

Міністерство освіти і науки України  
Запорізький національний університет  
(повне найменування вищого навчального закладу)  
Інженерний навчально-науковий інститут ім. Ю.М. Потебні  
(назва факультету)  
кафедра металургійного обладнання  
(повна назва кафедри)

## **ВИПУСКНА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА**

На тему Аналіз режимів роботи шпиндельних пристроїв листопрокатного стану гарячої прокатки, розробка заходів щодо підвищення їх надійності

Виконав: магістрант групи 8.1332

Губін А.В.

(ПІБ)

(підпис)

спеціальності

133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва)

спеціалізація

(шифр і назва)

Освітньо-професійна програма

133.00.12 Металургійне обладнання

(шифр і назва)

Керівник

Огінський Й.К.

(прізвище та ініціали)

(підпис)

Н.контроль

Васильченко Т.О.

(прізвище та ініціали)

(підпис)

Запоріжжя – 2023 року

Запорізький національний університет

(повне найменування вищого навчального закладу)

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

Кафедра металургійного обладнання

Рівень вищої освіти магістр

(другий (магістерський) рівень)

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва)

Спеціалізація

(шифр і назва)

Освітньо-професійна програма 133.00.12 Металургійне обладнання

(шифр і назва)

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Завідувач кафедру А.О. Власов

“ \_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 20\_\_ року

**Завдання**

до випускної кваліфікаційної роботи магістра

Губіна Анатолія Валерійовича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема магістерської роботи: Аналіз режимів роботи шпindelних пристроїв листопркатного стану гарячої прокатки, розробка заходів щодо підвищення їх надійності  
керівник магістерської роботи д.т.н, професор Огінський Й.К.,  
затвердені наказом вищого навчального закладу від “09” жовтня 2023 року № 1581-с.
2. Строк подання студентом магістерської роботи 07 грудня 2023 року.
3. Вихідні дані магістерської роботи техніко-економічні показники роботи прокатного цеху
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): 1. Огляд науково-технічних рішень підвищення надійності прокатного обладнання та обґрунтування обраного напрямку роботи 2. Розрахункова частина; 3. Дослідно-експериментальна частина; 4. Охорона праці та техногенна безпека в галузі. Загальні висновки та рекомендації
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): 1. Лінія робочої кліті прокатного стану 1680 – 1А1; 2. Робоча кліть прокатного стану 1680 – 1А1; 3. Шпindel робочої кліті прокатного стану – 2А1; 4. Шпindel робочої кліті прокатного стану (модернізація) – 1А1 5. Розрахункові схеми та математична модель руху приведених мас – 1А1; 6. Результати дослідження впливу динамічної складової на роботу шпинделя – 1А1; 7. Обладнання піногенераторів гасіння маслопідвалу – 1А1;

6. Консультанти розділів магістерської роботи

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

**КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН**

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

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

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

## АНОТАЦІЯ

Губін А. В. Аналіз режимів роботи шпindelних пристроїв листопркатного стану гарячої прокатки, розробка заходів щодо підвищення їх надійності.

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

Проаналізовані переваги та недоліки наявних технічних рішень спрямованих на підвищення надійності шпindelних пристроїв прокатних станів. Запропонований варіант модернізації шпинделя робочої кліті прокатного стану. Проведено аналіз розрахункових схем для крутильних систем. Розроблено приведену схему для динамічного розрахунку робочої кліті прокатного стану як двомасової системи.

Ключові слова: ПРОКАТНИЙ СТАН, РОБОЧА КЛІТЬ, ШПИНДЕЛЬ, КРУТИЛЬНА СИСТЕМА

## ABSTRACT

Hubin A.V. Analysis of the operating modes of spindle devices in the hot rolling condition, development of measures to increase their reliability.

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

The advantages and disadvantages of existing technical solutions aimed at increasing the reliability of spindle devices of rolling mills are analyzed. An option has been proposed for modernizing the spindle of the working stand of a rolling mill. An analysis of design schemes for torsion systems was carried out. The following scheme has been developed for the dynamic calculation of the working stand of a rolling mill as a two-mass system.

Key words: ROLLING MILL, WORKING CALL, SPINDLE, TORSIONAL SYSTEM

## Зміст

Вступ	7
1 ОГЛЯД НАУКОВО-ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ПРОКАТНОГО ОБЛАДНАННЯ ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ОБРАНОГО НАПРЯМКУ РОБОТИ	9
1.1 Вантажопотоки ділянки гарячої прокатки тонкого листа та місце прокатного стану в технологічному процесі	9
1.2 Аналіз обладнання робочих клітей чистової групи прокатного стану 1680	12
1.3 Огляд технічних рішень спрямованих на підвищення надійності шпindelних пристроїв прокатного обладнання	16
1.4 Пропозиції щодо модернізації обладнання та обґрунтування обраного напрямку	20
2 РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА	24
2.1 Розрахунок елементів шпинделя	24
2.1.1 Розрахунок лопаті муфти	24
2.1.2 Розрахунок вилки шарніра з боку валка	32
2.2 Розрахунок небезпечних перерізів	36
2.2.1 Розрахунок геометричних характеристик перетину I-I	36
2.2.2 Розрахунок геометричних характеристик перетину II-II	43
2.2.3 Розрахунок геометричних характеристик перетину III-III	46
3 ДОСЛІДНО–ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ЧАСТИНА	49
3.1 Аналіз причин та передумов для виконання динамічного розрахунку	49
3.2 Аналіз розрахункових схем при динамічному розрахунку	52
3.3 Дослідження роботи приводу прокатної кліти як чотирихмасової системи	55
3.4 Приведення розрахункової схеми прокатної кліти до двомасової системи	61
4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА В ГАЛУЗІ	67
4.1 Виявлення та оцінка шкідливих факторів виробничого середовища	67

	6
4.1.1 Характеристика ступеня безпеки технологічного процесу, рівня механізації й автоматизації	67
4.1.2 Аналіз потенційних і шкідливих факторів виробничого середовища	68
4.2 Заходи захисту від впливу шкідливих факторів виробничого середовища	70
4.3 Технічні рішення по гігієні праці та виробничій санітарії	71
4.3.1 Мікроклімат	71
4.3.2 Природне й штучне освітлення	73
4.3.3 Виробничий шум, виробнича вібрація	74
4.4 Техногенна безпека	75
4.4.1 Заходи щодо техніки безпеки при ремонтних роботах	75
4.4.2 Заходи пожежної безпеки	76
4.5 Розробка засобів гасіння маслопідвалів	77
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ	79
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ	80
СПИСОК ГРАФІЧНОГО МАТЕРІАЛУ	84
ДОДАТКИ	85

## Вступ

Однією з найбільш важливих галузей промисловості є чорна металургія. Від обсягу виробництва і якості чорних металів залежить розвиток усього народного господарства й зміцнення обороноздатності країни.

Для безперервного зростання металургійного виробництва України необхідно щорічне введення в експлуатацію нових, удосконалених металургійних агрегатів, постійної реконструкції й модернізації встановленого устаткування з метою підвищення його продуктивності, рівня механізації й автоматизації на базі сучасних енергозберігаючих технологій.

Основним завданням для подальшого розвитку чорної металургії є зниження необхідних витрат праці на виробництво однієї тонни сталі, яка є одним з найбільш економічних видів конструкційних матеріалів. Основним видом продукції, яка випускається металургійними підприємствами України, є листована сталь або прокат.

На металургійному підприємстві ПАТ МК «Запоріжсталь» розроблена ціла система обслуговування й ремонту металургійного устаткування, у тому числі прокатного. При цьому великі планові ремонтні роботи проводять разом з роботами з модернізації устаткування з метою підвищення технічного рівня агрегатів, які зносилися й морально застаріли, до сучасного рівня шляхом конструктивних поліпшень і змін. Найбільше значення мають не тільки шляхи найбільш раціональної організації ремонтних робіт для визначення границь економічної доцільності ремонту й оптимальних термінів служби устаткування, а й пропозиції модернізації існуючого обладнання з метою підвищення їхньої надійності.

Важливим етапом модернізації морально та конструктивно застарілого обладнання є встановлення причин виходу з ладу удосконалюємих вузлів на етапі їхнього проектування з метою запобігання передчасного виходу з ладу та мінімізації незапланованих аварійних простоїв.

**Мета і задачі дослідження.** Метою роботи є дослідження роботи приводної частини робочої кліті безперервного широкоштабового прокатного стану 1680.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- виконати аналіз раніше проведених досліджень в питаннях удосконалення конструкції візлів обладнання робочих клвтей прокатних станів;
- визначити навантаження, що діють на основні елементи, та виконати розрахунок основних виконавчих вузлів запропонованої конструкції шпindelного пристрою;
- розробити схему дослідження роботи привода робочої кліті, як для чотирьохмасової системи;
- розробити спрощену приведену схему дослідження роботи привода робочої кліті, як для двомасової системи;

**Предмет дослідження** – конструктивні параметри привода безперервного широкоштабового прокатного стану 1680.

**Об'єкт дослідження** – універсальний шпindelний пристрій.

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

**Структура та обсяг роботи.** Магістерська робота складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел, додатків. Загальний обсяг роботи включає 99 сторінки, у тому числі 81 сторінка основного тексту, 19 рисунків, 7 таблиць, 40 найменувань використаних джерел на 4 сторінках, 14 додатків.

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



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

## 1.1 Вантажопотоки ділянки гарячої прокатки тонкого листа та місце прокатного стану в технологічному процесі

Безперервний стан гарячої прокатки тонкого листа запущено в 1938 році. На момент запуску по глобальності був одним із найпродуктивніших та не мав аналогів в Європі [1]. За час свого існування був істотно модернізований:

- виробництво гарячекатаного листа, перше в країні, було переведено на рулонний спосіб;
- стан був оснащений безконтактним вимірювачем товщини листа та рентгенівським шириноміром;
- була реконструйована система гідравлічного зняття циндри;
- були встановлені нові моталки для змотування двадцятитонних рулонів; впроваджена система прямої прокатки слябів без їх підігріву із ділянки обтискного стану Слябінг 1150.

Безперервний стан гарячої прокатки 1680 призначений для отримання товарних і переробних гарячекатаних рулонів та листів [2].

Відділення гарячої прокатки складається із чотирьох дільниць, в яких розміщено основне та допоміжне обладнання:

- пічне;
- станове;
- транспортування та обробки рулонів;
- складських приміщень.

Схема вантажопотоків цеху наведена на рисунку 1.1.

На північній дільниці знаходиться ділянка методичних рекупераційних печей (підігрів слябів до температури прокатки). Методичних печей – 5. У кожній печі

1 є виштовхувач слябів 2. При прокатці слябів з печей, сляб виштовхується на нижній пічний рольганг 3 у головну лінію прокатного стану «1680».

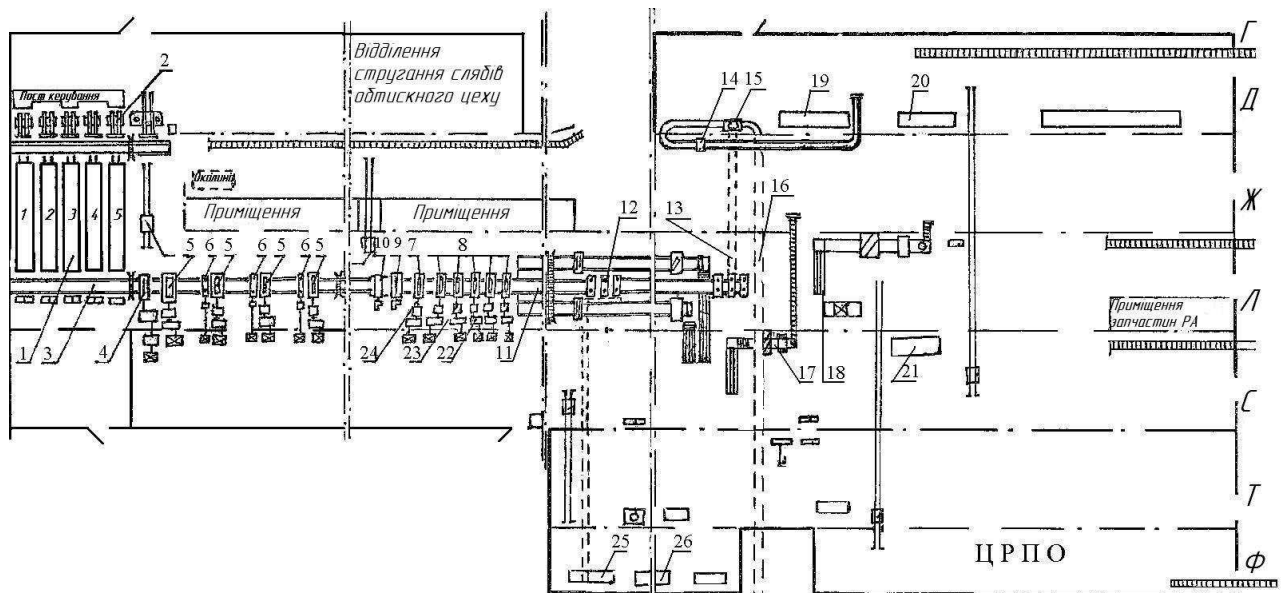


Рисунок 1.1 – Вантажопотоки відділення прокатки тонкого листа (позиції наведено в тексті)

Безперервний тонколистовий стан «1680» складається з двох груп: чорнової та чистової.

До складу чорнової групи входить двовалкова кліть «дуо» 4 (чорновий циндрозломувач), чотири чотирьохвалкові кліті «кварто» 5 (№ 1, 2, 3 та 4), три вертикальних кліті 6 (№ 1, 2, 3) з нижнім приводом. Перед чорновим циндрозломувачем встановлено гідорозбив циндри (тиск 9 МПа) [3].

До складу чистої групи клітей входять [4]: одна двохвалкова кліть окалиновідламувача 7, шість чотирьохвалкових клітей «кварто» 8 (№ 5, 6, 7, 8, 9, 10), а також летючі важільні (25x1700 мм) та барабанні ножиці (28x1550 мм) 9, для відрізання переднього та заднього кінця штаби (прокату) перед чистою групою та проміжно-перемотувальний пристрій «койлбокс» 10, який необхідний для врівноваження температурного режиму прокатки та для покращення якості прокату. Швидкість прокатки гарячої штаби складає: від 0,99 м/с на виході із

чорнового циндрозломувача до 11,25 м/с – на виході із кліті №10. При прокатці використовують валки із кованої сталі марки 50 ХН, 9ХФ, чавуна відбіленого двошарового діаметрами від 610 мм до 1320 мм.

Після останньої кліті штаба, по відповідному рольгангу 11 подається на моталки 12. Гарячі рулони подаються по конвеєру 13 через підйомно-поворотний стіл 14, 15 в наступне відділення – транспортування та обробки рулонів.

До складу відділення транспортування та оброблення рулонів входить конвейер 16, який транспортує рулони від моталок на подальші технологічні операції у відділення холодної прокатки, через підйомно - поворотний стіл 14, 15 та рольганг-ваги, далі рулони транспортуються на склад. В цьому відділенні є ділянка листообробки:

- два агрегати поперечного різання 17, 18 ;
- два агрегати повздовжнього різання 19,20;
- піч 21;
- допоміжне обладнання.

До складу відділення також входить машинний зал який приводить у дію робочі кліті за допомогою силового редуктору 22, шестерної кліті 23, шпинделя 24. У приміщенні відділення розташований травильний агрегат 25, миючий агрегат 26. До основної будівлі відділення прилягає цех ремонту прокатного обладнання.

На ділянці складських приміщень знаходиться запасне обладнання для станів. У відділенні передбачено ділянку підготовки обладнання до ремонту. Опорні та робочі валки шліфуються на шліфувальних верстатах. Також тут проводиться складання та, ремонт валків, ремонт вальниць та їх ревізія. Під основними відділеннями цеха знаходяться маслопідвали, в яких встановлено насоси для подачі мастила. На ділянці енергослужби розміщені насоси високого тиску води для системи гідрозбиву циндри. Технологічне переміщення вантажу відбувається за допомогою 25 електромостових кранів (Q до 40 т).

## 1.2 Аналіз обладнання робочих клітей чистової групи прокатного стану 1680

Чистова група стану 1680 складається з шести чотирьохвалкових клітей «кварто», які забезпечують прокатку штаби металу до товщини 1,6 мм [2].

Чистові універсальні чотирьохвалкові кліті однакові за конструкцією: опорні валки діаметром 1240 мм та робочі – 620 мм, довжина бочки валків 1680 мм, передача зусилля прокатки здійснюється електродвигуном через редуктор з шестеренною кліттю та шпindelним пристроєм. Привод клітей чистової групи відрізняється передаточним числом редуктора (від 7,23:1, на кліті №5 – до 1,41:1, на кліті №10), що необхідно для збільшення швидкості прокатки. Технічна характеристика клітей представлена в таблиці 1.1.

Аналіз динамічних навантажень, кінематичні і силові параметри приводу, а також розрахунок деталей на міцність будемо робити для чистової кліті № 5, так як обтискне зусилля для неї найбільше.

Таблиця 1.1 – Технічна характеристика клітей чистової групи стану 1680

№ кліті	Передаточн е число редуктора, U <sub>p</sub>	Потуж. привод. двигуна, кВт	Тип двигуна	n двигуна, об/хв.	n валка, об/хв.	Швидкість прокатки, м/с	Відстань до попередньої кліті, м	Натискний пристрій			Станина	
								Кільк. двиг., шт.	P, кВт	n, об/хв.	Тип	Матеріал
5	7,23	7000	AMZ -1600 FF 12	270-500 об/хв.	від 37,4 до 69	1,16-2,20	58,77-6,19	2	46	625	Закр.	Ст.лит.
6	4,67	—//—	—//—	—//—	від 57,8 до 107	від 1,89 до 3,42	5,84	2	46	625	Закр.	Ст.лит.
7	2,75	—//—	—//—	—//—	від 98,2 до 182	від 3,30 до 5,78	5,84	2	46	625	Закр.	Ст.лит.
8	2	—//—	—//—	—//—	від 135 до 250	від 4,16 до 7,93	5,84	2	46	625	Закр.	Ст.лит.
9	1,56	—//—	—//—	—//—	від 173 до 320	від 5,35 до 10,14	5,84	2	46	625	Закр.	Ст.лит.
10	1,41	—//—	—//—	—//—	від 191 до 354	від 5,9 до 11,25	5,84	2	46	625	Закр.	Ст.лит.

Чотирьохвалкова кліть №5 «кварто» (рис.1.2), є одним з робочих органів стану 1680 і виконує головне завдання прокатки – деформацію металу за установленим режимом обтискання [5]. Під час процесу прокатки штаба металу проходить між верхнім та нижнім робочими валками 8, які опираються на опорні валки 9, котрі не мають власного приводу. Для робочих валків застосовуються вальниці кочення, для опорних валків – вальниці рідинного тертя. Технічні характеристики валків чистових робочих клітей представлені в таблиці 1.2.

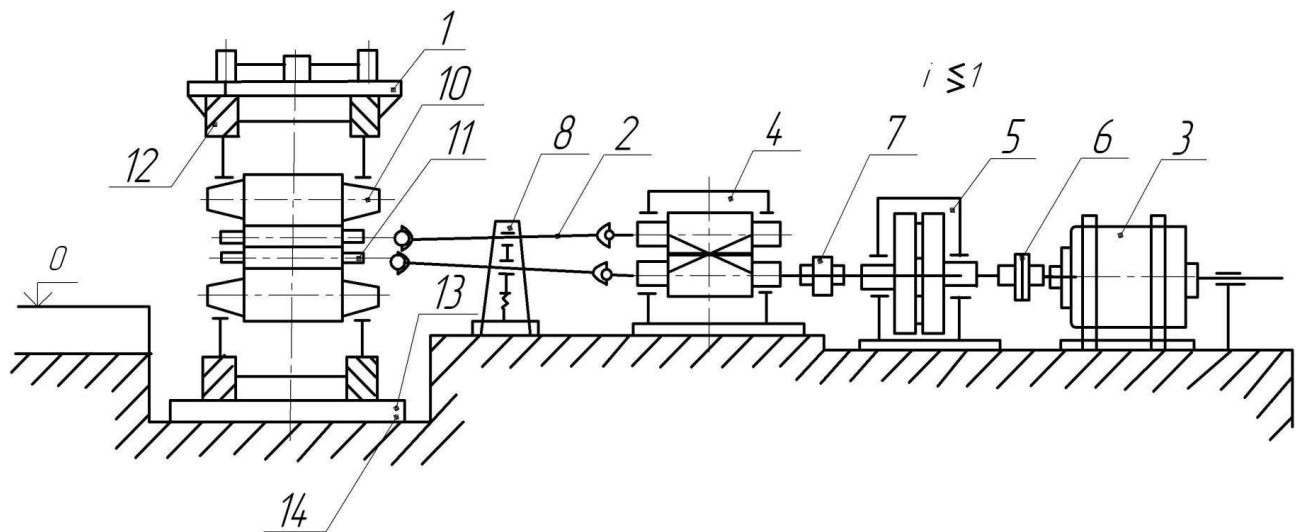


Рисунок 1.2 – Устрій робочої кліть прокатного стану (позиції наведено в тексті)

Таблиця 1.2 – Технічна характеристика робочого інструменту чистових клітей

Кліті	Тип валків	Матеріал валків	Діаметр бочки, мм		L бочки, мм	Діаметр шийки, мм	Діаметр тrefу, мм	Початкова вага валка, т
			Поч.	Кінц.				
№5-10	Опорні	9ХФ	1240	1170	1680	650	–	22,7
№5-10	Робочі	Білий чавун	620	580	1680	396	360	5,62

Робочі валки кліті 5 отримують обертаючий момент від електродвигуна постійного струму 1 потужністю 7000 кВт ( $500 \text{ хв}^{-1}$ ), через проміжний вал з зубчастими муфтами 2 на редуктор 3. Зубчаста муфта №20 4 передає обертаючий момент з редуктора на шестеренну кліть 5 та універсальні шпинделі 6, які врівноважуються пружинною системою 7. Робочі чистові кліті №№ 6-10 мають аналогічний привод.

Робоча кліть 610 /1240 ×1680 призначена для нереверсивної прокатки штаби гарячого металу з важко легованих і якісних конструкційних вуглецевих сталей. Кліть закритого типу, представляє собою дві литі станини, установлені на плитовині, прикріплені до фундаменту анкерними болтами. Рами кліті виготовляються з ливарної сталі Ст 35Л, собою вони утворюють проміжні вікна шириною 1720 мм. Поміж них завалюється комплект опорних валків за допомогою спеціального механізму 6. Вони монтуються на подушках з вальницями рідинного тертя. Поміж опорних валків заводиться комплект робочих валків, які також змонтовані на подушках, але на 4х-рядних конічних вальницях кочення.

Верхня частина кліті складається з підмоторної рами, на якій змонтовано натискні механізми з гвинтами. Вони призначені для утворення певного зусилля на валки, котрим буде забезпечуватися заданий режим обтискання металу.

Для передачі обертаючого моменту від шестерних валків до валків робочої кліті призначений шпиндельний механізм з наступною технічною характеристикою

- допустимий обертаючий момент на один шпиндель, кНм – 800
- максимальний робочий обертаючий момент на один шпиндель, кНм – 560
- режим роботи – безперервний
- діаметр головок шпинделя, мм – 580
- діаметр тіла шпинделя, мм – 320
- довжина шпинделя по осям шарнірів, мм – 2200

- допустимі межі осьового здвигу валків, мм –  $\pm 20$
- максимальний кут перекоосу в шарнірах –  $3^\circ$
- механізм врівноваження – пружинний
- максимальний тиск повітря в опорі врівноваження шпинделя, МПа – 0,02- 0,04

Шестеренна кліть (рис. 1.3) призначена для передачі та розподілення обертаючого моменту від електродвигуна до валків робочої кліті через шпинделі, виконує функцію силового редуктора з передаточним числом  $U=1$ . Обертаючий момент передається від електродвигуна через редуктор та зубчасту муфту й розподіляється між приводним та холостим шевронними валками, котрі обертають робочі валки через універсальні шпинделі. Корпус кліті виготовляється литим зі сталі Ст35Л, який утворює картер для зберігання мастильного матеріалу .

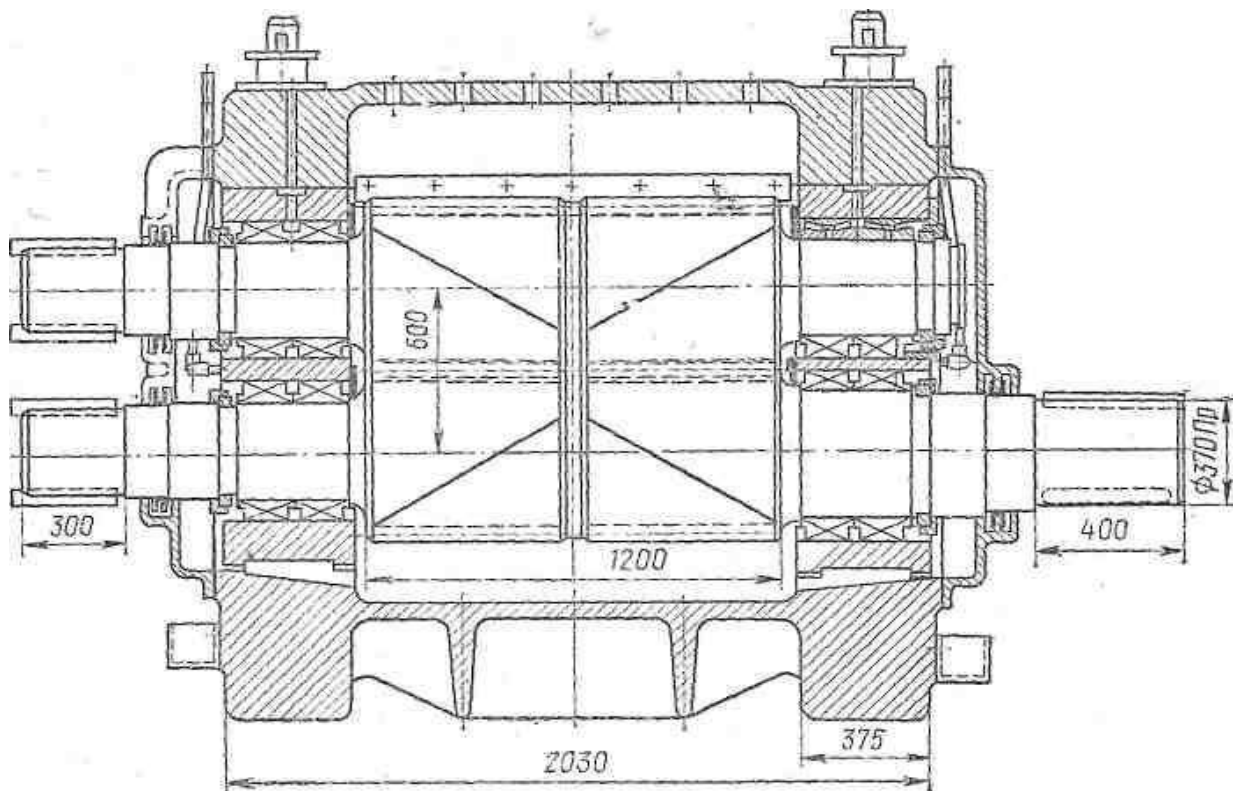


Рисунок 1.3 – Шестерінна кліть

## Технічна характеристика шестеренної кліті

Момент прокатки, кНм	– 1400
Середня швидкість обертів валків, хв <sup>-1</sup>	– 50
Міжосьова відстань, мм	– 620
Довжина бочки валків, мм	– 1520
Число зубців	– 20
Модуль зачеплення, мм	– 28
Кут нахилу зубців	– 25°24'52"

Передача обертаючого моменту від редуктора на шестеренну кліть відбувається завдяки з'єднанню вала редуктора з шестерним валком через зубчасту муфту у якої модуль зачеплення 14 мм, число зубців – 74, найбільший передаваний крутний момент – 1400 кНм, номінальна частота обертання – 300 хв<sup>-1</sup>.

Для регулювання швидкості прокатки та передачі обертаючого моменту від електродвигуна до валків шестерної кліті слугує редуктор індивідуального виконання зі загальним передаточним числом  $U_p=7,23$  та частотою обертів тихохідного валу  $n_{тих}=50$  хв<sup>-1</sup>, який дозволяє передавати максимальний момент прокатки  $M_{пр}=0,95$  МНм

### 1.3 Огляд технічних рішень спрямованих на підвищення надійності шпindelних пристроїв прокатного обладнання

Численними дослідженнями [7-9] встановлено, що динаміка періодного процесу в кліті і лінії головного приводу в період захвату металу валками значно залежить від зносу зчленованих деталей, який викликає згідно з даних вимірів в одній і тій же кліті при мінімальних зазорах перевантаження по моменту пружності при захваті металу складає 1,8-2,5 в той час, як при збільшених зазорах



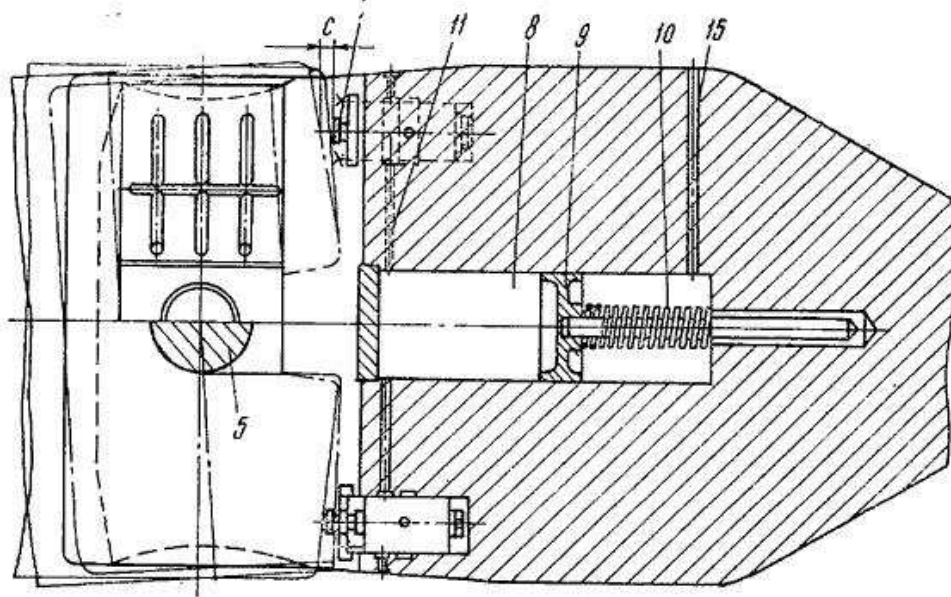
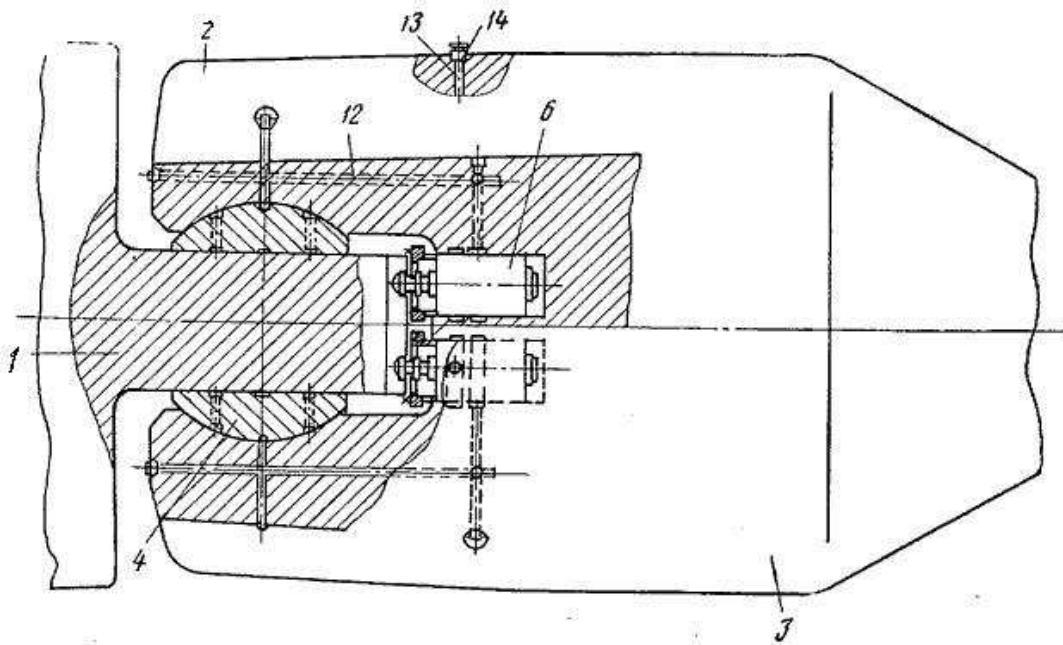
вона досягає 4,5-5. Подібне посилення ударного впливу на обладнання через зазори негативно впливає на його роботу і термін його служби, тому на даний момент одним з недоліків роботи широкоштабового прокатного стана «1680» ПАТ «Запоріжсталь» є виникнення значних зазорів при зношенні бронзових вкладишів універсальних шпінделів.

В світовій та вітчизняній практиці існує декілька варіантів вирішення проблеми зазорів при зношенні вкладишів.

Так автори [10], пропонують таку конструкцію шарніру (рис.1.1), що містить головку (вилку) 2, лопать 1 і сегментні вкладиші 4 з пристроєм для їх змащення, виконані у вигляді плунжерного насоса 6, розміщеного в голівці шпінделя 3, причому насос розміщений в поглибленні головки так, що вісь плунжера насоса паралельна осі шпінделя і торець плунжера впирається в торець лопаті шарніра.

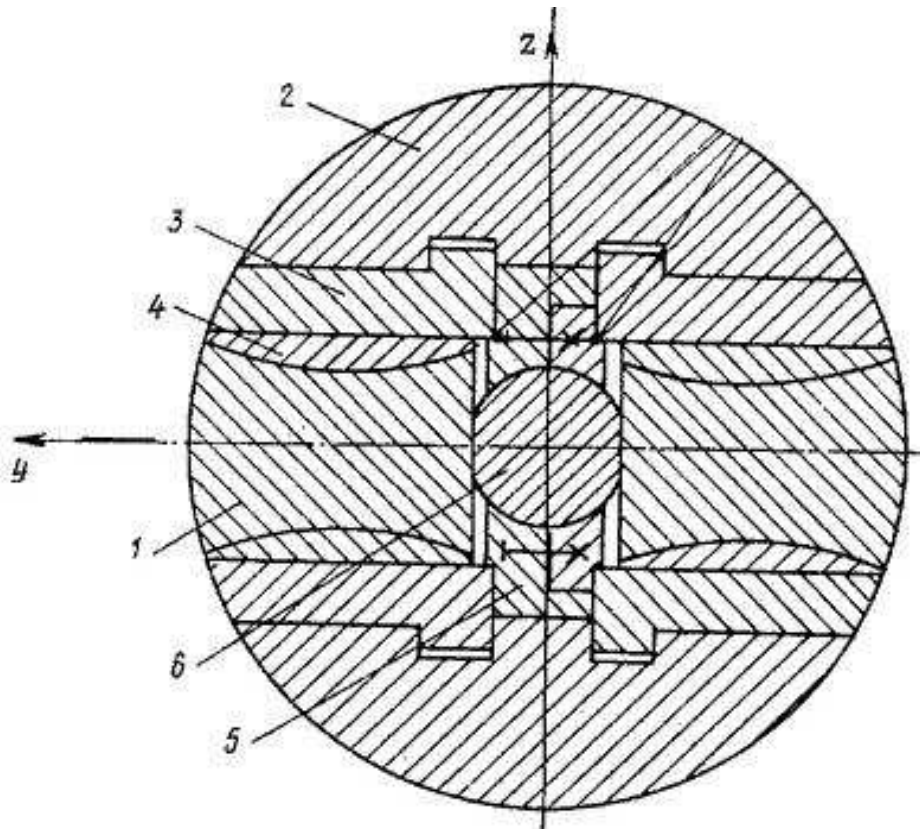
Недолік відомого технічного рішення полягає в тому, що розташування насосів в голівці шпінделя на стороні ручки послаблює небезпечний перетин головки і створює незручність для огляду і ремонту насосів, так як вимагає для проведення цих робіт попереднього роз'єднання шарнірного з'єднання шпінделя. Крім того, в разі провороту шпінделя при максимально розведених валках тобто при куту перекосу в шарнірі і відносному переміщенні лопаті і шпінделя більше допустимих, може відбутися поломка насосів.

З метою забезпечення підвищення довговічності шарніра автори [11] автори пропонують встановити сухар в вилці з можливістю обертання щодо осі розточення вилки, а поверхні контакту сухаря з каменем виконати сферичними (рисунок 1.5). Але в умовах існуючого обладнання виконання данної пропозиції є доволі трудомісткою та затратною операцією.



1 – лопать, 2 – вилка, 3 – шпіндель, 4 – сегментний вкладиш, 5 – сухар, 6 – плунжерний насос, 7 – плунжер, 8 – ємність для мащення, 9 – поршень, 10 – пружина, 11 – змащувальні канали, 12 – з'єднувальні канали, 13 – заправочний канал, 14 – зворотній клапан, 15 – технологічний отвір.

Рисунок 1.4 – Конструкція шпіндельного пристрою з індивідуальним мащенням вкладишів

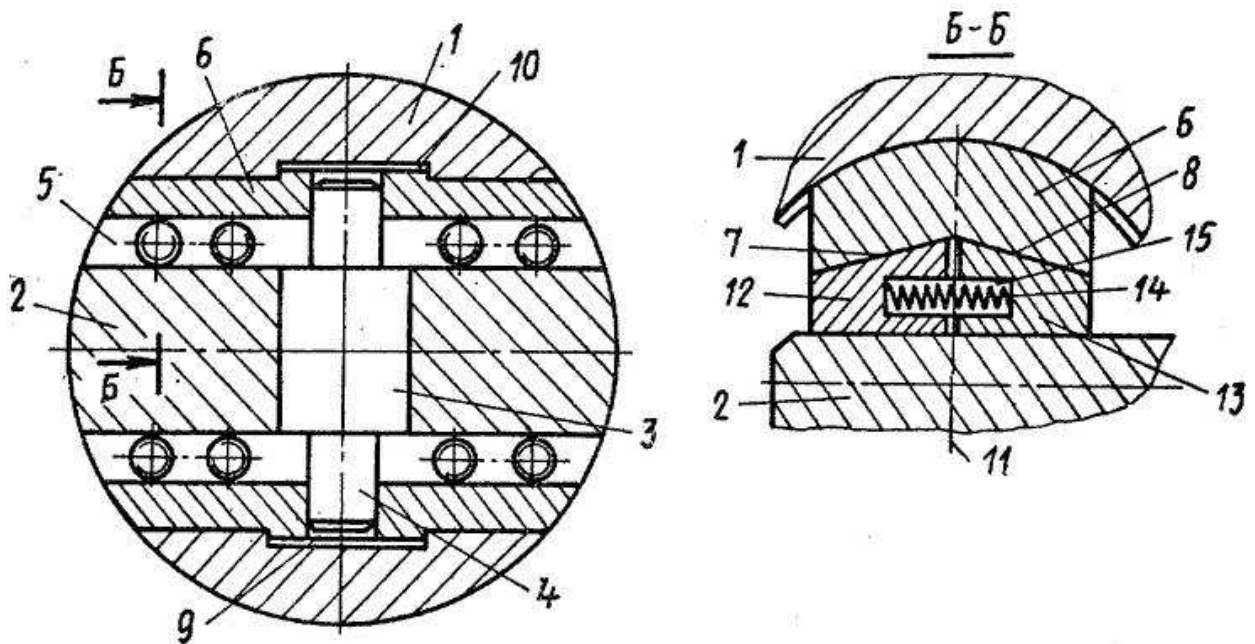


1 – лопать, 2 – вилка, 3 – вкладиші, 4 – сегменти, 5 – сухарь, 6 – камінь

Рисунок 1.5 – Конструкція шарніру універсального шпінделя зі сферичним сухарем

Конструкція вкладиша представлена у роботі [12] дозволяє зменшити горизонтальне переміщення половин вкладиша при вибиранні зазорів в з'єднаннях шарніра, що тягне за собою незначну зміну конструктивних площ і тисків, а також зменшення динамічних навантажень (рисунок 1.6). В цьому випадку крутний момент від головки 1 шпінделя до лопаті 2 прокатного валка передається за допомогою вкладиша, який складається з двох елементів – сегментного елемента 6 і центруючої частини, що контактують між собою, поверхня сполучення між цими елементами виконана у вигляді зведеного клина, а окремі частини одного з елементів взаємно підпружинені. Особливість конструкції полягає у виконанні центруючої частини з двох половин 12 та 13, між якими встановлена пружина 14.

Але світова практика використання схожих конструкцій вказує на їхню доволі низьку ефективність.



1 – головка шпінделя, 2 – лопать прокатного валка, 3 – сухар, 4 – цапфи, 5 – центруюча частина, 6 – сегментний елемент, 7, 8 – опорні поверхні, 9 – співвісні отвори, 10- фіксуючий виступ, 11 – вертикальна – площина, 12, 13 – центруючі половини, 14 – пружина, 15 – глухі отвори.

Рисунок 1.6 – Конструкція шарніра ковзання зі здвоєним підпружиненим вкладишем

Таким чином шпindelні пристрої листопрокатного обладнання далекі від конструктивної досконалості та потребують подальшого удосконалення.

#### 1.4 Пропозиції щодо модернізації обладнання та обґрунтування обраного напрямку

Основні виробничі показники прокатного стану, такі як продуктивність та енергоефективність, а також його працездатність в цілому, здебільше залежать

від того, наскільки ефективно та якісно працюють всі його виконавчі механізми. В свою чергу цей взаємозв'язок викликає необхідність розробки механізмів приводної частини прокатної кліті таким чином, щоб її конструкція відповідала всім експлуатаційним та сучасним технологічним вимогам.

Працездатність клітей стану «1680» в значній мірі залежить від того, наскільки ефективно працює обладнання приводу. Аналіз роботи прокатної лінії в цілому показав, що існуючий рівень динамічних навантажень, характерний для всіх широкополосних станів, є однією з причин стомленосних поломок елементів обладнання [13].

Досвід досліджень показує, що зазор на шпіндельній ділянці привода клітей чинить вплив на динаміку і коефіцієнт динамічності на всю лінію привода кліті, чим більший зазор в шпіндельному з'єднання, тим більший коефіцієнт динамічності [14]. Відомо, що основним елементом, створюючим зазори на шпіндельній ділянці привода, є зношеність бронзових вкладишів. В теперішній час на клітях чистової групи встановлені шпинделі з автоматичним вибором зазорів клиновидними роз'ємними вкладишами. Витрати шпинделів цієї конструкції скорочені в декілька разів, порівнянно з універсальними раніше застосовуваних. Проте і вони ще далекі від конструктивної досконалості і в неповній мірі відповідають сучасним вимогам щодо зменшення динамічної складової навантажень. Удосконалення цієї конструкції необхідно продовжити шляхом збільшення опорної поверхні вкладишів, удосконалення підвода змащування до третьових поверхонь, використання нових матеріалів.

На погляд автора шпіндельний пристрій є «вузьким» місцем приводу головної лінії прокатних станів, від технічного стану якого, залежить працездатність не тільки самого шпинделя, але і іншого обладнання кліті.

Більш ефективним являється заміна шпинделей з бронзовими вкладишами на шпинделі з мінімальним зазором – зубчасті з бочкоподібним зубом (рис.1.7) або бочкоподібним роликом, які використовує провідна фірма «Cimar», Німеччина на станах ливарно-прокатного модуля.



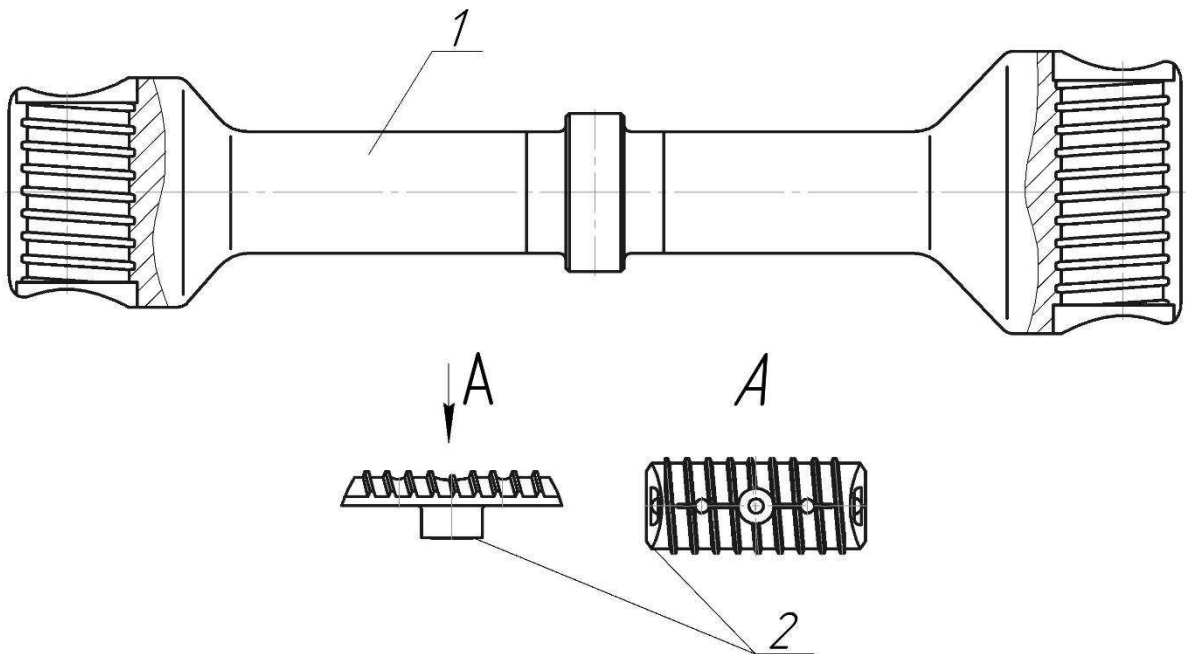
1 – виступ, 2 – западина

Рисунок 1.7 – Шпиндельний пристрій

На обґрунтуванні патентних пошуків було прийнято розробити власну конструкцію вкладиша та головки шпінделя яка буде відповідати умовам надійності та буде економічно доцільною.

Ціль досягається тим, що на існуючому шпінделі буде замінений вкладиш та зроблені пази на робочій поверхності головки шпінделя, які будуть знижувати осьове переміщення та зменшить зазори між вкладишем та робочою

поверхнею головки шпинделя за рахунок більш щільної посадки (рис.1.8). Також за рахунок даних пазів на робочій поверхні буде затримуватися змащуючий матеріал.



1 – шпіндельний вал, 2 – вкладиш

Рисунок 1.8 – Модернізований шпіндельний вал зі вкладишем

Запропонована модернізація передбачає не тільки виконання розрахунку елементів шпіндельного пристрою, а й розробки математичної моделі роботи привода листопрокатного стану.

При розробці моделі динамічного розрахунку стоїть задача спрощення розрахункової схеми при переході від багатомасових схем до спрощених з максимальною кількістю мас – 2, пов'язаних між собою пружними зв'язками

Вирішенню цих проблем і присвячено експериментально-дослідну та розрахункові частини цієї роботи

## 2 РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА

### 2.1 Розрахунок елементів шпинделя

Шпиндельне з'єднання призначене для передачі крутного моменту від електродвигуна через редуктор та шестеренну кліть до робочих валків стану 1680. Максимальний робочий момент обертання  $M = 280$  кН·м. Короткочасний максимальний момент  $M_{кр} = 400$  кН·м.

Метою роботи є розрахунок на міцність основних елементів шпиндельного пристрою кліті 1680.

Вихідні дані:

Тип шпинделя - шарнірний із бронзовими вкладишами.

Максимальний робочий момент обертання переданий одним шпинделем – 280 кН·м.

Максимальний короткочасний обертовий момент – 400 кН·м.

Режим роботи - нереверсивний.

Зрівноважування шпинделя - пружинне.

Максимальний робочий кут перекошу в шарнірах -  $3^\circ$ .

Розрахунок будемо вести за відомими методиками [15]

#### 2.1.1 Розрахунок лопаті муфти

Матеріал 40ХНМ2МА, ( $\sigma_T \geq 600$  МПа) ( $\sigma_B \geq 750$  МПа) [16].

Лопаті шарніра сприймають із боку вкладиша тиск, розподілений приблизно по трапеції. Тому рівнодіюча  $P$  тиску на одну лопать буде зміщена від центра її перетину. Отже, у небезпечних перерізах I-I, III-III, крім напружень вигину будуть також крутні напруження (рис. 2.1).

Зусилля  $P$  при цьому можна визначити з виразу:



$$P = \frac{M}{2 \cdot f_0}, \quad (2.1)$$

де  $M = 280$  кНм – момент, переданий шпинделем;

$$f_0 = \frac{b_0}{3} \cdot \frac{1 - (C_0/b_0)^3}{1 - (C_0/b_0)^2} \quad (2.2)$$

де  $b_0 = 0,56$  м – повна ширина лопаті;

$C_0 = 0,10$  м – ширина прорізу.

Підставивши значення у (2.2), одержимо:

$$f_0 = \frac{0,56}{3} \cdot \frac{1 - (0,10/0,56)^3}{1 - (0,10/0,56)^2} = 0,27 \text{ м}$$

Момент згину від дії сили  $P$ , при цьому дорівнює

$$M_{\text{згину}} = P \cdot x, \quad (2.3)$$

де  $x$  – плече сили  $P$ , рівне  $x = 0,1824$  м – для перетину I-I при  $x_1 = 0,16$ м;

Значення  $P$  при розрахунковому крутному моменті  $M = 280$ кН·м дорівнює:

$$P = \frac{280 \cdot 10^3}{2 \cdot 0,27} = 0,5185 \cdot 10^6 \text{ Н}$$

Тоді момент згину у перетині I-I:

$$M_{\text{згину}} = 0,5185 \cdot 10^6 \cdot 0,1824 = 0,09457 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Обертний момент у небезпечному перерізі I-I дорівнює

$$M_{об} = P \cdot e \quad (2.4)$$

де  $e = f_0 - \frac{b_0 + C_0}{4} = 0,27 - \frac{0,56 + 0,10}{4} = 0,105$  м – ексцентриситет додатка сили;

$$M_{об} = 0,5185 \cdot 10^6 \cdot 0,105 = 0,0544 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Напруження вигину й крутіння для небезпечного перетину I-I визначаються по формулах:

$$\sigma = \frac{6 \cdot M_{згинув}}{b \cdot S^2}, \quad (2.5)$$

$$\tau = \frac{M_{об}}{\eta \cdot S^3}, \quad (2.6)$$

де  $b=0,23$  м – ширина лопаті;

$S$  - товщина перетину лопаті;

$\eta$  – коефіцієнт при підрахунку моменту опору крутінню, що залежить від відношення  $b/S$  і рівний (з урахуванням запасу моменту опору крутінню у вигляді  $\eta S^3$ ) [17]:

Таблиця 2.1 – Значення коефіцієнтів

b/S	1	1,5	2	3	4	6
$\eta$	0,208	0,346	0,493	0,801	1,150	1,789



Для перетину I-I:

$$\frac{b}{S} = \frac{0,23}{0,15} = 1,534 \quad \eta \approx 0,348$$

Підставивши значення, визначимо напруження вигину й крутіння:

$$\sigma = \frac{6 \cdot 0,09457 \cdot 10^6}{0,23 \cdot 0,15^2} = 110 \text{ МПа}$$

$$\tau = \frac{0,0544 \cdot 10^6}{0,348 \cdot 0,15^3} = 46,3 \text{ МПа}$$

Приведене напруження визначається за IV теорією міцності:

$$\sigma_{\text{ПРИВ}} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2}, \quad (2.7)$$

де  $\sigma$  – напруження вигину;

$\tau$  – напруження крутіння.

$$\sigma_{\text{ПРИВ}} = \sqrt{110^2 + 3 \cdot 46,3^2} = 136 \text{ МПа}$$

Напруження, що діють у перетині II-II  $x=0,359$  м, при  $x_2=0,21$  м, визначимо з виражень 2.5 і 2.6.

Згинальний момент від дії сили Р, по виразу 2.1 дорівнює:

$$M_{\text{ЗГИН}} = 0,5185 \cdot 10^6 \cdot 0,359 = 0,1861 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Напруження вигину для небезпечного перетину II - II визначимо з виразу:

$$\sigma = \frac{6 \cdot 0,1861 \cdot 10^6}{0,28 \cdot 0,15^2} = 177 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2} = 177 \text{ МПа}$$

при  $b=0,28$  м (рис 2.1) – ширина перетину II-II:

$$\frac{b}{S} = \frac{0,28}{0,15} = 1,85 \quad \eta = 0,385$$

Обертовий момент у перетині II-II:

$$e = f_0 - \frac{b_0}{4} = 0,27 - \frac{0,56}{4} = 0,13 \text{ м}$$

$$M_{\text{кр}} = 0,5185 \cdot 10^6 \cdot 0,13 = 0,0674 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Напруження крутіння в перетині II-II визначимо з виразу 2.23:

$$\tau = \frac{M_{\text{кр}}}{\eta \cdot S^3} = \frac{0,0674 \cdot 10^6}{0,385 \cdot 0,15^3} = 51,87 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2} = 51,87 \text{ МПа}$$

Приведене напруження в перетині II-II:

$$\sigma_{\text{прив}} = \sqrt{177^2 + 3 \cdot 51,87^2} = 198,5 \text{ МПа}$$

Розглядаючи перетині III-III, відзначимо, що в ньому виникають тільки напруги крутіння ( $\sigma = 0$ ), які визначаються як:

$$\tau = \frac{M}{W_{\text{к}}} \quad (2.8)$$

де  $M=280$  кНм – максимальний робочий обертовий момент переданий одним шпинделем;

$W_K$  – момент опору при крутінні.

Момент опору при крутінні прямокутного перетину III-III знайдемо з виразу:

$$W_K = \eta \cdot b_0 \cdot S^2, \quad (2.9)$$

де  $\eta$  залежить від відношення  $b_0/S$  (таблиця 2);

$$\frac{b_0}{S} = \frac{0,56}{0,15} = 5,733; \quad \eta = 0,894$$

Підставивши числові значення одержимо:

$$W_K = 0,894 \cdot 0,56 \cdot 0,15^2 = 0,0112644 \text{ м}^3$$

$$\tau = \frac{280 \cdot 10^3}{0,0112644} = 24857071 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2} = 24,9 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\text{ПРИВ}} = \sqrt{3 \cdot \tau^2} = \sqrt{3 \cdot 24,9^2} = 43,1 \text{ МПа}$$

Запаси міцності в перетинах I- I, II- II, III- III по межі міцності  $\sigma_B$  і межі плинності  $\sigma_T$  при максимальному робочому обертовому моменті переданим одним шпинделем  $M_{\text{кр}}=280$  кНм:

$$n_B = \frac{\sigma_B}{\sigma_{\text{ПРИВ}}}, \quad (2.10)$$

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\text{ПРИВ}}}, \quad (2.11)$$

Підставивши раніше отримані значення наведених напружень для різних перетинів, одержимо:

	Запас міцності по $\sigma_B$	Запас міцності по $\sigma_T$
Перетин I-I	$n_B = \frac{750}{136} = 5,51$	$n_T = \frac{600}{136} = 4,41$
Перетин II-II	$n_B = \frac{750}{198,5} = 3,78$	$n_T = \frac{600}{198,5} = 3,02$
Перетин III-III	$n_B = \frac{750}{43,1} = 17,4$	$n_T = \frac{600}{43,1} = 13,9$

З аналізу результатів розрахунків видно, що найбільше напруження виникає в перетині II-II, але цього запасу досить.

Напруження, що виникає в лопаті при дії максимального короткочасного обертового моменту  $M_{\max}=400$  кН·м:

$$\sigma_{\max} = \sigma_{\text{ПРИВ}} \cdot \frac{M_{\max}}{M_{\text{кр}}}, \quad (2.12)$$

де  $\sigma_{\text{прив}}=198,5$  МПа – приведенє напруження в перетині II-II;

$M_{\max} = 400$  кН·м – максимальний короткочасний крутний момент;

$M_{\text{кр}}=280$  кНм – максимальний робочий крутний момент переданий одним шпинделем.

Підставивши значення, одержимо:

$$\sigma_{\max} = 198,5 \cdot \frac{400 \cdot 10^3}{280 \cdot 10^3} = 283 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2} = 283 \text{ МПа}$$

Запас міцності в перетині II-II при дії  $M_{\max}=400$  кНм по межі міцності й плинності:

$$\text{Перетин II-II} \quad n_B = \frac{750}{283} = 2,65 \quad n_T = \frac{600}{283} = 2,11$$

Так як граничне припустиме значення запасу міцності  $[n]=2$ , то отримані розрахунки задовольняють умовам міцності.

### 2.1.2 Розрахунок вилки шарніра з боку валка

За розрахункове навантаження приймається робочий крутний момент  $M=280$  кН·м.

Ескіз вилки з  $\varnothing 580$  мм з вказаними перетинами, у яких визначається напруження, представлений на рисунку 2.2.

З огляду на те, що кліті стана 1680 нереверсивні й момент прокатки передається в шпинделі, як показано на рисунку 2.2 (перетин А-А), силове навантаження вилки шпинделя при розрахунку робимо з уточненням моменту опору при крутінні для перетину А-А (рис. 2.2).

На рисунку 2.3 дана схема дії сил на щоки вилки шпинделя при передачі ним обертового моменту  $M$ . Вилка кожною своєю щокою сприймає з боку вкладиша тиск, розподілений приблизно по трапеції в перетині А-А, перпендикулярному площини лопаті.

Відстань від осі вилки до точки прикладання рівнодіючої тиску  $P$  (до центра ваги трапеції питомих тисків) визначається по формулі:

$$f = \frac{b}{3} \cdot \frac{1 - (c/b)^3}{1 - (c/b)^2}, \quad (2.13)$$

де  $b=0,2539$  м – ширина щоки;

$c=0,14$  м – ширина прорізу.

$$f = \frac{0,2539}{3} \cdot \frac{1 - (0,14/0,2539)^3}{1 - (0,14/0,2539)^2} = 0,1018 \text{ м}$$



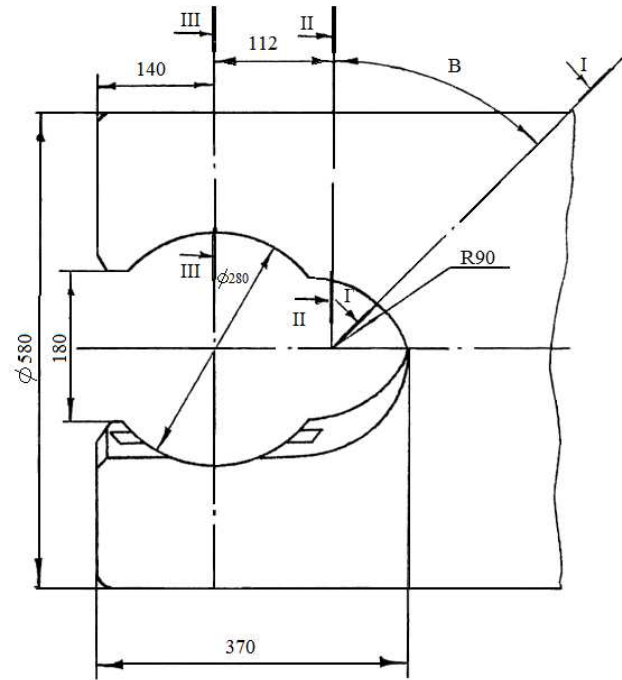


Рисунок 2.2 – Ескіз шпинделю вилки з  $\varnothing 580$  мм із небезпечними перетинами

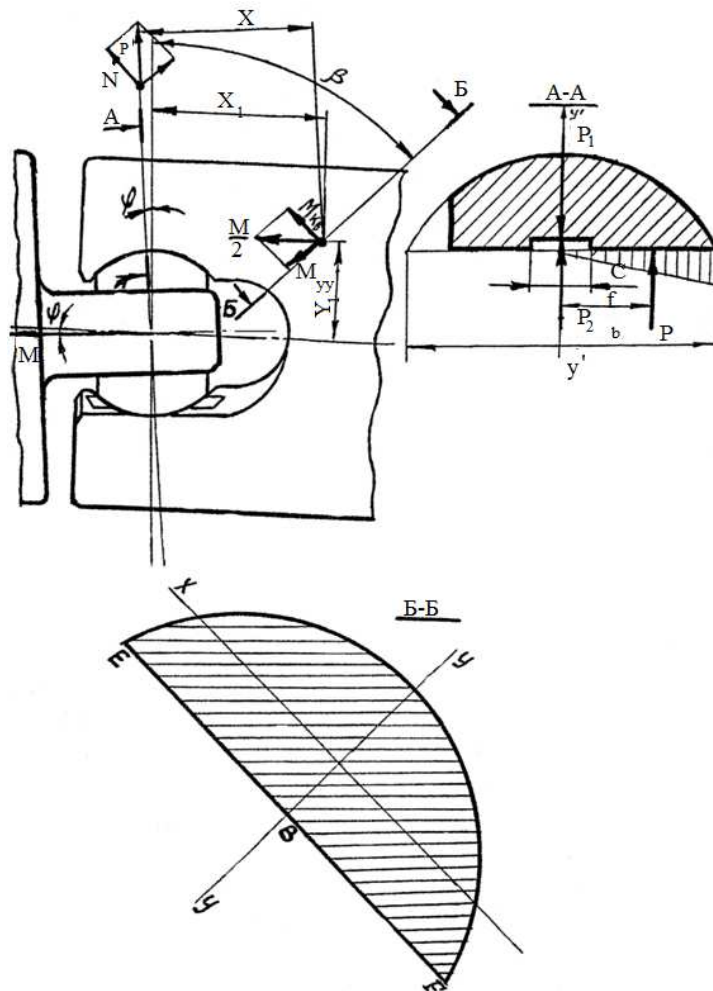


Рисунок 2.3 – Сили, що діють на вилку шарніра

Отже, величина рівнодіючої  $P$  (рис. 2.3) визначається з виразу:

$$P = \frac{M}{2 \cdot f}, \quad (2.14)$$

Таким чином, величина діючої сили  $P$  при передачі шпинделем максимального робочого рутного моменту  $M=280$  кН·м складе:

$$P = \frac{280 \cdot 10^3}{2 \cdot 0,1018} = 1,375 \cdot 10^6 \text{ Н} \quad (2.15)$$

При максимальному короткочасному моменті  $M=400$  кН·м

$$P = \frac{400 \cdot 10^3}{2 \cdot 0,1018} = 1,964 \cdot 10^6 \text{ Н}$$

Якщо по осі  $y'-y'$  перетину А-А (рис. 2.3) прикласти дві зустрічні сили  $P_1$  і  $P_2$ , то можна зробити висновок, що на щоку вилки діє пара сил  $P$  і  $P_1$ , момент якої дорівнює  $P \cdot f$  і сила  $P_2$ , що викликає в щоці вилки напруження вигину, розтягнення й крутіння. В остаточному підсумку напружень в довільному перетині Б-Б щоки вилки будуть визначатися наступними моментами й силами:

1) згинальним моментом осі  $x-x$  перетину:

$$M_{xx} = P \cdot x, \quad (2.16)$$

де  $x$  – плече сили  $P$ .

2) силою, що розтягує,  $N$ , рівною:

3)

$$N = P \cdot \sin(\varphi + \beta), \quad (2.17)$$

де  $\beta$  - кут нахилу перетину Б-Б;

$\beta$  - кут нахилу шпинделя.

4) згинальним моментом щодо осі в перетині:

$$M_{yy} = \frac{M}{2} \cdot \sin(\varphi + \beta), \quad (2.18)$$

5) обертовим моментом:

$$M_{кр} = \frac{M}{2} \cdot \cos(\varphi + \beta), \quad (2.19)$$

Напруження в перетині Б-Б досягають найбільшого значення звичайно на лінії EF, у точці В або Е й F.

Складові цих напружень будуть наступні:

1) напруження вигину від основного згинального моменту  $M_{xx}$ , які на внутрішній поверхні щоки вилки, тобто на лінії EF рівні:

$$\sigma_{xx\text{вн}} = \frac{M_{xx}}{W_{xx\text{вн}}}, \quad (2.20)$$

де  $W_{xx\text{вн}}$  – момент опору перетину Б-Б.

2) напруження розтягування від сили N:

$$\sigma_N = \frac{N}{F}, \quad (2.21)$$

де F – площа перетину Б-Б.

3) напруження вигину від моменту  $M_{yy}$  в точці Е або F

$$\sigma_{yy} = \frac{M_{yy}}{W_{yy}}, \quad (2.22)$$

де  $W_{yy}$  – момент опору перетину щодо осі В;

4) напруження крутіння, що досягають максимуму в точці В:

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_{крВ}}, \quad (2.23)$$

де  $W_{крВ}$  – момент опору крутінню для точки В перетину Б-Б.

Перетин I-I (рис. 2.4) являє собою еліптичний сегмент. Для спрощення розрахунку замінюємо його круговим сегментом з радіусом  $r = 0,41$  м і висотою  $h = 0,32$  м.

## 2.2 Розрахунок небезпечних перерізів

### 2.2.1 Розрахунок геометричних характеристик перетину I-I

Розрахунок геометричних характеристик перетину I-I буде відбуватися згідно розрахункової схеми представленої на рисунку 2.4:

$$\begin{aligned} \cos \alpha &= 1 - \frac{h}{r}; & \cos \alpha &= 1 - \frac{32}{41} = 0,219513; & \sin \alpha &= 0,9772; \\ \alpha &= 77^\circ 44' = 1,3495 \text{ рад} \end{aligned}$$

Площа перетину:

$$F = \frac{r^2}{2} (2\alpha - \sin 2\alpha), \quad (2.24)$$

$$F = \frac{0,41^2}{2} (2,699 - 0,4283) = 0,19085 \text{ м}^2$$

Координати центра ваги перетину:

$$y_c = \frac{4}{3} \cdot \frac{r \cdot \sin^3 \alpha}{2\alpha - \sin 2\alpha}, \quad (2.25)$$

$$y_c = \frac{4}{3} \cdot \frac{0,41 \cdot 0,9772^3}{2,699 - 0,4283} = 0,22465 \text{ м}$$

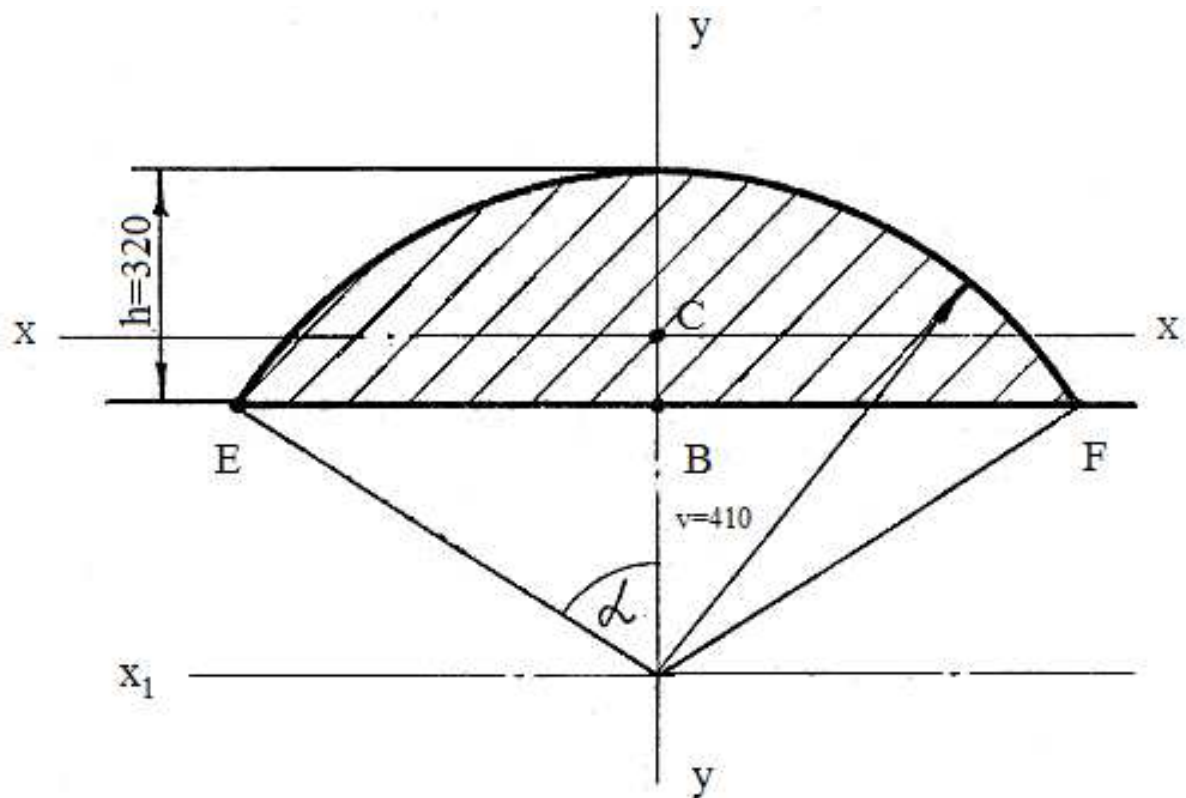


Рисунок 2.4 – Перетин I-I

Осьовий момент інерції щодо осі  $x_1$ :

$$J_{x_1} = \frac{F \cdot r^2}{4} \left[ 1 + \frac{2 \cdot \sin^3 \alpha \cdot \cos \alpha}{\alpha - \sin \alpha \cdot \cos \alpha} \right], \quad (2.26)$$

$$J_{x_1} = \frac{0,19085 \cdot 0,41^2}{4} \left[ 1 + \frac{2 \cdot 0,9772^3 \cdot 0,2195}{1,3495 - 0,9772 \cdot 0,2195} \right] = 0,010915 \text{ м}^4$$

Осьовий момент інерції щодо осі x-x, що проходить через центр ваги перетину:

$$J_x = J_{x1} - F \cdot y_c^2, \quad (2.27)$$

$$J_x = 0,010915 - 0,19085 \cdot 0,22465^2 = 0,001283 \text{ м}^4$$

Осьовий момент інерції щодо осі y:

$$J_y = \frac{F \cdot r^2}{4} \left[ 1 - \frac{2}{3} \cdot \frac{\sin^3 \alpha \cdot \cos \alpha}{\alpha - \sin \alpha \cdot \cos \alpha} \right], \quad (2.28)$$

$$J_y = \frac{0,19085 \cdot 0,41^2}{4} \left[ 1 - \frac{2}{3} \cdot \frac{0,9772^3 \cdot 0,2195}{1,3495 - 0,9772 \cdot 0,2195} \right] = 0,000089854 \text{ м}^4.$$

Момент опору перетину I-I щодо осі x-x для розтягнутих волокон:

$$W_{xx \text{ вн}} = \frac{J_x}{y_c - (r - h)}, \quad (2.29)$$

$$W_{xx \text{ вн}} = \frac{0,001283}{0,22465 - (0,41 - 0,32)} = 0,00953 \text{ см}^3$$

Момент опору перетину щодо осі y:

$$W_{yy} = \frac{J_y}{r \cdot \sin \alpha}, \quad (2.30)$$

$$W_{yy} = \frac{J_y}{r \cdot \sin \alpha} = \frac{0,000089854}{0,41 \cdot 0,9772} = 0,022427 \text{ м}^3$$

Момент опору крутінню для точки В перетину може бути визначений по формулі:

$$W_{кр.В} = \frac{r^3}{2,86} \cdot \left(\frac{h}{r}\right)^{2,81} \quad (2.31)$$

де  $r$  й  $h$  – радіус дуги сегмента і його висота.

$$W_{кр.В} = \frac{0,41^3}{2,86} \cdot \left(\frac{0,32}{0,41}\right)^{2,81} = 0,012 \text{ м}^3$$

Координати нейтральної лінії перетину I-I ( $\beta = 45^\circ$ , рис. 2.3)

$$x_1 = 0,2988 \text{ м};$$

$$y_1 = 0,1588 \text{ м}.$$

Плече сили  $P$  при максимальному робочому куті перекосу в шарнірах  $\varphi=3^\circ$ :  
 $x = 0,3064 \text{ м}$ .

Визначаємо згинальний момент щодо осі  $x$ - $x$  при дії  $M_{кр}=280 \text{ кНм}$ :

$$M_{xx} = 1,375 \cdot 10^6 \cdot 0,3064 = 0,4213 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Тоді сила, що розтягує:

$$N = 1,375 \cdot 10^6 \cdot 0,7431 = 1,0217 \cdot 10^6 \text{ Н}.$$

Згинальний момент щодо осі  $y$ :

$$M_{yy} = \frac{280}{2} \cdot 10^3 \cdot 0,7431 = 104034 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Обертвий момент:

$$M_{кр} = \frac{280 \cdot 10^3}{2} \cdot \cos(3^\circ + 45^\circ) = 93680 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

По наведеним вище формулам, визначимо складові напруження у перетині I-I:

$$\sigma_{xx_{вн}} = \frac{0,4213 \cdot 10^6}{0,00953} = 44,2 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2} = 44,2 \text{ МПа}$$

$$\sigma_N = \frac{1,0217 \cdot 10^6}{0,19085} = 5,353 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2} = 5,353 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{yy} = \frac{104034}{0,022427} = 4,64 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2} = 4,64 \text{ МПа}$$

$$\tau_{кр.В} = \frac{93680}{0,012} = 7,8 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2} = 7,8 \text{ МПа}$$

Наведене напруження в точці В перетину I-I:

$$\sigma_{ПРИВ} = \sqrt{(\sigma_{xx_{вн}} + \sigma_N)^2 + 3\tau_{кр.В}^2}, \quad (2.32)$$

$$\sigma_{ПРИВ} = \sqrt{(44,2 + 5,353)^2 + 3 \cdot 7,8^2} = 51,3 \text{ МПа}$$

Сумарне напруження, що розтягує, й наведене напруження в точках Е й F перетину I-I можна визначити як суму  $\sigma_{xx_{вн}}$ ,  $\sigma_{yy}$ ,  $\sigma_{NN}$ :

$$\sigma_{сум} = \sigma_{xx_{вн}} + \sigma_{yy} + \sigma_{NN}, \quad (2.33)$$

$$\sigma_{сум} = 44,2 + 4,64 + 5,353 = 54,2 \text{ МПа}$$

Наведене напруження в точці Е дорівнює:

$$\sigma_{прив.Е} = \sqrt{\sigma_{сум}^2 + 3 \cdot \tau_{крВ}^2}, \quad (2.34)$$



$$\sigma_{\text{прив.Е}} = \sqrt{54,2^2 + 3 \cdot 7,8^2} = 55,8 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт запасу по межі міцності  $\sigma_B$  і границі плинності  $\sigma_T$ :

$$n_B^{I-I} = \frac{750}{55,8} = 13,4 \quad n_{\sigma}^{I-I} = \frac{600}{55,8} = 10,7$$

Зробимо розрахунок напружень при короткочасному максимальному моменті  $M = 400 \text{ кН}\cdot\text{м}$  для перетину I-I.

Величина рівнодіючої сили  $P$ :

$$P = \frac{400 \cdot 10^3}{2 \cdot 0,1018} = 1,964 \cdot 10^6 \text{ Н}$$

Крутний момент визначаємо:

$$M_{\text{кр}} = \frac{400 \cdot 10^3}{2} \cdot 0,6561 = 0,131220 \cdot 10^6 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Згинальний момент щодо осі x-x:

$$M_{\text{xx}} = 1,964 \cdot 10^6 \cdot 0,3064 = 0,6017 \cdot 10^6 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

сила, що розтягує:

$$N = 1,964 \cdot 10^6 \cdot 0,7431 = 1,459 \cdot 10^6 \text{ Н}$$

Згинальний момент щодо осі y визначається з виразу 2.34:

$$M_{yy} = \frac{400 \cdot 10^3}{2} \cdot 0,7431 = 0,14862 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Складові напруження з виразів:

$$\sigma_{xx \text{ вн}} = \frac{0,6017 \cdot 10^6}{0,00953} = 63,1 \text{ МПа}$$

$$\sigma_N = \frac{1,459 \cdot 10^6}{0,19085} = 7,647 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{yy} = \frac{0,14862 \cdot 10^6}{0,022427} = 6,626 \text{ МПа}$$

$$\tau_{кр.В} = \frac{0,13122 \cdot 10^6}{0,012} = 10,95 \text{ МПа}$$

Наведене напруження в точці В перетину I-I:

$$\sigma_{прив.В} = \sqrt{(63,1 + 7,647)^2 + 3 \cdot 10,95^2} = 73,2 \text{ МПа}$$

Сумарне напруження, що розтягує, й наведена напруження в точках Е й F перетину I-I:

$$\sigma_{\text{сум}} = 63,1 + 6,626 + 7,647 = 77,3 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{прив.Е}} = \sqrt{77,3^2 + 3 \cdot 10,95^2} = 79,59 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт запасу по межі міцності й границі плинності в точці В перетину I-I:

$$n_B^{I-I} = \frac{750}{79,59} = 9,4 \quad n_T^{II} = \frac{600}{79,59} = 7,5$$

Отже можна зробити висновок, що умова міцності перерізу I-I виконується.

### 2.2.2 Розрахунок геометричних характеристик перетину II-II

Вихідні значення  $h=0,2$  м;  $r=0,29$  м згідно розрахункової схеми (рисунок 2.5).

$$\cos \alpha = 1 - \frac{h}{r} = 1 - \frac{20}{29} = 0,3104482;$$

$$\alpha = 71^{\circ}6' = 1,2551 \text{ рад};$$

$$\sin 2\alpha = 2 \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha = 2 \cdot 0,9459 \cdot 0,31044 = 0,58724$$

Площа перетину:

$$F = \frac{0,29^2}{2} (2 \cdot 1,2551 - 0,58724) = 0,080858 \text{ м}^2$$

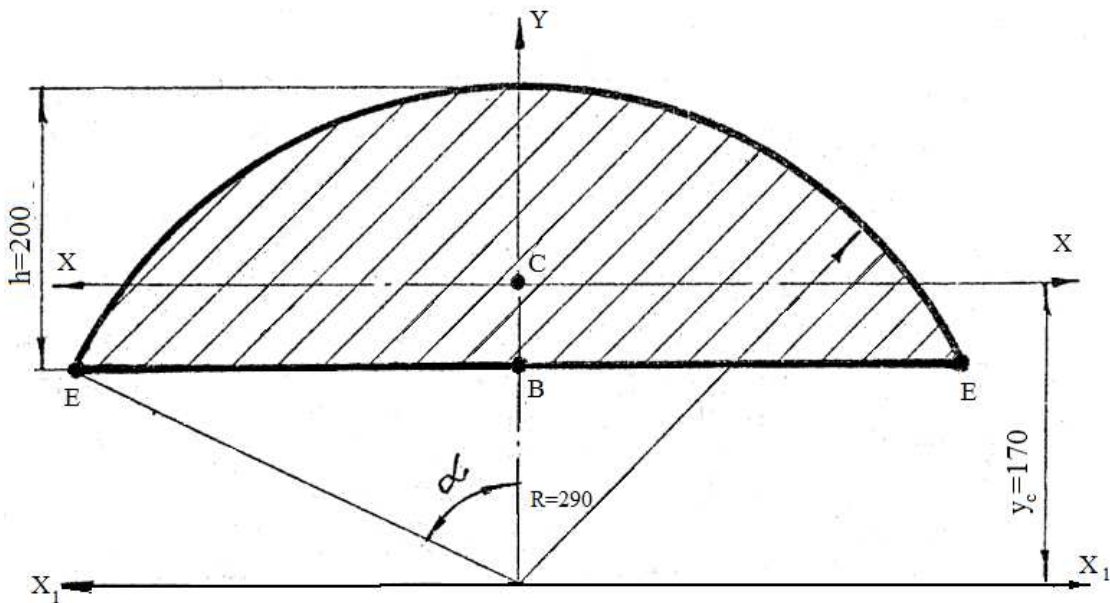


Рисунок 2.5 – Перетин II-II

Координати центра ваги перетину II-II:

$$y_c = \frac{4}{3} \cdot \frac{0,29 \cdot 0,9459^3}{2,5102 - 0,5872} = 0,17 \text{ м}$$

Осьовий момент інерції щодо осі  $x_1-x_1$ :

$$J_{x_1} = \frac{0,080858 \cdot 0,29^2}{4} \left[ 1 + \frac{2 \cdot 0,9459^3 \cdot 0,31044}{1,2551 - 0,9459 \cdot 0,31044} \right] = 0,002629163 \text{ м}^4$$

Осьовий момент інерції щодо осі  $x-x$ , що проходить через центр ваги перетину:

$$J_x = 0,2629163 - 0,080858 \cdot 0,17^2 = 0,0002923668 \text{ м}^4$$

Момент опору перетину II-II щодо осі  $x-x$  для розтягнутих волокон:

$$W_{xx} = \frac{0,0002923668}{0,17 - (0,29 - 0,20)} = 0,003654585 \text{ м}^3$$

Момент опору крутінню для точки В перетину:

$$W_{кр.В} = \frac{0,29^3}{2,86} \cdot \left( \frac{0,20}{0,29} \right)^{2,81} = 0,0029906 \text{ м}^3$$

Координати нейтральної лінії перетину

$$x_1 = 0,112 \text{ м}; \quad y_1 = 0,17 \text{ м}.$$

Плече сили  $P$  при максимальному робочому куті перекосу в шарнірах  $\varphi=3^\circ$ :  
 $x = 0,120617 \text{ м}.$

Підставивши чисельні значення, визначимо згинальний момент щодо осі  $x-x$  при дії  $M_{кр}=280 \text{ кНм}$ :

$$M_{xx} = 1,375 \cdot 10^6 \cdot 0,120617 = 0,146 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Крутний момент:

$$M_{кр} = \frac{280 \cdot 10^3}{2} \cdot 0,9976 = 0,1396 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Складові напружень у перетині II-II:

$$\sigma_{xx \text{ вн}} = \frac{0,146 \cdot 10^6}{0,003654585} = 40 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2} = 40 \text{ МПа}$$

$$\tau_{кр.в} = \frac{0,1396 \cdot 10^6}{0,0029906} = 46 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2} = 46 \text{ МПа}$$

Наведене напруження для перетину II-II визначимо з вираз 2.47 при  $\sigma_{NN}=0$ :

$$\sigma_{ПРИВ} = \sqrt{(40 + 0)^2 + 3 \cdot 46^2} = 89 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт запасу по межі міцності  $\sigma_B$  і межі плинності  $\sigma_T$ :

$$n_B^{II-II} = \frac{750}{89} = 8,4 \quad n_T^{II-II} = \frac{600}{89} = 6,7$$

Зробимо розрахунок напружень при короткочасному максимальному моменті  $M = 400 \text{ кН} \cdot \text{м}$  для перетину II-II.

Величина рівнодіючої сили  $P$  визначається з виразу 2.31:

$$P = \frac{400 \cdot 10^3}{2 \cdot 0,1018} = 1,964 \cdot 10^6 \text{ Н}$$

Крутний момент:

$$M_{кр} = \frac{400 \cdot 10^3}{2} \cdot 0,9976 = 0,19952 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Згинальний момент щодо осі х-х:

$$M_{xx} = 1,964 \cdot 10^6 \cdot 0,120617 = 0,23684 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Складові напружень з виразів 36-39:

$$\sigma_{xx \text{ вн}} = \frac{0,23684 \cdot 10^6}{0,003654585} = 64,8 \text{ МПа}$$

$$\tau_{кр.В} = \frac{0,19952 \cdot 10^6}{0,0029906} = 66,7 \text{ МПа}$$

Наведене напруження перетину II-II:

$$\sigma_{ПРИВ} = \sqrt{64,8^2 + 3 \cdot 66,7^2} = 132,4 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт запасу по межі міцності й межі плинності перетину II-II при  $M_{кр}=400 \text{ кНм}$ :

$$n_B^{II-II} = \frac{750}{132,4} = 5,6 \quad n_T^{II-II} = \frac{600}{132,4} = 4,53$$

Умова міцності забезпечується

### 2.2.3 Розрахунок геометричних характеристик перетину III-III

Для визначення характеристик перетину III-III скористаємося математичними залежностями, викладеними ище. Схема перетину III-III представлена на рисунку 2.6.

Вихідні дані для розрахунку наступні:

Момент опору вигину для внутрішніх волокон перетину  $W_{вн}=0,00112 \text{ м}^3$ .

Координати центра ваги вилок=0,2058 м.

Площа перетину  $F=0,048284 \text{ мм}^2$ .

Момент опору крутінню  $W_{кр}=0,0018 \text{ м}^3$ .

Плече сили  $P$  при куті перекосу  $\varphi=3^0$  становить  $x=0,01075 \text{ м}$ .

Згинальний момент щодо осі  $x-x$  визначимо з виразу 32:

При  $M=280 \text{ кНм}$   $M_{xx} = 1,375 \cdot 10^6 \cdot 0,01075 = 0,01478 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{м}$

При  $M=400 \text{ кНм}$   $M_{xx} = 1,964 \cdot 10^6 \cdot 0,01075 = 0,02111 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{м}$

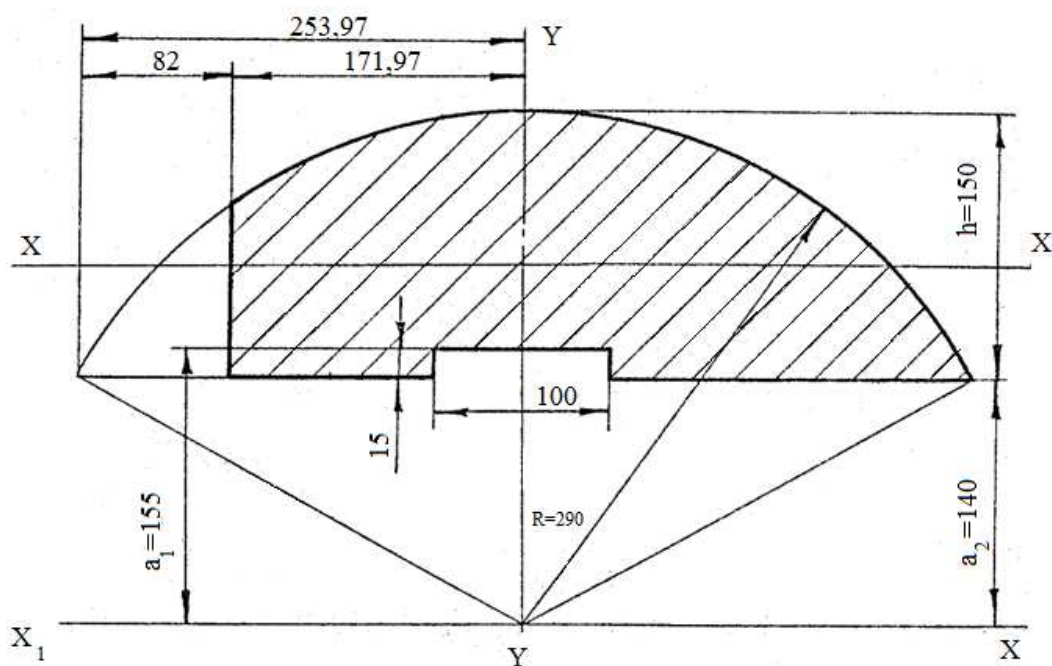


Рисунок 2.6 – Перетин III-III

Підставивши чисельні значення у вираження 35, визначимо крутний момент:

При  $M=280 \text{ кНм}$   $M_{кр} = \frac{280 \cdot 10^3}{2} \cdot 0,9976 = 0,1396 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{м}$

При  $M=400 \text{ кНм}$   $M_{кр} = \frac{400 \cdot 10^3}{2} \cdot 0,9976 = 0,1995 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{м}$

Складові напружень визначимо з виразів 36-39:

$$\text{При } M=280 \text{ кНм} \quad \sigma_{xx \text{ вн}} = \frac{0,01478 \cdot 10^6}{0,00112} = 13,2 \text{ МПа}$$

$$\text{При } M=400 \text{ кНм} \quad \sigma_{xx \text{ вн}} = \frac{0,02111 \cdot 10^6}{0,00112} = 18,8 \text{ МПа}$$

$$\text{При } M=280 \text{ кНм} \quad \tau_{кр.В} = \frac{0,1396 \cdot 10^6}{0,0018} = 77,5 \text{ МПа}$$

$$\text{При } M=400 \text{ кНм} \quad \tau_{кр.В} = \frac{0,1995 \cdot 10^6}{0,0018} = 111 \text{ МПа}$$

Наведене напруження для перетину III-III дорівнює:

$$\text{При } M=280 \text{ кНм} \quad \sigma_{ПРИВ} = \sqrt{13,2^2 + 3 \cdot 77,5^2} = 135 \text{ МПа}$$

$$\text{При } M=400 \text{ кНм} \quad \sigma_{ПРИВ} = \sqrt{18,8^2 + 3 \cdot 111^2} = 193 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт запасу по межі міцності  $\sigma_B$  і межі плинності  $\sigma_T$ :

При  $M=280$  кНм

При  $M=400$  кНм

$$n_B^{\text{III-III}} = \frac{750}{135} = 5,56$$

$$n_B^{\text{III-III}} = \frac{750}{193} = 3,9$$

$$n_T^{\text{III-III}} = \frac{600}{135} = 4,45$$

$$n_T^{\text{III-III}} = \frac{600}{193} = 3,1$$

Таким чином умови забезпечення межі міцності по небезпечним перерізам шпиндельного пристрою виконано.



### 3 ДОСЛІДНО–ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ЧАСТИНА

#### 3.1 Аналіз причин та передумов для виконання динамічного розрахунку

Завдання створення міцної, надійної, довговічної та неметалоємної машини, здатної протистояти навантаженням, що виникають у процесі експлуатації, при несприятливому їх поєднанні у форсованих режимах роботи тісно пов'язане з ефективним використанням при створенні машини сучасних методів динамічного розрахунку. Знання дійсного характеру навантаження технологічних машин дозволить виготовляти надійні конструкції з меншими масою та витратами коштів, а при експлуатації досягти найбільшої продуктивності за рахунок обґрунтованого використання резервів міцності та потужності [18].

Необхідно відзначити, що в ряді випадків збільшення розмірів і маси окремих конструктивних елементів машини і збільшення міцності, що здається на перший погляд, не тільки не призводить до більшої надійності і довговічності, а навпаки, зменшує їх. Передбачити величину дійсних динамічних навантажень у процесі проектування машини без проведення ретельних динамічних розрахунків на основі дослідження математичних моделей, що відображають дійсні умови роботи машин, практично неможливо. Внаслідок цього одержуване рішення, добре з усіх інших точок зору, може виявитися непридатним через погані динамічні характеристики. У той же час при створенні та проектуванні нових машин їх розрахунок часто проводять не на достовірних знаннях про характер роботи їх вузлів та особливості динамічних явищ, які можуть виникати в процесі експлуатації машин. Через невпевненість у правильності розрахунків, що проводяться, в деяких випадках вводять із зайво великі коефіцієнти запасу міцності, в результаті чого технологічні машини виходять металомісткими [19]. Введення у розрахункові формули різних динамічних коефіцієнтів анітрохи не полегшує становища оскільки вибір цих

коефіцієнтів найчастіше довільний. Тому в одних машинах коефіцієнти запасу надмірно великі, а в інших – розрахунковий режим фактично межує з аварійним. Крім того, за таких розрахунків неможливо відповісти на ряд важливих практичних питань: який характер динамічних процесів і які дійсні навантаження в окремих ланках приводу; яка ланка приводу є більш навантаженою внаслідок збудження інтенсивних коливальних процесів; в яку ланку приводу необхідно ввести захисний або компенсаційно-демпфуючий пристрій, щоб захистити деталі приводу від руйнування; з'ясувати вплив сукупності параметрів машинного агрегату на характер перехідних процесів та величину дійсних динамічних навантажень, вибрати найбільш раціональні, що покращують умови роботи машини та збільшують її довговічність; які можливості подальшого підвищення продуктивності даної машини.

Щоб відповісти на ці питання, необхідно ускладнювати розрахункові схеми (фізичні моделі) приводів, враховуючи при цьому низку реальних фізичних властивостей елементів приводу [20].

Вдомо, що незалежно від призначення та конструктивних особливостей різних технологічних машин їх ланки мають ряд загальних фізичних властивостей, які зумовлюють збудження в машинах коливальних процесів, внаслідок чого приводні лінії піддаються впливу змінних динамічних навантажень [21]. Численні експериментальні дослідження, що проводяться в процесі експлуатації металургійних машин, металорізальних верстатів та інших машин, підтверджують коливальний характер зміни навантажень у пружних зв'язках машин [22]. Змінні складові навантажень при коливаннях можуть бути настільки великими, що сумарні значення моментів сил пружності в перехідних процесах значно перевищують статичні навантаження, в результаті чого відбувається марне збільшення навантажень у передачах, робочому устаткуванні, і отже, прискорюється вихід їх з ладу. Часто вплив змінних навантажень є однією з причин втомного руйнування деталей машин. Приблизно 90 % руйнування деталей приводів багатьох важких машин мають

втомний характер внаслідок збудження в приводі змінних динамічних навантажень.

Усе сказане вище підтверджує необхідність проведення ретельних динамічних розрахунків технологічних машин, що працюють у перехідних (невстановлених) режимах (пуск, гальмування, реверсування, додаток і зняття технологічного навантаження). Необхідно дослідити характерні особливості динамічних процесів, що супроводжують роботу машин, і величини можливих динамічних навантажень при збудженні коливальних процесів, встановити при яких поєднаннях параметрів машинного агрегату динамічний ефект може бути настільки знижений, що в системі приводу не виникатимуть небезпечні режими.

Слід зазначити, що надмірна різноманітність технологічних машин та особливості структури їх приводів не дають можливості зробити приведені, складові частини динамічного розрахунку загальними, прийнятними при динамічних розрахунках усіх без винятку технологічних машин. Проте зазначені частини динамічного розрахунку у тому чи іншою мірою знаходять нині конкретне застосування під час створення та проектуванні нових машин. Залежно від типу, призначення та конструктивних особливостей приводів технологічних машин коло завдань, що входять до складових частин динамічного розрахунку, може бути скорочено або розширено відповідно до інформації, яка є доцільною при проектуванні приводу.

Динамічні розрахунки приводів машин можуть бути корисні конструкторам, оскільки дозволяють намітити ряд прийнятних конструктивних рішень при створенні машин або вказують на необхідність корінної обробки всієї конструкції. Якщо в процесі дослідження вдається визначити оптимальні динамічні характеристики системи приводу, всі вони можуть бути корисні конструктору тому, що визначають еталон, яким слід порівнювати проєктовані системи. Таке порівняння дозволяє намітити шляхи поліпшення проєктованої машини, хоча в ряді випадків саме оптимальне рішення може бути практично не реалізованим.

### 3.2 Аналіз розрахункових схем при динамічному розрахунку

Початкові дослідження в галузі динаміки машин були засновані на припущенні, що машину можна розглядати як механічну систему, утворену із сукупності жорстких ланок, положення та швидкість яких визначаються законом руху ланки приведення. Вважалося, що деформації пружних ланок машини зневажливо малі в порівнянні з переміщеннями її рухомих елементів і облік їх не суттєвий при аналізі роботи машини в цілому. Таке допущення могло давати лише грубе уявлення про динамічні властивості робочих машин [23].

Численними дослідженнями було показано, що навіть малі деформації пружних ланок можуть призводити до появи напруг не тільки порівнянних зі статичними, але в ряді випадків, що набагато перевищують їх [24]. Нехтування пружністю ланок може призвести до суттєвих помилок у визначенні переміщень і швидкостей рухомих елементів машини, дійсних навантажень у ланках, а також якісно спотворити характер формування динамічних процесів, що виникають у процесі експлуатації різних технологічних машин.

Пружні коливання зазвичай не призводять до зниження продуктивності машин, хоча обумовлюють марне збільшення навантажень у передачах, робочому обладнанні, а отже, знижують їх довговічність і в ряді випадків можуть бути причиною втомного руйнування деталей приводу. У деяких технологічних машинах коливання можуть спричинити брак продукції (тонколистові стани, металорізальні верстати та ін.). Для технологічних машин, що виготовляють точні вироби, вкрай небажаний коливальний характер переміщень і швидкості виконавчих механізмів у перехідних режимах, особливо, якщо вони тривалі і кутова швидкість робочих ланок механізму робить великі коливання [24].

Фізичні моделі (розрахункові схеми) сучасних технологічних машин є складними, комбінованими системами: електромеханічними, гідромеханічними, пневмомеханічними. Повне уявлення про їхню роботу можна отримати тільки в результаті ретельного вивчення процесів, що

протікають у кожному з елементів системи, та з'ясування взаємного зв'язку цих процесів. Наприклад, електрична частина приводу містить ряд накопичувачів і перетворювачів енергії, наділених електричними та магнітними зв'язками, а механічна частина приводу є інерційною багатомасовою структурою з пружно-дисипативними властивостями ланок. Технологічні навантаження і керуючі впливи призводять до збудження в таких системах перехідних і коливальних процесів, що встановлюються, які зумовлюють появу динамічних навантажень у ланках приводу [26].

Дослідження повної електромеханічної системи приводу технологічних машин, що враховує електричні, магнітні, інерційні, пружно-дисипативні зв'язки та всі діючі зовнішні збурення (технологічні та керуючі), практично ускладнюється через відсутність кількісних характеристик усіх елементів і зв'язків. У той же час визначення дійсних навантажень приводу і величина одержуваних при цьому похибок визначаються вибором еквівалентної розрахункової схеми машини. Прийняття необгрунтовано простих розрахункових схем веде до збільшення похибок, у той час як надмірне ускладнення еквівалентних схем робить розрахункові методики настільки громіздкими, що практичне використання їх дуже сумнівне. Тому можна стверджувати, що успіх при вивченні складних динамічних процесів у приводах машин значною мірою визначається ретельним вибором досить простої розрахункової схеми, що задовільно відображає фізичні процеси і закони зміни зовнішніх навантажень.

Надалі будуть розглянуті приводи машин, наведені до крутильних систем. Природно, що у випадку разом із крутильними коливаннями можуть виникати поперечні і поздовжні коливання. Однак розгляд усіх коливань пов'язаний із певними труднощами, що змушує при проведенні динамічних розрахунків обмежуватися аналізом превалюючих крутильних коливань. Зазначене допущення може бути виправдане ще тим, що найчастіше кінетична енергія має в їх поступальному переміщенні при поздовжніх і згинальних коливаннях набагато менше, ніж при крутильних коливаннях [27].

Складання розрахункових схем надалі буде базуватися на припущенні, що механічна частина приводу машин може бути замінена фізичною моделлю, складеною з дискретних мас, з'єднаних між собою пружно - в'язкими ланками. Це рівносильно припущенню про те, що деталі у вигляді масивних дисків і циліндрів малої довжини мають нескінченну жорсткість, тобто абсолютно тверді, а пружні вали мають малу масу, яку можна знехтувати. Для визначення динамічних характеристик механічної частини приводу машин необхідно попередньо підготувати розрахункову схему, тобто обчислити моменти інерції мас деталей приводу, що обертаються, жорсткість (податливість) пружних ланок між дискретними масами, характеристики демпфування [28].

У загальному випадку, обчисливши моменти інерції і податливості сполучних пружних елементів, розташованих між масами, що обертаються з однаковими швидкостями, отримують динамічну розрахункову схему з декількома геометричними осями. Для таких схем можна було б скласти вираз потенційної і кінетичної енергій, узагальнених сил, а потім, використовуючи рівняння Лагранжа II роду, записати систему диференціальних рівнянь, яку необхідно доповнити відомими кінематичними співвідношеннями зв'язку між кутами повороту і кутовими наростаннями різних валів. Однак при вирішенні такої системи виникає ряд математичних труднощів. Тому систему з кількома геометричними осями зазвичай замінюють динамічною системою, в якій моменти інерції, жорсткості елементів кінематичного ланцюга та навантаження наведені до одного ланці.

Складна структура конструктивних схем приводів машин зумовлює, як правило, динамічну розрахункову схему приводу, що містить велику кількість зосереджених мас, з'єднаних між собою пружними ланками. Дослідженнями, виконаними для машин у різних галузях промисловості, показано, що основні закономірності руху багато масових пружних систем визначаються найбільшими масами та найменшими жорсткостями пружних елементів. У більшості випадків істотний вплив на перехідні процеси в приводах багатьох технологічних машин (роторні екскаватори,

металорізальні верстати, прокатні стани і т. д.) можуть надавати коливання, що збуджуються на низьких частотах, в деяких випадках діапазон збурювальних сил такий, що не потрібно знання найвищих власних частот. Під час вирішення завдань оптимізації також виникає необхідність знизити порядок системи внаслідок відомих труднощів. Тому в задачах динаміки машин дійсну систему приводу з дискретними масами призводять до більш простої динамічної системи, що містить до мас ( $k < n$ ) [28].

Для практичних цілей можна намітити наступний порядок складання розрахункових схем чи фізичних моделей машин:

- визначення моментів інерції мас (для крутильних систем); зосередженими масами вважатимуться такі, які мають довжина вбирається у 1 – 2 діаметра;
- розрахунок жорсткостей (податливостей) всіх ділянок системи ;
- приведення всіх мас та жорсткостей ділянок валів до одного валу;
- заміна багатомасової системи на систему з обмеженим числом мас (2...4) у допустимих для практичних розрахунків межах точності;
- встановлення законів зміни моментів двигунів з урахуванням статичних або динамічних характеристик і моментів сил технологічних опорів;
- розрахунок частот коливань системи;
- складання системи диференціальних рівнянь руху мас під дією зовнішніх навантажень.

### 3.3 Дослідження роботи приводу прокатної кліти як чотирьохмасової системи

Кінематичну схему приводу робочої кліти прокатного стану наведено на рисунку 3.1. Згідно цієї схеми приводимо схему до виду чотирьохмасової обертової системи з пружними зв'язками (рисунок 3.2), виконуючи розрахунки моменти інерції обертових частин за методикою наведеною в [28]:

$$I_1 = m_1 \cdot r_1^2 / 2 = 1600 \cdot 0,255^2 / 2 = 52,02 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \quad (3.1)$$

$$I_2 = m_1 \cdot r_1 / 2 = 4000 \cdot 0,755^2 / 2 = 1140 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \quad (3.2)$$

$$I_3 = \frac{4m_2 R_2^2}{7} = \frac{4 \cdot 3265 \cdot 0,270^2}{7} = 136 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \quad (3.3)$$

$$I_4 = \frac{4m_3 R_3^2}{7} = \frac{4 \cdot 3265 \cdot 0,270^2}{7} = 136 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \quad (3.4)$$

$$I_5 = \frac{4m_4 R_4^2}{9} = \frac{4 \cdot 200 \cdot 0,250^2}{9} = 22,5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \quad (3.5)$$

$I_6 = 16,6 \cdot 10^3 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$  – згідно конструкторської документації

$l_1 = 4000 \text{ мм}$ ;  $l_2 = 1000 \text{ мм}$ ;  $l_3 = 1000 \text{ мм}$ ;  $d_1 = 240 \text{ мм}$ ;  $d_2 = 290 \text{ мм}$ ;  $d_3 = 270 \text{ мм}$ .

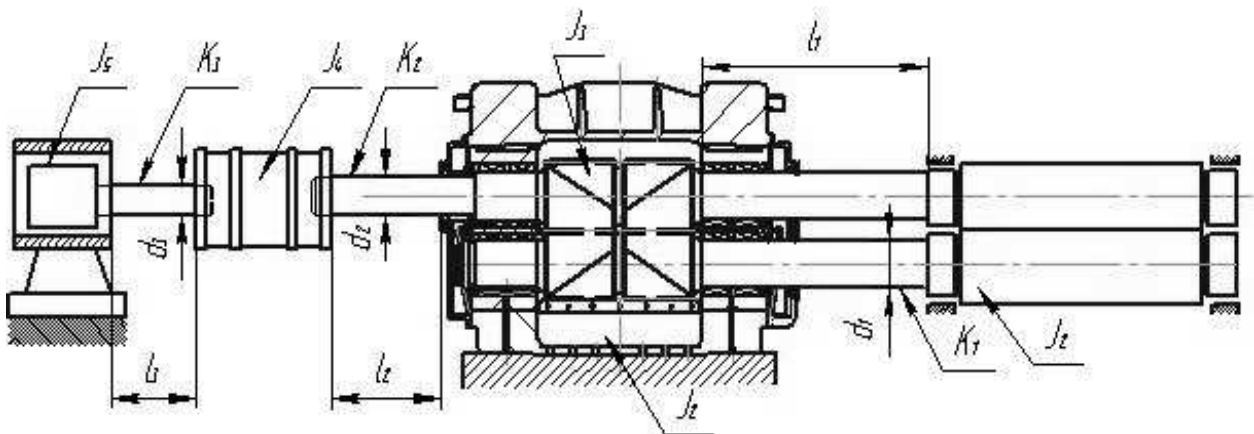


Рисунок 3.1 – Кінематична схема приводу робочої кліти прокатного стану

Коефіцієнти жорсткості для валів 1,2 та 3 при їх крученні:

$$K_1 = \frac{G \cdot \pi \cdot (d_1)^4}{32 \cdot l_1} = \frac{8 \cdot 10^4 \cdot 3,14 \cdot (240)^4}{32 \cdot 4000} = 6511104 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (3.6)$$

$$K_2 = \frac{G \cdot \pi \cdot (d_2)^4}{32 \cdot l_2} = \frac{8 \cdot 10^4 \cdot 3,14 \cdot (290)^4}{32 \cdot 1000} = 55521558,5 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (3.7)$$



$$K_3 = \frac{G \cdot \pi \cdot (d_3)^4}{32 \cdot l_3} = \frac{8 \cdot 10^4 \cdot 3,14 \cdot (270)^4}{32 \cdot 1000} = 41718118 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (3.8)$$

де  $d$  – діаметр валу;

$l$  – довжина ділянки валу, що закручується;

$G$  – модуль другого роду,  $G = 8 \cdot 10^4$  МПа.

Наведену схему можна представити у вигляді мас, що обертається з пружними зв'язками (рисунок 4.2).

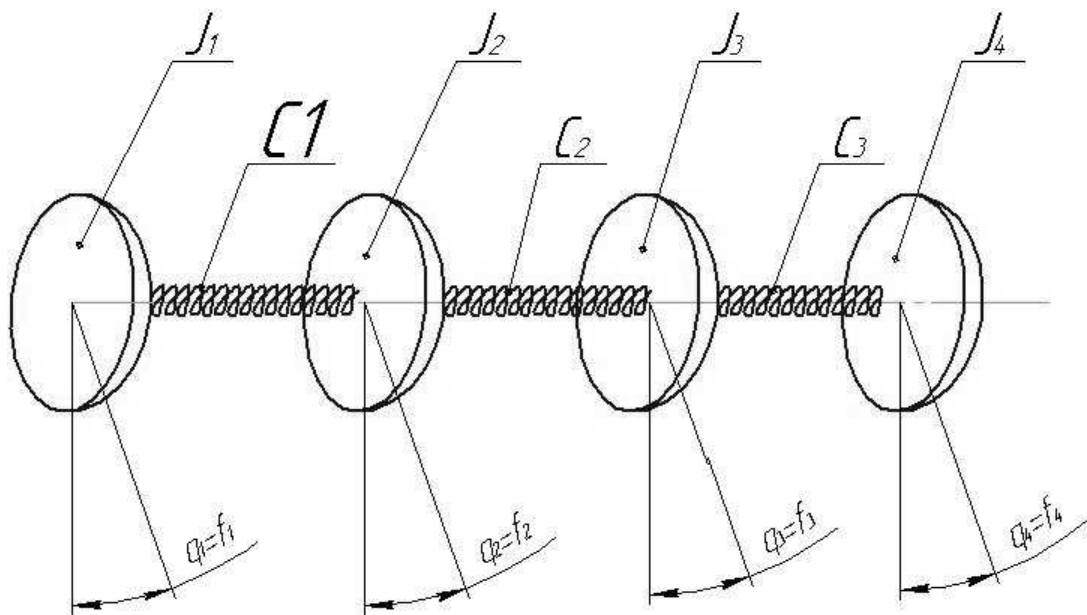


Рисунок 3.2 – Приведена схема приводу робочої кліті у вигляді чотирьохмасової системи

Місцем приведення мас призначимо робочий валок кліті з моментом інерції  $I_1$  (рис. 4.1).

Визначаємо наведені маси з умови рівності кінетичних енергій параметрів, що наводяться та наведених.

$$I_1 = I_1' + I_2' \frac{R_1'^2}{R_2^2} = 52,05 + 1140 \frac{0,275^2}{0,755^2} = 182 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \quad (3.9)$$

$$I_2 = I_2' + I_3' \frac{R_2'^2}{R_3'^2} = 136 + 136 \frac{0,270^2}{0,270^2} = 272 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \quad (3.10)$$

$$I_3 = I_4' \frac{R_2'^2}{R_3'^2} = 22,5 \cdot \frac{0,270^2}{0,270^2} = 22,5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \quad (3.11)$$

$$I_4 = I_5' \frac{R_2'^2}{R_3'^2} = 16600 \cdot \frac{0,270^2}{0,270^2} = 16600 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \quad (3.12)$$

Обчислюємо наведені жорсткості за формулами

$$C_1 = K_1 = 6511104 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (3.13)$$

$$C_2 = K_2 \cdot \frac{R_2'^2}{R_3'^2} = 55521558,5 \cdot \frac{0,270^2}{0,270^2} = 55521558,5 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (3.14)$$

$$C_3 = K_3 \cdot \frac{R_2'^2}{R_3'^2} = 41718118 \cdot \frac{0,270^2}{0,270^2} = 41718118 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (3.15)$$

У початковий час масі була повідомлена початкова швидкість м/с. Система має чотири ступені свободи. Положення її визначаються чотирма узагальненими координатами.

Для даної системи рівняння Лагранжа мають вигляд:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \cdot \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi_1} + \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_1} &= 0; \quad \frac{d}{dt} \cdot \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_{12}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi_2} + \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_2} = 0; \\ \frac{d}{dt} \cdot \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_3} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi_3} + \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_3} &= 0; \quad \frac{d}{dt} \cdot \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_4} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi_4} + \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_4} = 0. \end{aligned} \quad (3.16)$$

Кінетична енергія системи

$$T = \frac{1}{2} I_1 \dot{\varphi}_1^2 + I_2 \dot{\varphi}_2^2 + I_3 \dot{\varphi}_3^2 + I_4 \dot{\varphi}_4^2. \quad (3.17)$$

Потенційну енергію визначаємо як роботу сил пружності наведених жорсткостей  $C_1, C_2, C_3$  при переміщенні системи з відхиленого становища від її основного руху на початкове, тобто. у положення, що відповідає поступальному руху системи:

$$\Pi = \frac{1}{2}C_1(\varphi_1 - \varphi_2)^2 + \frac{1}{2}C_2(\varphi_2 - \varphi_3)^2 + \frac{1}{2}C_3(\varphi_3 - \varphi_4)^2. \quad (3.18)$$

Знаходимо похідні, такі, що входять до рівняння Лагранжа у вигляді:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_1} &= C_1\varphi_1 - C_1\varphi_2; \quad \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_2} = (C_1 + C_2) \cdot \varphi_2 - C_1\varphi_1 - C_2\varphi_3; \\ \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_3} &= (C_2 + C_3) \cdot \varphi_3 - C_2\varphi_2 - C_3\varphi_4; \quad \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_4} = C_3\varphi_4 - C_3\varphi_3; \\ \frac{\partial T}{\partial \varphi_1} &= \frac{\partial T}{\partial \varphi_2} = \frac{\partial T}{\partial \varphi_3} = \frac{\partial T}{\partial \varphi_4} = 0; \\ \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} &= m_1\dot{\varphi}_1; \quad \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} = m_2\dot{\varphi}_2; \quad \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_3} = m_3\dot{\varphi}_3; \quad \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_4} = m_4\dot{\varphi}_4; \\ \frac{d}{dT} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} \right) &= m_1 \ddot{\varphi}_1; \quad \frac{d}{dT} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} \right) = m_2 \ddot{\varphi}_2; \\ \frac{d}{dT} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_3} \right) &= m_3 \ddot{\varphi}_3; \quad \frac{d}{dT} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_4} \right) = m_4 \ddot{\varphi}_4; \end{aligned} \quad (3.19)$$

Підставляючи отримані вирази, отримуємо

$$\begin{aligned} I_1 \ddot{\varphi}_1 + C_1\varphi_1 - C_1\varphi_2 &= 0; \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 - C_1\varphi_1 + (C_1 + C_2)\varphi_2 - C_2\varphi_3 &= 0; \\ I_3 \ddot{\varphi}_3 - C_2\varphi_2 + (C_2 + C_3)\varphi_3 - C_3\varphi_4 &= 0; \\ I_4 \ddot{\varphi}_4 - C_3\varphi_3 + C_3\varphi_4 &= 0. \end{aligned} \quad (3.20)$$

Використовуючи числові значення наведених мас та жорсткостей, рівняння (3.19) запишемо у вигляді:

$$52,02 \ddot{\varphi}_1 + 6511104\varphi_1 - 6511104\varphi_2 = 0;$$

$$272 \ddot{\varphi}_2 - 6511104\varphi_1 + (6511104 + 55521558,5)\varphi_2 - 55521558,5\varphi_3 = 0;$$

$$112,5 \ddot{\varphi}_3 - 55521558,5\varphi_2 + (55521558,5 + 41718118)\varphi_3 - 41718118\varphi_4 = 0;$$

$$16660 \ddot{\varphi}_4 - 41718118\varphi_3 + 41718118\varphi_4 = 0.$$

Цей запис є системою диференціальних рівнянь, що описують рух наведених мас  $J_1, J_2, J_3, J_4$ .

Рішення цієї системи пов'язане з великою обчислювальною роботою, тому дослідження коливань систем з числом ступенів свободи більше трьох проводиться на ЕОМ з використанням програми RK 4\_ KDM . xls ” [29], результати яких наведено на рисунку 4.3 та 4.4.

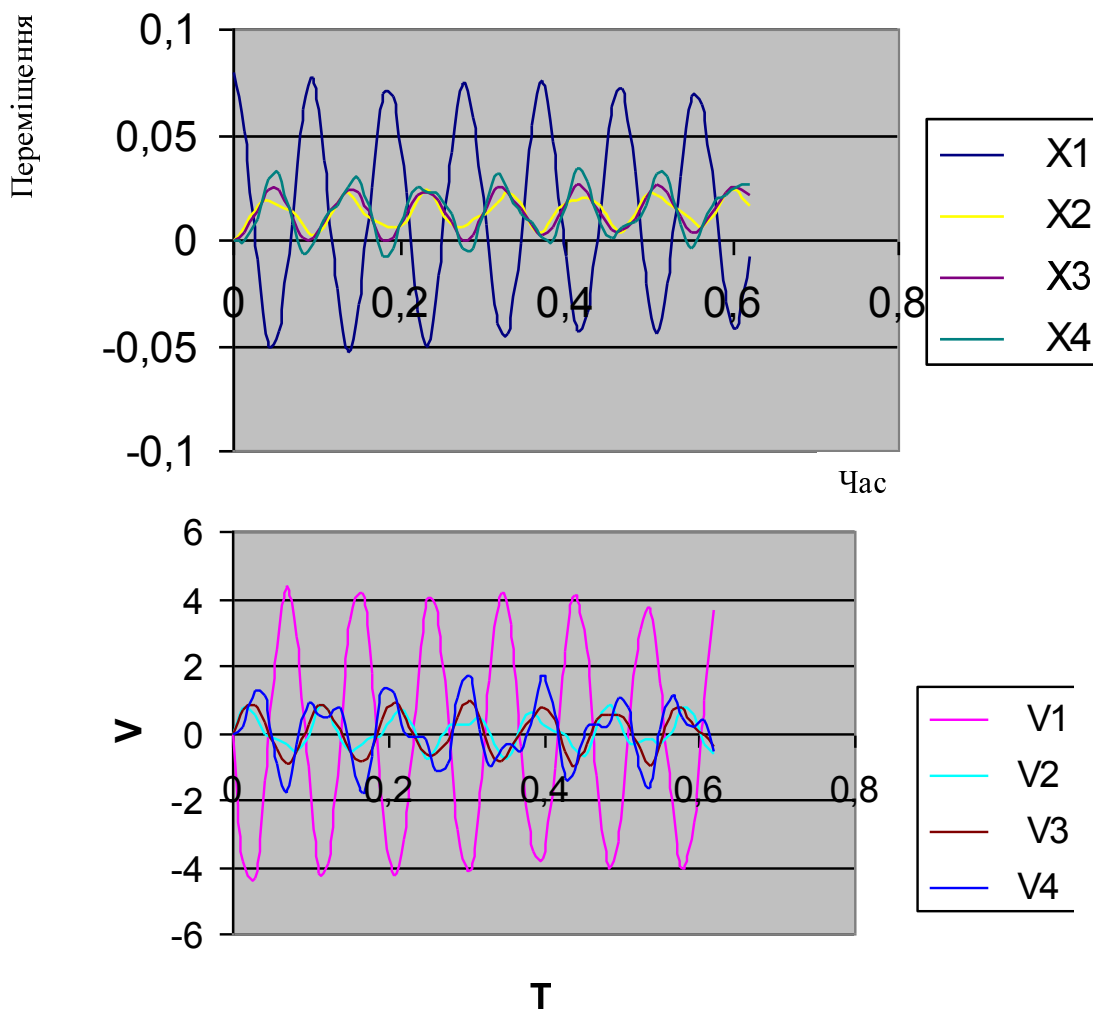


Рисунок 3.3 – Графіки швидкостей та переміщень наведених мас при неврахованому опорному валку для чотирьох масової системи

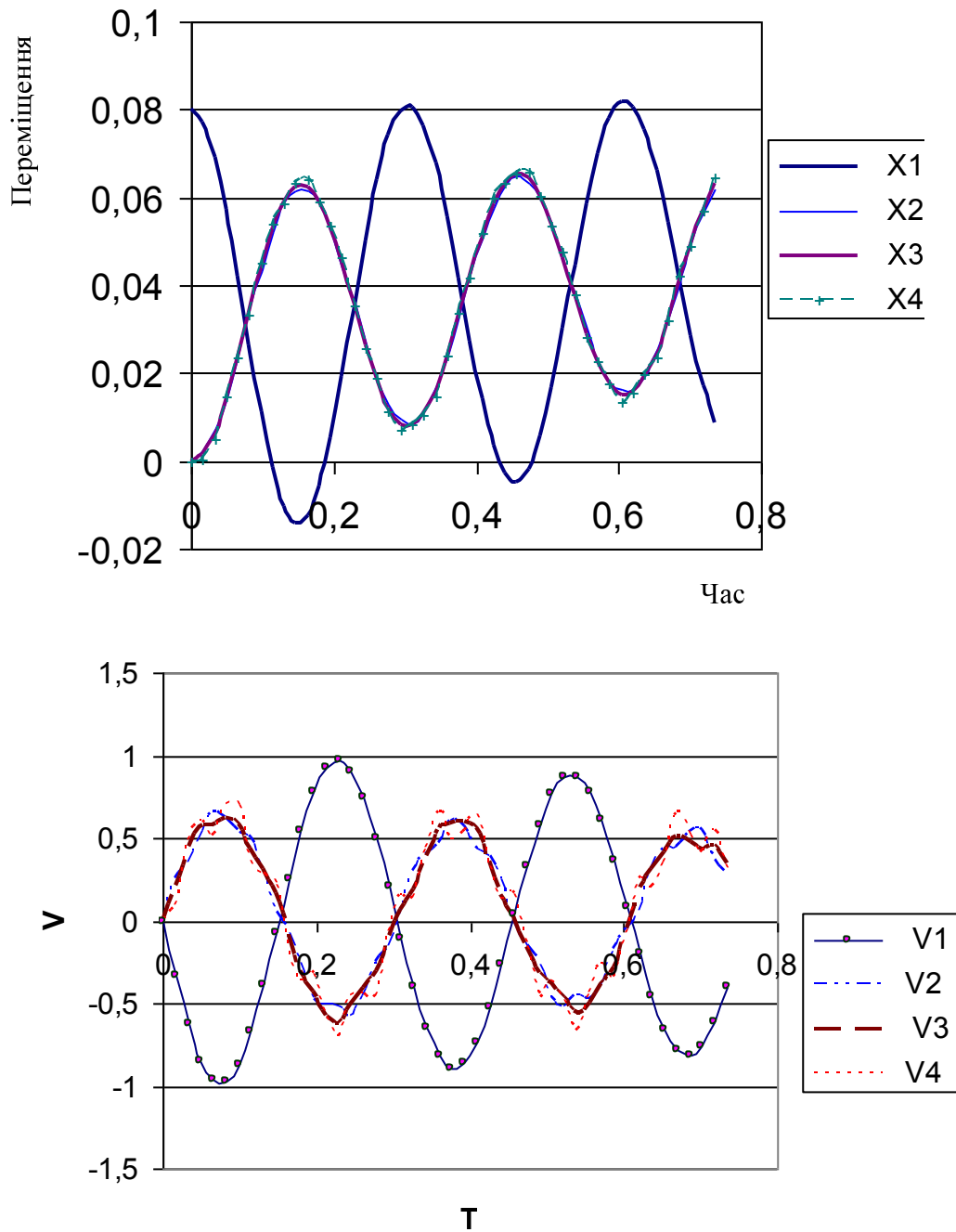


Рисунок 3.4 – Графіки швидкостей та переміщень наведених мас при врахованому опорному валку для чотирьох масової системи

### 3.4 Приведення розрахункової схеми прокатної кліти до двомасової системи

Система має два ступені свободи, тому положення мас  $J_1$ ,  $J_2$  щодо її поступального руху визначається двома узагальненими координатами  
 рисунок 3.5:

$$\varphi_1 = \varphi_1(t); \varphi_2 = \varphi_2(t); \quad (3.21)$$

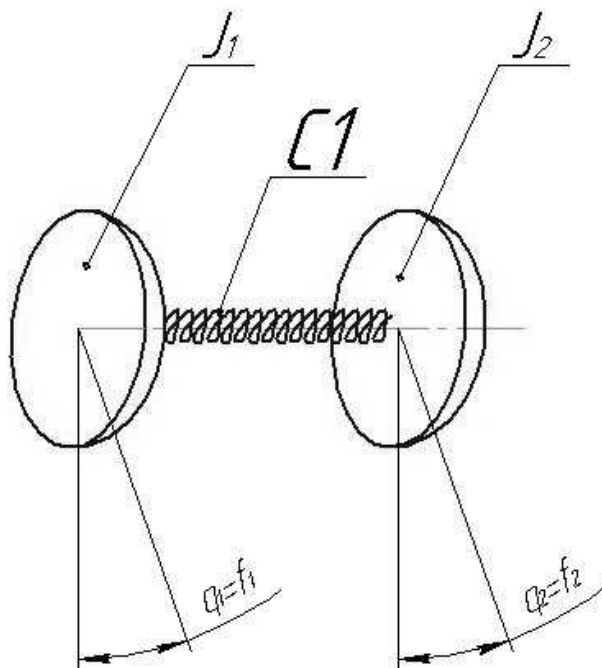


Рисунок 3.5 – Розрахункова схема приводу робочої кліті прокатного стану 1680 приведена до двохмасової системи

Для даного рівняння система Лагранжа 2-го роду має вигляд:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi_1} + \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_1} &= 0; \\ \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi_2} + \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_2} &= 0; \end{aligned} \quad (3.22)$$

Кінетична енергія системи:

$$T = \frac{1}{2} I_1 \dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2} I_2 \dot{\varphi}_2^2. \quad (3.23)$$

Потенційна енергія системи:

$$\Pi = \frac{1}{2} C(\varphi_2 - \varphi_1)^2. \quad (3.24)$$

Обчислюємо похідні, які входять до рівняння Лагранжа:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_1} = C\varphi_1 - C\varphi_2; \quad \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_2} = -C\varphi_1 + C\varphi_2; \quad \frac{\partial \Pi}{\partial \dot{\varphi}_1} = \frac{\partial \Pi}{\partial \dot{\varphi}_2} = 0; \\ \frac{\partial \Gamma}{\partial \dot{\varphi}_1} = I_1 \dot{\varphi}_1; \quad \frac{\partial \Gamma}{\partial \dot{\varphi}_2} = I_2 \dot{\varphi}_2; \quad \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial \Gamma}{\partial \dot{\varphi}_1} \right) = I_1 \ddot{\varphi}_1; \quad \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial \Gamma}{\partial \dot{\varphi}_2} \right) = I_2 \ddot{\varphi}_2. \end{aligned} \quad (3.25)$$

Підставляємо отримані значення рівняння, яке описує рух двомасової системи:

$$\begin{aligned} I_1 \ddot{\varphi}_1 + C\varphi_1 - C\varphi_2 &= 0; \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 - C\varphi_1 + C\varphi_2 &= 0; \end{aligned} \quad (3.26)$$

Рішення цієї системи щодо  $\Gamma$  будемо шукати у формі:

$$\begin{aligned} \varphi_1 &= A_1 \sin(kt + \beta); \\ \varphi_2 &= \mu A_1 \sin(kt + \beta); \end{aligned} \quad (3.27)$$

Продиференціювавши вирази, отримаємо систему двох однорідних лінійних рівнянь для визначення коливань  $A_1, A_2$ .

$$\begin{aligned} (C - I_1 k^2) A_1 - C\mu A_1 &= 0; \\ -CA_1 + (C - I_2 k^2) \mu A_1 &= 0. \end{aligned} \quad (3.28)$$

Система рівнянь має нетривіальне рішення щодо невідомих  $A$  та вирішується коли визначник дорівнює 0.

$$\begin{vmatrix} (C - I_1 k^2), -C \\ -C, (C - I_1 k^2) \end{vmatrix} = \Delta(k^2) = 0 \quad (3.29)$$

Розкриваючи визначник отримуємо рівняння частоти:

$$(C - I_1 k^2)(C - I_2 k^2) - C^2 = 0. \quad (3.30)$$

Звідси:

$$K_1^2 = 0; K_2^2 = \frac{C(I_1 + I_2)}{I_1 I_2}. \quad (3.31)$$

Витягаючи з другого рівняння квадратний корінь і взявши до уваги лише позитивне значення, визначаємо частоту коливань системи:

$$K_2 = K = \sqrt{C \frac{I_1 + I_2}{I_1 I_2}} = \sqrt{6511104 \frac{52.05 + 16985}{52.05 \cdot 16985}} = 354 \text{с}^{-1} \quad (3.32)$$

З урахуванням фізичного сенсу результатів розв'язання рівняння частот, закоєний коливань наведених моментів інерції:

$$\begin{aligned} \varphi_1 &= A_1 \sin(kt + \beta); \\ \varphi_2 &= \mu A_1 \sin(kt + \beta); \end{aligned} \quad (3.33)$$

Коефіцієнт форми коливань визначає з рівняння:



$$\mu = \frac{C - I_1 k^2}{C} = \frac{6511104 - 52.05 \cdot 354}{6511104} = -0.0008. \quad (3.34)$$

Загальне рішення системи має вигляд:

$$\begin{aligned} \varphi_1 &= A_1 \sin(kt + \beta) + C_1 + C_2 t; \\ \varphi_1 &= \mu A_1 \sin(kt + \beta) + C_1 + C_2 t; \end{aligned} \quad (3.35)$$

Диференціюємо рівняння за часом:

$$\begin{aligned} \dot{\varphi}_1 &= kA_1 \sin(kt + \beta) + C_2; \\ \dot{\varphi}_1 &= \mu kA_1 \sin(kt + \beta) + C_2; \end{aligned} \quad (3.36)$$

Після встановлення початкових умов отримаємо:

$$\begin{aligned} 0 &= A_1 \sin\beta + C_1; \\ 0 &= \mu A_1 \sin\beta + C_1; \\ 3 &= kA_1 \cos\beta + C_1; \\ 0 &= \mu kA_1 \cos\beta + C_1. \end{aligned} \quad (3.37)$$

Із третього рівняння:

$$A_1 = \frac{3}{k - \mu k} = \frac{3}{354 + 0.0008 \cdot 354} = 0.008 \text{ м}. \quad (3.38)$$

Підставляючи значення,  $\beta$  записуємо закон коливання для кожної маси:

$$\begin{aligned} \varphi_1 &= 0,008 \sin(354t); \\ \varphi_2 &= 0.0000064(354t) \end{aligned} \quad (3.39)$$

Максимальний додатковий динамічний момент:

$$\Delta M = C(x_2 - x_1) = 6511104(0,008 - 0,0000064) = 52047\text{Н} \quad (3.40)$$

Таким чином динамічна складова складає 26 % до передаваного крутного моменту, а отже має значний вплив не тільки на роботоздатність шпиндельного пристрою, а й на перетікання технологічного процесу.

Кінцева мета динамічних досліджень будь-якої механічної системи з пружними ланками - отримання дійсних навантажень, які сприймаються ланками механізму, і навіть обчислення діапазон частот коливань системи, що дозволяє проявити спеціальні режими роботи досліджуваного механізму, тобто. режими типу резонанс, биття та ін.

Порівняємо та оцінимо отримані раніше результати динамічних досліджень приводу реверсивної кліті. З графіків видно, що характер переміщення різний.

При зміні кінцевої маси,  $J_1$  у бік збільшення спостерігається наступна ситуація: з графіка переміщень видно, що амплітуда коливань маси  $J_1$  зменшується, що в свою чергу призводить до збільшення амплітуд коливань двигуна, клітки шестеренної і муфт, а це позначається на нормальній роботі механізму в цілому (перевантаження двигуна та його поломка). При зменшенні кінцевої маси  $J_1$  графіка переміщень видно, що збільшується період коливань, амплітуда коливань маси  $J_1$  збільшується, але при цьому зменшуються амплітуди коливань двигуна, муфт, а це говорить про недовикористання механізму (двигун працює не на повну потужність).

Раціонально збільшити вагу двигуна для режимів максимального навантаження, при цьому зменшуються амплітуди коливань двигуна. При цьому маса самого двигуна, при невеликих змінах, не впливає на роботу шестерінної кліті.

## ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА В ГАЛУЗІ

### 4.1 Виявлення та оцінка шкідливих факторів виробничого середовища

#### 4.1.1 Характеристика ступеня безпеки технологічного процесу, рівня механізації й автоматизації

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

Інструкція з охорони праці для робітників механослужби ділянки нарядної прокатки встановлює вимоги безпеки при виконанні робітниками та службовцями покладених на них обов'язків, а також безпечного поведіння на робочих місцях і території цеху.

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

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

де  $B$  – рівень механізації праці, %;

$M$  – сума людино–годин механізованої праці;

$R$  – сума людино–годин ручної праці.

для слюсаря ремонтника:  $M=2\text{ч}$ ,  $R=6\text{ч}$

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

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

Таблиця 4.1 - Розрахунок рівня механізації праці

п/п	Професія робітників	Штат робітників	Кількість відпрацьованих людино-годин у добу			% механізованої праці	% ручної праці
			Вручну	За допомогою машин	Усього		
1	Електрогазо-зварювальник	1	$6 \cdot 1 = 6$	$2 \cdot 1 = 2$	8	25	75
2	Слюсар ремонтник 6-го розряду	4	$6 \cdot 4 = 24$	$2 \cdot 4 = 8$	32	25	75
3	Оператор стану	1	$1 \cdot 1 = 1$	$7 \cdot 1 = 7$	8	87,5	12,5
4	Крановий машиніст	5	$0,5 \cdot 5 = 2,5$	$7,5 \cdot 5 = 37,5$	40	93,75	6,25

З таблиці можна дати висновок, що електрогазо-зварювальник - 25% механізованого, 75% ручної праці; слюсар ремонтник 6-го розряду - 50% механізованого, 50% ручної праці; слюсар ремонтник 6-го розряду - 50% механізованого, 50% ручної праці, оператор стана – 87,5% механізованого, 12,5% ручної праці; крановий машиніст – 93,75% механізованого, 6,25% ручної праці.

#### 4.1.2 Аналіз потенційних і шкідливих факторів виробничого середовища

Основними шкідливими й небезпечними факторами в цеху є: шум, вібрація, надлишкові теплові виділення на ділянках нагрівальних колодязів, робочої кліті стана, ножиців, рольгангів; запиленість і загазованість на деяких робочих ділянках; електронезбезпечність; імовірність падіння вантажів із кранів. Технологічна карта умов праці для чергового й ремонтного персоналу наведена в таблиці 4.2

Таблиця 4.2 – Технологічна карта умов праці для чергового й ремонтного слюсаря

Фактори	Норм-не значення, ГДК, ГДУ	Фактичне значення	III клас шкідливих і небезпечних услов., і характер праці			Час дії фактора % у зміну
			1 ст.	2 ст.	3 ст.	
I. Шкідливі хімічні речовини, мг/м <sup>3</sup>						
1 клас безпеки						
Ангідрид хромовий	0,01	0,02	2			83,1
2 клас безпеки						
Марганцю оксиди (дезинтегр)	0,3	0,56	1,87			83,1
3-4 клас безпеки						
Масла мінеральні	5,0	6,5	1,3			83,1
Азоту диоксид	2,0	4,0	2			83,1
II. Пил переважно фиброгенної дії, мг/м <sup>3</sup>						
Зміст кремнію диоксид – 2,5%	4,0	26,4			6,6	83,1
III. Шум, Дб	75	93		18		100
IV. Мікроклімат у приміщенні						
- температура повітря, °С	27	40,5			13,5	83,1
- швидкість руху повітря, м/сек	0,2-0,5	0,27				83,1
- інфрачервоне випромінювання, Вт/м <sup>2</sup>	140	794		654		79,8
V. Робоча поза						
Нахил корпусу в просторі, обумовлений технологічним процесом	28,1%	30%	30			
Кількість факторів			4	2	2	

Подача нагрітих злитків від нагрівальних колодязів до прокатного стана є в основному безпечною операцією. Однак при транспортуванні злитків з не застиглою серцевиною слитковозами можливо виплескування рідкого металу, падіння гарячої окалини, теплові опіки. Ступінь небезпеки виробничого процесу при гарячій прокатці значно вище, ніж при холодній, що зумовлено високою температурою металу, що прокочують. Додатковими небезпечними факторами при гарячій прокатці є температурний режим нагрівання, режим прокатки, швидкість його охолодження при деформації й т.д. При різанні металу на ножицях небезпечними є локальні зони що рухаються й обертаються частин механізму. Значно підвищує фактор небезпеки процесу використання в потоці машин вогневого зачищення металу. При вогневому зачищенні можливий вибух газів. Інші технологічні операції (охолодження, таврування, складування металу) особливого впливу на рівень безпеки технологічного процесу не роблять.

Висновок: робочі місця мають у наявності: 2 фактора 3 ступені, 2 фактора 2 ступені, 4 фактор 1 ступеня. По показниках робоче місце ставиться до шкідливих і тяжких умов праці, що відповідає показникам списку №1 пункт 1.

Слюсар має право відходу на пенсію за списком №1.

Відповідно до списку №1: пенсійний вік по пільгових умовах, дається додаткова відпустка 14 днів і молоко.

#### 4.2 Заходи захисту від впливу шкідливих факторів виробничого середовища

Шкідливості й небезпеки відділення гарячої прокатки ставляться до фізичної групи [30]. До цієї групи ставляться пил, шум, зміни температури усередині цеху.

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

Всі працівники цеху безкоштовно забезпечений спец одягом, спец взуттям і засобами індивідуального захисту. До складу спецодягу входять: костюм х/б тканини, черевики, у зимовий час видається утеплена куртка й ватяні штани [31].

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

№ п/п	Небезпечний або шкідливий фактор виробничого середовища	Захисний пристрій	Тип пристрою	Параметри Пристрою	Місце установки
1	Запиленність	Витяжна вентиляція	КСЗ	7800 м <sup>3</sup> /год	У місцях утворення пилу
2	Запиленність	Респіратор СИЗОД	ШБ-1М	-	Індивідуально
3	Шум	Навушники противошумові, бируши		Придатний до 110дб	Індивідуально
4	Температура Холодний період	Утеплена куртка, ватяні штани, костюм з х/б тканини, черевики	Тн	-	Індивідуально
	Теплий період року	костюм з х/б тканини, черевики	Ти		
5	Шкідливі хімічні речовини (Ангідрид хромовий, Масла мінеральні та ін..)	Теж що й при запиленність + костюм х/б, рукавиці	Пм	-	Індивідуально

### 4.3 Технічні рішення по гігієні праці та виробничій санітарії

#### 4.3.1 Мікроклімат

Під вентиляцією розуміють систему заходів і пристроїв, призначених для забезпечення на робочих місцях, у робочих й обслуговуваних зонах приміщень метеорологічних умов і чистоти повітряного середовища. Залежно від способу переміщення повітря розрізняють природну й механічну вентиляцію. Для усунення осідання пилу в приміщенні, зменшуючи її кількість у повітрі, все

устаткування закриті парасолями (витяжна вентиляція), з'єднаними за допомогою повітряводів із пристроями для очищення повітря, що видаляється. Також у прольоті металургійної ділянки використовують природну вентиляцію повітря. У такому виді вентиляції повітря надходить і віддається через щілини вікна, двері, ворота, ліхтарі.

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

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

Таблиця 4.4 - Значення прийнятих параметрів повітряного середовища, що допускають, у робочій зоні приміщень [32]

Період року	Категорія роботи по важкості	Період року			Температура повітря в непостійних робочих місцях, °С
		на постійних робочих місцях			
		температура повітря, °С	відносна вологість повітря, %	швидкість руху повітря, м/с	
Холодний	Середньої ваги Пб	15	75	0,2	13
Холодний	Важка III	13	75	0,3	12
Теплий	Середньої ваги Пб	16	70	0,4	15
Теплий	Важка III	15	75	0,5	13

Висновок: параметри робочого середовища по багатьом пунктам не відповідають допустимим нормам мікроклімату на постійних робочих місцях,



тому варто звернути увагу на покращення роботи вентиляційних та аспіраційних установок.

#### 4.3.2 Природне й штучне освітлення

Для створення сприятливих умов праці важливе значення має раціональне освітлення [33]. Незадовільне освітлення утрудняє проведення робіт, веде до зниження продуктивності праці й працездатності очей і може бути причиною нещасних випадків й їхніх захворювань.

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

Коефіцієнт світлового клімату Запорізького регіону  $m = 0,8$ . Коефіцієнт сонячності клімату  $s = 0,7$ . Нормований коефіцієнт природної освітленості:

$$e_n = e \cdot m \cdot s = 1,5 \cdot 0,8 \cdot 0,7 = 0,84 \% \quad (4.2)$$

Аварійне висвітлення для продовження роботи

$$E_{\text{ав.роб.}} = 10\% \cdot E = 0,1 \cdot E = 0,1 \cdot 150 = 15 \text{ лк.} \quad (4.3)$$

Аварійне висвітлення для евакуації людей.

$$E_{\text{ав.эв.}} = 5\% \cdot E = 0,05 \cdot E = 0,05 \cdot 150 = 7,5 \text{ лк.} \quad (4.4)$$

На промислових підприємствах штучне освітлення підрозділяється на робоче (для проведення робіт у темний час доби або в місцях без достатнього природного освітлення), аварійне (для проведення роботи при аварійному відключенні робочого освітлення), евакуаційне (аварійне освітлення для евакуації людей із приміщення при аварійному відключенні робочого

освітлення) і охоронне. При необхідності частина світильників того або іншого виду висвітлення може використатися для чергового освітлення.

Штучне освітлення проєктується двох систем: загальне (рівномірне або локалізоване з урахуванням розташування робочих місць) і комбіноване, коли до загального освітлення додається місцеве. Застосування одного місцевого освітлення не допускається, тому що різкий контраст між яскраво освітленими й неосвітленими місцями стомлює очі сповільнює швидкість роботи й нерідко є причиною нещасних випадків. На ділянці є LED лампи потужністю до 400 Вт. Використовуються світильники типу: «Універсал», «Глибоковипромінювач», а також «Астра».

Характеристика приміщення ділянки чистової групи клітей:

– характер робіт	середня точність
– розмір об'єкта розпізнавання, мм	від 1 до 5
– розряд зорової роботи	V
– підрозряд роботи	B
– контрастність об'єкта розпізнавання	середня
– фон	середній
– $E_H$ – штучна, лк	150

Для ремонту устаткування передбачене штучне освітлення. На ділянці використовується природне й штучне освітлення. Прийнята система природного освітлення – бічна. Слюсар повинен мати V розряд зорової роботи. При загальній системі освітлення освітленість становить  $E = 150$  лк.

#### 4.3.3 Виробничий шум, виробнича вібрація

Шум різної інтенсивності й частоти, довгостроково впливаючи на працюючих, приводить до зниження гостроти слуху, а згодом до розвитку професійної глухоти. Шум також негативно впливає на фізіологічні функції організму людини. Будучи зовнішнім подразником, що сприймається й аналізується корою головного мозку, шум приводить до перенапруги цен-

тральної нервової системи й розладу функцій внутрішніх органів і систем людини [34].

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

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

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

## 4.4 Техногенна безпека

### 4.4.1 Заходи щодо техніки безпеки при ремонтних роботах

З метою попередження нещасних випадків забороняється:

- починати й вести роботу при яких-небудь несправностях у механізмах;
- самовільно, поза встановленим порядком, надавати руху машині;
- допускати сторонніх осіб до працюючої машини;

Ремонт і регулювання шестеренної кліти робити тільки при зупиненому двигуні й знятій напрузі. Проводку, що підводить струм (загально цехова до

1000 В та для живлення головних силових агрегатів-до 6000 В ), повинна бути добре ізольовані й захищена від ушкоджень [35]. Машина, електродвигун й електроапаратура повинні бути надійно заземлені. Всі проходи навколо машини повинні бути вільні від сторонніх предметів. Підлога навколо машини повинна представляти рівну неслизьку поверхню.

Робоче місце, повинне бути добре освітлено.

При монтажі керуватися вимогами безпеки, розробленими монтажними організаціями.

При консервації керуватися вимогами безпеки відповідно [36].

#### 4.4.2 Заходи пожежної безпеки

Ділянка має категорію по пожежонебезпеці Г (не горючі речовини розпечені або розплавлені, і горючі речовини спалюються або утилізуються як паливо). Споруда ділянки чистових клітей відноситься до II ступеня вогнестійкості (будівлі з несучими й огорожуючи ми конструкціями з природних або штучних кам'яних матеріалів, бетону або залізобетону з застосуванням листових і плитних негорючих матеріалів) [36].

Вогнетривкість конструкцій:

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

До первинних засобів пожежогасіння в цеху відносять: вогнегасники ВВ – 5(15 шт), ВВ–10 (24 шт.), ВВП–1Д (28 шт), пожежний інвентар (покривало з негорючого теплоізоляційного полотна, ящики з піском, бочки з водою, пожежні цебра, совкові лопати); пожежний інвентар (багри, ломи, сокири й ін.).

Цех має внутрішній протипожежний водопровід з пожежними кранами й рукавами.

На території комбінату забороняється:

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

#### 4.5 Розробка засобів гасіння маслопідвалів

Виробництво штабового прокату нерозривно пов'язане з різного роду випаровуванням мастильного матеріалу та можливим протіканням мастила, яке являється продуктом нафтогазової сировини та представляє собою високонебезпечну речовину з точки зору пожежежо та вибухобезпеки. Визначимо кількість піногенераторів, порошку й води, необхідних для гасіння маслопідвалу, у якому розміщуються маслопроводи, апаратура, баки та насоси живлення ділянки чистових клітей рідкої система змащення та пластичної.

Вихідні дані: розмір маслопідвала  $L=25$ ,  $B=10$  м.

Визначимо площу охоплену можливою пожежею:

$$F = L \cdot B = 25 \cdot 10 = 250\text{м}^2 \quad (4.5)$$

Секундна витрата хімічної піни:

$$q = F \cdot i = 250 \cdot 0,5 = 125 \text{ дм}^3 / \text{с}, \quad (4.6)$$

де  $i=0,5 \text{ дм}^3/(\text{з} \cdot \text{м}^2)$  – інтенсивність подачі піни.

Необхідна кількість піногенераторів:

$$n = \frac{q}{q_0} = \frac{125}{45} = 2,7 \text{ шт}, \quad (4.7)$$

де  $q_0$  – продуктивність пеногенератору,  $\text{дм}^3/\text{с}$ . приймаємо пеногенератор типу ПГ-50 з  $q_0=45 \dots 50 \dots 50 \text{ дм}^3/\text{с}$ .

приймаємо 3 штуки.

Потреба в піногенераторном порошку:

$$Q = q_1 \cdot t \cdot n, \quad (4.8)$$

де  $q_1=1,2 \text{ кг/с}$  – витрата порошку піногенератора ПГ-50;

$t=20 \text{ с}$  – час гасіння;

$n=3$  – кількість піногенераторів.

$$Q = 1,2 \cdot 20 \cdot 3 = 72 \text{ кг}$$

Потреба води при гасінні пожежі для утворення піни:

$$W = n \cdot q_2 = 3 \cdot 10 = 30 \text{ дм}^3 / \text{с}, \quad (4.9)$$

де  $q_2=10 \text{ дм}^3/\text{с}$  – витрата води на утворення піни, що подається в резервуар піногенератору ПГ-50.

Таким чином запропонована система пожежегасіння дозволить оперативно локалізувати непередбачувану техногенну ситуацію з раптовим займанням масляних випаровувань.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

1. Ознайомлення з технологією й устаткуванням прокатного цеху показало, що одним з «вузьких» місць цеху є недостатньо надійна робота приводу робочої кліті прокатного стану 1680.
2. На підставі наведеного огляду й аналізу технічної й патентної літератури встановлено, що для виготовлення гарчекатанного широкоштабового матеріалу використовуються прокатні стани, які мають ті ж самі недоліки, що й устаткування ПАТ «Запоріжсталь».
3. В результаті модернізації шпindelного пристрою приводу робочої кліті будуть досягнуті наступні цілі – збільшення продуктивності, терміну служби, та зменшення незапланованих простоїв.
4. В ході теоретичних досліджень встановлено, що на роботоспроможність крутильних систем, до яких відносяться шпindelні пристрої, значний вплив мають динамічні складові, що виникають під час захоплення металу валками та зміні товщини прокатуємої штаби.
5. На підставі проведених досліджень розроблені математичні моделі роботи приводу робочої кліті як чотирьохмасової та двомасової крутильної системи. Приведена до двомахмасової крутильної системи дозволяє доволі точно описувати роботу робочої кліті без нагромаджених та складних розрахунків.
6. Розроблена математична модель роботи приводу робочої кліті як двомасової крутильної системи вказує на значний вплив динамічної складової, що істотно впливає на перетікання технологічного процесу прокатки. Для зменшення амплітуди коливань двигуна раціонально збільшити вагу двигуна. При цьому маса самого двигуна, при невеликих змінах, не вплине на роботу шестерінної кліті.
7. Результати роботи можуть бути використані не тільки в прокатному цеху ПАТ «Запоріжсталь», але й на інших підприємствах чорної й кольорової металургії.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ

1. ІСТОРИЯ | PJSC "Zaporizhstal". ПАТ «Запоріжсталь». URL: <https://zaporizhstal.com/pidpriyemstvo/istoriya/> (дата звернення: 29.11.2022).
2. ТІ 226-П.ГЛ-01-2005 Технологічна інструкція "Нагрів слябів та прокатка штаби на безперервному тонколистовому стані гарячої прокатки «1680». Запоріжжя : ПАТ "Запоріжсталь". 49 с.
3. Тонколистова сталь : монографія / Ю. С. Проїдак та ін. Дніпро : НМетАУ, 2018. 311 с.
4. Kutsova V. Z., Kovzel M. A., Kotova T. V. Structure and properties of rolled steel after skin-rolling according to different technological production schemes. *Physical metallurgy and heat treatment of metals*. 2021. No. 3. P. 46–54. URL: <https://doi.org/10.30838/j.pmhtm.2413.010721.46.781>
5. Ніколаєв В., Мазур В. Виробництво плоского прокату. Запоріжжя : ЗДІА, 2010. 320 с.
6. Ніколаєв В.О. Теорія і технологія точної прокатки штаб: навчальний посібник для студентів ЗДІА металургійних спеціальностей денної та заочної форм навчання. Запоріжжя: ЗДІА, 2017. 100 с.
7. Petersen S. K. Impact torsional vibration of direct current hot strip mill drive motors. *Iron and Steel*. 1964. Vol. 41, no. 10. P. 105–110.
8. Jewik H., Stratford R. P., Thomas C. W. Torque Amplification and Torsional Vibration in Large Mill Drives. *IEEE Transactions on Industry and General Applications*. 1969. IGA-5, no. 3. P. 333–346. URL: <https://doi.org/10.1109/tiga.1969.4181034>
9. Monaco G. Engineering approach to costly drive system problems. *Iron and Steel*. 1981. P. 40–59.
10. Шарнір універсального шпинделя : пат. 810317 В 21 В 35/14. Заявл. 16.04.1979 ; опубл. 07.03.1981, Бюл. № 9. 3 с.
11. Шарнір універсального шпинделя : пат. 685373 В 21 В 35/14. Заявл. 19.04.1978; опубл. 15.09.1979, Бюл. № 34. 3 с.



12. Вкладиш універсального шарніра ковзання: пат. 1503916 А1 В 21 В 35/14. Заявл. 09.11.1987; Опубл. 30.08.1989, Бюл. № 32. 3с.
13. Аналіз силової дії чорнових клітей широкоштабового стану 1680 при безперервній прокатці / В. І. Молчанов та ін. *Металургійна та гірничорудна промисловість*. 2002. № 8-9. С. 5–8.
14. Wright J. Mill drive system to minimize torque amplification. *Iron and Steel Engineer*. 1976. P. 56–60.
15. Ф. К. Іванченко, В. М. Гребеник, В. І. Ширяєв. Розрахунок машин і механізмів прокатних цехів: навчальний посібник. К: Вища шк., 1995. 455 с.
16. Афтандіянц Є. Г., Зазимко О. В., Лопатько К. Г. *Матеріалознавство* : підручник. К. : Вища освіта, 2012. 548 с.
17. Федьков Г. О., Кобрін Ю. Г. *Обладнання для обробки металів тиском* : метод. вказівки до викон. лаб. робіт. Запоріжжя : ЗДІА, 2011. 56 с.
18. Жук А. Я., Желябіна Н. К., Таратута К. В., Коваль М. В. *Напрями творчого проектування та його техніко-економічне обґрунтування* : навч. посіб. Кн. 1. Київ: Кондор, 2012. 540 с.
19. Жук А. Я., Желябіна Н. К., Таратута К. В., Коваль М. В. *Напрями творчого проектування та його техніко-економічне обґрунтування* : навч. посіб. Кн. 2. Київ: Кондор, 2012. 542 с.
20. Федьков Г. О., Хімін В. М. *Механічне обладнання металургійних заводів. Основне та допоміжне обладнання прокатних цехів* : метод. вказівки до самост. роботи. Запоріжжя : ЗДІА, 2006. 55 с.
21. *Динаміка роторних машин* : конспект лекцій / уклад. В. І. Симоновський. Суми : Сумський державний університет, 2011. 119 с.
22. Дубровська Г. М., Ткаченко А. П. *Системи сучасних технологій: основні галузі машинобудування та металургії, енергетика, прогресивні методи обробки, галузі хімічної промисловості* : навч. посіб. Вид. 2-ге, перероб. і допов. Київ : Центр навчальної літератури, 2004. 352 с.
23. Жук А. Я., Желябіна Н. К., Малишев Г. П. *Основи наукових досліджень в сфері практичної механіки* : навч. посіб. Кн. 1 : Теоретичні дослідження. Київ : Кондор, 2012.

186 с.

24. Жук А. Я., Желябіна Н. К., Малишев Г. П. Основи наукових досліджень в сфері практичної механіки : навч. посіб. Кн. 2 : Експериментальні дослідження / ЗДІА. Київ : Кондор, 2012. 224 с.
25. Жук А. Я., Желябіна Н. К. Основи наукових досліджень : навч.-метод. посіб. Ч. 1 : Теоретичні дослідження. Запоріжжя : ЗДІА, 2008. 196 с. URL: <http://ebooks.znu.edu.ua/files/ZII/metodychky/do2018/f000290.doc>.
26. Жук А. Я., Желябіна Н. К., Малишев Г. П. Основи наукових досліджень : навч.-метод. посіб. Ч. 2 : Експериментальні дослідження. Запоріжжя : ЗДІА, 2008. 206 с. URL: <http://ebooks.znu.edu.ua/files/ZII/metodychky/do2018/f000291.doc>.
27. Жук А. Я., Желябіна Н. К. Механічне устаткування цехів по виробництву металів та сплавів : навч. посіб. для студентів спец. "МО" / ЗДІА. Запоріжжя : ЗДІА, 1998. 211 с.
28. Жук А. Я., Желябіна Н. К. Основи розрахунків приводів машин: навч. посібник. Запоріжжя: ЗДІА, 1996. 145 с.
29. Беленко В. Д. Динаміка і міцність металургійних машин : метод. вказівки до виконання контрол. та індивід. завдань . Запоріжжя : ЗДІА, 2006. 49 с.
30. Охорона праці на гірничо–металургійному підприємстві: навч. посібник. Ч.І: Металургійний комплекс. / В.О.Шеремет та ін. Дніпропетровськ: Січ, 2002. 375 с.
31. НПА ОП 0.00–4.01–08 Положення про порядок забезпечення працівників спеціальним одягом, спеціальним взуттям та іншими засобами індивідуального захисту [Електронний ресурс] // Державний комітет України з промислової безпеки, охорони праці та гірничого нагляду. – 2008. – Режим доступу до ресурсу: [http://online.budstandart.com/ru/catalog/doc–page?id\\_doc=28566](http://online.budstandart.com/ru/catalog/doc–page?id_doc=28566).
32. ДСН 3.3.6.042–99 Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень
33. ДБН В.2.5–28–2006. Інженерне обладнання будинків і споруд. Природне і штучне освітлення [Електронний ресурс] // Мінбуд України. – 2006. –

- Режим доступу до ресурсу: <http://www.gorsvet.kiev.ua/wp-content/uploads/2016/08/ДБН-В.2.5-28-2006.pdf>.
34. ДСТУ-Н Б В.1.1-35:2013. Настанова з розрахунку шуму в приміщеннях і на територіях. Чинний від 2014-01-01. Вид. офіц.
35. Правила улаштування електроустановок. URL: <https://mev.gov.ua/storinka/pravyly-ulashtuvannya-elektrostanovok> (дата звернення: 19.11.2023).
36. СОУ МПП 77.180-164:2007. Устаткування металургійне. Загальні технічні вимоги. Чинний від 2007-08-01. Вид. офіц. 2007.
37. ДБН В.1.1-7:2016. Пожежна безпека об'єктів будівництва Загальні вимоги [Електронний ресурс] // Міністерство регіонального розвитку, будівництва та житлово-комунального господарства України. – 2016. – Режим доступу до ресурсу: <http://kbu.org.ua/assets/app/documents/dbn2/32.1.%20ДБН%20В.1.1-7~2016.%20Пожежна%20безпека%20об'єктів%20будівни.pdf>.
38. Геврик Е. О. Охорона праці. Навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів. / Е. О. Геврик. – К: Ельга, Ніка-центр, 2003. – 280 с..
39. Ткачук К. Н. Охорона праці та промислова безпека. Навч. посіб. / К. Н. Ткачук. та ін. – К: Основа, 2009. – 360 с.
40. Румянцев В. Р. Методичні вказівки до виконання розділу «Охорона праці та техногенна безпека» у дипломних роботах (проектах) для студентів ЗДА спеціальностей МЧМ, МБ та інші / В. Р. Румянцев, І. О. Ткаліч. – Запоріжжя: ЗДА, 2012. – 16 с.

## СПИСОК ГРАФІЧНОГО МАТЕРІАЛУ

№ п/п	Найменування	Кільк. листів	Форма т
1	Лінія робочої кліті прокатного стану 1680	1	A1
2	Робоча кліть прокатного стану 1680	1	A1
3	Шпindelь робочої кліті прокатного стану	1	A2
4	Шпindelь робочої кліті прокатного стану (модернізація)	1	A1
5	Розрахункові схеми та математична модель руху приведених мас	1	A1
6	Результати дослідження впливу динамічної складової на роботу шпindelя	1	A1
7	Обладнання піногенераторів гасіння маслопідвалу	1	A1

ДОДАТКИ