де відсутня концентрація напружень, або висвердлюванням поздовжніх отворів за умови забезпечення однакової, статичної міцності болтів у їхніх нарізаних та ненарізаних частинах.

У з'єднаннях затягнутим болтом, що навантажені змінною зовнішньою осьювою силою, розрахунок на втому виконують за умови:

$$s = \frac{\sigma_{-1p}}{\left( \frac{K_{\sigma} \cdot \sigma_a}{K_d + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} \right)} \geq s_{min},$$

де  $s$  – розрахунковий коефіцієнт запасу міцності;

$s_{min} = 2,0 \dots 2,5$  (при контрольованій затяжці) – мінімально допустиме значення.

Амплітуда напруження  $\sigma_a$  визначається як половина напруження від змінної складової  $\Delta F$  зовнішньої сили, що довантажує болт (рисунок 2.12), тобто

$$\sigma_a = \frac{\Delta F}{(2A_6)} = \frac{2F\chi}{(\pi d_1^2)} = \frac{2 * 9.89 * 10^6 * 0.15}{3.14 * 260^2} = 14 \text{ Н/мм}^2$$

де  $\chi = 0,10 \dots 0,15$  – коефіцієнт зовнішнього навантаження для болтів малої жорсткості;

$d_1 = 260$  мм – внутрішній діаметр.

Середнє напруження  $\sigma_m$  дорівнює сумі напружень від сили попередньої затяжки  $F_0$  та половини  $\Delta F$  змінної складової зовнішньої сили:

$$\sigma_m = \frac{(F_0 + 0.5\Delta F)}{A_6} = \frac{4(k_3 F + 0.5\chi F)}{(\pi d_1^2)} = \frac{4(3 * 9.89 * 10^6 + 0.5 * 0.15 * 9.89 * 10^6)}{3.14 * 260^2} = 573 \text{ Н/мм}^2$$

де  $k_3 = 3..4$  – коефіцієнт затяжки

$$s = \frac{210}{\left( \frac{4,5 * 14}{0,9 + 0,1 * 573,1} \right)} 194 \geq s_{min}.$$

де  $\sigma_{-1p} = 0,35 * \sigma_B = 0,35 * 600 = 210 \text{ Н/мм}^2$  – границя витривалості матеріалу шпильок при розтягнинні;

$K_\sigma = 3,5 \dots 4,5$  – для болтів із вуглецевих сталей;

$K_d \approx 0,9$  при  $d = 280 \text{ мм}$ ;

$\psi_\sigma \approx 0,1$ .

Як видно з розрахунку шпильки, навіть при класі міцності 6.6 запас надійності більш ніж достатній. Для елементів прокатного стану, всі деталі повинні мати не менш ніж десятикратний запас міцності. Остаточна умова має вид:

$$s = 194 \geq s_{\min} = 10.$$

## 2.5 Розрахунок робочої клітини на перекидання

При захопленні металу валками виникають значні інерційні сили, які намагаються перекинути робочу кліть, яка встановлена на плитовині. Максимальне інерційне зусилля буде рівнятись силі тертя яка втягує метал в валки (рисунок 2.13).

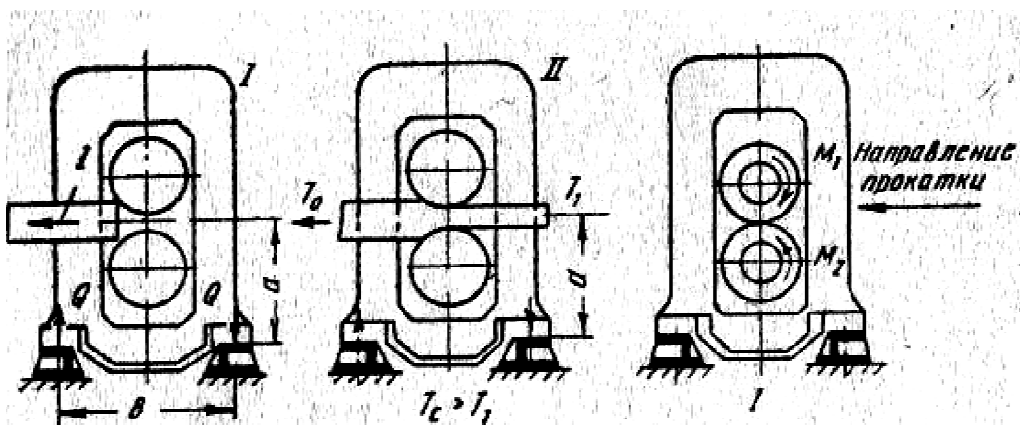


Рисунок 2.13 – До розрахунку перекидного моменту, який діє на клітину

$$J = \frac{M_{\text{пр}}}{R} = \frac{6.242 * 10^6}{0.575} = 10.856 * 10^6 \text{ Н}$$

де  $M_{\text{пр}} = 6,242 \cdot 10^6$  [4, табл.5];

$R = 0.575\text{м}$  – максимальний радіус валка.

$$M_{\text{оп}} = J * a = M_{\text{пр}} * \frac{a}{R} = 10.856 * 10^6 * 1.65 = 17,9124 \text{ Нхм};$$

де  $a = 1,65 \text{ м}$  – відстань між плитовиною тавіссю прокатки.

Зусилля, з яким лапи станини будуть розтягувати болти, які кріплять лапи станини до плитовини, буде дорівнювати

$$Q = \frac{M_{\text{пр}}}{b} - \frac{G}{2} = \frac{17.9124 * 10^6}{5.85} - \frac{6.07 * 10^6}{2} = 0.027 * 10^6 = 27000 \text{ Н},$$

де  $G = 607000 \text{ кг} = 6,07 * 10^6 \text{ Н}$  – вага клітини;

$b = 5,85 \text{ м}$  – відстань між лапами станини.

Кожна станина кріпиться до плитовини, а плитовина – до фундаменту болтами. Болт повинен бути розрахований на затяжку із зусиллям, на 20-40% більшим, ніж сила яка діє від  $Q$ , тобто

$$Q_6 = (1,2 \div 1,4) \frac{Q}{n} = (1,2 \div 1,4) \frac{27000}{23} = 1408,7 \div 1643,48 \text{ Н}$$

Напруга в болтах, що виникла

$$\sigma = \frac{4Q_6}{\pi d^2} = \frac{4 * (1408,7 \div 1643,48)}{3,14 * 110^2} = 0,1483 \div 0,173 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2},$$

де  $d = 110 \text{ мм}$  – внутрішній діаметр болта;

$n = 23$  – кількість болтів з однієї сторони клітини.

Ці значення не повинно перевищувати допустимого значення для болтів виготовлених зі Ст.2 чи Ст.3:  $[\sigma] = 70 \div 80 \text{ Н/мм}^2$ .

$$\sigma = 0,1483 \div 0,173 \leq [\sigma] = 70 \div 80.$$

Отримані значення напружень в болтах від технологічних навантажень свідчать лиш про одне: кліть буде знаходитись у стійкому вертикальному положенні навіть у випадках, коли  $M_1 > M_2$  (аварійні випадки).

### 3 ДОСЛІДНИЦЬКА ЧАСТИНА

#### 3.1 Проблеми динаміки і діагностики редукторів ліній приводу прокатних станів

Металургійна галузь України навіть при мінімальній рентабельності, що застосовується в економічних розрахунках (до 5-10%), дає близько 40% валютних надходжень бюджету. Дослідження стану металургійної галузі, постійно проводяться в ІЧМ, вони показали що при подальших прокатних переділах металу рентабельність виробництва не збільшується, що пов'язано з підвищенням вартості енергоносіїв і недостатньо високою якістю одержуваних смуг через повний знос основного обладнання прокатних станів (до 80% і більше від проектного ресурсу) [29].

З метою економії енергоресурсів в прокатному виробництві стала застосовуватися транзитна прокатка без проміжного нагріву слябів в печах, що поряд зі збільшенням обтиснень по клітям при виробництві тонкого гарячекатаного листа, значно збільшило технологічні навантаження, вібрації і відмови устаткування, витрати на його обслуговування і аварійні простої. В результаті тільки однієї аварії безперервного стану гарячої прокатки простої можуть бути до 5-8 годин і оцінюються в 20-30 тис. грн / годину, не рахуючи вартості запасних частин і ремонту. За оцінками служб експлуатації підприємств, витрати на ремонти становлять близько 10-15% в собівартості продукції і з кожним роком збільшуються.

Тому великі металургійні підприємства України останнім часом змушені здійснювати модернізацію найбільш дорогого механічного обладнання - прокатних клітей і ліній приводу. За рахунок цього планується освоїти випуск якісної холоднокатаної смуги (автолист), тонкої гарячекатаної смуги (0.8-1.0 мм) з поліпшеними механічними властивостями, що йде в деяких виробках замість холоднокатаної, а також іншого сортаменту продукції, що підвищує рентабельність прокатного виробництва.



### 3.2 Проблеми експлуатації і проектування редукторів прокатних станів

При модернізації ліній приводу станів замінюються редуктори, шестеренні кліті і електроприводи клітей з системами управління. Оскільки нове механічне обладнання замінюється в колишніх габаритах фундаментів, відмінності полягають лише в класі точності і підвищеної контактної міцністю зубчастих передач. В умовах обмежень по настановних габаритам особливо важливим стає розробка технічних рішень щодо зниження динаміки в редукторних лініях приводу при імпульсних навантаженнях, розробка норм обслуговування, методів і засобів моніторингу динамічних навантажень і діагностики зносу (кутових зазорів). Правила технічної експлуатації (ПТЕ), технічного обслуговування і ремонтів (ТОіР), постачальники обладнання регламентують деякі параметри експлуатації, але не дають коштів їх поточного контролю. Оцінка реальних пікових навантажень по струмовим параметрам приводів і контактні методи вимірювання зносу (щупами) малоефективні [29].

При проектуванні редукторів залишаються не вирішеними питання обліку зносу різних елементів на динаміку. Наприклад, вплив зазорів і болтових кріплень в підшипникових опорах на перекося валів і перерозподіл контактних напружень в зацепленнях редукторів, вплив дисбалансу шпинделів і валкових муфт на перевантаження в шестеренних клітях. Стандартні методики проектування та ДСТУ відповідей на такі питання, що виникають при експлуатації, не дають, що в поєднанні з великим розкидом технологічних навантажень від розрахункових значень призводить до низької довговічності обладнання. Застосовувані на практиці при розрахунках редукторів коефіцієнти запасу міцності (зазвичай на рівні 1.5 ... 2.5) не відповідають умовам експлуатації прокатних станів, що підтверджено експериментальними дослідженнями ІЧМ (вимірювання вібрації, тензометрія крутильних моментів), виконаними практично на всіх великих підприємствах країн СНД (Україна, Білорусія, Росія, Казахстан, Молдова). В даний час ведуться роботи по

створенню промислових стаціонарних телеметричних систем моніторингу навантажень і вібродіагностики ліній приводу.

### 3.3 Динамічні процеси в лініях приводу прокатних станів

Залежно від типу прокатного стану виникають різного роду динамічні процеси, пов'язані, як із специфікою технологічного процесу прокатки, так і з конструкцією ліній приводу. Як електроприводу прокатних станів використовуються двигуни постійного струму, змінного струму синхронні і частотно-регульовані [29].

У обтискних станах (блюмінги, слябінги, універсальні кліті) ведеться реверсивна прокатка, застосовують індивідуальний привід валків або шестеренні кліті для поділу моменту електродвигуна через два шпинделя на валки. Суттєвою динаміки зазвичай не спостерігається (коефіцієнт динамічності  $K_d = M_{\max} / M_{\text{ст}} < 2.5$ ). для підвищення довговічності обладнання необхідне узгодження при захопленні швидкостей вертикальних і горизонтальних клітей, швидкостей рольганга і валків, виконання захоплення в період прискорення приводу, тоді вплив зносу у вигляді зазорів мінімально і динаміка не велика. Основною проблемою залишаються часті випадки буксування валків по металу, як при захопленні, так і в сталому режимі прокатки, що призводить до порушення фрикційних коливань в осередку деформації і крутильних коливань в лініях приводу великої амплітуди з знакозмінними навантаженнями в зубчастих зачепленнях. У деяких нових системах управління реалізована функція обмеження швидкості приводів з урахуванням заданого оператором обтиску в кожному проході. Розрахунок умов сталого захоплення і прокатки ведеться за кутом контакту смуги з валками.

У станах гарячої прокатки для приводу робочих валків застосовують редуктори (1-2 ступені), шестеренні кліті і шпинделі на вкладишах ковзання. Знос вкладишів і валкових муфт може становити до 60- 70% сумарного люфту в

лініях приводу, що змінюється в залежності від часу експлуатації (протягом 1-2 тижнів). Підвищений рівень динаміки ( $K_d = 2.5 \dots 7.0$ ), викликаний зносом (кутовими зазорами), спостерігається при захопленнях і викидах металу, взаємодії безперервних груп клітей через товсту смугу (50-150 мм). Лінії приводу цих станів знаходяться в найбільш важких умовах експлуатації. Ударні навантаження в опорах редукторів призводять до пластичної деформації болтових кріплень і необхідності їх періодичної обтягування для запобігання розкриття стику між кришкою і корпусом.

У станах холодної прокатки застосовується індивідуальний привід кожного робочого валка (2-3 електродвигуна, з'єднаних послідовно муфтами) через одноступінчатий редуктор (мультиплікатор в останній кліті) і шпинделі з зубчастими валковими муфтами. Істотні перевантаження ( $K_d = 3 \dots 5$ ) спостерігаються тільки при поаркушної прокатці на одно клітьових станах. У коморах можуть спостерігатися крутильні коливання і резонанси на власних частотах ліній приводу в діапазоні 5 ... 15 Гц за рахунок ексцентриситету опорних валків (шліфуються окремо від подушок з підшипниками рідинного тертя). При прокатці на одно клітьових реверсивних станах спостерігаються резонансні режими на частотах биття рулонів вхідних і вихідних моталок, що мають аналогічний прокатним клітям привід. Специфікою зубчастих передач редукторів в безперервних тонколистових станах є висока окружна швидкість (до 25 м / с), що може викликати у разі спрацювання зубів і накладення частот підвищені вібрації в коморах, обриви смуг і пошкодження валків.

У дресирувальник станах прокатка ведеться також при високих швидкостях, але з невеликими відносними обтисканнями (2-5%) і малому навантаженні приводів. В таких умовах при підвищеному зносі зубчастих муфт і зачеплень редукторів може спостерігатися ударний режим роботи зубів, який призводить до періодичних дефектів поверхні смуг. Засобом усунення впливу динамічних процесів в приводі з малими кутами нахилу шпинделів можуть служити еластичні муфти, які поки не знайшли широкого.

У сортових і дровових станах (прокатних блоках) найбільші швидкості прокатки (до 120 м / с) при найменших діаметрах валів (120-150 мм). У чистових блоках з консольним кріпленням валків привід здійснюється від одного двигуна через конічні зубчасті передачі й редуктори. Найбільші проблеми обумовлені можливими резонансами на частотах биття валків і зубчастих зачеплень редукторів. Груповий привід чистових блоків не дозволяє здійснювати точне регулювання натягу гуркоту, що при підвищених рівнях вібрації обладнання призводить до зниження точності сортового прокату. Схожі проблеми виникають в безперервних заготовочних станах, де замикання кінематичного ланцюга групового приводу окремих валків відбувається через жорстку заготовку, що призводить до перевантажень за рахунок неузгодженості швидкостей.

### **3.4 Моделювання редукторних ліній приводу при проектуванні**

Аналіз характеру поломок в лініях приводу прокатних станів показує, що 80% з них - це наслідок невідповідності меж міцності деталей рівнями діючих динамічних навантажень. Математичне моделювання динамічних процесів в обладнанні дозволяє оцінити і обґрунтувати необхідні запаси міцності окремих елементів [29].

Редуктори і шестеренні кліті - основні агрегати, які вчиняють перетворення і передачу механічної енергії від електроприводу до валянням, які слід розглядати, як складову частину більшої системи - лінії приводу. Існуючі методики розрахунку редукторів зазвичай не враховують вплив їх параметрів на динамічні властивості головної лінії. При установці в лінію приводу редуктори з різним передавальним відношенням змінює частотні властивості всієї системи (наведені моменти інерції і податливості пружних зв'язків). Відомі методики оптимізації конструктивних параметрів ліній приводу засновані на розрахункових схемах з трьома масами, що пов'язано з необхідністю аналітичного рішення частотного рівняння системи.

Запропоновані критерії засновані на коефіцієнті динамічності системи і принципі несприятливої колінеарності (збіг фаз коливань по всіх власних форм системи). Такий критерій є необхідним, але не достатньою умовою поліпшення експлуатаційних властивостей трансмісії, тому що не враховується розташування вузлів коливань. При попаданні вузлів по нижчих форм власних коливань в зубчасті зачеплення, динамічні навантаження будуть максимальними, а довговічність низькою. За допомогою докладних розгалужених моделей трансмісій з різною компоновкою виконувалася перевірка клітей стану гарячої прокатки. За агрегатним журналам за 5 років експлуатації зіставлялися види і кількості відмов з розташуванням вузлів трьох нижчих форм коливань. Показано, що невеликими змінами передавальних відносин і податливості валів можна зрушити вузол коливань за межі редуктора і усунути цей фактор перевантажень.

Раніше різними авторами експериментально було встановлено залежність динамічного відгуку від статичного моменту навантаження, а саме, зниження статичного навантаження істотно збільшує динамічний відгук. При малому статичному моменті це призводить до розкриття зазорів і збільшення знакозмінних циклів навантажень зубів редукторів. За допомогою математичної моделі показано, що причиною цього є нелінійні властивості крутильній системи з зазорами. У лінійній системі піковий момент від статичного навантаження не залежить. Довговічність редуктора можна підвищити регламентуванням поряд з максимальною і мінімальною статичного навантаження в залежності від конструктивних параметрів і ступеня поточного зносу обладнання. Стандартний метод збільшення контактної твердості поверхні зубів може мати суперечливий вплив на довговічність редуктора, тому що зі збільшенням жорсткості на в даній пружною зв'язку при наявності кутових зазорів сприйнятливість зубчастих зачеплень до ударних навантажень також збільшується.

В результаті досліджень встановлено причини поломок нового двоступеневого редуктора вертикальних валків слябінга з чотирма двигунами (багато-привід). На пружно-масовій моделі показано, що при певних швидкостях прокатки співвідношення власних і зубчастих частот задовольняє умові параметричного резонансу, що виникає за рахунок змінної жорсткості крупномодульних прямозубого зачеплення. При розгоні до номінальної швидкості (3 м / с) з подальшим гальмуванням і реверсом, лінія приводу проходить кілька діапазонів параметричного збудження, при якому за рахунок коливань ( $K_d = 3 \dots 5$ ) момент навантаження падає до нуля. Відбувається збільшення циклів навантажень в зачепленнях. Рекомендовані безпечні діапазони швидкості приводу кліті. Додатковим обуренням є конструктивна особливість розміщення вхідних шестерень по периметру вихідного колеса редуктора так, що зуби входять в зачеплення НЕ синфазно і відбувається посилення моментів навантаження. Аналогічні динамічні процеси спостерігаються в багатопоточних приводах великих конвертерів і екскаваторів. Для їх усунення необхідно при проектуванні виконувати розміщення паралельних приводів по периметру зубчастого вінця так, щоб кутові відстані між ними були кратними кроку зачеплення. В багатопоточних приводах велику роль також відіграє схема включення електроприводів (паралельна, послідовна), тому що вирівнювання середньої навантаження не завжди призводить до усунення динамічних процесів.

### **3.5 Вимірювання динамічних навантажень**

Вимірювання крутильних моментів дозволяють отримати важливу інформацію про поведінку багатомасної редукторною трансмісії, деформаціях і напружених, що виникають на різних її ділянках, які не можуть бути виміряні іншими датчиками (вібрації, переміщення). У різних галузях промисловості застосовуються телеметричні вимірювачі крутильних моментів. При експлуатації будь-яких силових установок з двигунами внутрішнього згоряння

(ДВЗ) крутильні коливання є серйозною проблемою. В трансмісіях судів правилами міжнародних морських класифікаційних товариств (Морський Регістр судноплавства), передбачено розрахунково-експериментальне визначення крутильних коливань. Ще на стадії розробки судів проектна документація не буде затверджена Регістром, якщо передбачаються резонанси, пов'язані з крутильними коливаннями в робочому діапазоні оборотів приводу. У стандарті передбачено обов'язкове проведення вимірів крутильних моментів після ремонтів або модернізації судів. Практично всі сучасні приводи судів оснащуються засобами демпфірування коливань валів - пружними муфтами, періодична перевірка ефективності яких і діагностика проводиться за допомогою вимірювачів крутильних коливань.

У технічній документації зарубіжних фірм-виробників прокатних станів наводяться розрахункові значення перших двох власних частот крутильних коливань трансмісій. Для усунення їх впливу на точність відпрацювання керуючих впливів в системах управління передбачені режекційні смугові фільтри, що настроюються на резонансні частоти, які повинні перевірятися експериментально на діючих станах за допомогою телеметричних вимірювачів крутильних коливань.

Пропоновані на ринку зарубіжні системи безконтактного вимірювання крутильних коливань мають високу вартість, а багато хто з них не пристосовані для роботи в умовах прокатного виробництва за діапазонами вимірювань і захисному виконання. Дослідження крутильних коливань в лініях приводу багатьох прокатних станів дозволили розробити в ІЧМ спочатку аналоговий, а останнім часом цифровий телеметричний вимірник крутильних моментів з безконтактним харчуванням на основі тензорезистивних датчиків. Вимірювач може застосовуватися на різних об'єктах, як для часових вимірів при випробуваннях редукторів, так і в складі стаціонарних систем моніторингу [14]. При розробці вимірювача враховані всі особливості і недоліки зарубіжних аналогів по схемним рішенням, конструктивним виконанням. Однак, відсутня нормативна база проведення вимірювань крутильних коливань приводів клітей

прокатних станів після їх модернізації або капітальних ремонтів. Це викликає протиріччя інтересів постачальників і замовників обладнання по вазі і здатності навантаження, гарантійним строкам експлуатації редукторів і шестеренних клітей.

Накопичення в системі моніторингу даних про циклах навантажень вимагає розробки нових методів їх статистичної обробки для оцінки довговічності редукторів з урахуванням нелінійних ефектів. На відміну від зазвичай застосовується амплітудного розподілу навантажень, вхідні технологічні навантаження описуються спектрами (амплітудно-частотними розподілами), які враховують частоту наростання моменту на валках при захопленні металу. Динамічні навантаження в кожній пружною зв'язку трансмісії визначаються в реальному часі на основі передавальних функцій. Відомо, що при близькості перших двох власних частот лінії приводу (відношення  $n_2 / n_1 < 2$ ) відбувається посилення коливань за рахунок биття. Для усунення цього ефекту шляхом «розведення частот» зазвичай пропонується змінювати конструктивні параметри ліній приводу, що складно піддається реалізації на діючих станах. Ефект зниження динаміки може бути досягнутий також зміною спектру вхідної навантаження таким чином, щоб середнє значення частоти наростання моменту прокатки на основному сортаменті потрапляло між двома нижчими частотами лінії приводу, що може виконуватися перерозподілом обтиснень по клетям в допустимих за технологією і здатності навантаження устаткування межах. Це відповідає методу, відомому з теорії автоматичного управління, коли нулі передавальної функції (коріння полінома чисельника), відповідні вхідному впливу, розміщують між полюсами (коріння полінома знаменника), що визначають динамічні властивості системи.



Оскільки кутові і радіальні зазори є основними параметрами технічного стану обладнання прокатних станів, існують розроблені методи і технічні засоби їх діагностики в процесі експлуатації [ 15, 16 ]. Повна діагностика може проводитися розробленим переносним приладом в періоди планових зупинок стану під час реверсування приводів клітей, а в процесі прокатки стаціонарними датчиками відслідковуються тенденції зміни відкритої частини зазорів. На підставі даних про знос ведеться розрахунок максимальних навантажень в елементах ліній приводу, які недоступні для прямих вимірювань крутильних моментів. Діагностика пластичного подовження болтових кріплень в опорах редукторів виконується на основі методів вібраційної діагностики, основна ідея яких полягає в порівнянні сигналів реальної нелінійної системи з модельним сигналом лінійної системи.

### **3.6 Момент і потужність прокатки**

Зусилля прикладені від металу що прокочується до валка складаються з нормальних і дотичних зусиль. Напрямок рівнодіючому цих зусиль залежить від способу й умов прокатки. У кожному окремому випадку напрямок рівнодіючому можна визначити з умови рівноваги прокатує мого металу. При простому процесі прокатки рівнодіючі сили будуть спрямовані паралельно лінії, що з'єднує центри обох валків, а при звичайному горизонтальному розташуванні валків — вертикально (рис. 3.1) [19].

Простий процес прокатки характеризується тим, що обоє валка приводні з однаковими діаметрами й окружними швидкостями, метал що прокочується має однорідні властивості, рухається рівномірно й на нього не діють які-небудь інші сили, крім сил прикладених від валків (не діє зокрема переднє або заднє натягнення з боку моталок або валків сусідніх клітей). На практиці однак не завжди дотримуються умови простого процесу прокатки й у цих випадках рівнодіюча не буде спрямована вертикально.

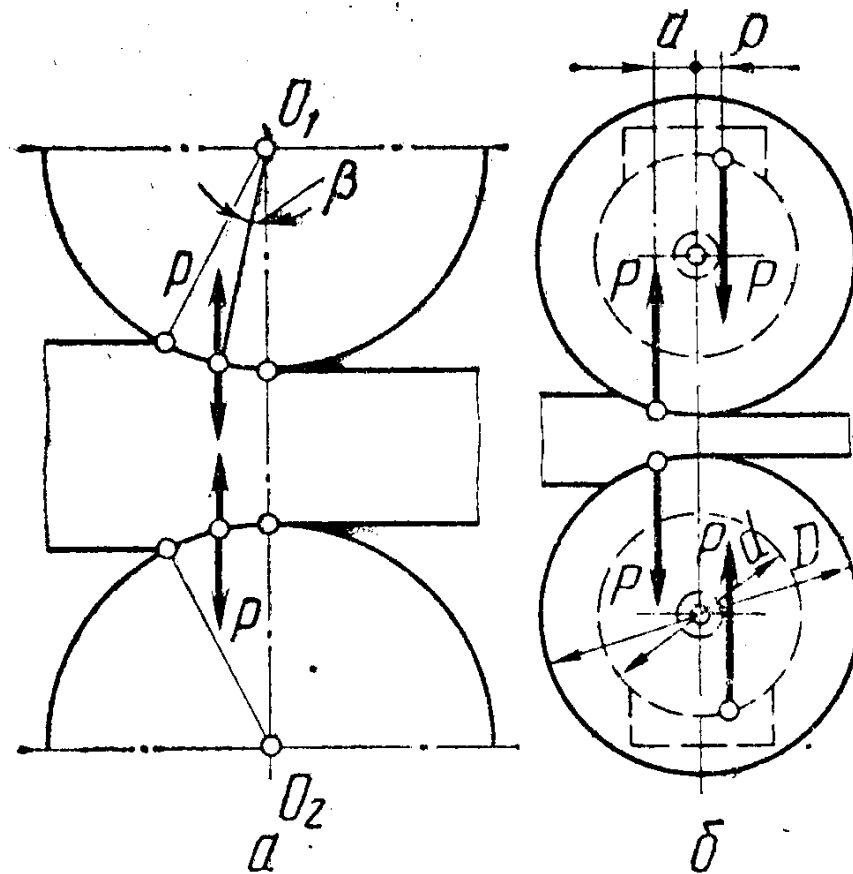


Рисунок 3.1 - Напрямок сил що діють на валки при простому процесі прокатки, без врахування (а) і з врахуванням (б) тертя в підшипниках

### Складові навантаження привода валків

Момент на валу двигуна, необхідний для привода валків прокатного стану, складається із чотирьох величин [19]:

$$M_{\text{дв}} = (M_{\text{пр}} / i) + M_{\text{тр}} + M_{\text{хол}} + M_{\text{дин}}, \quad (3.1)$$

де  $M_{\text{пр}}$  — момент прокатки, який потрібен для подолання опору деформації металу що прокочується, і виникають при цьому сили тертя металу по поверхні валків;  $i$  — передаточне число між валками й двигуном;  $M_{\text{тр}}$  — момент додаткових сил тертя, наведений до вала двигуна, що виникає при проході металу між валками в підшипниках валків, у передавальному механізмі й в

інших частинах стану, але без обліку моменту, що вимагається на обертання валків стану при його холостому ході;  $M_{\text{ХОЛ}}$  — момент холостого ходу, тобто момент, що потрібен для привода стану під час холостого ходу;  $M_{\text{ДИН}}$  — динамічний момент на валу двигуна, необхідний для подолання інерційних зусиль, що виникають при нерівномірному обертанні валків.

Перші три величини, що становлять навантаження привода валків, являють собою в сумі статичний момент.

Відношення моменту прокатки, наведеного до вала двигуна, до повного статичного моменту називається к.к.д. прокатного стану:

$$\eta = \frac{M_{\text{ПР}} / i}{(M_{\text{ПР}} / i) + M_{\text{ТР}} + M_{\text{ХОЛ}}} \quad (3.2)$$

Залежно від режиму прокатки й пристрою стану ( головним чином від конструкції підшипників прокатних валків) к.к.д. стану може коливатися в досить широких межах, у середньому  $\eta = 0,5 \dots 0,95$ .

Динамічний момент виникає лише в станах валків, що працюють із нерівномірним обертанням: у станах з маховиком, у станах з регульованою швидкістю прокатки протягом проходу, у тому числі й у реверсивних. Динамічний момент знаходять по формулі:

$$M_{\text{ДИН}} = \frac{m D^2}{4} \cdot \frac{d\omega}{d\tau} = J \frac{d\omega}{d\tau} \quad (3.3)$$

де  $J$  — момент інерції обертових частин стану, наведений до вала двигуна;  $\frac{d\omega}{d\tau}$  — кутове прискорення;  $mD^2$  — маховий момент.

### 3.7 Визначення моменту прокатки по витраті енергії

У ряді випадків момент прокатки доцільніше визначати по витраті енергії при прокатці. Такий метод підрахунку моментів найчастіше застосовують при прокатці сортового металу непрямокутного перетину, де визначення контактної площі й контактного тиску складніше, чим при прокатці профілів прямокутного перетину [19].

Дані експериментальних досліджень звичайно представляють у вигляді кривих, що виражають витрату енергії на 1 т прокачаній продукції залежно від загальної витяжки або при прокатці аркушів і стрічки залежно від зменшення товщини прокату. За даними, наведеним на рисунку 3.2, витрата енергії за один прохід на 1 т становить  $(a_1 - a_0)$  кВт-год/т.

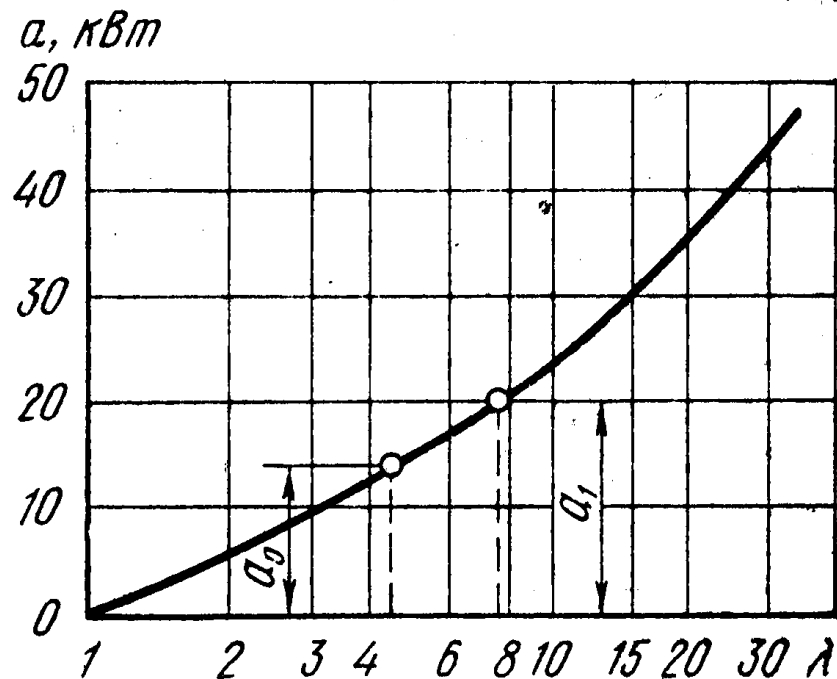


Рисунок 3.2. Зміна витрати енергії при прокатці блюмів залежно від загальної витяжки

Тоді загальна витрата роботи за даний прохід:

$$A = (a_1 - a_0) G \quad (3.4)$$

Через те, що витрата енергії при прокатці звичайно вимірюють по навантаженню двигуна, у величини обумовлені по зазначених кривих також входить і втрата енергії на тертя в механізмах прокатного стану, але з відрахуванням втрат на обертання стану вхолосту. Таким чином, обчислений по цій витраті енергії момент буде являти собою суму моментів  $M_{\text{ПР}}$  і  $i M_{\text{ТР}}$ .

Момент, необхідний для обертання валків:

$$(M_{\text{ПР}} + M_{\text{ТР}}) / i = 3600 (a_1 - a_0) \rho Q D (1 + S) \quad (3.5)$$

де  $a_0$  і  $a_1$  — питома витрата енергії до й після розглянутого проходу, квт-год/т;  $\rho$  — щільність, кг/дц<sup>3</sup>;  $Q$ -площа перетину смуги, що прокочується, після пропуску, м<sup>2</sup>.

Якщо зневажити впливом випередження  $S$ , то для сталі при  $\rho = 7,8$  т/м<sup>3</sup> одержимо

$$(M_{\text{ПР}} + i M_{\text{ТР}}) = 1400 (a_1 + a_0) Q D \quad (3.5)$$

Споживану потужність (кВт) при підрахунку кількості роботи із кривих можна виразити наступним рівнянням:

$$M = 3600 (a_1 - a_0) G / \tau \quad (3.6)$$

При підрахунку витрати енергії при прокатці по кривих для кожного випадку слід підбирати криву, найбільш відповідну розглянутим умовам прокатки (матеріал, розмір і форма профілю, тип прокатного стану і т.д.),

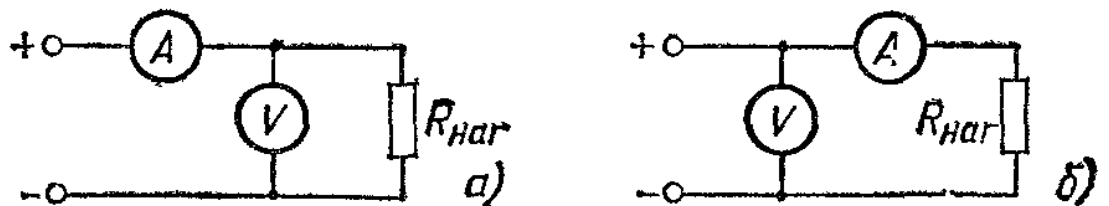
причому для всіх випадків подовження, рівне одиниці, необхідно відносити до перетину смуги, що виходить із нагрівальної печі.

Криві питомої витрати енергії при прокатці аркушів і стрічки через те, що на нього значний вплив виявляє товщина прокату, іноді будують залежно від зміни останньої.

### Вимірювання потужності за допомогою Ваттметрів.

Потужність яку витрачає двигун  $P$  може бути визначена побічно шляхом проведення двох прямих вимірювань: напруги на навантаженні  $U$  за допомогою вольтметра і струму в навантаженні  $I$  за допомогою амперметра. Найбільш целесообразно застосування в цьому випадку вольтметра і амперметра магнітоелектричної системи [30].

На рис. 3.3, а, б наведено дві схеми включення амперметра і вольтметра. Вибір тієї чи іншої схеми обумовлений допустимою методичною похибкою вимірювання, спричиненою сумірністю малого внутрішнього опору, схема рис. 3.3, а, опір навантаження  $R_{наг}$ .



- а - опір навантаження малий в порівнянні з опором вольтметра ;  
 б - опір навантаження великий в порівнянні з опором амперметра .

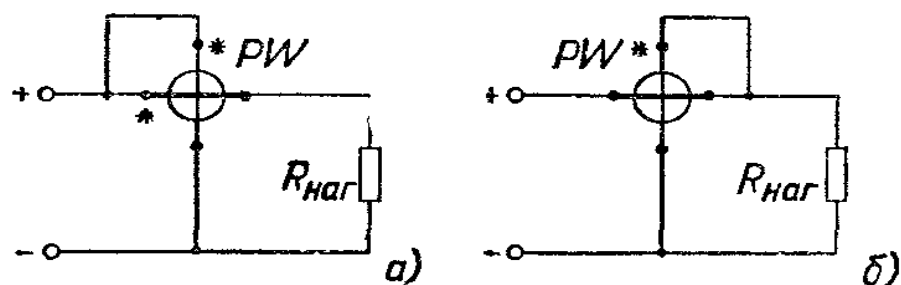
Рисунок 3.3 - Схеми включення приладів для вимірювання потужності в ланцюзі постійного струму

Схема рис. 3.3, а застосовується при вимірюванні потужності в разі , коли опір навантаження відносно малий, схема рис. 3.9, б - коли опір навантаження відносно велике.

Незважаючи на уявну простоту і доступність, метод амперметра і вольтметра для вимірювання потужності  $P$  на практиці застосовується вкрай рідко. Це пояснюється тим , що названий метод вимагає одночасного відліку показань двох приладів і подальшого обчислення  $P$ .

Найбільш просто і з необхідною точністю вимірювання потужності здійснюється безпосередньо за допомогою одного одноелементна електродинамічного ватметра. Включення такого ватметра в ланцюг постійного струму необхідно здійснювати з дотриманням правильності з'єднання генераторних затисків обмотки ланцюга струму і напруги. На рис. 3.4 показано включення ватметра РШ для вимірювання потужності  $P$ .

Генераторний затиск струмового обмотки ватметра завжди включається в бік джерела живлення . Генераторний затиск обмотки напруги, в цілях зменшення методичної похибки, може бути включений так, як це показано на рис 3.4, а чи б



а - опір навантаження відносно великий;  
б - опір навантаження відносно малий.

Рисунок 3.4 - Схеми включення ватметра в ланцюг постійного струму.

Схема рис. 3.4, а застосовується при відносно великому значенні опору навантаження  $R_{наг}$ , а схема рис. 3.4, б - при відносно малому значенні опору

навантаження  $R_{наг}$ . (Опір навантаження порівнянно з опором кола струму. Значення опору кола струму завжди вказується на циферблаті приладу.)

У більшості випадків застосування ватметрів опір навантаження  $R_{наг}$  відносно великий (значення опору навантаження набагато більше опору послідовної кола струму ватметра) і, отже, ватметр необхідно включати за схемою рис. 3.4, а.

Цілком очевидно, що недотримання правильності включення генераторного затиску будь-який з обмоток ватметра призводить до зміни напрямку обертального моменту і виходу показника ватметра за межі шкали.

### **Вимір активної потужності в ланцюгах змінного струму.**

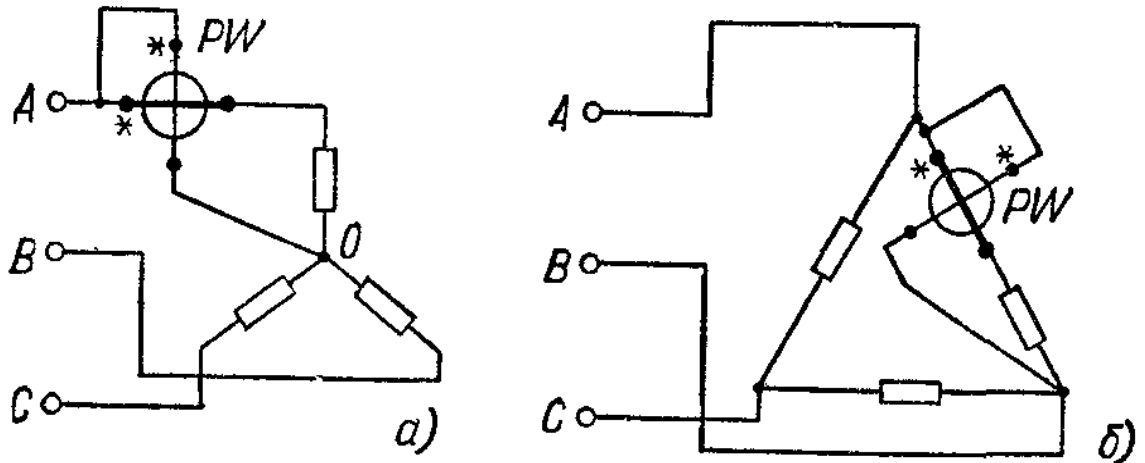
Вимірювання активної потужності в однофазній ланцюга виконується одноелементними ватметрами. Вимірювання активної потужності в трифазних колах в лабораторних умовах також може бути проведено за допомогою одноелементних ватметрів, що включаються в трифазний ланцюг за схемами з використанням методу одного, двох або трьох приладів. Однак при технічних вимірах, як правило, в цьому випадку використовуються спеціальні двох і трьохелементні ватметри [30].

Розширення діапазонів вимірювання у всіх випадках застосування ватметрів в ланцюгах змінного струму здійснюється за допомогою вимірювальних трансформаторів струму і напруги.

Вимірювання потужності методом одного приладу. При використанні методу одного приладу вимірювання потужності здійснюється за допомогою одноелементного ватметра. Метод застосовується при вимірюванні потужності в однофазних колах і симетричних трифазних ланцюгах (комплексні опори фаз однакові). І в тому і в іншому випадку обмотка напруги ватметра включається на фазну напругу, а обмотка струму включається в розтин дротів будь якої фази.



На рис. 3.5 , а, б показано включення одноелементного ватметра в симетричний трифазний трьохпровідний ланцюг.



а - навантаження з'єднана зіркою, нульова точка доступна;  
б - навантаження з'єднана трикутником.

Рисунок 3.5 - Схеми включення ватметра в трифазну трьохпровідний ланцюг при повній симетрії.

На рис. 3.5, а навантаження з'єднано зіркою і нульова точка доступна. На рис. 3.5, б навантаження з'єднано трикутником. Якщо ватметр неможливо включити в фазу так, як це показано на рис. 3.5, б, або нульова точка при з'єднанні навантаження зіркою (рис. 3.5, а) відсутня, то в цьому випадку використовується штучна нульова точка.

Штучна нульова точка зазвичай створюється за допомогою двох резисторів (опір кожного резистора дорівнює опору ланцюга обмотки напруги ватметра) і опору кола обмотки напруги. Опір кола обмотки напруги будь-якого ватметра або приведено на циферблаті приладу, або вказується в технічному паспорті на даний прилад.

Включення ватметра в трифазний трьохпровідний ланцюг за схемою з штучної нульовою точкою показано на рис. 3.6. Аналізуючи схеми включення

ватметрів , наведені на рис. 3.6 а, неважко бачити, що показання ватметра буде відповідати потужності однієї фази .

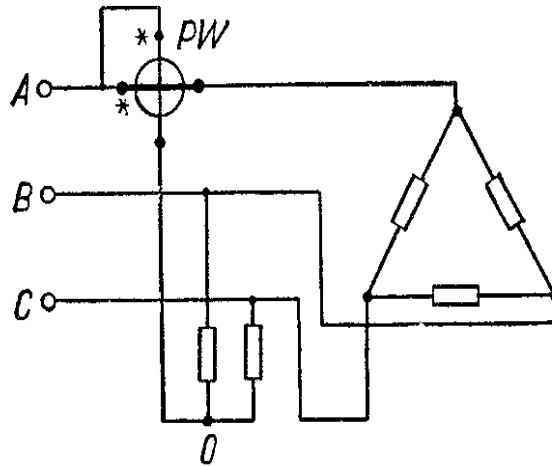


Рисунок 3.6 - Схема включення ватметра в трифазну трьохпровідний ланцюг з недоступною нульовою точкою при повній симетрії.

Для отримання потужності всієї трифазного ланцюга у всіх трьох розглянутих випадках необхідно показники ватметра потроїти:

$$P=3*P_w \quad (3.7)$$

Метод двох приладів застосовується для включення елементів двоелементною ватметра при вимірюванні за допомогою його потужності в трифазному трьохпроводному ланцюзі.

На рис. 3.7 а зображена схема включення двох одноелементних ватметрів. Зазвичай токова обмотка одного ватметра, наприклад  $P_{w1}$ , включається в фазу А, а струмовий обмотка іншого ватметра -  $P_{w2}$  - в фазу С. Обмотки напруги ватметрів вмикаються в лінійну напруги так, як це показано на рисунку 3.7,а.

На рис. 3.7, б представлена векторна діаграма ланцюга для окремого випадку - випадку симетрії струмів і напруг.

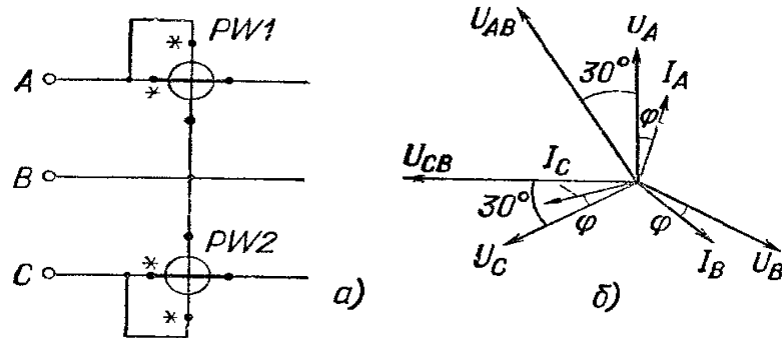


Рисунок 3.7 - Схема включення двох ватметрів в трифазний трьохпровідний ланцюг (а) і векторна діаграма (б)

Неважко бачити, що показання ватметра  $P_{W1}$  в-цьому випадку дорівнює:

$$P_{W1} = U_{AB} I_A \cos \varphi (30^\circ + \varphi) = U_{л} I_{л} \cos (30^\circ + \varphi) \quad (3.8)$$

Аналогічно неважко визначити і показання ватметра  $P_{W2}$ :

$$P_{W2} = U_{CB} I_C \cos (30^\circ - \varphi) = U_{л} I_{л} \cos (30^\circ - \varphi) \quad (3.9)$$

Враховуючи, що при вимірюванні потужності з використанням методу двох приладів загальна потужність ланцюга дорівнює сумі алгебри показань ватметрів, а також враховуючи вирази (3.8) і (3.9), отримуємо:

$$P = P_{W1} + P_{W2} = U_{л} I_{л} \cos (30^\circ + \varphi) + U_{л} I_{л} \cos (30^\circ - \varphi) \quad (3.10)$$

Після нескладних перетворень маємо:

$$P = U_{л} I_{л} 2 \cos 30^\circ \cos \varphi = \sqrt{3} U_{л} I_{л} \cos \varphi \quad (3.11)$$

Таким чином, сума показань ватметрів  $P_{W1}$  і  $P_{W2}$ , обумовлена формулою (3.10), є не що інше, як потужність трифазного ланцюга. Слід зазначити, що відповідно до (3.8) і (3.9) показання кожного ватметра можуть бути позитивними або негативними залежно від значення кута  $\varphi$  і його знака. Більш того, при  $\varphi = +60^\circ$  показання ватметра  $P_{W1}$  дорівнює нулю, а при  $\varphi = -60^\circ$  нульове показання буде у ватметра  $P_{W2}$ . При  $\varphi = 0$ , тобто при чисто активному навантаженні, показання ватметра  $P_{W1}$  одно свідченню ватметра  $P_{W2}$ .

Двоелементний ватметри, зазвичай заміняються трифазними ватметри, являють собою конструкцію з двох вимірювальних механізмів одноелементних феродинамічної ватметрів з однією спільною рухомою частиною. Зразок конструктивне виконання двоелементною феродинамічної вимірювального механізму, широко використовуваного для побудови трифазних ватметрів, показано на рис. 3.8. Два шихтованих магнітопровода 1 мають нерухомі струмові обмотки 2. Обмотки напруги, виконані у вигляді рухливих рамок 3, укріплені на загальній осі. Включення струмових обмоток і обмоток напруги трифазних двоелементних ватметрів проводиться за схемою рис. 3.7, в якій використовується метод двох приладів. Розширення діапазонів вимірювання трифазних двоелементних ватметрів, так само як і одноелементних однофазних ватметрів, здійснюється за допомогою вимірювальних трансформаторів струму і напруги. На рис. 3.9 показано включення елементів двоелементною трифазного ватметра в трифазний трьохпровідний ланцюг через вимірювальні трансформатори струму.

Очевидно, що в цьому випадку для отримання потужності ланцюга показання ватметра необхідно помножити на номінальний коефіцієнт трансформації застосовуваних вимірювальних трансформаторів струму. Якщо вимірювання потужності здійснюється двома одноелементними ватметри, то на значення  $Ki_{\text{ном}}$  множиться арифметична сума показань ватметрів.

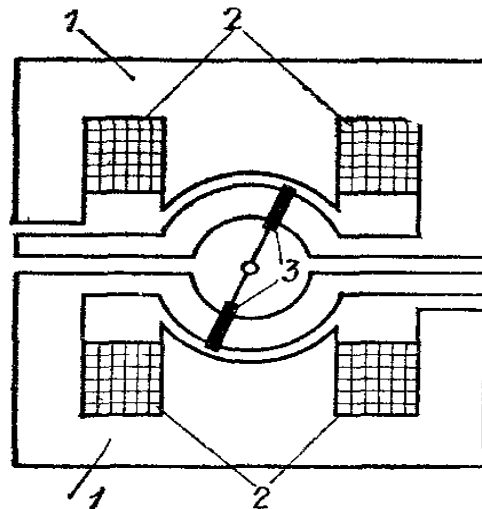


Рисунок 3.8 - Двоелементний ферродинамический вимірювальний механізм

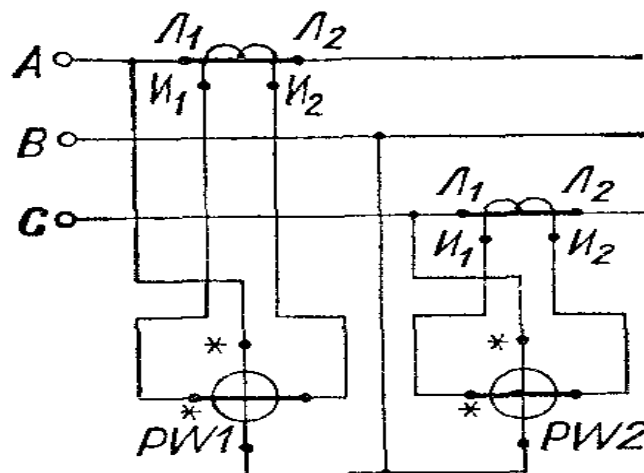


Рисунок 3.9 - Схема включення елементів двоелементною ватметра в трифазний трьохпровідний ланцюг з використанням трансформаторів струму

### Вимірювання потужності методом трьох приладів.

Відомо, що метод трьох приладів застосовується при вимірюванні потужності в трифазному чотирьохпровідному ланцюгу ( при цьому використовуються три одноелементних ватметра ). Так само як і метод двох приладів , метод трьох приладів дає правильні результати незалежно від схеми

з'єднання і характеру навантаження як при симетрії, так і при асиметрії струмів і напруг. За схемою, що реалізує метод трьох приладів, включаються також елементи Трьохелементний трифазних ватметрів [30].

На рис. 3.10 приведена схема включення трьох одноелементних ватметрів за методом трьох приладів у трифазному чотирьохпровідному ланцюгу.

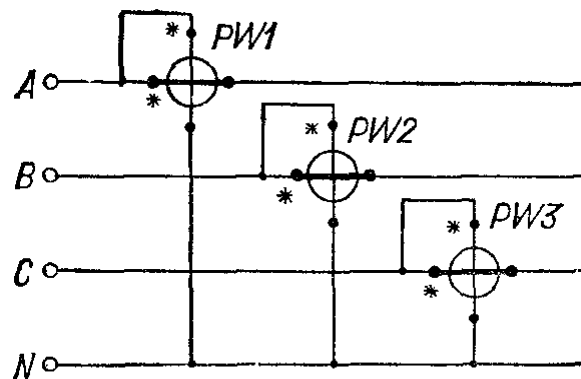


Рисунок 3.10 - Схема включення трьох ватметрів в трифазний трьох провідний ланцюг

Неважко бачити, що в цьому випадку кожен ватметр вимірює потужність однієї фази:

$$P_{w1} = P_A = U_A I_A \cos \varphi_A$$

$$P_{w2} = P_B = U_B I_B \cos \varphi_B$$

$$P_{w3} = P_C = U_C I_C \cos \varphi_C$$

де  $U_A$ ,  $U_B$  і  $U_C$  - фазні напруги;  $I_A$ ,  $I_B$  і  $I_C$  - фазні струми;  $\varphi_A$ ,  $\varphi_B$  і  $\varphi_C$  - фазові зрушення між відповідними фазними напругами і фазними струмами.

Очевидно, що для знаходження потужності в трифазному чотирьох-провідному ланцюгу необхідно взяти алгебраїчну суму показань всіх ватметрів:

$$P = P_A + P_B + P_C = P_{w1} + P_{w2} + P_{w3} \quad (3.12)$$

Принципова конструктивна схема трифазного ферродинамічного ватметра наведена на рис. 3.11. Кожен елемент містить виконаний з магнітомягкого матеріалу шихтований магнітопровід 1 з нерухомою струмовою обмоткою 3.

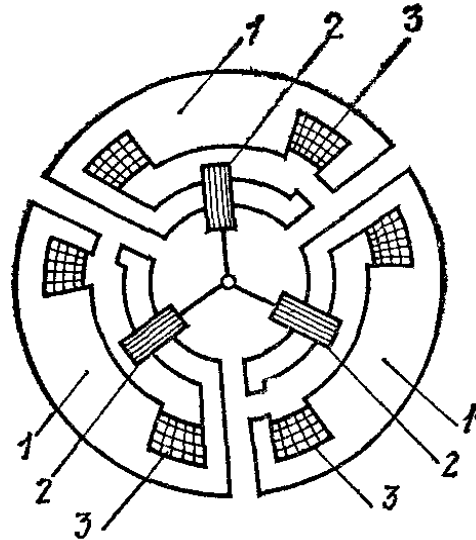


Рисунок 3.11 - Трьохелементний ферродинамічний вимірювальний механізм

Рухливі рамки елементів 2 жорстко укріплені на одній осі. Таким чином, на рухому частину трифазного ватметра діє арифметична сума моментів всіх трьох елементів. Безпосереднє включення елементів ватметра в трифазний чотирихпровідний ланцюг здійснюється за схемою, зображеної на рис. 3.10.

Розширення діапазонів вимірювання трьохелементних трифазних ватметрів здійснюється так само, як і двоелементних ватметрів, - за допомогою вимірювальних трансформаторів струму і напруги.

### 3.8 Обладнання для вимірювання потужності (енергії) прокатки

Слід зазначити, що в останні роки промисловістю для вимірювання потужності в чотирихпровідному трифазному ланцюгу випускаються спеціальні щитові феродинамічні двохелементні ватметри типу ЦЭ6802. Елементи цих ватметрів мають не по одній, а по дві струмові обмотки. Додаткові струмові обмотки включаються в чотирихпровідний трифазний ланцюг за спеціальною схемою. Показання такого ватметра справедливі як при рівномірному, так і при нерівномірному навантаженні фаз.



Рисунок 3.12 - Ватметр-лічильник зразковий трифазний ЦЭ6802

Для визначення потужності прокатки обираємо ватметр - лічильник зразковий трифазний ЦЭ6802 призначений для вимірювання активної потужності і енергії в трьох- і чотирихпровідній трифазній і двухпровідній однофазній мережі змінного струму, та для вимірювання реактивної потужності в трифазній мережі. Прилад може застосовуватися для перевірки та регулювання ватметрів, трифазних ватметрів, перетворювачів потужності і лічильників електричної енергії класу точності 0,2 і менш точних [31].



Можливості приладу:

- Автоматизована обробка інформації
- Відображення результатів вимірювань на цифровому дисплеї
- Висока тимчасова і температурна стабільність
- Можливість роботи в складі комп'ютерних комплексів за допомогою інтерфейсу ИРПС і RS232 (з адаптером, що входить в комплект поставки)
- автоматичне калібрування
- Індикація вимірних значень струмів і напруг окремо по фазах А, В
- Контроль частоти вимірювальних сигналів в Гц
- Контроль кута зсуву фаз (в градусах), значення коефіцієнта потужності
- Має вбудований захист від перевантаження, не критичний до подачі змінної напруги до 450В по паралельних ланцюгах
- У комплект поставки входить програмне забезпечення верхнього рівня, що дозволяє автоматизувати збір інформації і оформлення протоколів повірки

Вимірювання реактивної потужності, в тому числі при визначенні похибок лічильників реактивної енергії та вимірі реактивної енергії, виробляється за алгоритмом, відповідно формулі:

$$Q = \frac{1}{\sqrt{3}} * (U_{BC} * I_A * \cos \varphi_1 + U_{CA} * I_B * \cos \varphi_2 + U_{AB} * I_C * \cos \varphi_3) \quad (3.13)$$

де Q - реактивна потужність, var;

$\frac{1}{\sqrt{3}}$  – коефіцієнт, виражений в var / W

$U_{BC}(U_{CA}, U_{AB})$  – лінійна напруга між фазами В і С (С і А ; А і В), V;

$I_A, (I_B, I_C)$  - струм фази А (В и С), А ;

$\varphi_1$  – Кут зсуву фази між струмом фази А і лінійною напругою  $U_{BC}$

$\varphi_2$  – Кут зсуву фази між струмом фази В і лінійною напругою  $U_{CA}$

$\varphi_3$  – Кут зсуву фази між струмом фази С і лінійною напругою  $U_{AB}$

Робочі умови застосування приладу:

- температура навколишнього повітря від 10 до 35 ° С;
- відносна вологість повітря до 80% при температурі 25 ° С;
- атмосферний тиск від 84 до 106,7 кПа (від 630 до 800 мм Нг);
- зовнішні магнітні поля, крім земного мають бути відсутні;
- постійна складова вхідних напруг і струмів повинна був відсутня .

Нормальні умови застосування приладу:

- температура навколишнього повітря  $(20 \pm 2)^\circ\text{C}$ ;
- відносна вологість навколишнього повітря (30 - 80)%;
- атмосферний тиск (630 - 800 мм Н г);
- напруга мережі живлення  $(220 \pm 22)$  V;
- частота струму вимірювальної мережі  $(50 \pm 2,5)$  Hz або  $(60 \pm 3,0)$  Hz;
- частота струму мережі живлення  $(50 \pm 0,5)$  Hz або  $(60 \pm 0,6)$  Hz;
- форма кривої напруги живильної мережі - синусоїдальна з коефіцієнтом несинусоїдальності не більше 5%.

Номінальні значення напруги вхідних паралельних ланцюгів приладу:

Фазні -  $100/\sqrt{3}, 220/\sqrt{3}, 380/\sqrt{3}$  V;

лінійні - 100, 220, 380 V.

Номінальні значення сили струму вхідних послідовних ланцюгів приладу 3x1 і 3x5 А, перевантажувальний значення сили струму має бути 200% від номінального значення.

Номинальна частота напруги мережі живлення, напруги паралельних ланцюгів і струму в послідовних ланцюгах ( $50 \pm 0,5$ ) Hz або ( $60 \pm 0,6$ ) Hz.

Живлення приладу здійснюється від мережі змінного струму напругою 220 V.

Повна потужність, споживана кожної паралельним ланцюгом приладу, при номінальних напрузі і частоті не більше  $1 V \cdot A$ .

Повна потужність, споживана кожної послідовної ланцюгом приладу, при номінальному струмі і номінальній частоті не більше  $2 V \cdot A$ .

Повна потужність, споживана по ланцюгу живлення приладу, не більше  $80 V \cdot A$ .

Прилад має роз'єм дистанційного керування для управління моментами початку і закінчення вимірювання енергії.

Залежно від встановленого режиму роботи прилад відображає на індикаторному табло наступні результати:

- вимірне значення потужності в W або var;
- кількість поділок шкали вивіреного приладу , відповідне вимірювальної потужності;
- вимірне значення енергії в  $W \cdot h$  або  $var \cdot I$  ;
- обчислене значення похибок лічильників у відсотках ;
- вимірне значення напруг паралельних ланцюгів в вольтах ;
- вимірне значення сили струму через послідовні ланцюги в амперах .

Для контролю режиму вимірювальної ланцюга прилад на табло показує значення кута зсуву фаз між струмом і напругою , значення коефіцієнта потужності і частоту вимірювальних сигналів з ненормованої точністю.

Для контролю записаних в незалежну пам'ять значень поправок на табло відображаються значення поправок.

Прилад проводить авто калібрування не рідше ніж один раз на 20 хвилин автоматично або на вимогу оператора.

Габаритні розміри не більше 440x450x290 мм.

Маса не більше 27 кг.

Прилад являє собою аналого-цифровий пристрій з попереднім перетворенням потужності в аналоговий сигнал і надалі перетворенням його в частоту. За допомогою вбудованої мікропроцесорної системи ( в подальшій - МПС) проводиться подальша обробка частотних сигналів. МПС формує керуючі і синхронізуючі сигнали для всіх блоків приладу . По командах МПС проводиться автокалібровка по зразковим сигналам від вбудованого джерела опорних напруг і обчислення результату перетворення з урахуванням поправок отриманих при повірці приладу і зберігаються в енергонезалежному пристрої пам'яті.

Структурна схема приладу ЦЕ6802 містить такі блоки (рис. 3.13):

три трансформатора струму ТТ1, ТТ2, ТТ3;

три трансформатора напруги ТН1, ТН2, ТН3;

джерело опорного напруги ИОН;

комутатор К;

перемикач меж вимірювання напруги ППН;

блок інтерфейсу лічильників ИС;

генератор пилоподібної напруги ГПН;

широкоімпульсний модулятор ШИМ;

амплітудно-імпульсний модулятор АИМ;

аналоговий блок живлення;

блок інтерфейсу вимірювального перетворювача потужності ИПМ, що включає перетворювач напруги в частоту ПНЧ і регістр Р;

активний фільтр АФ;

контролер КНТ;

пульт оператора ПО, що включає в себе клавіатуру КЛ і індикація ИНД;

джерело живлення обчислювальної частини ИП;

блок керування вимірювальним перетворювачем потужності БУ ИПМ.

Вхідні сигнали струму і напруги через понижуючі ТТ1 , ТТ2 , ТТ3 , ТН1 , ТН2 , ТН3 , через ППН і К подаються на входи ШИМ і АИМ . При цьому

широтно- імпульсному, як і амплітудно- імпульсному модулювання піддаються по черзі сигнали, пропорційні вхідному струмі і вхідній напрузі. Модулювання здійснюється шляхом порівняння вхідного сигналу з опорним сигналом, вироблюваним генератором пило образної напруги фіксованої амплітуди. Порівняння двох сигналів здійснюється компаратором, відносна різниця тривалостей пауз і імпульсів на виході компаратора пропорційна вхідному сигналу . Отримана послідовність прямокутних імпульсів далі подається на керуючі входи АІМ .

Вихідний сигнал АІМ , середнє значення якого пропорційно потужності на вході ОВС , подається на АФ і далі на вхід ПНЧ .

КНТ управляє роботою приладу, формуючи керуючі та синхронізуючі сигнали для всіх блоків. По командах КНТ виробляються автоблокування по потужності і напрузі . При автоблокуванні за потужністю комутатором К на входи ШІМ і АІМ з виходу ІОН підключаються дві опорних напруги що змінюється полярності, фаза яких відносно один одного визначається направленням потоку енергії, вимірюваної приладом . При автоблокуванні по вихідному сигналу ПНЧ обчислюється і далі використовується для розрахунків значень потужності , енергії та визначенні похибок до наступної (через 15 min ) автоблокування коефіцієнт пропорційності, що враховує похибки перетворення. При такому методі істотно зменшуються адитивна та фазова складові похибки перетворення, довготривала нестабільність коефіцієнта перетворення.

Автоблокування по напрузі проводиться аналогічно . Отримані значення коефіцієнтів пропорційності враховуються при обчисленні значень струмів і напруг. Періодичність автоблокування по напрузі - 30 хвилин .

Блок інтерфейсу ШІМ призначений для обміну інформацією між дискретною і аналоговою частиною приладу . Управління обміном здійснюється за допомогою блоку управління ШІМ .

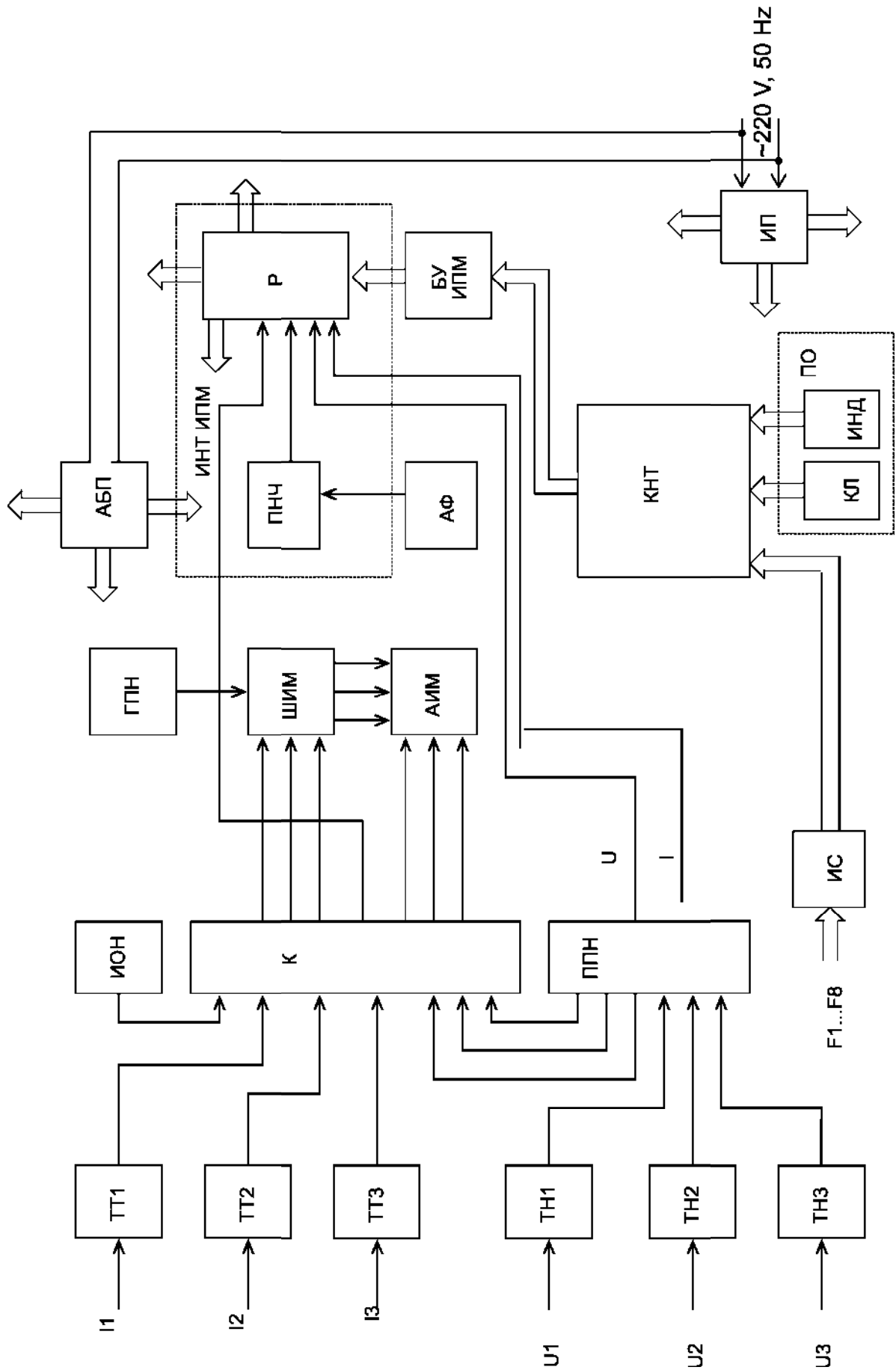


Рисунок 3.13 - Структурна схема приладу CE6802

Для включення приладу в режим вимірювання потужності, енергії, визначення похибки лічильників оператор вводить в КНТ необхідну інформацію з клавіатури КЛ пульта оператора ПЗ. Далі КНТ спільно з аналоговою частиною виробляє первинну автоблокування для вимірювання напруг, струмів, для визначення частоти, кута зсуву фаз, коефіцієнта потужності, напрямку потоку енергії. Введення даних для програмування МПС ведеться в діалоговому режимі. Введена інформація, запити КНТ, результати вимірювання відображаються на індикаторному табло ІНД.

Після визначення напрямку потоку енергії, якщо ОВС ще не вимірюється потужність, енергію або похибка в даному виді мережі після останнього ввімкнення живлення, виробляється автоблокування за схемою включення. При цьому задіюються ті вузли ШІМ, АІМ, ПНЧ, К, які братимуть участь у вимірюванні потужності, енергії або похибки.

Аналоговий блок живлення АБП призначений для живлення аналогової частини ОВС, а саме - ТТ, ТН, ІОН, К, ППН, ШІМ, АІМ, ДПН, АФ, ПНЧ. Джерело живлення ІІ служить для живлення обчислювальної частини - ІС, ПО, КНТ, БО, ПІМ.

### **3.9 Розрахункова параметри прокатки вертикальних валків**

Визначаємо тиск металу на валки при прокатці злитку масою 25 т. з низько вуглецевої сталі на слябінгу з діаметром валків  $D=700\text{мм}$ . За вихідні дані приймаємо переріз злитка при прокатці в одному з перших проходів:

$$h_o = 700 \text{ мм} .$$

$$h_i = 640 \text{ мм} .$$

$$E = 0,086 ;$$

$$t = 1160 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$V = 4 \text{ м / с} ;$$

$$b_{cp} = 1500 \text{ мм} ;$$

$$\Delta h = 60 \text{ мм} .$$

Знаходимо:

$$l = \sqrt{R \Delta h} = \sqrt{350 \cdot 60} = 144,91 \text{ мм}.$$

$$h_{сер} = 670 \text{ мм} \quad \frac{l}{h_{сер}} = \frac{144,91}{670} = 0,22; \quad \frac{h_{сер}}{l} = \frac{1}{0,22} = 4,54;$$

$$L = \sqrt{\frac{\Delta h}{R}} = \sqrt{\frac{60}{350}} = 0,41;$$

Середня швидкість деформації:

$$U_{сер} = L * \frac{V}{h_0} = 0,33 * \frac{4}{0,7} = 1,88 \text{ с}^{-1};$$

При розрахованій швидкості деформації та заданій температурі знайдемо параметри текучості:

$$\sigma_{\phi} = 55 \frac{H}{\text{мм}^2} \Rightarrow 2\mathfrak{R} = 1,15 * \sigma_{\phi} = 63 \frac{H}{\text{мм}^2}$$

Коефіцієнт контактної тертя:

$$\mu = (1,05 - 0,0005 * 1160) * 0,9 = 0,43$$

$$\text{Коефіцієнт впливу зовнішніх зон для } \frac{l}{h_{сер}} = 0,22; \quad n_{e.z.} = 1,36$$

Середній та повний тиск металу на валки:

$$P_{сер} = 2 * R * \left(1 + \frac{\mu}{2} * \frac{l}{h_{сер}}\right) * n_{e.z.} = 63 * \left(1 + \frac{0,43}{2} * 0,22\right) * 1,36 = 90,8 \frac{H}{\text{мм}^2};$$

$$P = P_{сер} * l * b_{сер} = 90,8 * 144,91 * 1500 = 19,73 \text{ МН}$$

Визначимо моменти прокатки, тертя та момент на валу електродвигуна

Коефіцієнт плеча прикладання рівнодіючої тиску металу на валки:

$$m = \mu \frac{l}{h_{сер}} = 0,43 * 0,22 = 0,0946;$$

Тоді за  $m=0,12$  та  $E=0,086$  визначимо, що  $\Psi=0,216$

Тоді момент прокатки:

$$M_{nn} = 2 * P * \Psi * l = 2 * 19,73 * 10^6 * 0,216 * 144,91 = 1235,12 \text{ кН} * \text{м}$$

Момент тертя в підшипниках валків при  $\mu_n = 0,01$



$$M_{\text{мер}} = 4 * \frac{P}{2} * \mu_n * r_n = 4 * \frac{19,73 * 10^6}{2} * 0,01 * \frac{0,7}{2} = 138,11 (\text{кН} * \text{м}),$$

де  $r_n = \frac{D_n}{2} = \frac{0,7}{2}$

ККД універсальних приводних шпинделів  $\eta=0,99$

Тоді момент на валу двигуна від статичного навантаження:

$$M_{\text{дв}} = M_{\text{ст}} = \frac{M_{\text{пр}} + M_{\text{мер}}}{\eta} = \frac{1235,12 + 138,11}{0,99} = 1387,1 (\text{кН} * \text{м}),$$

Потужність двигунів від статичного навантаження:

$$\omega_s = \frac{2 * v}{D} = \frac{2 * 4}{0,7} = 11,42 (\text{с}^{-1})$$

$$N_{\text{дв}} = N_{\text{ст}} = M_{\text{дв}} * \omega_{\text{в}} = 1387,1 * 11,42 = 15840,68 (\text{кВт.})$$

Момент холостого ходу прийнятий рівним 2% від  $M_{\text{дв}}$ :

$$M_{\text{хх}} = 0,02 * M_{\text{дв}} = 0,02 * 1387,1 = 27,74 (\text{кН} * \text{м})$$

Момент двигунів стану, при розгоні без злитка

$$M_1 = M_{\text{х.х.}} + M_{\text{дин}}$$

де  $M_{\text{дин}}$  - динамічний момент

$$M_{\text{дин}} = \frac{m * Di^2}{4} * \frac{d\omega}{dt}; = \frac{m * Di^2}{4} * E$$

де  $m * Di^2 = 480 \text{кН} * \text{м}$  - сумарний маховий момент

$$E = \frac{d\omega}{dt} = 5 \text{с}^{-1} \quad \text{- кутове прискорення.}$$

Тоді  $M_{\text{дин1}} = \frac{480}{4} * 5 = 600 (\text{кН} * \text{м})$

Тоді  $M_1 = 27,74 + 600 = 627,74 (\text{кН} * \text{м})$

Врахуємо момент інерції злитка:

$$mDi^2 = 25 * 1,1^2 = 30,25 (\text{кН} * \text{м})$$

Сумарний момент інерції обертових мас разом зі злитком:

$$mDi^2 = 30,25 + 480 = 510,25(\text{кН} * \text{м})$$

$$M_2 = M_{x.x.} + M_{дин} = 27,74 + \frac{510,25}{4} * 5 = 665,55(\text{кН} * \text{м})$$

Момент двигунів при прокатці металу зі сталою швидкістю:

$$M_3 = M_{cm.} = 1387,1(\text{кН} * \text{м})$$

Момент двигуна при гальмуванні стану з металом в валках:

$$M_4 = M_{cm.} - M_{дин2} = 1387,1 - \frac{510,25}{4} * 5 = 749,28(\text{кН} * \text{м})$$

Момент двигунів при гальмуванні стану після вибросу металу з валків:

$$M_5 = M_{cm.} - M_{дин1} = 1387,1 - 600 = 787,1(\text{кН} * \text{м})$$

Тривалість часу до моменту:

1) Захвату металу валками

$$t_1 = \frac{\omega_1}{E_1} = \frac{2}{5} = 0,4\text{с.}$$

де  $\omega_1 = 2\text{с}^{-1}$   $\omega_0$   $n_1 = 20\text{об} / \text{хв.}$

$E_1 = 5\text{с}^{-1}$  -прискорення.

2) Прокатки металу з прискоренням:

$$t_2 = \frac{\omega_3 - \omega_1}{E_1} = \frac{6 - 2}{5} = 0,8\text{с.}$$

де  $\omega_3 = 6\text{с}^{-1}$   $\omega_0$   $n_3 = 60\text{об} / \text{хв.}$

3) Прокатки металу при усталеній швидкості

$$t_3 = \frac{L}{V_3} - \left( \frac{\omega_3 + \omega_1}{2 * \omega_3} * t_2 + \frac{\omega_4 + \omega_3}{2 * \omega_3} * t_4 \right).$$

при  $v_3 = 2\text{м} / \text{с.}$   $\omega_4 = \omega_1 = 2\text{с}^{-1}$

$$t_3 = \frac{3}{2} - \left( \frac{6 + 2}{12} * 0,8 + \frac{2 + 6}{12_3} * 0,4 \right) = 0,47\text{с}$$

1) Кінця прокатки:

$$t_4 = \frac{\omega_3 - \omega_4}{E_4} = \frac{6 - 2}{5} = 0.8c.$$

2) Гальмування:

$$t_5 = \frac{\omega_4}{E_5} = \frac{2}{5} = 0.4c.$$

Для перевірки моменту двигуна по еквівалентному моменту знаходимо:

$$M_1^2 * t_1 = (627,74)^2 * 0.4 = 157623,00(\kappa H * M)^2 * c$$

$$M_2^2 * t_2 = (665,55)^2 * 0.8 = 354365,44(\kappa H * M)^2 * c$$

$$M_3^2 * t_3 = (1387,1)^2 * 0.47 = 904301,8(\kappa H * M)^2 * c$$

$$M_4^2 * t_4 = (749,28)^2 * 0.8 = 449136,4(\kappa H * M)^2 * c$$

$$M_5^2 * t_5 = (787,1)^2 * 0.4 = 247810,56(\kappa H * M)^2 * c$$

$$M_{xx}^2 * t_{xx} = (27,74)^2 * 1.5 = 1154,26(\kappa H * M)^2 * c$$

Розраховуємо суму добутків  $M^2 * t$  всіх проходів металу через валки для кожного періоду часу та знаходимо сумарну величину:

$$\sum M^2 * t = 2114000 (\kappa H * M)^2 * c$$

Тривалість циклу прокатки становить:

$$t_y = (t_1 + t_2 + t_4 + t_5) * n + \sum t_3 + \sum t_{[xx]} = (0,4 + 0,8 + 0,8 + 0,4) * 6 + 10,07 + 18,94 = 43,41c.$$

Перевірка двигуна на перегрів його обмоток:

$$M_{cp.kv} = M_{эkv} = \sqrt{\frac{\sum M^2 * t}{t_y}} \leq M_n$$

$$M_{эkv} = \sqrt{\frac{2114000}{43,41}} = 220,67(\kappa H * M)$$

$$M_n = 1387,1 \kappa H * M$$

$M_{эkv} < M_n$  двигуни не будуть перегріватися.

Перевірка двигуна на перевантаження :

$$R = \frac{M \max}{M_H} = \frac{2174,2}{1387,1} = 1,56 \leq [R] = 2,5$$

$$P = \frac{M * n}{9550} = \frac{1387,1 * 110}{9550} = 15,97 \text{ кВт.}$$

$$V = \frac{\pi d n}{60}; \quad 3,14 * 0,7 = 2,198 \approx 2,2; \quad \frac{2,2}{60} \approx 0,037 = K;$$

$$V = K * n = 0,037 * n;$$

при V=4

$$n_4 = \frac{4}{0.037} = 108,1$$

$$n_{4,5} = \frac{4,5}{0.037} = 121,62$$

$$n_{3,5} = \frac{3,5}{0.037} = 94,59$$

При вимірах потужності за допомогою ватметра при  $t^\circ$  зливка  $\sim 1150^\circ\text{C}$  та швидкості  $V \sim 4\text{м/с}$  отримані наступні показники:

Таблиця 3.1 – Дані експериментів

№1	№2	№3	№4
16200	16400	15800	16600

Середнє значення потужності отриманої за допомогою вимірів:

$$P_{cp} = \frac{16200 + 16400 + 15800 + 16600}{4} = 16250 \text{ кВт}$$

Відхилення від розрахованої потужності :

$$\Delta P = \frac{16,25 - 15,97}{15,97} * 100 \% = 1,75 \%$$

цілком допустимо .

Тому при проведенні вимірів при реалізацію ПФЕ був використаний саме цей спосіб вимірювання потужності

При плануванні ПФЕ встановили наступні границі дослідження [35].

Температура сляба 1100-1200°C.

Швидкість прокатки 3,5-4,5 м/с.

Матриця планування наведена в таблиці 3.1. результати дослідження наведені в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 – Результати дослідження

		Температура	Швидкість
Верхній рівень ВР	+1	1200	4,5
Нижній рівень НР	-1	1100	3,5
Середній рівень СР	0	1150	4,0
Інтервал варіювання ІВ		50	0,5

Таблиця 3.3 – Інтервал варіювання і рівні факторів

Найменування фактора	Температура, С	Швидкість, м / с
Кодоване позначення	$X_1$	$X_2$
Значення 1	1100 (межа плинності 60)	3,5
Значення 2	1100(межа плинності 60)	4,5
Значення 3	1200(межа плинності 50)	3,5
Значення 4	1200(межа плинності 50)	4,5

Кодування факторів:

$$X_1: \frac{1200-1100}{1100} = +1; \quad \frac{1100-1200}{1100} = -1;$$

$$X_2: \frac{3,5 - 4,5}{3,5} = +1; \quad \frac{3,5 - 4,5}{4,5} = -1$$

Таблиця 3.4 – План-матриця і результати експерименту

№ опиту	План матриця			Виміряні значення		
	X1	X2	X1 X2	$Y_{u1}$	$Y_{u2}$	$Y_{cp}$
1	-	-	+	27350	27970	27660
2	+	-	-	15960	17160	16560
3	-	+	-	22120	22940	22530
4	+	+	+	13400	13600	13500

Таблиця 3.5 – Експериментальні дані

№	План			Експериментальні значення потужності Вт.			Розрахунки		
	X <sub>1</sub>	X <sub>2</sub>	X <sub>1</sub> X <sub>2</sub>	$Y_{u1}$	$Y_{u2}$	$Y_{cp}$	$\hat{Y}_u$	$ \hat{Y}_u - Y_u $	$(\hat{Y}_u - Y_u)^2$
1	-	-	+	27350	27970	27660	27145	0,5	0,25
2	+	-	-	15960	17160	16560	17075	0,5	0,25
3	-	+	-	22120	22940	22530	23055	0,5	0,25
4	+	+	+	13400	13600	13500	12985	0,5	0,25

$$\sum (\hat{Y}_u - Y_u)^2 = 1$$

Перевірку відтворюваності дослідів робимо за критерієм Кохрена.

Оскільки виконуються по два паралельних вимірювання в кожному рядку

плану-матриці, то  $S_u^2$  можна розрахувати так:  $S_u^2 = \frac{\Delta_u^2}{2}$ , где  $\Delta_u^2$  – різниця між результатами паралельних вимірювань в u-й рядку плану.

Визначаємо значення  $S_u^2$  для кожного з 4-х дослідів.

$$S_1^2 = \frac{(27350-27970)^2}{2} = 192200; \quad S_2^2 = \frac{(15960-17160)^2}{2} = 720000;$$

$$S_3^2 = \frac{(22120-22940)^2}{2} = 336200 \quad S_4^2 = \frac{(13400-13600)^2}{2} = 20000.$$

$$G = \frac{S_{u \max}^2}{N \sum_{u=1}^4 S_u^2} = \frac{720000}{192200+720000+336200+20000} = 0,567.$$

Критерій Кокрена  $G_{\text{табл. } 0,05;4;1} = 0,9065$ .

Експеримент відтворюємо, т.к. виконується нерівність  $G < G_{\text{табл. } 0,05;4;1}$ .

Розраховуємо дисперсію відтворюваності та дисперсію дослідів:

$$S_0^2 = S_y^2 = \frac{192200+720000+336200+20000}{4} = 317100.$$

$$\sqrt{S_y^2} = \sqrt{317100} = 563.1$$

Оскільки експеримент відтворюємо, то можна виконати розрахунок коефіцієнтів рівняння регресії:

$$b_0 = \frac{27660 + 16560 + 22540 + 13500}{4} = 20065$$

$$b_1 = \frac{-27660 + 16560 - 22540 + 13500}{4} = -5035$$

$$b_2 = \frac{-27660 - 16560 + 22540 + 13500}{4} = -2045$$

$$b_{12} = \frac{27660 - 16560 - 22540 + 13500}{4} = 515$$

Оцінюємо значимість коефіцієнтів регресії за допомогою критерію Стьюдента.

$$\Delta b_1 = 2,7764 \frac{\sqrt{317100}}{\sqrt{4}} = 781,718.$$

По таблиці знаходимо, що  $t_{\text{табл. } 0,05;4} = 2,7764$ .

Всі коефіцієнти регресії крім  $b_{12}$  за абсолютною величиною перевершують 0,8669, отже, можуть зізнатися статистично значущими.

Отримуємо рівняння

$$Y = 20065 - 5035X_1 - 2045X_2.$$

Перевіряємо його адекватність.

Необхідні розрахунки для перевірки адекватності моделі наведені в

таблиці 3.6. При розрахунку  $\hat{Y}_u$  підставляємо кодовані значення факторів з плану-матриці:

$$\hat{Y}_1 = 20065 - 5035(-1) - 2045(-1) = 27145;$$

$$\hat{Y}_2 = 20065 - 5035(+1) - 2045(-1) = 17075;$$

$$\hat{Y}_3 = 20065 - 5035(-1) - 2045(+1) = 23055;$$

$$\hat{Y}_4 = 20065 - 5035(+1) - 2045(+1) = 12985.$$

Раскодиріуем фактори:

$$X_1 = \frac{t^0 - O_u}{ИВ} = \frac{t^0 - 1150}{50} = 0,02t^0 - 23$$

$$X_2 = \frac{V - O_v}{ИВ} = \frac{V - 4,0}{0,5} = 2V - 8$$

$$Y = 20065 - 5035 * (0,02t^0 - 23) - 2045(2V - 8) =$$

$$= 20065 - 100,7t + 115805 - 4090V + 16360$$

$$N = 152230 - 100,7t - 4090V$$

Матриця:

	t	V
ВУ	1200	4,5
ОУ	1150	4,0
НУ	1100	3,5
ИВ	50	0,5

Розрахована потужність двигуна при прокатки на різних режимах згідно матриці експерименту:

$$P = 152230 - 100,7t - 4090V \pm 563,1$$

$$\text{Верхній рівень } 152230 - 100,7 * 1100 - 4090 * 3,5 = 27145(- -)$$

$$P = 152230 - 100,7t - 4090V \pm 563,1$$

$$\text{Проміжний рівень } 152230 - 100,7 * 1200 - 4090 * 3,5 = 17075(+ -)$$

$$P = 152230 - 100,7t - 4090V \pm 563,1$$



Проміжний рівень  $152230-100,7 \cdot 1100-4090 \cdot 4,5=23055(-+)$

$P= 152230-100,7t-4090V \pm 563,1$

Нижній рівень  $152230-100,7 \cdot 1200-4090 \cdot 4,5=12985(+ +)$

Розраховуємо дисперсію адекватності за формулою:

$$\Delta S_y^2 = 317100 ;$$

$$S_{ад}^2 = \frac{(27660-27145)^2 + (16560-17075)^2 + (22530-23055)^2 + (13500-12985)^2}{4}$$

$$S_{ад}^2 = 267828$$

$$F=267828/317100=0.84$$

По таблиці знаходимо, що критерій Фішера  $F_{табл. 0,05;1;4} = 7,708$ .

Поскольку выполняется условие  $F_{расч.} < F_{табл. \alpha, f_1, f_2}$ , то модель

визнається адекватною експериментальним даним.

З підвищенням кінцевої температури і швидкості нагріву сляба потужність прокатки підвищується. При цьому помилка передбачення

результату становить  $S_y = \sqrt{S_y^2} = \sqrt{317100} \approx 563.11$ .

У зв'язку з тим, що математична модель досліджуваного процесу адекватна експериментальним даним, її можна використовувати для розрахунків вивчених межах їх варіювання при експерименті, а саме:  $t_{кон.} = 1100 \div 1200^\circ\text{C}$ ,  $V = 3,5 \div 4,5\text{м/с}$ .

Отримано адекватна регресійна модель, можна використовувати її для вирішення практичних завдань.

## 4 Охорона праці в галузі та техногенна безпека

### 4.1 Характеристика ступеня безпеки технологічного процесу. Рівень механізації

В обтискному цеху встановлене різне основне й допоміжне механічне встаткування його рухомі частини і вузли становлять певну небезпеку, тому що непередбачуваний контакт із ними може викликати різного роду травми.

Безпека експлуатації машин і механізмів цеху досягається, насамперед, механізацією й автоматизацією виробничого процесу.

Рівень механізації праці визначається по формулі

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

де  $M=30$  людино-годин – сума людино-годин механізованого праці;

$R=10$  людино-годин – сума людино-годин ручної праці.

Підставимо чисельні значення в (4.1), одержимо:

$$B = \frac{30}{30 + 10} \cdot 100 = 75\%.$$

Аналогічно знаходимо рівень механізації праці для професії слюсар-механік. У роботі на один слюсаря за зміну одержимо:  $M=2,79$  людино-годин;  $R=5,21$  людино-годин. Тоді одержимо;

$$B = \frac{2,79}{2,79 + 5,21} 100 = 34,9\%.$$

Результати розрахунків рівня механізації праці робочих інших професій обтискного цеху наведено в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 - Результати розрахунків рівня механізації праці робочих різних професій обтискного цеху

№ п/п	Професія робітників	Штат робітників	Кількість відпрацьованих людино-годин у зміну			% механізованого праці
			вручну	за допомогою машин	усього	
1	Вальцювальник	5	2	6	40	75
2	Слюсар-Ремонтник	12	5,21	2,79	96	34,9
3	Крановий машиніст	8	1,18	0,82	84	85,25
4	Слюсар-Ремонтник прокатного відділення	24	6,45	1,55	192	19,37
5	Електрогазозварник	32	3,84	4,16	256	52

Професії ручної праці-2,4; механізовані -1,3; змішаного -5.

#### 4.2 Аналіз потенційно небезпечних і шкідливих факторів виробничого середовища обтискного цеху

У процесі прокатки на обтискному стані на обслуговуючий персонал впливає періодичні й постійно діючі небезпечні й шкідливі фактори. До перших можна віднести шкідливі газовиділення й тепловипромінювання при відкритті нагрівальних колодязів, пил при вході злитків у валки. У той же час шум, що впливає при зіткненні злитків з валками й рольгангом, носить періодичний характер. Однак, на цей шум накладається постійно діючі шуми різних механізмів: кранів, рольгангів, передатних візків і ін.. Тому, у цеху практично увесь час є шум. Аналогічно діють інші фактори

Розглянемо карту умов праці (табл. 4.2).

Таблиця 4.2 - Технологічна карта умов праці для чергового й ремонтного слюсаря. Робоче місце – слябінг 1150.

Фактори	Норматив не значення, ГДК, ГДУ	Фактич не значення	III клас шкідливих і небезпечних умов., і характер праці			Час дії фактора % у зміну
			1 ступінь	2 ступінь	3 ступінь	
I. Шкідливі хімічні речовини, мг/м <sup>3</sup>						
1 клас безпеки						
Ангідрид хромовий	0,01	0,05			5	83,1
Бензапирен	0,00015	0,0002	1,33			83,1
Нікель	0,05	0,09	1,8			83,1
Марганцю оксид	0,05	0,27			5,4	83,1
2 клас безпеки						
Мідь	1	1,2	1,2			83,1
3 клас безпеки						
Ангідрид сірчистий	10	26	2,6			83,1
Азоту оксид	5	29,3		5,86		83,1
Азоту діоксид	2	8,2		4,1		83,1
II. Пил переважно фиброгенної дії, мг/м <sup>3</sup>						
Зміст кремнію діоксида – 2...10%	4,0	172,2			43,05	83,1
III. Шум, дБА	80	96			16	100
IV. Мікроклімат у приміщенні						
- температура повітря, °З	20	37			17	83,1
- швидкість руху повітря, м/сек	0,6	0,86	1,43			83,1
- інфрачервоне випромінювання, Вт/м <sup>2</sup>	140	1750		1750		83,1
V. Робоча поза						
Нахил корпусу в просторі, обумовлений технологічним процесом, град.	перебування в похилому положенні понад					
	28,1	30	25			50
Вага праці	середня, напруженість помірна.					
Кількість факторів			6	3	5	

На ділянці є 4 типу шкідливих хімічних речовин 1-го класу безпеки: ангідрид хромовий; бензапирен; нікель, нікель оксиди, сульфід й суміші з'єднань нікелю; оксиди марганцю аерозоль конденсації.

На робочому місці присутнє 6 факторів першого ступеня шкідливості умов праці, три фактори 2 ступеня й 5 факторів третьому ступеня, що говорить про особливо важкі й особливо шкідливі умови праці. Характер і умови праці ставляться до III класу 3-й ступені.

Передбачені наступні пільги:

- пенсійне забезпечення – список №1;
- доплати становлять – 24%;
- додаткові відпустки – 20 днів;

Пропонуються наступні заходи (таблиця 4.3) захисту від впливу шкідливих і небезпечних факторів виробничого середовища.

Таблиця 4.3 – Заходи захисту від впливу шкідливих і небезпечних факторів

Вид фактора	Захисний пристрій і принцип дії	Місце установки
Шкідливі хімічні речовини: - ангідрид хромовий, діоксид азоту	Витяжна механічна вентиляція місцевого типу	У зоні виділення шкідливих речовин
Пил діоксиду кремнію	Витяжна механічна вентиляція й газоочищення	У зоні виділення пили
Підвищена температура повітря	Аерація через ліхтарі	Дах будинку цеху
Інфрачервоне випромінювання	Захисні екрани, засоби індивідуального захисту	Пости керування персонал, що обслуговує
Частини, що рухаються, машин і механізмів (валки стану, рольганги, передатні візки, мостові крани й ін.) метал, що переміщається	Запобіжні пристрої, огороження, кожухи. Принцип дії: відключення й розрив ланцюги привода при перевантаженнях, виключення безпосереднього контакту з елементами, що рухаються	На елементах привода й біля встаткування
Небезпечний рівень струму й напруги	Ізоляція й огороження струмоведучих частин. Заземлення занулення встаткування, випадково опинившись під струмом. Запобіжники, дистанційні магнітні пускачі	На електроустановках і встаткуванні, в електросхемах

### **4.3 Технічні рішення по гігієні праці й виробничій санітарії**

Майданчик, на який розташований обтискної цех, обрано з умов забезпечення прямого влучення сонячних променів, природного провітрювання й відводу стічних і поверхневих вод. Рівень ґрунтових вод на майданчику нижче рівня підлоги підземних споруджень. Щодо житлового району Павло-Кічкас цех розташований з підвітряної сторони до вітрів переважного напрямку.

Між обтискним цехом і іншими цехами згідно санітарних норм витримується необхідна відстань (55 м).

На комбінаті, що ставиться до першого класу виробництва із обсягом випуску сталі 1млн.т у рік, санітарно захисна зона повинна бути 1000 м. В основному це норма витримується.

У цеху практично виконується норма за обсягом виробничого приміщення на один працюючого -16,3 м<sup>3</sup> (норма 15 м<sup>3</sup>) і площа 4,6 м<sup>2</sup> (норма 4,5 м<sup>2</sup>).

### **Освітлення виробничих приміщень**

У цеху використовується комбіноване освітлення: у світлий час доби - природне, а в темне й перехідне – штучне. Природне освітлення здійснюється через бічні скляні прорізи й верхні ліхтарі. Нормується коефіцієнт природної освітленості «e<sub>n</sub>», який визначається відношенням освітленості усередині й зовні приміщення.

Штучна освітленість характеризується VII розрядом зорової роботи (робота зі світлими матеріалами й виробами в гарячих цехах). При використанні газорозрядних ламп типу ДРЛ-400 зі світильниками типу Айстра-32, рівень освітленості становить 200 лк.

## Мікроклімат

Для забезпечення здоровіших умов праці повітря в робочому приміщенні повинен мати припустимі параметри. У теплий період року для робіт середньої ваги: температура  $t=27$  ( відносна вологість 65-70 % ) при  $t=26$  і 25 швидкість руху повітря 0,2-0,5 м/с; у холодний період року:  $t=21-23$  (=75 %; 0,3-0,4 м/с).

Для підтримки параметрів у зазначених межах використовується природна механічна вентиляція. Природній повітрообмін (аерація) проводиться шляхом видалення теплого повітря через ліхтарі на даху будинку цеху, а приплив свіжого повітря проводиться через жалюзійні ґрати на висоті до (-0,3 +1,8 м) у теплий період року й на висоті не менш 3 м у холодний період року. Аераційні ліхтарі мають вітростійкі щити для виключення задуваєності тяги. Механічна вентиляція виконана витяжкою.

### 4.4 Заходу пожежної безпеки

До джерел виникнення пожеж у цеху ставляться масляні підвали, мастильні матеріали, електроустаткування з кабельним господарством. Джерелом виникнення можуть бути гарячий метал, короткі замикання (електророзряди), іскри й частки крапель металу при електро- і газозварювальних роботах.

Прокатне виробництво цеху ставиться до пожежної категорії «Г», тобто виробництво, пов'язане із застосуванням негорючих речовин і матеріалів у гарячому стані. Відповідно до цього будинок цеху ставиться до II ступені вогнестійкості, для якого встановлені наступні межі вогнестійкості (табл. 4.4).

Таблиця 4.4 – Мінімальні межі вогнестійкості основних будівельних конструкцій, година

Ступінь вогнестійкості	Несучі стіни й стіни сходових кліток	Сходові майданчики, балки й марші	Внутрішні несучі стіни	Плити, настили
II	2,0	1	0,25	0,25

У цеху є пожежне водопостачання з гідрантами й рукавами довжиною 10 м ( ДСТУ 2272-93).

Для гасіння дрібних загорянь використовуються ручні вогнегасники: повітряне й хімічно пінні ОХЛ-10 і ОВП-10, а для гасіння електроустановок - вуглекислотні ОУ-8. На кранах установлені ОП-5 і ОУ-2 у кількості 25 штук, на підстанціях ОП-5, ОУ-80 у кількості 15 штук. Крім цього обладнані протипожежні щити з реманентом (багри, ломи, сокири й ін.), ящиком з піском, покривалом з негорючого теплоізоляційного матеріалу. Диспетчерські й пульти керування мають телефонний зв'язок для виклику підрозділів до місця виникнення пожеж.

Для змушеної евакуації людей згідно Сніп И-90-81 у цеху обладнані евакуаційні шляхи й виходи. Час евакуації близько 2 хвилин.

#### 4.5 Аерація виробничих будинків

Аерацією будинків називається організований і керований природній повітрообмін через вентиляційно-світлові ліхтарі, фрамуги у вікнах що відкриваються , і використанням теплового й вітрового тисків.

Аерація широко застосовується у виробничих будинках з більшими тепловиділеннями й дозволяє здійснювати повітрообмін, що досягають мільйонів кубічних метрів в 1 годину.



Гравітаційний тиск, у результаті якого повітря надходить у приміщення й виходить із нього, що утворюється за рахунок різниці температур зовнішнього й внутрішнього повітря, регулюється різним ступенем відкриття фрагуг і ліхтарів. Різниця цих тисків на тому самому рівні називається внутрішнім надлишковим тиском; при цьому тиск може бути як позитивною, так і негативною величиною (рисунок 4.1).

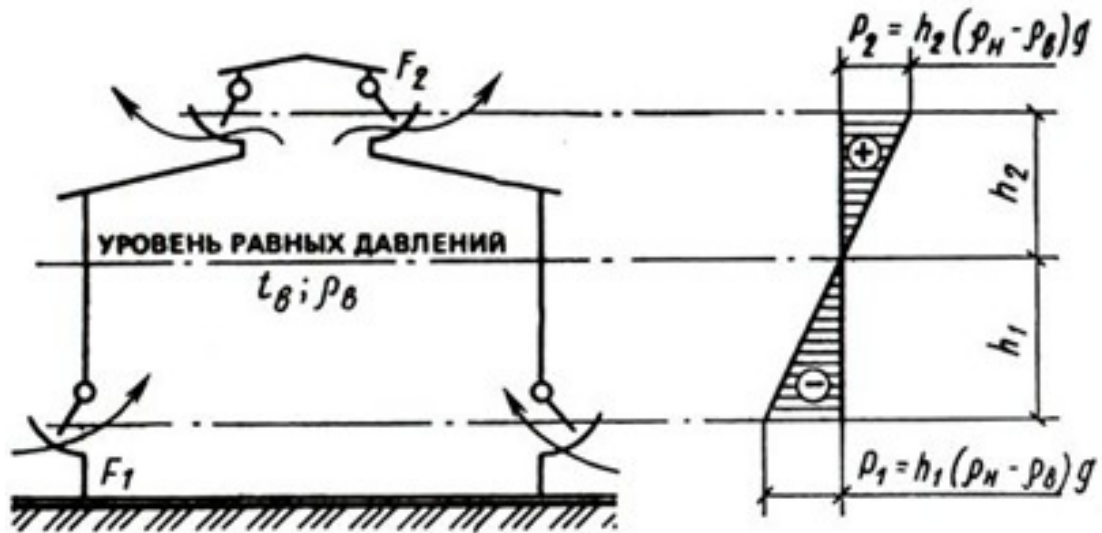


Рисунок 4.1 - Схема аерації будинку

Очевидно, що перевищення зовнішнього тиску над внутрішнім ( при негативному значенні надлишкового тиску ) обумовлює вступ повітря через отвір у зовнішньому огороженні усередину приміщення, а перевищення внутрішнього тиску над зовнішнім ( при позитивному значенні надлишкового тиску), навпаки — вихід його із приміщення. Якщо надлишкового тиску рівен нулю, то руху повітря через отвір не буде. Площина, де внутрішній надлишковий тиск дорівнює нулю, називається нейтральною зоною.

Відстані від нейтральної зони до середини витяжного й проточного отворів обернено пропорційні квадратам площ отворів; при цьому нейтральна зона розташовується ближче до більшого отвору.

Якщо  $F_1 = F_2$ , то  $h_1 = h_2 = h/2$ . Отже, при рівних отворах нейтральна зона перебуває посередині.

Помітимо, що нейтральна зона в приміщенні може бути тільки при дії одних теплових надлишків; при вітрі або вітрі з тепловими надлишками вона різко зміщається нагору й зникає.

Аерація з використанням вітрового тиску заснована на тому, що на навітряних поверхнях будинку виникає надлишковий тиск, а на завітряних сторонах — розрідження (рисунок 4.2).

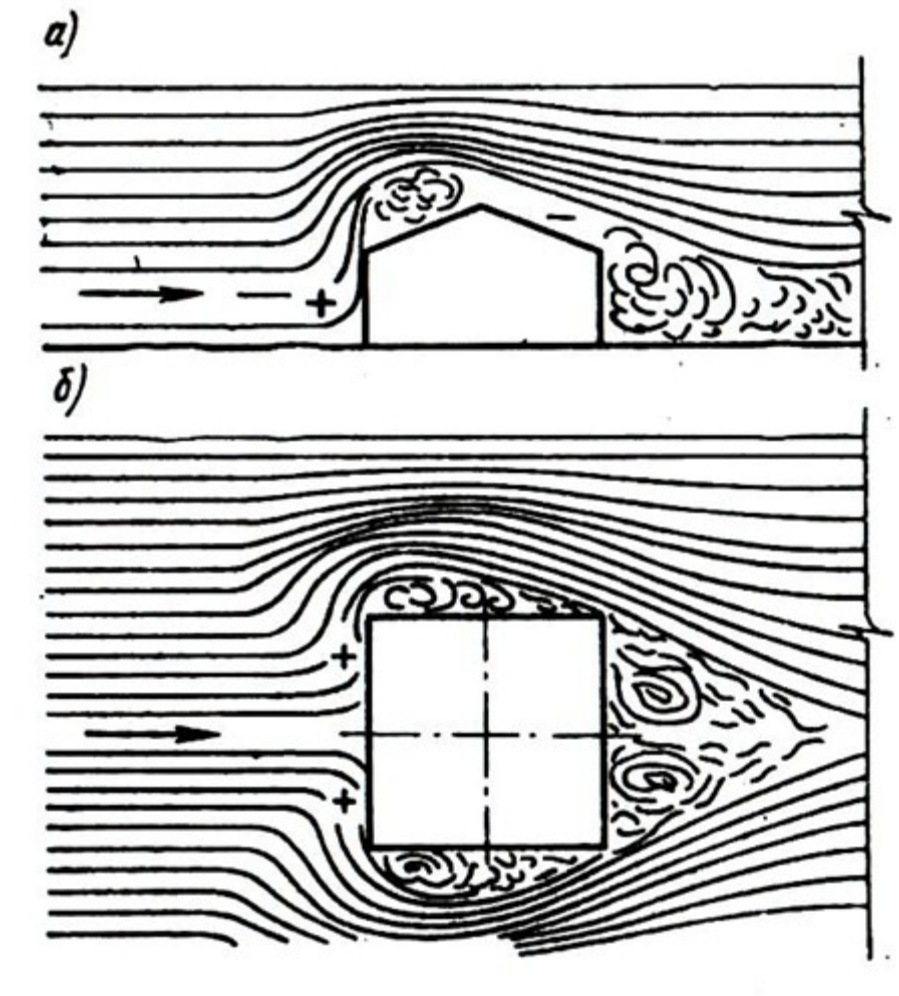


Рисунок 4.2 - Рух повітряних масу будинку, вертикальна (а) і горизонтальна (б) проекції

Більша роль у здійсненні аерації будинків належить інженерів-будівельників. У зв'язку із цим приводимо найбільш важливі рекомендації архітектурно-планувального й конструктивного характеру по аерації виробничих будинків:

1. У багатопрогонових цехах як приплив, так і витяжку повітря доцільно здійснювати переважно через фрамуги, що відкриваються, ліхтарі, в однопрогонових цехах — приплив через прорізи в зовнішніх стінах, а витяжку — через ліхтарі. Для регулювання вступу й виходу повітря стулки, що відкриваються фрамуги й ліхтаря забезпечуються спеціальними механізмами, керованими з підлоги.

2. При проектуванні багатопрогонових виробничих будинків необхідно враховувати кількість і характер шкідливих речовин, що виділяються в кожному прольоті, і у зв'язку із цим ухвалювати рішення щодо профілю даху, формі ліхтаря, взаємному розташуванні їх і висоті прольотів. При невдалому розв'язку цих питань не можна застосовувати аерацію, тому що повітря на даху перегрітий і виявляється сильно забрудненим газами й пилом.

3. Прорізи в будинках зі значними тепловими надлишками й виділеннями шкідливих газів слід розташовувати по периметру будинків так, щоб вони прилягали до зовнішньої стіни найбільшої довжини.

4. Для забезпечення достатнього припливу чистого повітря найкращим планувальним розв'язком є конструкція цехів з відкритими поздовжніми зовнішніми стінами, тобто без прибудов. Побутові приміщення в багатьох випадках доцільно розміщати в торцях будинку.

5. Велике значення при аерації цеху має його висота. Для цехів з більшими тепловими виділеннями висота їх повинна бути не менше 10 м.

6. У будинках, де аерація здійснюється в літню й зимову пору року, для подачі зовнішнього повітря взимку приточні отвори повинні бути розміщені на висоті не менш 4 м від підлоги. При низьких зовнішніх температурах частина обсягу вентиляційного повітря рекомендується вводити в приміщення вентилятором з підігрівом його до 10—12°C.

У цехах невеликої висоти подача непідігрітого повітря допускається на оцінці нижче 4 м, але за умови усунення безпосереднього впливу холодного повітря на працюючих, наприклад за допомогою козирків, що направляють повітря нагору.

7. При аерації повітря з цеху повинне віддалятися через фанарі що незадуваємі, а также через шахти круглого и квадратного перерізу, які мають шиберні заслонки.

#### **4.6 Заходи по техніці безпеки стана «Слябінг 1150»**

Усі сполучні шпинделі, муфти і корінні вали прокатних станів захищають з боків решітчастими або суцільними щитами або кожухами, а на сортових і дротяних станах муфти і корінні вали огороджують ще і згори. На високошвидкісних станах, де виникає небезпека розриву сполучних муфт, запобіжні кожухи мають бути дуже міцними, щоб витримувати удари шматків муфт, що розірвалися [22].

Шпинделі блюмінгів і слябінгів зазвичай захищають міцним бар'єром і влаштовують майданчики з перилами для зручності обслуговування.

Усунення неправильного виходу прокату з валків досягається дотриманням режиму нагріву зливків і заготівель. Подавати для прокатки нерівномірно нагріті заготівлі неприпустимо. Слід проводити ретельне налаштування стану, встановлювати проводки і лінійки в строго передбаченому місці. Застосовувати вивідні проводки без бічних лінійок неприпустимо.

Для видалення окалини з поверхні прокату на підходящому рольгангу, встановлюють пристрої гідравлічного або механічної дії з надійним захистом від відлітаючої окалини.

Для захисту від відлітаючих часток окалини при прокатці, осколків металу і бризок шлаку перед валками на станині встановлюють екрани - міцні сітчасті щити або густі ланцюгові завіси. З цією ж метою уздовж лінії стану, проти отвору в станині робочих рольгангів встановлюють знімні щити з густої, міцної сітки. Проміжок між валками зі сторони, протилежної до сполучних шпинделів, закривають запобіжним щитом. Поломка валків, натискних пристроїв і запобіжних стаканів слябінгу пов'язана з виникненням великих зусиль, перевищуючі допустимі зусилля. Для попередження цих поломок необхідно строго дотримуватися режиму обтиску.

Для безпечного переходу через рольганги, транспортери, конвеєри обладнують перехідними містками, настил яких футерують вогнетривкою цеглиною для захисту від теплових дій.

Для видалення пари технологічного мастила в міжклітьових проміжках і за останньою кліттю встановлюють витяжні зонти. Робочим видаються костюми з щільних х\б тканин

ДСТУ , в холодну пору року фуфайки , рукавиці , а так само каски , захисні окуляри ДСТУ .

Так як при прокатному виробництві виділяється значна кількість шкідливих газів , то працюючі для захисту органів дихання забезпечуються респіраторами ДСТУ або протигазами . Електрозахисними засобами є діелектричні рукавички, боти, калоші, килимки, ізолюючі підставки.

Адміністрація підприємства забезпечує прання та ремонт спец. одягу , ремонт спец. взуття , а так само належний догляд за ЗІЗ. Забезпечує знепилювання й ремонт спец. одягу , ремонт спец. взуття , а так само належний догляд за ЗІЗ. Забезпечує знепилювання й дегазації спец. одягу , у разі промокання сушка.

#### **4.7 Техногенна безпека**

##### **Технологічний процес прокатки й фактори безпеки**

Прокатне виробництво характеризується складністю й різноманітністю механічного встаткування, у зв'язку із чим у виробничому процесі в основному мають місце небезпечні фізичні фактори; фізико-хімічні фактори є основними тільки при нагріванні металу перед прокаткою, вогневому зачищенню поверхні прокату й термообробці, холодній прокатці й нанесенні захисних покриттів.

У прокатному виробництві для нагрівання злитків і заготовок перед прокаткою й для термічної обробки напівпродукту й готової продукції застосовують різні типи нагрівальних пристроїв. Великі злитки перед прокаткою на блюмінгу або слябінгу нагрівають у рекуперативних

нагрівальних колодязях з різним напрямком полум'я. При розташуванні пальника в центрі подини полум'я спрямоване нагору. Ударяючись по кришці колодязя, воно розтікається по її поверхні, обмиває злитки зверху вниз, після чого димові гази йдуть через канали в нижній частині двох бічних стін. Таке розташування полум'я при придусі на горіння палива може привести до утворення вибухонебезпечних газоповітряних сумішей і їх вибуху при відкриванні кришки колодязя.

Значно підвищують безпека процесу нагрівання злитків системи автоматизації роботи нагрівальних колодязів, які регулюють температуру в колодязях і рекуператорах, необхідне співвідношення обсягів палива й повітря, тиск газів у камері, відключення газу при відкриванні кришок колодязя й перемикання газових і повітряних клапанів.

У багатозонних методичних печах, застосовуваних для нагрівання заготовок, напрямок потоку полум'я й продуктів згорання протилежно напрямку руху металу. При придусі для горіння палива виникає підсмоктування повітря через вікно й завантажувальний отвір, у випадку надлишкового тиску в печі відбувається згорання газу поза робочим простором і вибивання полум'я з-під кришок вікон. Конструктивні особливості нагрівальних печей виключають імовірність вибуху газу в робочому просторі печі.

Певну небезпеку представляє операція видалення шлаків з нагрівальних колодязів. З технологічної точки зору рідке шлаковидалення є більш кращим, однак воно не забезпечує повної безпеки цього процесу, тому що при цьому можливі екстремальні відхилення, обумовлені наявністю розплавленого металу або шлаків.

Таким чином, небезпечними факторами процесу нагрівання злитків і заготовок є вибивання полум'я з-під кришок нагрівальних пристроїв, особливо при перекиданні клапанів регенеративних колодязів, виплески розплавленого шлаків і вибухи при контакті розплавленого шлаків з водою або вологим матеріалом.

Подача вихідних матеріалів від нагрівальних пристроїв до прокатних станів є в основному безпечною операцією.

Однак при транспортуванні злитків з незастиглою серцевиною злитковозами до прийомного рольганга блюмінга або слябінга можливі виплески рідкого металу. Ступінь небезпеки виробничого процесу при гарячій прокатці металу значно вище, чим при холодній, що пояснюється високою температурою металу, що прокочується.

Основними небезпечними факторами при холодній прокатці є порушення режиму прокатки, викликувані руйнуванням оброблюваного металу, поломками або несправністю сполучних пристроїв, валків, натискних механізмів що направляють і ін. При гарячій прокатці додатковими факторами є температурний режим нагрівання металу що прокочується, режим прокатки, швидкість його охолодження при деформації і т.д.

При різанні металу на ножицях гарячого й холодного різання небезпечними є локальні зони, що рухаються й обертові частини механізму. У випадку різання металу дисковими пилками площа небезпечної зони різко зростає.

Значно підвищує фактор небезпеки виробничого процесу використання в потоці машин вогневого зачищення металу, разом з тим цей процес дуже впливає на поліпшення умов праці, сприяючи ліквідації небезпечних і шкідливих факторів на інших стадіях процесу. При вогневому зачищенні металу можливий вибух газів.

Інші технологічні операції (охолодження, таврування, складування металу) особливого впливу на рівень безпеки виробничого процесу не влітвають, за винятком термічної обробки.

### **Порушення, екстремальні відхилення й заходи безпеки**

**Нагрівальні пристрої.** Використання як паливо доменного, коксового й природного газів у нагрівальних пристроях прокатних цехів сполучене з

небезпекою утвору вибухонебезпечних сумішей і їх запалення. Джерелами запалення вибухової суміші в прокатному цеху є відкрите полум'я, електрична іскра, нагрітий метал і т.д. Вибухова суміш газів з повітрям звичайно утворюється при порівняно низькій температурі. У прокатних цехах газ із гарячим повітрям стикається лише в горілочних пристроях нагрівальних печей і колодязів; в інших випадках газ і повітря можуть змішуватися в холодному стані й тому всяке влучення повітря в газ або газу в закритий простір з повітрям може привести до утвору вибухонебезпечної суміші.

Найбільше часто спостерігаються вибухи в каналах нагрівальних колодязів. Якщо температура в каналі вище 500°C (температура запалення газу), вибухова суміш не утворюється, тому що при цій температурі газ, змішуючись із залишками повітря, згоряє. При температурі нижче 500°C и наявності в каналах повітря утворюється вибухова суміш, яка при подальшому вступі в насадку регенератора вибухає. При одночасному перекиданні газових і повітряних клапанів ця суміш може вибухнути в збірному димовому каналі.

Вибухи в регенеративних колодязях при перекиданні клапанів запобігають усуненням підсмоктувань повітря в регенератори й канали. Не допускається одночасний перекид газозового й повітряного клапанів.

Повітряний клапан включають на 10-15 секунд пізніше газозового. Сушіння й розігрів нагрівальних колодязів проводять доти, поки температура в газозових каналах й насадках не піднімається до температури запалення газу, при цьому газ, потрапивши в канал, відразу ж завантажується, не встигнувши утворювати гримучу суміш.

Порушенням параметрів безпеки в нагрівальних пристроях є вибивання полум'я й газів з-під кришок нагрівальних колодязів і печей. Для запобігання вибивання полум'я й газів необхідно забезпечувати встановлений режим горіння палива в робочому просторі, а також щільне прилягання кришки до стінок печі. При сильному вибиванні з вікон печей полум'я й газів дуття й тягу регулюють так, щоб тиск у робочому просторі печі на рівні поду при максимальній продуктивності не перевищувало 33 Па.



Для герметичності кришки люків газових перекидних клапанів ущільнюють просмоленим азбестом. Канали ущільнюють газонепроникною масою й засипають просмоленої дрібною рудою й глиною з піском.

При застосуванні рекуперативних нагрівальних колодязів і методичних печей імовірність вибуху газо-повітряних сумішей менше.

При посадці злитків у камери колодязів і видачі їх існує небезпека падіння злитків на робочий майданчик або залізничні колії, що може привести до аварії. Для запобігання падіння злитків змінні керни кліщів крана виготовляють із жароміцної зносостійкої сталі або наплавляють їхніми твердими сплавами й періодично заміняють.

Для горіння газу повітря в нагрівальні колодязі й печі подають вентиляторами під тиском через інжекційні пальника. Щоб уникнути вибухів газу в повітропроводах і вентиляторах у випадку раптової зупинки вентиляторів ухвалюються наступні заходи. Якщо буде потреба відключення повітря на підведеннях дуття в кожному пальнику встановлюють засувки, а на розводящому колекторі — загальну швидкодіючу засувку.

На повітропроводах перед кожною піччю встановлюють автоматично діючі клапани або інші пристосування для автоматичного відсічення газу. На кінцях повітропроводів кожної нагрівальної печі встановлюють свічі, виведені назовні будинку, через які продувають повітропровід після зупинки вентилятора.

Подавати газ і дуття в пальники можна після того, як вентилятор почне працювати з повним числом обертів. При застосуванні пальників з попереднім змішуванням газу й повітря в співвідношеннях вибухів, що викликають небезпеку, суміш повинна мати надлишок газу, а відсутній для горіння повітря додається безпосередньо в пальники печі. При цьому забезпечується безперервність дії змішувачів.

Для попередження вибуху у випадку зупинки змішувачів підведення газо-повітряної суміші обладнають автоматично діючими зворотними клапанами безпосередньо після пальників. Попередження зворотного удару полум'я в пальниках з попереднім змішуванням газу й повітря, а також в

інжекційних пальниках досягається тим, що швидкість виходу горючої суміші перевищує швидкість її запалення.

**Прокатні стани.** При експлуатації прокатних станів можливі наступні небезпеки: захват валками або обертовими шпинделями й сполучними муфтами частин одягу й кінцівок вальцювальника й механічні ушкодження, що відлітають осколками й окалини.

Усі сполучні шпинделі, муфти й корінні вали прокатних станів обгороджують із боків ґратчастими або суцільними щитами або кожухами, а на сортових і дровових станах муфти й корінні вали обгороджують ще й зверху. На високошвидкісних станах, де виникає небезпека розриву сполучних муфт, запобіжні кожухи повинні бути дуже міцними, щоб витримувати удари шматків, що розірвалися муфт.

Сполучні шпинделі всіх прокатних станів, крім блюмінгів і слябінгів, обов'язково обгороджують. Шпинделі блюмінгів і слябінгів звичайно обгороджують міцним бар'єром і влаштовують майданчика з поруччям для зручності обслуговування.

При відхиленні параметрів процесу прокатки від заданих, наприклад нерівномірному нагріванні злитків і заготовок, неправильному калібруванню або розточенню валків, різної швидкості обертання валків, виникає нерівномірність деформації з різними проявами — скривлення розкату в горизонтальній і вертикальній площинах, руйнування металу і т.д. Скривлення кінців розкату може привести до виникнення ударів, поломці встаткування й травмуванню персоналу.

Усунення неправильного виходу розкату з валків досягається дотриманням режиму нагрівання злитків і заготовок. Подавати для прокатки нерівномірно нагріті заготовки неприпустимо. Слід проводити ретельне настроювання стану, установлювати проводки й лінійки в строго передбаченому місці. Застосовувати вивідні проводки без бічних лінійок неприпустимо.

При виході з останніх клітей мілкосортних безперервних і лінійних станів розкат може відхилитися від прямолінійного напрямку. Тому що швидкість прокатки в названих клітях досягає 60-70 м/с, такий розкат створює небезпечну ситуацію. Для її усунення на рольгангах що відводять установлюють борти належної висоти, а рольганги обгороджують високими бортами.

На крупно- і середньосортних станах лінійного типу для запобігання виходу розкату убік прокатне поле захищається міцними суцільними бортами з нахилом убік розкату. При наявності довгих розкатів або петель і при відсутності в станів достатніх площ улаштовують підвісні ринви або підземні кишені з розширенням устя, а в необхідних випадках з установкою роликів.

Для забезпечення умов безпеки в процесі прокатки повинна бути справна валкова арматури (напрямні коробки із пропусками, вивідні проводки, бруси, проводкові столи, лінійки й ін.), призначені для правильної подачі розкату у валки і його виходу з валків. Валкова арматури є одним з важливих засобів безпеки, тому що попереджає можливість виникнення різних відхилень при прокатці — влучення розкату на бурти валків, згортання, скривлення й неправильного руху розкату при виході з валків.

Прокатка на блюмінгу, слябінгу, товстолистових станах супроводжується викидами часток окалини з великою швидкістю, осколків металу й бризів шлаків. частки, що відлітають, руйнують остіклення постів керування й можуть травмувати операторів та персонал, що й перебувають біля станів.

Для видалення окалини з поверхні розкату на рольгангу, що підводить, установлюють пристрою гідравлічного або механічної дії з надійним захистом від окалини що відлітає.

Для захисту від часток, що відлітають при прокатці, окалини, осколків металу й бризів шлаків перед валками на станині встановлюють екрани — міцні сітчасті щити або густі ланцюгові завіси. Із цією же метою уздовж лінії стану, проти прорізу в станині робочих рольгангів установлюють знімні щити з густої,

міцної сітки. Проміжок між валками з боку, протилежної сполучним шпинделям, закривають запобіжним щитом.

Поломка валків, натискних пристроїв і запобіжних склянок блюмінга пов'язана з виникненням більших зусиль, що перевищують припустимі, для попередження цих поломок необхідно строго дотримувати режиму обтиснень.

Для безпечного переходу через рольганги, транспортери, конвеєри обладнають перехідні містки, настил які футерують вогнетривкою цеглою для захисту від теплових впливів.

При холодній прокатці листової сталі можливі обриви смуги як на заправній, так і на робочій швидкості стану. Що відлітають шматки листової сталі мають високу швидкість розльоту й можуть уразити персонал стану. Для попередження обриву смуг при холодній прокатці слід підвищувати якість і пластичні властивості катаної листової сталі, застосовуваної в якості підкату.

Для видалення пар технологічного змащення в міжклітвівих проміжках і за останньою кліттю встановлюють витяжні парасолі.

### **Імовірність аварій і заходу для їхньої ліквідації**

План ліквідації аварійних ситуацій (ПЛАС) розробляється з метою: визначення можливих випадків виникнення аварійної ситуації і її розвитку; визначення готовності організації до локалізації й ліквідації аварійних ситуацій на небезпечному виробничому об'єкті; планування дій виробничого персоналу й аварійно - рятувальних служб (формувань) по локалізації й ліквідації аварійних ситуацій на відповідних стадіях їх розвитку; розробки заходів, спрямованих на підвищення протиаварійного захисту й зниження масштабів наслідків аварій; виявлення достатності вжитих заходів по запобіганню аварійних ситуацій на об'єкті.

Перелік виробництв (цехів, відділень, ділянок, установок) і окремих хіміко - технологічних об'єктів, для яких розробляють ПЛАС, затверджується технічним керівником організації.

ПЛАС повинен містити: титульний аркуш; оперативну частину, у якій дається коротка характеристика небезпеки об'єкта (технологічного блоку, установки і т.д.), заходу щодо захисту персоналу й дій по локалізації й ліквідації аварійних ситуацій; записку розрахункового пояснення, у якій утримується докладний аналіз небезпеки можливих аварійних ситуацій на об'єкті. ПЛАС ґрунтується: на прогнозуванні сценаріїв виникнення аварійних ситуацій; на постійному аналізі сценаріїв розвитку аварійних ситуацій; на оцінці достатності прийнятих ( для небезпечних виробничих об'єктів, що діють) або планованих ( для проєктованих і таких що будуються) заходів, що перешкоджають виникненню й розвитку аварійних ситуацій; на аналізі дій виробничого персоналу й аварійно - рятувальних служб (формувань) по локалізації й ліквідації аварійних ситуацій на відповідних стадіях їх розвитку.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

1. Ознайомлення з технологією й устаткуванням обтискного цеху показало, що стан «Слябінг 1150» має ряд конструктивних недоліків які потрібно усунути для забезпечення підвищеної несучої здатності. Одним із «вузьким» місцем стану є привод вертикальних валків, який розглянуто в даній роботі.
2. В роботі виконано аналіз умов експлуатації привода вертикальних валків обтискного прокатного стану. Розглянуто основні методи та підходи до проектування, та проведення удосконалення, приводу вертикальних валків стану, зроблено підбір геометричних параметрів вала-лопаті редуктора. Використовуючи програму АРМ WinMachine Shaft отримано графічні залежності, на основі яких можливо в подальшому оптимізувати роботу даного вузла та підвищити його несучу здатність. Виконано розрахунки на міцність найбільш навантажених елементів вала-лопаті.
3. Встановлено що на потужність при прокатці істотно впливає температура прокатуемого сляба, від якої залежить межа плинності, та швидкість прокатки. Метою даної роботи є спроба встановити залежність між цими чинниками. Для реалізації поставленого завдання використаний метод планування повного факторного експерименту типу 2<sup>2</sup>.
4. Проведено аналіз можливостей визначення моменту прокатки по витраті енергії (потужності) з використанням сучасних вимірювальних приладів, а саме ватметра - лічильника трифазного ЦЕ6802. Прилад призначений для вимірювання активної потужності і енергії в трьох- та чотирьохпроводній трифазній і двухпроводній однофазній мережі змінного струму, а також служить для вимірювання реактивної потужності в трифазній мережі.
5. Зроблені розрахунки на міцність і на витривалість найбільш навантажених деталей і вузлів показують досить високу надійність механізмів стану.
6. Для поліпшення екологічного стану в цеху необхідно застосувати витяжну вентиляцію (аерацію) виробничих будинків. Крім того для поліпшення умов праці пропонується застосовувати звукоізоляцію та поліпшити освітлення робочого місця. Розглянуті заходи по техніці безпеки стана «Слябінг 1150».
7. Результати роботи можуть бути застосовані не тільки в умовах обтискного цеху ПАТ «Запоріжсталь» але й на інших підприємствах чорної металургії, де функціонують подібне обладнання.

### Список використаних джерел

1. Палище В.Т. Основи конструювання та розрахунків деталей машин: Підручник. – К.: Вища шк., 1993. 556 с. іл.
2. Детали машин в примерах и задачах: [Учеб. пособие Д38 /С. Н. Ничипорчик, М.И. Коржевский, В.Ф. Калачев и др.]; Под общ. ред. С.Н. Ничипорчика. – 2-е изд. – Мн.: Выш. школа, 1981 -432 с., ил.
3. Детали машин: Учеб. для машиностр. спец. вузов. – 4е изд., перераб. – М.: Высш. шк., - 336 с., ил.
4. Королев А.А. Конструкция и расчет машин и механизмов прокатных станов. Учеб. пособие. 2-е изд. перераб. и доп.– М.: Metallurgiya, 1985.–376 с.
5. Королев А.А. Механическое оборудование прокатных цехов черной и цветной металлургии.–М.: Metallurgiya, 1976.–544 с.
6. Баимов Н.И. Оптимизация процессов прокатки на блюминге. – М.: Metallurgiya, 1974. – 432 с.
7. Биргер И.А. и др. Расчет на прочность деталей и машин: Справочник – 4-е изд., перераб и доп. – Машиностроение, 1993. – 640 с.: ил.
8. Иванченко Ф.К., Гребеник В.М. и др. Расчет металлургических машин и механизмов: Учеб. пособие. – Киев: Вища школа, 1988.–446 с.
- 10.Лившиц Г.А. Динамика зубчатой передачи в связи с точностью зацепления. Сб. тр. ЦНИИТМАШ. – М.:ОНТИ. – 1964. – №49. – 70 с.
- 11.Трансмиссии приводов металлургических машин. Сб. тр. ВНИИМЕТМАШ. М. – 1975, №38. – 235 с.
- 12.Адамия Р.Ш., Лобода В.М. Основы рационального проектирования металлургических машин. М.:Metallurgiya. – 1984. – 128 с.
- 13.Ключев В.И. Ограничение динамических нагрузок электропривода. М.: «Энергия». 1971.
- 14.Крот П.В. Телеметрические системы мониторинга динамических нагрузок в линиях привода прокатных станов. «Вибрация машин:

- измерение, снижение, защита». ДонНТУ, 2008. Вып. 1. С. 46-53.
15. Крот П.В. Методы и аппаратура измерения износа в линиях привода прокатных станов. *Металлургические процессы и оборудование*. 2008. №2(12). С. 45-53.
16. Сборник научных трудов. Проблемы металлургического производства. Республиканский межведомственный научно-технический сборник. Выпуск 102. – К: Техника, 1990. – 136 с
17. *Машини й агрегати металургійних заводів*. А.И. Цілін, П.И. Полухін, В.М. Гребеник, Ф.К. Іванченко й ін. - М: Металургія, 1988 - Т.3 - 576 с.
18. С.Н. Ничипорчик і ін. *Деталі машин у прикладах і задачах: Навчальний посібник*. - Мн: Вышэйшая школа. 1981 - 432 с.
19. *Машины и агрегаты металлургических заводов В 3 т. Т. 3. Машины и агрегаты для производства и отделки проката : учебник для вузов / А. И. Целиков, П. И. Полухин, В. М. Гребеник и др. - 2-е изд., перераб. и доп. - М. : Металлургия, 1988. - 680 с.*
20. Фотієв М.М. *Електропривод і електроустаткування металургійних цехів*. - М.: Металургія. 1990.
21. Зиньковський М.М. *Техніка безпеки й виробнича санітарія*. - М.: Металургія 1984. - 232 с.
22. *Охрана праці в прокатному виробництві*, Бринза В.Н. - М.: Металургія 1986.
23. Ткачук К.Н. і ін. *Довідник по охороні праці на промисловому підприємстві*. - ДО: Техніка 1991.
24. *Надежность, ремонт и монтаж металлургических машин. Учебник для вузов*. Плахтин В.Д. –М.: Металлургия, 1983. – 415с.
25. Решетов Д.Н. *Детали машин. Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов*. –Л.: Машиностроение, 1989. -496с.
26. *Единые правила выполнения конструкторской документации в вузе/ Сост.: А.Я.Жук, Н.К.Желябина.- Запорожье, ЗГИА, 2002.- 124с*



- 27.Методичні вказівки до підготовки випускної кваліфікаційної роботи магістра для студентів ЗДІА спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» ОПП – «Металургійне обладнання» рівня вищої освіти – магістр / Огінський Й. К., Таратута К. В., Шевченко І. А., Ковязін О. С., Васильченко Т. О.; Запоріж. держ. інж. акад. – Запоріжжя: ЗДІА, 2018. – 76 с
- 28.<https://www.zaporizhstal.com/>- сайт ПАТ«Запоріжсталь»
- 29.[https://www.researchgate.net/publication/215643061\\_Systema\\_monitoringa\\_dinamiceskih\\_nagruzok\\_v\\_liniah\\_privoda\\_stanov\\_goracej\\_prokatki\\_Monitoring\\_System\\_of\\_Dynamic\\_Loads\\_in\\_the\\_Drivelines\\_of\\_Hot\\_Rolling\\_Mills](https://www.researchgate.net/publication/215643061_Systema_monitoringa_dinamiceskih_nagruzok_v_liniah_privoda_stanov_goracej_prokatki_Monitoring_System_of_Dynamic_Loads_in_the_Drivelines_of_Hot_Rolling_Mills)  
Крот П.В. Проблеми динаміки і діагностики редукторних ліній приводу прокатних станів. Зб. тр. міжнародної н-т конференції «Динаміка, надійність і довговічність механічних і біомеханічних систем та елементів їх конструкцій», 2-5 вересня 2008, Севастополь, СевНТУ. С. 310-318.
- 30.Методи і засоби вимірювань електричних та неелектричних величин: навчальний посібник / Д.М.Нестерчук, С.О.Квітка, С.В.Галько. – Мелітополь: Виданвничо-поліграфічний центр «Люкс», 2017. - 206 с.
- 31.Ватт метр - счетчикобразцовый трехфазный ЦЭ6802. Паспорт
- 32.Програмний комплекс АРМ «WinMachine» Shaft. Довідкова система
- 33.Паспорт обтискного стану “Слябінг 1150”.
- 34.Правила технической эксплуатации механического оборудования слябингов/ Под ред. А.С. Суетина, П.М. Беякова. М.: Металлургия , 2004г. – 224с.
- 35.Жук А.Я., Желябина Н.К. Теория и практика приводов. В 3-х книгах. Учебное пособие. / Запорожье издательство ЗГИА 2001, - кн. 3 – 398 с

## СПИСОК ВИКОНАНИХ КРЕСЛЕНЬ

№ п/п	Найменування	Кіл. листів	Формат
1	Слябінг 1150. Вид загальний	1	A1
2	Кліть стана 1150	1	A1
3	Горизонтальні валки	1	A1
4	Вертикальні валки	1	A1
5	Редуктор вертикальних валків	1	A1
6	Вал-лопась	1	A2
7	Вал-лопась. Вузол редуктора	1	A1
8	Вал-шестерня. Вузол редуктора	1	A1
9	Деталювання	3	A3
10	Лист дослідницької частини	1	A1