Міністерство освіти та науки України

Запорізький національний університет
(повне найменування вищого навчального закладу)

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

кафедра металургійного обладнання
(повна назва кафедри)

ВИПУСКНА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА

На тему Аналіз та удосконалення конструкції вузлів натискного механізму прокатного стану 1680 з метою поліпшення його виробничих характеристик

Виконав: магістрант групи 8.133О

Гузь Е.А.
(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 Гречаний О.М.
(прізвище та ініціали) (підпис)

Запоріжжя – 2021 року

Запорізький національний університет
(повне найменування вищого навчального закладу)

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

Кафедра металургійного обладнання

Рівень вищої освіти магістр
(другий (магістерський) рівень)

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування
(шифр і назва)

Спеціалізація
(шифр і назва)

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

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедрою Й.К. Огінський

_____

“____”_____20___ року

Завдання
до випускної кваліфікаційної роботи магістра

Гузь Едуарда Алійовича
(прізвище, ім’я, по батькові)

1. Тема магістерської роботи: Аналіз та удосконалення конструкції вузлів натискного механізму прокатного стану 1680 з метою поліпшення його виробничих характеристик
керівник магістерської роботи д.т.н., професор Огінський Й.К.,
затверджені наказом вищого навчального закладу від “30“ червня 2021 року № 974-с.
2. Строк подання студентом магістерської роботи 10 грудня 2021 року.
3. Вихідні дані магістерської роботи техніко-економічні показники роботи цеху гарячої прокатки
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): 1. Огляд і аналіз науково-технічних рішень підвищення надійності механізмів приводу натискного механізму прокатного стану 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. Безперервний широкоштабовий стан 1680 – 1А1; 2. Натискний механізм – 1А1; 3. Деталі (гвинт натискний, глобоїдний черв’як, натискна гайка) – 2А1; 4. Конструкції гвинтових пар – 1А1 5. Дослідження на стійкість гайки натискного механізму – 1А1; 6. Пост керування прокатним станом.

6. Консультанти розділів магістерської роботи

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

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської роботи	Строк виконання етапів магістерської роботи	Примітки
1	Збір матеріалу на проектування	01.05.2021 – 27.05.2021	
2	Групування та аналіз зібраного матеріалу. Уточнення завдань проектування	01.09.2021 – 15.09.2021	
3	Виконання теоретичної частини проекту	16.09.2021 – 16.10.2021	
4	Виконання графічної частини проекту	17.10.2021 – 17.11.2021	
5	Написання та оформлення пояснювальної записки	18.11.2021 – 30.11.2021	
6	Перевірка проекту консультантами	01.12.2021 – 03.12.2021	
7	Попередній захист проекту	04.12.2020	
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

Гузь Е.А. Аналіз та удосконалення конструкції вузлів натискного механізму прокатного стану 1680 з метою поліпшення його виробничих характеристик.

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, 2021.

Виконано аналіз існуючих конструкцій натискних механізмів прокатних станів, проаналізовані переваги та недоліки наявних технічних рішень. Запропонований варіант модернізації приводу натискного механізму. Проведено аналіз конструкцій гайок гвинтових пар натискних механізмів. Встановлено що запропонована конструкція черв’ячної передачі витримує всі технологічні навантаження та є доволі надійною в експлуатації. Доведено, що обрана конструкція гайки гвинтової пари є стійкою до утворення вільних коливань системи в околиці положення їх стійкої рівноваги.

Ключові слова: ПРИВОД, НАТИСКНИЙ МЕХАНІЗМ, ЧЕРВ’ЯК, ГВИНТОВА ПАРА, ГАЙКА.

ABSTRACT

Huz E.A. Analysis and Improvement of Pressure Mechanism Components Design of the Rolling Mill 1680 with the Aim of Raising its Production Characteristics

Qualification final work for obtaining a higher education degree of a master’s degree in specialty 133 – Industrial engineering, scientific adviser Yo.K. Oginsky. Zaporozhye National University, Engineering Educational and Scientific Institute them. Yu.M. Potebni, Department of Metallurgical Equipment, 2021.

The analysis of the existing designs of pressing mechanisms of rolling mills is carried out, the advantages and disadvantages of the available technical solutions are

analyzed. A variant of modernization of the push mechanism drive is proposed. The analysis of the nut structures of screw pairs of pressure mechanisms is carried out. It was found that the proposed design of the worm gear withstands all technological loads and is sufficiently reliable in operation. It is proved that the chosen design of the screw nut is resistant to the formation of free vibrations of the system in the vicinity of their stable equilibrium position.

Key words: DRIVE, PRESSURE MECHANISM, WORM, SCREW PAIR, NUT.

АНОТАЦИЯ

Гузь Э.А. Анализ и усовершенствование конструкции узлов нажимного механизма прокатного стана 1680 с целью улучшения его производственных характеристик.

Квалификационная выпускная работа для получения степени высшего образования магистра по специальности 133 – Отраслевое машиностроение, научный руководитель И.К. Огинский. Запорожский национальный университет, инженерный учебно-научный институт им. Ю.М. Потебни, кафедра металлургического оборудования, 2020.

Проведен анализ существующих конструкций нажимных механизмов прокатных станов, проанализированы преимущества и недостатки имеющихся технических решений. Предложен вариант модернизации привода нажимного механизма. Проведен анализ конструкций гаек винтовых пар нажимных механизмов. Установлено, что предложенная конструкция червячной передачи выдерживает все технологические нагрузки и достаточно надежна в эксплуатации. Доказано, что выбранная конструкция гайки винтовой пары устойчива к образованию свободных колебаний системы в окрестности положения их устойчивого равновесия.

Ключевые слова: ПРИВОД, НАЖАВНЫЙ МЕХАНИЗМ, ЧЕРВЯК, ВИНТОВАЯ ПАРА, ГАЙКА.

Зміст

СКОРОЧЕННЯ ТА УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ 8
Вступ 9
1 ОГЛЯД І АНАЛІЗ НАУКОВО-ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ МЕХАНІЗМІВ ПРИВОДУ НАТИСКНОГО МЕХАНІЗМУ ПРОКАТНОГО СТАНУ ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ОБРАНОГО НАПРЯМКУ РОБОТИ 11
1.2 Аналіз структури вантажопотоків прокатного цеху в розрізі технологічного обладнання 15
1.3 Огляд технічних рішень спрямованих на модернізацію натискних механізмів прокатних клітей 20
1.4 Пропозиції щодо поліпшення технічних характеристик натискного механізму та обґрунтування обраного напрямку 28
2 РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА 31
2.1 Визначення зусилля прокатки 31
2.2 Розрахунок крутного моменту та потужності двигуна електропривода натискного механізму 34
2.3 Визначення крутного моменту та потужності двигуна електропривода натискного механізму з умови виходу з ладу одного із двигунів і погіршеному змащенню гвинтової пари 37
2.4 Розрахунок черв’ячної передачі 38
2.5 Розрахунок гвинтової пари натискного механізму на міцність та деформацію 44
2.6 Техніко–економічне обґрунтування впровадження запропонованої пропозиції модернізації в виробництво 48
3 ДОСЛІДНО–ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ЧАСТИНА 49
3.1 Огляд та аналіз конструкцій гвинтових пар натискного механізму 49
3.2 Аналіз можливостей дослідження напружено-деформованого деталей металургійного обладнання програмними комплексами 52

3.3 Дослідження напружено-деформованого стану гайки натискного механізму за допомогою методу скінчених елементів 54
4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА В ГАЛУЗІ 64
4.1 Оцінювання стану цеху гарячої прокатки з гігієнічної точки зору 64
4.2 Аналіз потенційних шкідливих факторів виробничого середовища 64
4.3 Технічні рішення по виробничій санітарії 66
4.3.1 Мікроклімат 66
4.3.2 Освітлення виробничих приміщень 67
4.3.3 Виробничий шум, виробнича вібрація 68
4.3.4 Виробничі випромінювання 69
4.4 Техногенна безпека 70
4.4.1 Електробезпека 70
4.4.2 Засоби пожежної безпеки 70
4.4.3 Ймовірність аварій та заходи щодо їх ліквідації 71
4.5 Розрахунок теплоізоляції кабіни спостереження й дистанційного керування 73
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ 80
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ 81
СПИСОК ГРАФІЧНОГО МАТЕРІАЛУ 86
ДОДАТКИ 87

СКОРОЧЕННЯ ТА УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ

ПАТ – публічне акціонерне товариство;

ЦГПТЛ – цех гарячої прокатки тонкого листа;

БШШС – безперервний широкоштабовий прокатний стан;

ЦХП **–** цех холодної прокатки;

САПР – система автоматизованого проєктування;

ВТК – відділ технічного контролю;

КПО – коефіцієнт природнього освітлення;

БНіП – будівельні норми і правила;

НПАОП – нормативно-правовий акт з охорони праці;

ГДК – гранично допустима концентрація;

ГДР – гранично допустимий рівень;

СН – санітарні норми;

КПО – коефіцієнт природної освітленості;

н.у. – нормальні умови

Вступ

Актуальною задачею, що стоїть перед металургійною промисловістю, є підвищення точності прокату та економія металу. Підвищення точності прокату йде одночасно зі створенням нових агрегатів та процесів, удосконаленням технології та обладнання, збільшенням обтиснень, швидкостей прокатки та підвищенням якості проката [1].

Для виконання технологічного процесу прокатки, робочий інструмент – валки – має займати певне положення по відношенню один до одного, задаючи таким чином товщину прокатуємого металу. Пристрій що виконує дані функції називається натискним механізмом.

Основне призначення натискного механізму – встановлення необхідного зазору між валками для забезпечення заданого обтиснення або розміру калібру по діаметру, що катає. Допоміжні функції − регулювання положення валків щодо рівня рольганга або валків інших клітей, а також усунення поздовжньої різнотовщинності на непреривних широкоштабових станах [2].

Штаба, що поступає до замовника, має бути без коробоватості та хвилястості, з мінімальними допусками по товщині вздовж всього рулону. Таким чином, питання йде про виробництво продукції з такою точністю, що може бути отримана лише при наявності вельми досконалих виконавчих механізмів, пристроїв та системи електропривода до них. До числа таких пристроїв в першу чергу відносяться натискні механізми, оптимальну конструкцію яких та якість їхньої роботи можна встановити, якщо з достатнім ступенем достовірності будуть встановлені закономірності змінення товщини штаби вздовж рулона, причини їхнього появлення та, відповідно, найбільш повно вивчені умови роботи механізму [3].

З огляду на відповідальність та важливість натискного механізму в технологічному процесі прокатки постає питання розробки якомога надійної та продуктивної, з точки зору виробничих показників, його конструкції та дослідження навантажень виникаючих в його вузлах при виконанні технологічних операцій.

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є дослідження роботи натискного механізму прокатного стану 1680 та удосконалення його конструкції.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- виконати аналіз раніше проведених досліджень в питаннях вдосконалення конструкції вузлів та деталей натискних механізмів робочих клітей;
- виконати розрахунок черв’ячної передачі;
- перевірити гвинтову пару натискного механізму на міцність та деформацію;
- за отриманими результатами обґрунтувати оптимальну конструкцію гайки гвинтової пари натискного механізма;
- дослідити напружено-деформований стан гайки натискного механізму за допомогою методу скінчених елементів в середовищі розрахункового комплексу тривимірного твердотільного моделювання КОМПАС-3D.

Предмет дослідження – конструктивні параметри натискного механізму прокатного стану 1680.

Об’єкт дослідження – гвинтова пара натискного механізму.

Апробація результатів роботи. Основні положення роботи доповідалися на: міжнародній науково-практичній конференції «Інформаційні технології в металургії та машинобудуванні» (Дніпро, НМетаУ, 2021). Опубліковано тези доповіді.

Структура та обсяг роботи. Кваліфікаційна робота складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел, додатків. Загальний обсяг роботи включає 89 сторінок, у тому числі 82 сторінки основного тексту, 12 рисунків, 7 таблиць, 45 найменувань використаних джерел на 5 сторінках, 2 додатки.

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

1 ОГЛЯД І АНАЛІЗ НАУКОВО-ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ МЕХАНІЗМІВ ПРИВОДУ НАТИСКНОГО МЕХАНІЗМУ ПРОКАТНОГО СТАНУ ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ОБРАНОГО НАПРЯМКУ РОБОТИ

1.1 Опис технологічного процесу виготовлення продукції цеху та місце в ньому прокатного стану

Тонколистовий стан зданий в експлуатацію 1 травня 1938 року. Безперервний тонколистовий стан гарячої прокатки “1680” виробничою потужністю 3,0 млн. тон у рік робить штабу товщиною 1,6-10,0 мм, шириною 1000-1500 мм, масою рулону до 16 тон.

Цех гарячої прокатки тонкого листа оснащений агрегатами для забезпечення поставки прокату в листах довжиною до 5850 мм й у рулонах – шириною від 1000 до 1500 мм із внутрішнім діаметром 750 мм.

Товщина гарячекатаного листа визначається споживачем у межах від 2,0 до 6,0 мм.

На трьох профилегібочних агрегатах виробляються більше 500 сортових (куточки, швелери й ін.) і спеціальних фасонних профілів з вуглецевої, низьколегованої й нержавіючої сталі з товщиною стінки від 1,0 до 7,0 мм і із шириною розгорнення профілю до 1450 мм.

Таблиця 1.1 – Геометричні розміри основних виробів цеху

Горячекатаний прокат	
лист	рулон
2,00...2…2,50×1000…1260×1800…4000	1,80...2…2,50×1000…1250
2,60...3…3,00×1000…1400×1800…5000	2,60...3…3,00×1000…1400
3,10...3…3,90×1000…1500×1800…5850	3,10...3…3,90×1000…1500
4,00...8…8,00×1000…1500×1800…5850	4,00...8…8,00×1000…1500

Сировиною для ЦГПТЛ є сляби, що поставляють із обтискного цеху.

При прокатці слябів на БШШС 1680 не вся маса сировини прокочується в лист, а частина йде у відходи, які виникають при аваріях на стані, при обрізці кінців листа ножицями перед чистовою групою клітей, а також вдруге обрізуються кінці листа після змотування листа в рулон. У ЦГПТЛ листовий метал відвантажують як у рулонах так й у пачках (лист порізаний на довжину, установлену замовником). Рулони відвантажують на подальший переділ у цехи холодної прокатки, а також замовникам. Пачки відвантажують тільки замовникам.

На безперервному тонколистовому стані БШШС 1680 листи прокочують винятково зі слябів, розміри яких коливаються в широких межах. Найбільша довжина слябів залежить від ширини застосовуваних нагрівальних печей і досягає 9200 мм, найменша 1800 мм. Ширина слябів становить 1500–1560 мм. Максимальна товщина сляба становить 160 мм.

Для підігріву слябів застосовують п’ятизонні методичні печі з керамічними рекуператорами для підігріву повітря до 850 ^{0}С. Печі опалюються сумішшю, природного та коксового газів, а також мазутом. Нормальна продуктивність печей при холодному всаді становить 95 т й 200 т при гарячому всаді. На стані встановлено 5 нагрівальних печей.

Першою кліттю стана є чорновий окалинозломлювач дуо з валками розміром 1100х2000 мм, після чого розташована кліть із вертикальними валками. Призначення цієї кліті – зменшення ширини сляба, що дозволяє скоротити сортамент слябів по ширині. Після чого встановлені чотири чорнові кліті кварто, з передньої сторони яких перебувають вертикальні валки розміром 850х450 мм для обтиснення крайок. Привод цих валків у кожної кліті здійснюється від електродвигуна постійного струму потужністю 750 кВт. Перед чистовою групою клітей установлені летучі ножиці барабанного типу для обрізки кінців прокату.

Чистова група клітей містить у собі окалинозломлювач і шість безперервних клітей кварто (рисунок 1.1). Швидкість прокатки в останній кліті стана досягає 10 м/с.

Сляб нагрітий до 1180–1200^{0}С по виходу з печей вкривається шаром окалини. Першою операцією при прокаті є видалення окалини, щоб вона не була загорнена в метал. Тому перша кліть стана представляє собою окалинозломлювач дуо з валками діаметром 950–1100 мм. Обтиснення в цій кліті становить 5–20 %, щоб окалина могла бути роздроблена, після чого вона видаляється водою під тиском від 100 до 120 атм.

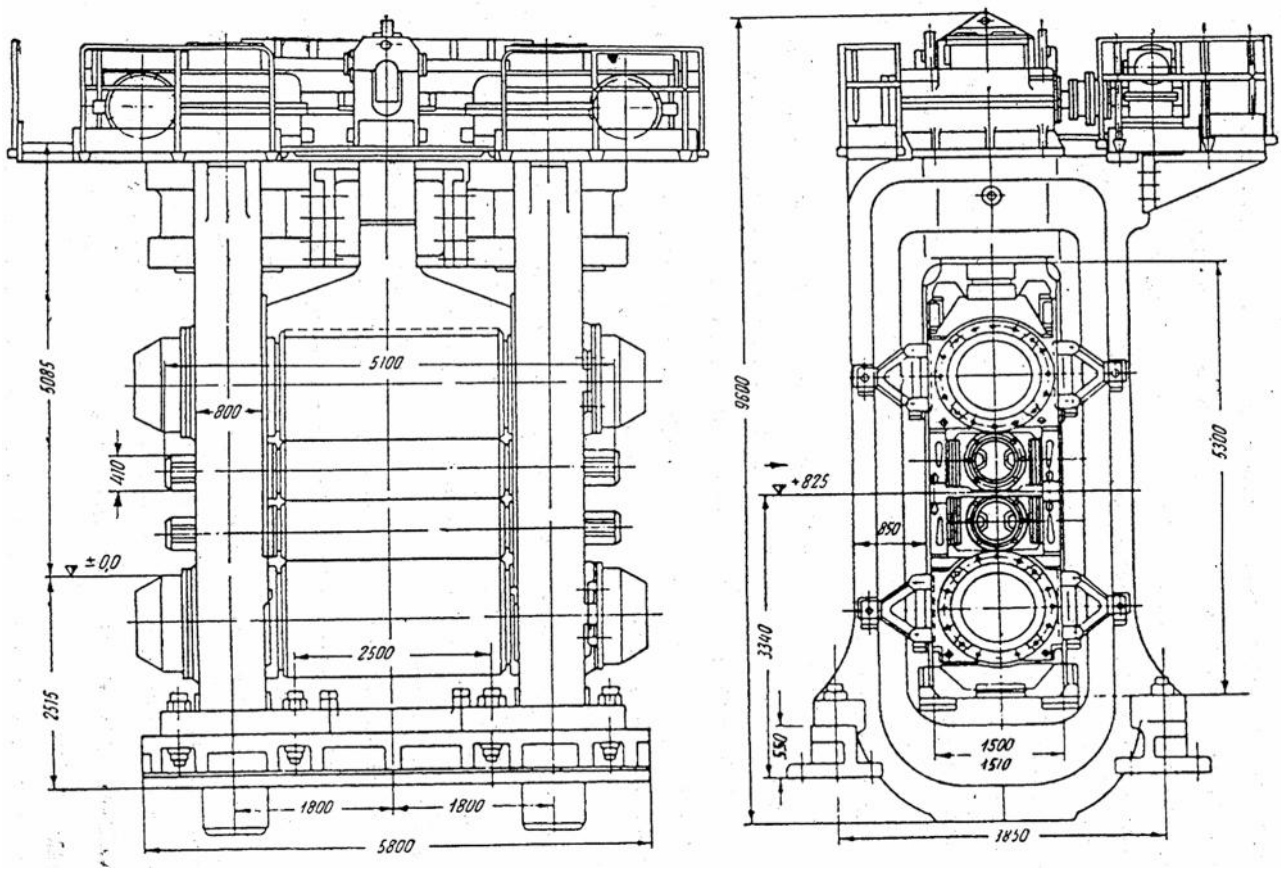


Рисунок 1.1 – Кліть кварто НТШС 1680

По виходу з окалинозломлювача метал надходить в уширювальну кліть, у якій метал розкочується завширшки або прокочується «на пряму». Перед наступними трьома чорновими клітями встановлено вертикальні валки для обтиснення бічних крайок.

Першою кліттю чистової групи є окалинозломлювач для видалення окалини, що утворилася під час прокатки в чорнових клітях. Перед входом у

чистову кліть кінці прокату обрізаються летючими ножицями. Обрізка кінців необхідна, так як кінці прокату після прокату в чорнових клітях виходять витягнуті. Якщо ці кінці не обрізати, то в чистових клітях кінці витягнуться ще більше. В зв’язку з тим, що у самого кінця метал сильно остигає, то він псує поверхню валків, а зубці, що вийшли з боку, заважають правильному завданню штаби у валки, а далі, після прокатки, в моталку. Далі штаба проходить шість чистових клітей кварто, у яких прокатка супроводжується утворенням невеликих петель, що перебувають під натяжкою, що забезпечує петлетримач.

Валки чорнових клітей приводяться від двигунів змінного струму, для чистових клітей – від двигунів постійного струму з регульованою швидкістю. Загальна потужність двигунів стана складає з 10 клітей близько 60 000 кВт.

Товщина й ширина штаби, що виходить з останньої чистової кліті, регулюється автоматично рентгенівським мікрометрами.

Після виходу з останньої кліті штаба направляється до моталок. На стані встановлені 3 моталки. Вони розташовані послідовно одна за іншою нижче рівня рольганга.

Штаба по рольгангу попадає в тягнучі ролики, які направляють, згинаючи штабу до барабана, за рахунок різниці діаметрів і верхній тягнучий ролик небагато зміщений уперед і має діаметр 700 мм, а нижній тягнучий має діаметр 400 мм. Штаба потрапляючи між першим формуючим роликом і барабаном закручується й робить перший виток навколо барабана. Після намотування 3–4 витків формуючі ролики віддаляються від барабана за допомогою пневмоциліндра через систему важелів. При закінченні змотування формуючі ролики знову притискаються до рулону, щоб не дати бити кінцем листа по машині. Барабан стискується й рулон знімається з барабана гідроштовхачем на кантувач. З кантувача рулон лягає на ланцюговий конвеєр і транспортується або на склад, або в ЦХП, або на обробні агрегати.

Вантажопотоки технологічного процесу виробництва штаби методом гарячої прокатки наведено на рисунку 1.2

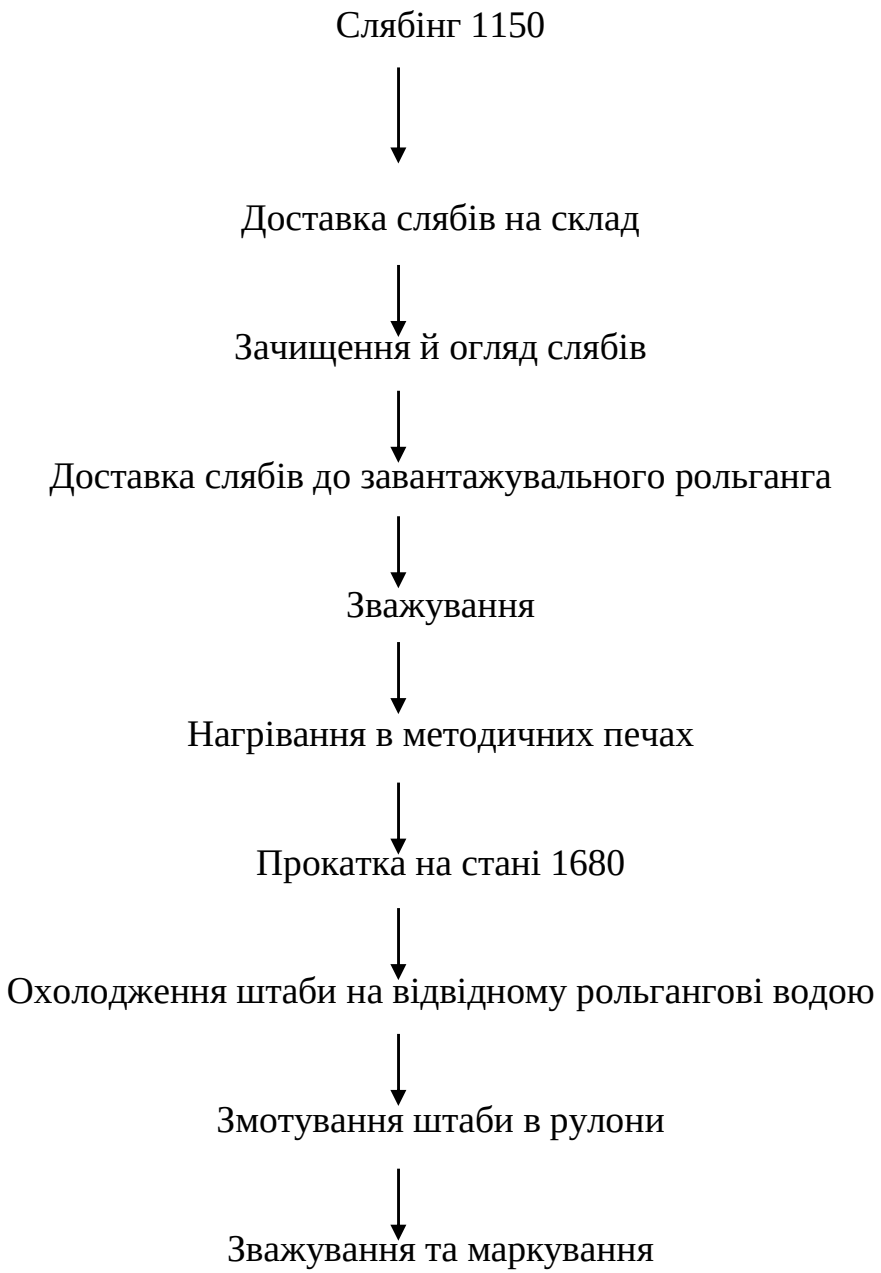


Рисунок 1.2 – Схема технологічного ланцюга виробництва гарячекатаної штаби

1.2 Аналіз структури вантажопотоків прокатного цеху в розрізі технологічного обладнання

Коротка характеристика основного устаткування безперервного широкоштабового стана гарячої прокатки “1680”. Стан складається із двох груп клітей:

- чорнова;

- чистова.

До складу чорнової групи входять:

- одна двовалкова кліть;

- чотири чотирьохвалкові (№1,2,3,4);

- три вертикальні кліті (№1,2,3).

До складу чистової групи входять:

- одна двовалкова кліть (чистовий окалинозлмлювач);

- шість чотирьохвалкових клітей (№5,6,7,8,9,10).

Коротка технічна характеристика основного устаткування безперервного широкоштабового стана гарячої прокатки “1680” наведено в таблиці 1.2

До складу допоміжного устаткування входять:

- лівий і правий рольганги зі шлеперними пристроями;
- летючі ножиці з додатковим устаткуванням для порізки гарячекатаної штаби на листи;
- ножиці з нижнім різом;
- намотувальний пристрій в лінії лівого рольганга;
- моталки №1,2,3,4,5 й 6;
- кантувач рулонів;
- душуюча установка;
- відвідний конвеєр;
- підйомно-поворотний стіл;
- ваги й прийомний рольганг.

Летучі ножиці призначені для різання штаби товщиною від 2 до 6 мм і шириною від 850 до 1500 мм на листи довжиною від 1500 до 6000 мм.

Коротка технічна характеристика летучих ножиць:

- зусилля різання, МН 1,06
- ухил ножів 1:263
- зазор між ножами, мм 0,125
- максимальне перекриття ножів, мм 6

– швидкість подачі штаби, м/хв 55,5...111,0
– діаметр роликів, що подають, мм 220
– ексцентриситет ротора, мм 245
– середнє число різів у хвилину 60

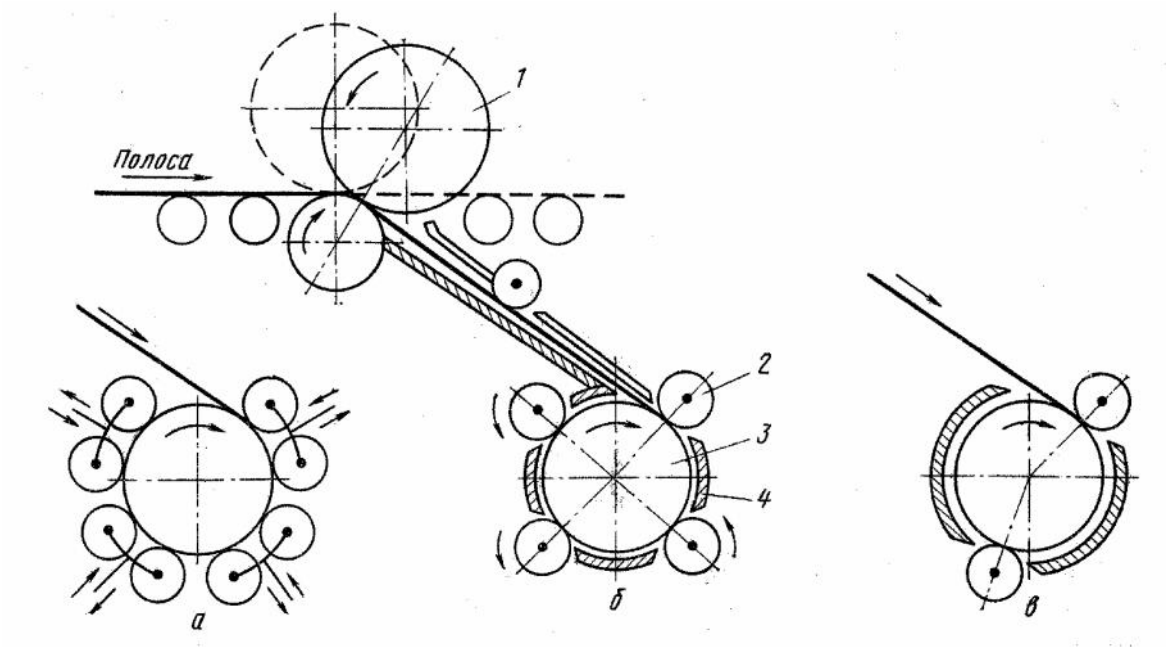
Таблиця 1.2 – Характеристика клітей НТЛС-1680

Кліті	Діаметр валків, мм		Довжина бочки валків, мм	Потужність двигунів, кВт	Рід струму	Відстань між клітями, м
	Робітників	Опорних				
Чорновий окалинозломлювач	900	----------	1680	3680	Змінний	6,25
Чорнова кліть №1	940	1320	2440	7360	Змінний	17,25
Чорнова кліть №2	850	1240	1680	7360	Змінний	15,35
Чорнова кліть №3	593	1240	1680	7360	Змінний	15,35
Чорнова кліть №4	593	1240	1680	7360	Змінний	17,35
Чистовий окалинозломлювач	700	---------	1680	1200	Постійний	47,65
Чистова кліть №5	610	1240	1680	7000	Постійний	6,6
Чистова кліть №6	610	1240	1680	7000	Постійний	5,5
Чистова кліть №7	610	1240	1680	7000	Постійний	6,1
Чистова кліть №8	610	1240	1680	7000	Постійний	5,8
Чистова кліть №9	610	1240	1680	7000	Постійний	5,6
Чистова кліть №10	610	1240	1680	7000	Постійний	5,8

Моталка барабанного типу (рис.1.1) призначені для створення натягу й змотування штаби в рулон:

– тип ролико-барабанні
– товщина штаби, що змотують, мм 1,7-9
– ширина штаби, що змотують,мм 720-1550
– максимальна вага рулону, кг 15000

– температура змотування штаби, ^{0}C 500-800
– швидкість змотування штаби, м/с 6-15
– заправна швидкість, м/с до 10
– діаметр барабана, мм 750
– довжина барабана, мм 2150
– потужність електродвигуна, кВт 610
– число обертів 210/450



1 - ролики, що подають, 2 - формуючі ролики, 3 - барабан, 4 - проводки

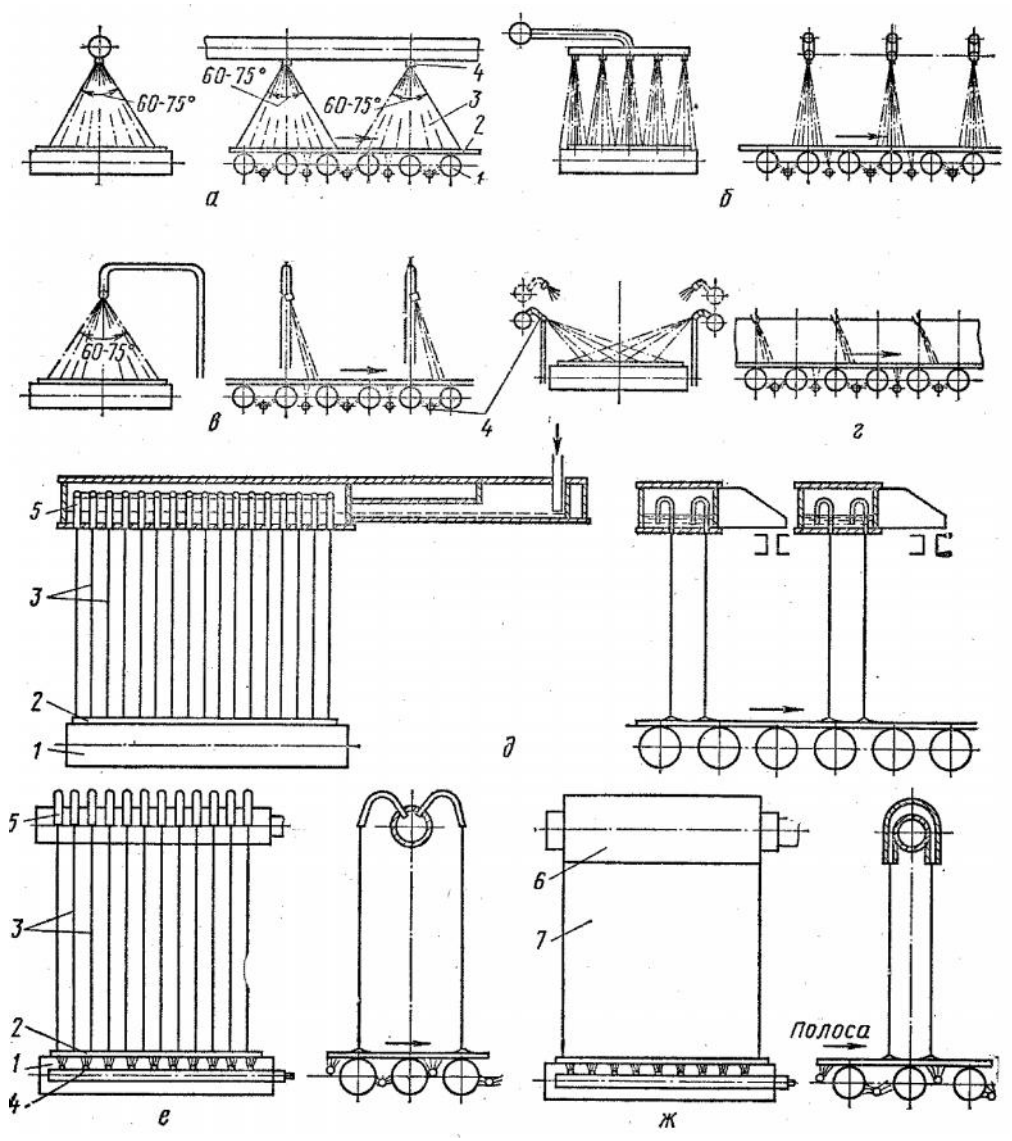
Рисунок 1.3 – Схеми барабанних моталок

Електро-тензометрична система зважування рулонів призначена для автоматичного зважування гарячекатаних рулонів з візуальним відліком ваги по шкалі циферблата й реєстрацією на паперовій стрічці:

– межі зважування, т 0,5-20
– допускаєма похибка +75
– кількість рулонів, що зважують одночасно, шт 1
– цикл зважування, с 20

– потужність електродвигуна, кВт 14

– хід вантажної платформи, мм 100



а-в - верхній і нижній зі струменевою подачею води;

г - бічний і нижній зі струменевою подачею води;

д - верхній з ламінарної (інерційної) і нижній зі струменевою подачею води;

е, ж - верхній з ламінарної і нижній зі струменевою подачею води;

1 - рольганг; 2 - охолоджувана штаба; 3 - окремі струмені води; 4 - сопла; 5 - сифонні трубки; 6 - сифонна камера; 7 - суцільний струмінь води (по ширині штаби)

Рисунок 1.4 – Схеми способів прискореного, охолодження штаби на станах гарячої прокатки

1.3 Огляд технічних рішень спрямованих на модернізацію натискних механізмів прокатних клітей

У цей час в прокатному виробництві різко зросли значення зусиль і крутних моментів, що діють на прокатні стани, підвищилася швидкість прокатки. Наслідком жорсткості умов роботи устаткування є зменшення терміну служби вузлів і деталей і збільшення числа аварійних поломок, що приводять до простоїв. Втрати прокатного виробництва від аварій досить великі. Аварійність прокатного устаткування приводить до простоїв, іноді великих, що порушують ритм роботи інших цехів. Тому збільшення терміну служби устаткування й зменшення числа поломок завдяки правильному урахуванню діючих навантажень і вибору оптимальних запасів міцності вузлів і деталей дозволяє одержати істотний економічний ефект [4].

Одним із найвідповідальніших вузлів прокатної кліті стана є натискний механізм від роботоздатності якого залежить продуктивність всього прокатного стана.

Щоб процес прокатки протікав нормально, валки повинні займати в робочій кліті певне положення. Для цього в кожній робочій кліті передбачені наступні механізми й пристрої:

а) вертикальної установки валків (натискні механізми);

б) осьової установки валків;

в) зрівноважування верхнього валка [5].

Установка валків у вертикальній площині на більшості станів здійснюється за допомогою спеціального механізму з натискними гвинтами, який називають також натискним. На всіх листових, штабових і обтискних станах положення нижнього валка з подушками й підшипниками в робочій кліті постійно. Тому розчин між валками регулюється переміщенням за допомогою натискного пристрою тільки верхнього валка [5].

На сортових двовалкових і тривалкових станах положення валків при прокатці не змінюється, необхідна відстань між ними, необхідне калібруванням валків, установлюють заздалегідь, при настройці стана [5].

На сортових двовалкових станах з метою збереження лінії прокатки на постійному рівні необхідна відстань між валками для прокатки заданого профілю встановлюють переміщенням верхнього й нижнього валків. На сортових тривалкових станах середній валок встановлюють нерухомо, а настроювання здійснюють переміщенням верхнього й нижнього валків [5].]

На тих станах, де положення верхнього валка повинне змінюватися після кожного проходу металу через валки (блюмінги, реверсивні чотирьохвалкові стани і т.д.), це переміщення відбувається під час пауз між проходами [5].

Очевидно, що з метою збільшення продуктивності стану час, затрачуваний на установку верхнього валка, повинен бути мінімальним. Тому переміщення верхнього валка повинне відбуватися з великою швидкістю (наприклад, на блюмінгах ця швидкість доходить до 250 мм/с). Однак на деяких станах, що прокочують тонкі листи і штабу, швидкість переміщення верхнього валка обмежується необхідною точністю установки валків у певному положенні, тому ця швидкість повинна бути дуже невеликою (на тонколистових чотирьохвалкових станах холодної прокатки вона становить ~ 0,1 мм/с) [5].

Крім того, швидкість переміщення натискних гвинтів залежить також від довжини шляху, який повинен пройти натискний гвинт при установці валка. Цей шлях на обтискних станах у багато разів більше, чим на листових і тонколистових станах. Тому з метою можливого скорочення пауз при прокатці швидкість переміщення натискних гвинтів в обтискних станів приймають більшою, ніж, наприклад, у листових станів [5].

На сортових станах, де валки встановлюють тільки при настроюванні стану, швидкість переміщення валків обмежується необхідною точністю їх настроювання [5].

Для забезпечення вертикальної установки валків в 4-х валкових клітях листових станів гарячої й холодної прокатки застосовуються три основні типи

натискних механізмів - електромеханічні, гідравлічні й гідромеханічні. Стосовно до клітей тонколистових станів усі три типи натискних пристроїв, в основному, тихохідні зі швидкістю переміщення натискного гвинта, або штока гідроцилындра в межах 0,05-2 мм/с. Що забезпечує установку положення верхніх валків у процесі прокатки для регулювання міжвалкового зазору [6].

Одним з недоліків електромеханічних натискних пристроїв є їхня більша інерційність: час розгону до максимальної швидкості не вдається зробити меншим 0,5÷1,0 с, а точність установки гвинтів − більш ± 0,02 мм. Швидкодія й точність гідравлічних натискних механізмів значно вище [2].

Гідравлічні натискні механізми складаються із двох гідроциліндрів, розташованих під підп’ятниками натискних гвинтів або під нижніми подушками (рис.1.5). Положення плунжерів 1 щодо циліндрів 2 контролюється датчиком ходу 3. Датчик тиску в гідроциліндрі може служити для виміру зусилля прокатки. Робоча рідина (мінеральне масло) подається в гідроциліндри 2 по трубопроводу 5 через сервоклапан 6 насосом 7. Живлення й скидання масла здійснюються за допомогою резервуара 9. Керування гідравлічним натискним механізмом проводиться мікропроцесором 10 [2].

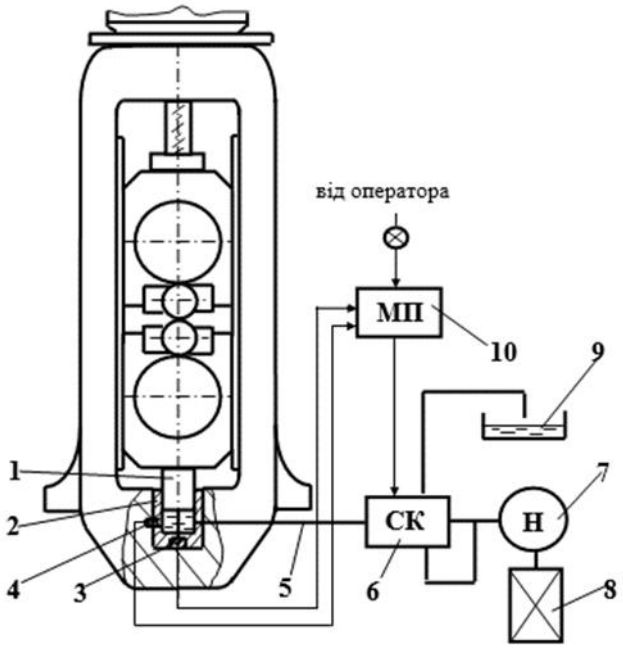


Рисунок 1.5 − Гідравлічний натискний механізм (позиції наведено в тексті)

Працює гідравлічний натискний механізм наступним чином. Під час паузи оператор встановлює необхідну величину зазору між валками. Мікропроцесор 10 подає сигнал на відкриття або закриття сервоклапана 6 і робоча рідина надходить у гідроциліндри 2 або йде з них, переміщаючи при цьому плунжери 1 доти, поки обмірюване датчиком 3 положення плунжера не стане рівним заданому. Масло подається в сервоклапан 6 насосом 7, який приводиться від електродвигуна 8. При скиданні тиску в гідроциліндрах 2 масло із сервоклапана надходить у резервуар 9 [2].

При захвату металу нижні валки «просідають», тому що модуль твердості масла невеликий. Цей рух практично миттєвий компенсується подачею масла через швидкодіючий сервоклапан 6 [2].

Значним недоліком роботи гідравлічних натискних механізмів являється доволі низька стійкість ущільнень гідроциліндрів, що обумовлено важкими, з точки зору температурних режимів, умовами роботи при гарячій прокатці штаби та листів.

В роботі [7] наведено гідромеханічний натискний пристрій, який дозволяє підвищити точність регулювання товщини штаби під час прокатки.

В запропонованому натискному механізмі прокатного стану, встановлені два співвісно натискним гвинтам поворотних від гідроциліндрів корпуса, що містять механізм установки міжвалкового розчину із двигуном, поворотні корпуси обладнено кривошипно-кулісними механізмами стабілізації міжвалкового розчину в процесі прокатки зі своїми двигунами, причому двигун механізму встановлення розчину виконаний з порожнім валом, через який пропущений вал двигуна механізму стабілізації, при цьому поворотні корпуси зв’язані між собою шарнірно закріпленою траверсою, з якою зв’язані гідроциліндри повороту корпусів.

Пристрій (рис.1.6) складається із двох рухливо закріплених до станини кліті й дзеркально подібних корпусів 1 і 2. Кожний корпус кінематично пов’язаний із гідравлічним приводом повороту, що включають гідроциліндри 3 і 4 і з’єднуючу корпуси траверсу 5. До кожного корпуса кріпиться електродвигун

6 з пустотілим ротором, пов’язаний з пустотілим валом 7. До кожного електродвигуна 6 кріпиться електродвигун 8, пов’язаний з валом 9, що проходять через пустотілий ротор двигуна 6 і пустотілий вал 7 заданим ексцентриситетом та мають у заданому місці кулачок 3.

На пустотілому валу 7 рухливо встановлена ведуча шестірня 10 і на шліцевій частині встановлено дві напівмуфти 11 і 12. Кінець пустотілого вала через шліци пов’язаний із кривошипним механізмом, у який вбудований кривошип 13 з керованим ексцентриситетом. Кривощип 13 входить у вікно лаштунки 14, яка рухливо встановлено на провідній втулці 15 та через шліци пов’язана з натискним гвинтом 16. На провідній втулці 15 на шліцах установлено дві напівмуфти 17 і 18 і ведена шестірня 19.

Перед початком настроювання кліті на задану товщину штаби, що прокочується, корпуси 1 і 2 за допомогою приводних гідроциліндрів 3 і 4 і траверси 5 встановлюються в середнє положення. Потім включаються двигуни 6 і 8, напівмуфти 11 і 12 замикаються на провідній шестірні 10, і обертання передається через ведену шестірню 19 і провідну втулку 15 на натискний гвинт. Після установки заданого міжвалкового розчину напівмуфти 11 і 12 розмикаються й замикаються напівмуфти 17 і 18 на кулісі 14. На кривошипі 13 кривошипного механізму за допомогою двигуна 8 і вала 9 формується заданий ексцентриситет за рахунок зміни кута положення роторів електродвигуна 8 щодо ротора електродвигуна 6.

Після установки заданого ексцентриситету в кривошипі 13 запускається головний привод кліті й приводяться в обертання валки кліті. Синхронізуючи оберти головного привода кліті й оберти двигунів 6 і 8 і погодивши по противофазам зміну міжвалкового розчину від ексцентриситету валків з хитанням гвинта 16, стабілізують міжвалковий розчин. Зміна міжвалкового розчину залежно від розвороту валків коректується відповідною зміною ексцентриситету кривошипа 13 шляхом повороту вала 9 з кулачком електродвигуном 8 на відповідний кут щодо пустотілого вала 7. Прогнозуючи засобами автоматики й обчислювальної техніки очікуване биття міжвалкового

розчину в залежності від ексцентриситету валків і їх положення, можна, плавно управляючи взаємним положенням роторів електродвигунів 6 і 8, з високою точністю стабілізувати міжвалковий розчин.

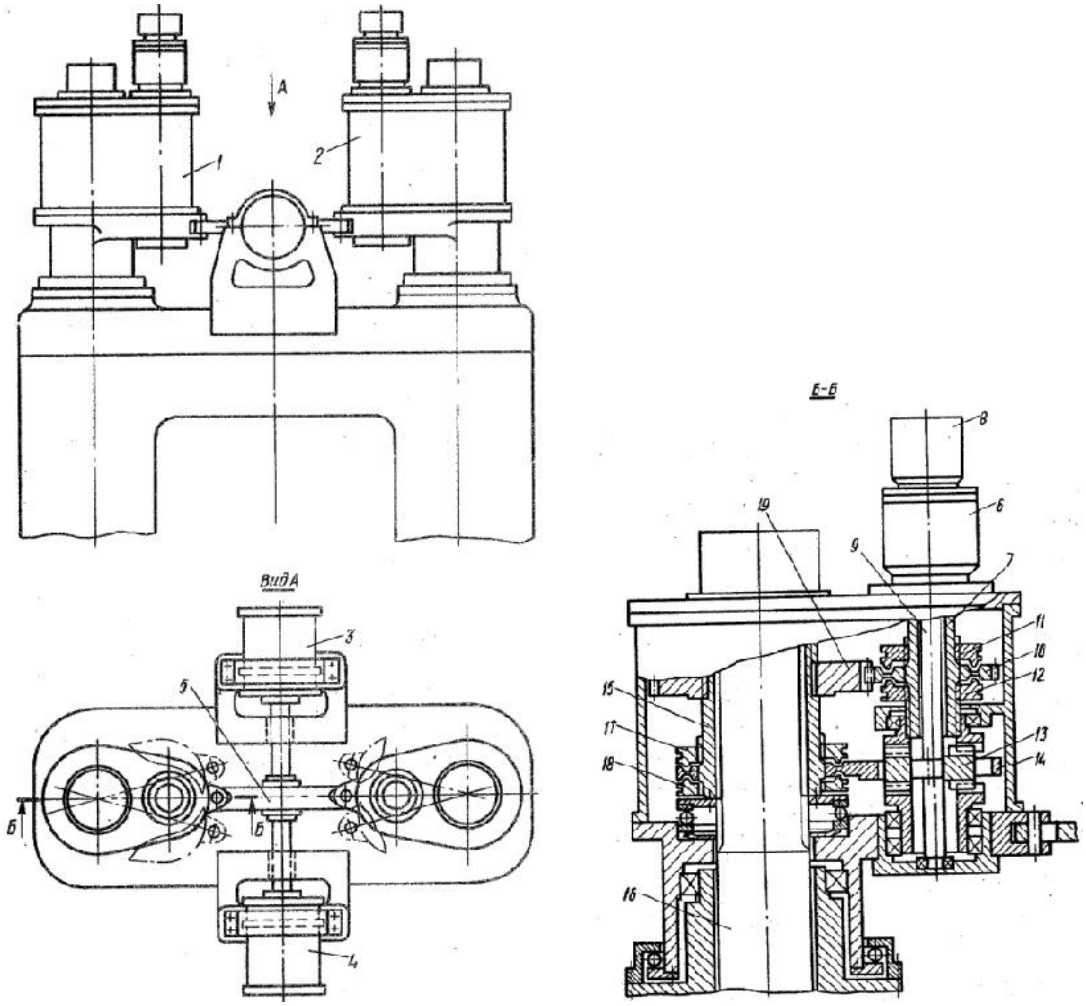


Рисунок 1.6 – Конструкція натискного механізма для забезпечення підвищеної точності прокатки штаби (позиції наведено в тексті)

Економічний ефект від впровадження даного устрою натискного механізму буде отримано завдяки зменшенню бракованої гарячекатаної штаби , так як виникають передумови по прокатці в більш точних допусках, що дозволить зменшити повздовжню різнотовщинність штаби. Але таке виконання не усуває недоліки гідравлічних натискних механізмів.

Залежно від швидкості переміщення валків і типу привода розрізняють наступні електромеханічні натискні механізми для установки верхнього валка:

1. Механізми з ручним приводом (збережені старі сортові стани, що працюють із постійним взаємним розташуванням калібрів; невеликі стани для гарячої прокатки тонких листів та штаби).

2. Швидкохідні механізми з електроприводом (блюмінги, слябінги, універсальні стани, товсто- і середньолистові стани, деякі сортові стани, що працюють із постійним взаємним розташуванням калібрів). Ці механізми забезпечують швидкість переміщення верхнього валка > 0,2...1,0 мм/с і застосовуються для станів з відносно великою висотою підйому верхнього валка, що доходить у сучасних обтискних станів до значення, що перевищує 1500 мм. Тому у всіх механізмах даного типу верхній валок переміщається за допомогою натискних гвинтів.

3. Тихохідні натискні механізми з електроприводом (стани дуо й кварто для холодної й гарячої прокатки листів і штаби). Висота підйому валків для цих механізмів – не більш 100...200 мм, а швидкість переміщення верхнього валка < 1,0...0,2 мм/с, що викликається необхідністю одержання малого значення окремого переміщення (до 0,01 мм),а також точної установки валків. Тихохідні натискні механізми мають громіздкі редуктори з передаточним числом 1500...2000. Як правило, електропривод – дводвигуновий, причому передбачається можливість роздільного руху гвинтів (між двома двигунами встановлюється електромагнітна сполучна муфта), що особливо необхідно для безперервних листопрокатних станів [8].

Для установки верхніх робочого й опорного валків при настроюванні стану, а також регулювання положення валків у кліті під час прокатки, робочі кліті безперервних листових станів обладнані електричними натискними механізмами. За умовами прокатки, коли розкат перебуває у валках, виникає необхідність у зміні обтиснень і в регулюванні положення валків у кліті. Це змушує розраховувати потужність натискного пристрою на подолання повного тиску металу на валки. Порівняно невелике вертикальне переміщення валків під

час настроювання й прокатки тонких листів, а також точність установки визначають малі швидкості підйому й опускання валків. Швидкість вертикального переміщення валків у безперервних листових станах рівна 0,1–0,2 мм/сек.

Механізм для установки валків складається із двох двигунів, з'єднаних між собою електромагнітною муфтою, і системи зубчастих передач. На рис.1.7 наведений загальний вид механізму для установки верхніх валків безперервного листового стану 1680. Загальне передатне відношення механізмів передачі – 1026; швидкість переміщення натискних гвинтів і, отже, валків становить 0,135 мм/сек. Можливість роздільного керування натискними гвинтами за допомогою відключення електромагнітної муфти дозволяє усувати перекіс валків під час прокатки й одержувати смугу більшої довжини, не скривлену в горизонтальній площині. Для запобігання від виходу гвинтів з гайок і поломок валків при настроюванні стану необхідна установка кінцевих вимикачів переміщення натискних гвинтів.

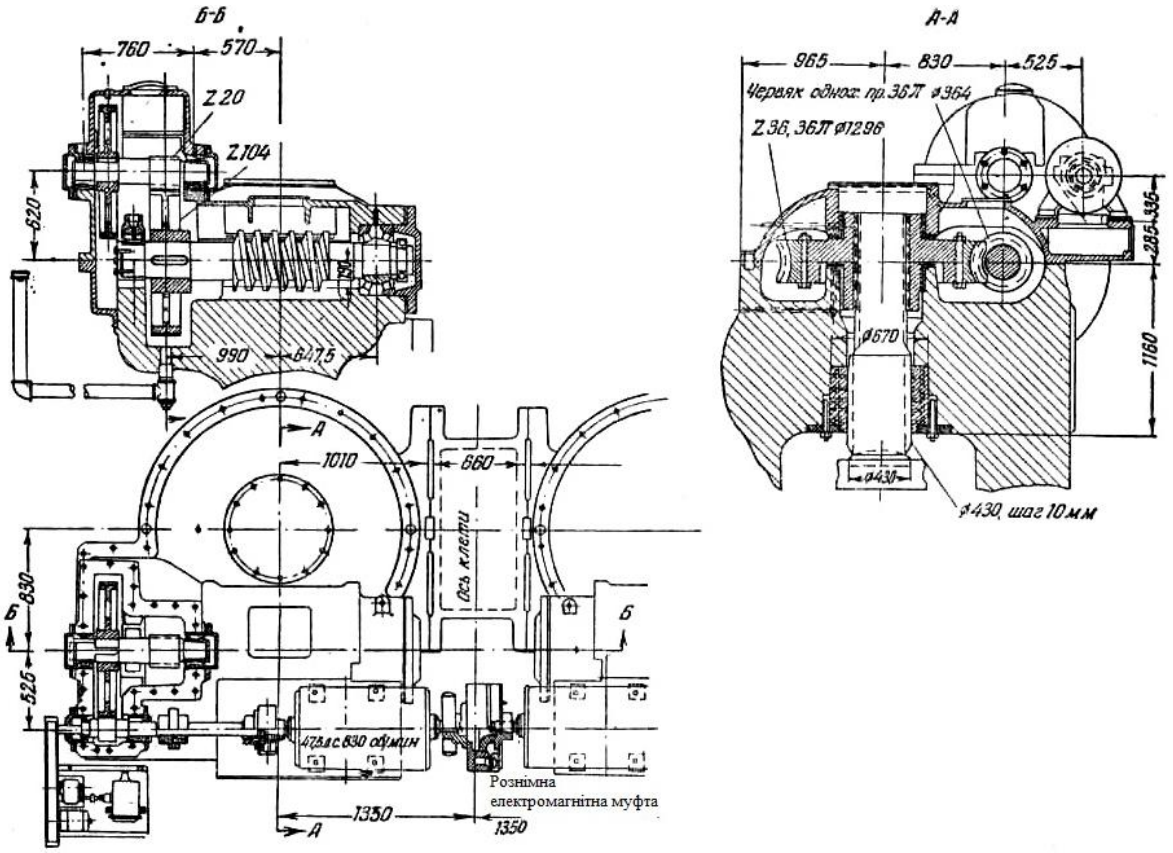


Рисунок 1.7 – Натискний механізм стану 1680

Для контролю величини зазору між валками і їх положення механізми установки валків обладнують продуктиметрами й у деяких випадках додатково циферблатами зі стрілками, установленими на кліті в кожного натискного гвинта з боку перевалки валків. Система передачі показань переміщення натискних гвинтів складається із двох сельсинів-передавачів і двох сельсинів-приймачів. Сельсини-передавачі зв’язані за допомогою циліндричної зубчастої передачі з одним із проміжних валів механізму установки валків і працюють як генератори, приводячи в рух сельсини-приймачі, розташовані, як правило, на станині робочої кліті, біля щита керування натискними гвинтами. Сельсини-приймачі зв’язані з лічильниками, що показують у міліметрах переміщення валків по вертикалі.

На деяких станах на головних постах керування чорновий і чистовий груп встановлюють дублюючі сельсини-приймачі, показання яких спостерігають оператори стану [9].

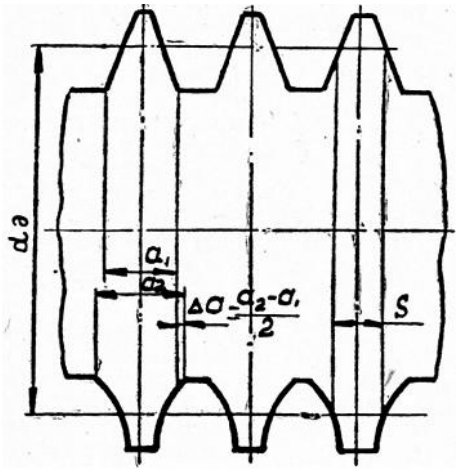
1.4 Пропозиції щодо поліпшення технічних характеристик натискного механізму та обґрунтування обраного напрямку

Із матеріалу викладеного в розділі 1.2 можна зробити висновок, що процес прокатки пов’язаний з великими навантаженнями й зусиллями, що виникають при пластичній деформації металу. Ці навантаження через робочі, опорні валки, підшипники валків передаються на натискні гвинти натискного механізму кліті прокатного стана. Зусилля прокатки досягають десятків меганьютон, а це вимагає високу міцність і надійність роботи всього натискного механізму в цілому.

З устаткування натискного механізму найбільш навантаженими елементами є натискний гвинт-гайка й черв’як разом із черв’ячним колесом, через що виникає необхідність постійного підвищення міцності й зносостійкості, підвищення ККД передач у зв’язку з постійно зростаючими навантаженнями. Все це вимагає нових рішень і модернізації використовуваного устаткування.

З огляду на вищесказане пропонується виконати заміну глобоїдної черв’ячної передачі на черв’ячну передачу з вігнутим профілем черв’яка, що по навантажувальній здатності не уступають глобоїдним передачам, але мають вищий ККД, за рахунок геометричних елементів що забезпечують гідродинамічний ефект. Дана передача побудована на основі циліндричного черв’яка, що має вігнутий профіль утворюючими гелікоіда, якого стали відповідно дуги окружності, еліпса, гіперболи та параболи. Такий черв’як, контактуючи з випуклою поверхнею зубів черв’ячного колеса, утворюють лінії контакта такої форми, при якій значно покращуються умови утворення масляного клина, який в свою чергу встановлює «вантажопідйомність» пари [10].

Запропонована передача має ряд переваг, так як в умовах повторно-короткочасного контакту, лімітуючими напруженнями варто рахувати – вигинаючі. На рис.1.6 в осьовому перерізі черв’яка представлена порівняльна оцінказбільшення закладення корня зуба черв’яка з новою геометрією в порівнянні зі звичайними циліндричними черв’яками.



a_1 – розмір корня витка в осьовому перерізі архімедова черв’яка;

a_2 – розмір корня витка в осьовому перерізі черв’яка з новою геометрією зачеплення;

Δ a – збільшення розміру закладення корня витка черв’яка з новою геометрією зачеплення в порівнянні з архімедовим черв’яком;

S – товщина витка в осьовому перерізі по діаметру ділильного кола.

Рисунок 1.8 – Порівняльна геометрія зачеплення з архімедовим черв’яком та вігнутим профілем

Таким чином, зростання навантажувальної здатності передачі, що працює в умовах повторно-короткочасного контакту, створює реальний резерв міцності для можливості зменшення ширини бронзового вінця черв’ячного колеса та перехода на менш дорогостоячі матеріали, використання чугунів та графітованої сталі в якості матеріалів вінців черв’ячних колес. Особливість технології виготовлення описаної пари заключається в тому, що достатньо, не змінюючи діючої технології виготовлення черв’ячної пари, замінити ріжучий інструмент (токарні різці та черв’ячну фрезу) на подібні, але уже з параметрами нової геометрії [10].

Збільшення навантажувальної здатності черв’ячної передачі дозволить підняти продуктивність обтискного стану, яка в свою чергу визначається швидкодією натискного пристрою. Разом з тим час роботи останнього пов’язано з інтенсивністю зношування гвинтових пар і їх терміном служби. Крім того, є ексцентрисистет геометричної осі гвинта стосовно осі обертання, внаслідок чого виникає биття й перекоси натискного гвинта в гайці. Вказані причини викликають появу інтенсивних зосереджених навантажень і локальних джерел тепла на робочих поверхнях витків різьби гвинта й гайки [11].

Випливаючи з цього великий інтерес викликає саме дослідження напруженого стану гайки натискного механізму.

РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА

2.1 Визначення зусилля прокатки

На станах із чотирьохвалковими клітями, що прокочують довгі штаби, для одержання заданої товщини штаби коректування обтиснення здійснюється на ходу, тому натискний механізм верхнього валка повинен бути розрахований на подолання повного зусилля, що діє на валки в процесі прокатки. [5]

Виконаємо зусилля прокатки виходячи з даних, отриманих при прокатці штаби в чистовій кліті за умови максимального навантаження від зусилля прокатки для першої кліті чистової групи.

Вихідними даними є:

H – товщина штаби до прокатки, H = 18,2 мм;

h – товщина штаби після прокатки, h = 11,6 мм;

B – ширина штаби, B = 1500 мм;

Δh – абсолютне обтиснення, Δh = 6,6 мм;

ε – відносне обтиснення, ε = 36 %;

V – швидкість прокатки V = 2,8 м/с;

Знаходимо зусилля прокатки з вираження [12]:

$$P = p_{ср} \cdot B \cdot l_д \cdot 10^{-6}, \qquad (2.1)$$

де $p_{ср}$ – середній тиск, визначений теоретичним шляхом, Н/мм^2;

$l_д$ – довжина дуги контакту, мм.

Довжину дуги контакту визначу з вираження [13]:

$$l_д = \sqrt{R \cdot \Delta h}, \qquad (2.2)$$

де R – радіус робочого валка, мм.

У розрахунках використовуємо радіус нового, не шліфованого валка.

$R_н$ = 310 мм

$$l_д = \sqrt{310 \cdot 6{,}6} = 45{,}23 \text{ мм}$$

Середній тиск розраховується як [14]:

$$p_{ср} = \sigma_{ср} \cdot \left(1 + 0{,}48 \cdot f_п \cdot \frac{l_д}{h_{ср}}\right), \quad (2.3)$$

де $\sigma_{ср}$ – опір металу деформації;

$f_п$ – коефіцієнт тертя, f = 0,22;

$h_{ср}$ – середня товщина штаби, $h_{ср}$ = 14,53.

Опір металу деформації (рис.2.1) можна знайти по формулі [15]:

$$\sigma_{ср} = \beta_Л \cdot \sigma_{Tσ} \cdot K_t \cdot K_\varepsilon \cdot K_u, \quad (2.4)$$

де $\beta_Л$ – коефіцієнт Лоде; $\beta_Л$ = 1;

$\sigma_{Tσ}$ – базисний опір металу деформації;

Kt – поправочний коефіцієнт, що враховує температуру;

Kε – поправочний коефіцієнт, що враховує ступінь деформації

Ku – поправочний коефіцієнт, що враховує швидкість деформації металу.

Для вуглецевих марок стали:

$$\sigma_{Tσ} = 90 \frac{Н}{мм^2}$$

$$K_t = 1{,}66 - 1{,}1 \cdot \left[\frac{t}{400} - 2\right]^{0{,}7}, \quad (2.5)$$

де t – температура металу, що прокочується, t =°1000 °С.

$$K_t = 1{,}66 - 1{,}1 \cdot \left[\frac{1000}{400} - 2\right]^{0{,}7} = 0{,}98$$

$$K_\varepsilon = 1 + 0{,}43 \cdot \left[1 - 6{,}3 \cdot (0{,}5 - \varepsilon)^2\right] \quad (2.6)$$

$$K_\varepsilon = 1 + 0{,}43 \cdot \left[1 - 6{,}3 \cdot (0{,}5 - 0{,}36)^2\right] = 1{,}37$$

$$K_u = 1{,}03 + 0{,}1 \cdot \left(\ln U - 2{,}3\right)^{1{,}5}, \quad (2.7)$$

де U – швидкість деформації металу [15]:

$$U = \frac{V}{l_д} \cdot \frac{\Delta h}{H} \quad (2.8)$$

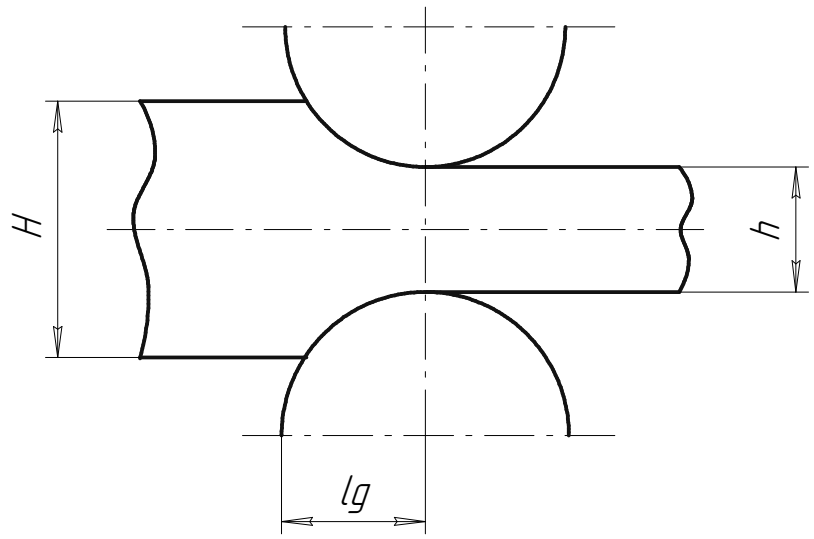


Рисунок 2.1 – До розрахунку деформації металу при прокатці

Підставивши відомі значення в (2.8), одержимо

$$U = \frac{2,8}{45,23 \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{6,6 \cdot 10^{-3}}{18,2 \cdot 10^{-3}} = 22,4\ с^{-1}$$

$$K_u = 1,03 + 0,1 \cdot (\ln 22,4 - 2,3)^{1,5} = 1,1$$

Підставивши отримані значення в (2.4), одержимо

$$\sigma_{ср} = 1 \cdot 90 \cdot 0,98 \cdot 1,37 \cdot 1,1 = 133\ \frac{Н}{мм^2}$$

Підставивши отримані значення в (2.3), одержимо

$$p_{ср} = 133 \cdot \left(1 + 0,48 \cdot 0,22 \cdot \frac{45,23}{14,53}\right) = 177\ \frac{Н}{мм^2}$$

$$P = 177 \cdot 1500 \cdot 45,23 \cdot 10^{-6} = 12\ МН$$

Теоретично зусилля прокатки рівняється 12 МН, але на практиці встановлене зусилля прокатки 12,2 МН, його й будемо приймати за розрахункове.

2.2 Розрахунок крутного моменту та потужності двигуна електропривода натискного механізму

Для приведення в обертання натискного гвинта, коли на нього (по поверхні п’яти) діє тиск, до верхнього кінця натискного гвинта необхідно прикласти певний крутний момент, який можна підрахувати по формулі [16]:

$$M_В = P_В \left[\mu_п \frac{d_п}{3} + \frac{d_{СР}}{2} tg(\psi + \varphi)\right], \qquad (2.9)$$

де $P_В$ – зусилля, що діє на натискний гвинт, $P_В$=P/2=12,2/2=6,1МН;

$d_п$ – діаметр п'яти натискного гвинта, $d_п = 0{,}390$ м;

$\mu_п$ – коефіцієнт тертя в п'яті, $\mu_п = 0{,}10$;

$d_{СР}$ – середній діаметр різьблення натискного гвинта, $d_{ср} = 0{,}425$ м;

ψ – кут підйому гвинтової лінії, $\psi = 0{,}429^0$;

φ – кут тертя в різьбленні, розрахований по формулі

$$\varphi = \operatorname{arctg}\left(\frac{f}{\cos\gamma}\right), \qquad (2.10)$$

де f – коефіцієнт тертя в різьбленні між натискною гайкою й гвинтом;

f=0,04;

γ – кут профілю нахилу різьблення; γ =15;

$$\varphi = \operatorname{arctg}\left(\frac{0{,}04}{\cos 15°}\right) = 2{,}37°$$

У тонкоштабових станах верхній валок установлюють під час процесу прокатки, тобто при повному тиску металу на валки. У цьому випадку на один натискний гвинт буде діяти зусилля, рівне половині тиску при прокатці, тоді

$$М_в = 6{,}1\left[0{,}10\,\frac{0{,}390}{3} + \frac{0{,}425}{2}\operatorname{tg}\left(0{,}429^0 + 2{,}37^0\right)\right] = 0{,}1426 \text{ МН} \cdot \text{м}$$

Визначивши крутний момент, необхідний для обертання натискного гвинта, можна потім визначити й потужність двигуна, необхідну для привода всього натискного механізму. Внаслідок того, що швидкість переміщення натискного гвинта задана, то обертальний момент двигуна для привода гвинта можна визначити по формулі

$$M_{дв} = \frac{M_в}{i \cdot \eta}, \qquad (2.11)$$

де i – передаточне число привода від двигуна до гвинта, i=1026

η – ККД передачі від двигуна до гвинта, $\eta = 0{,}70$

$$M_{дв} = \frac{0{,}1426}{1026 \cdot 0{,}7} = 199 \cdot кН$$

Потужність двигуна буде дорівнювати [17]:

$$N_{дв} = M_{дв} \cdot \omega_{дв}, \qquad (2.12)$$

де $\omega_{дв}$ – кутова швидкість 1/с;

$n_{дв}$ – число обертів двигуна, $n_{дв}$=565 хв$^{-1}$

$$\omega_{дв} = \frac{\pi}{30} n_{дв} \qquad (2.13)$$

$$\omega_{дв} = \frac{3{,}14 \cdot 565}{30} = 59{,}13\ с^{-1}$$

$$N_{дв} = 199 \cdot 10^3 \cdot 59{,}13 = 118\ кВт$$

Для привода натискних гвинтів установлені два електродвигуни типу ДП-62 загальною потужністю 2х62=124 кВт; $n_{дв}$=565 хв$^{-1}$; m=1850 кг [17].

2.3 Визначення крутного моменту та потужності двигуна електропривода натискного механізму з умови виходу з ладу одного із двигунів і погіршеному змащенню гвинтової пари

Вихідні дані для розрахунку

P_B=P=12,2МН; $d_п = 0{,}390$ м; $\mu_п = 0{,}10$; $d_{ср} = 0{,}425$ м; $\psi = 0{,}429^0$; f=0,14;γ=15°.

Відповідно до формул (2.9) та (2.10), одержимо:

$$\varphi = \text{arctg}(\frac{0{,}16}{\cos 15°}) = 8{,}24°$$

$$M_в = 12{,}2\left[0{,}10\,\frac{0{,}390}{3} + \frac{0{,}425}{2}\,\text{tg}\left(0{,}429^0 + 8{,}24^0\right)\right] = 0{,}27 \text{ МН} \cdot \text{м}$$

Визначивши крутний момент, необхідний для обертання натискного гвинта, можна потім визначити й потужність двигуна, необхідну для привода всього механізму. Внаслідок того, що швидкість переміщення натискного гвинта задана, то обертальний момент двигуна для привода гвинта можна визначити по формулі (2.11):

$$M_{дв} = \frac{2 \cdot 0{,}27}{1026 \cdot 0{,}70} = 0{,}77 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

$$N_{дв} = 0{,}77 \cdot 59{,}13 = 45{,}6 \text{ кВт}$$

З розрахунку видно, що робота натискного механізму при одному робочому двигуні й погіршеному змащенні гвинтової пари можлива.

2.4 Розрахунок черв’ячної передачі

Черв’ячна передача є завершальною в процесі передачі зусилля на натискний гвинт, тому від якості її роботи залежить робота всього механізму в цілому.

Основними видами поломок у черв’ячній передачі є заїдання й зношування [18]. Підвищення температури може понизити противозадирні властивості мастильного матеріалу, що сприяє заїданню й появі задирів, прискорює зношування. У передачах з меншою міцністю виникає викрашування активної поверхні зубів, рідше – витків.

Причиною таких поломок є концентрація навантажень в наслідок неточності монтажу й деформації підшипників, корпуса передачі [19].

Під впливом контактних напружень на активну поверхню зубів виникає зношування. Цьому сприяє зменшення в’язкості мастильного матеріалу при надмірному нагріванні передачі. Поруч із цим явищем, часто зуби й частки витків відламуються під дією напружень вигину, і їхні активні поверхні зношуються [20].

Поруч з усіма цими недоліками черв’ячна передача володіє рядом переваг [21] :

- компактність;
- безшумність;
- самогальмування;
- надійність і простота обслуговування;
- велике передатне відношення.

Недолік – ковзання уздовж гвинтової лінії витка, що приводить до більших втрат потужності, це обмежує їх застосування для передачі великих навантажень і вимагає застосування високоякісної бронзи, що підвищує вартість передачі.

У зв’язку із цими обставинами, загальні напрямки підвищення якісних показників черв’ячної передачі наступні: зменшення швидкостей ковзання, підвищення якості контактуючих поверхонь, зменшення коефіцієнта тертя в

зачепленні, підбір відповідних сортів і в'язкості мастильних матеріалів, підвищення жорсткості валів. [22]

Іншим шляхом є вдосконалення геометрії зачеплення з метою підвищення наведеного радіуса кривизни й досягнення великого кута між контактною лінією й вектором швидкості ковзання. Цими властивостями відрізняються черв'ячні передачі з увігнутим профілем витків: навантажувальна здатність таких черв'ячних передач може бути підвищена на 30-50 %, чим у звичайної черв'ячної передачі.

Сили в зачепленні, розглянуті прикладеними в полюсі зачеплення, зручно задавати трьома взаємно перпендикулярними складовими.

Окружна сила на колесі, рівна осьовій силі на черв'яку (F_{a1}) (рис.2.2)

$$F_{t2} = 2T_2 / d_2, \qquad (2.14)$$

де T_2 – крутний момент на колесі, $T_2 = 0{,}57$ МН·м;

d_2 – ділильний діаметр колеса, d_2=1,296 м.

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot 0{,}57}{1{,}296} = 0{,}88 \text{ МН}$$

Аналогічно, згідно розрахункової схеми (рис.2.2) окружна сила на черв'яку, рівна осьовій силі на колесі (F_{a2}),

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1}, \qquad (2.15)$$

де T_1 – крутний момент на черв'яку, $T_1 = 0{,}0217$ МН·м;

d_1 – ділильний діаметр черв'яка, $d_1 = 0{,}364$ м.

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 0{,}0217}{0{,}364} = 0{,}119 \text{ МН}$$

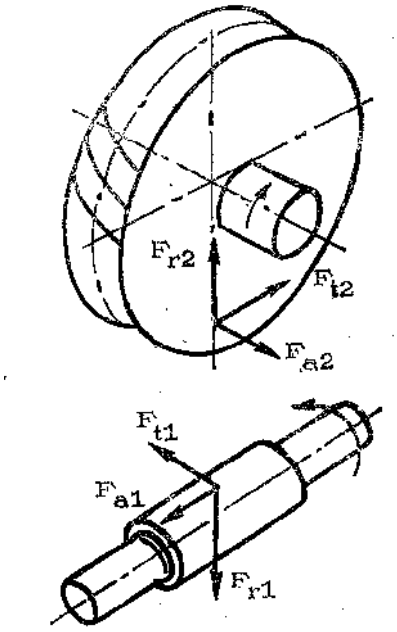


Рисунок 2.2 – Сили в черв'ячному зачепленні

Радіальна сила, що розсовує черв'яка й колесо,

$$F_{r1} = F_{t2} \operatorname{tg}\alpha, \tag{2.16}$$

де $\alpha -$ кут профілю, $\alpha = 20°$;

$F_{r1} = 0{,}88 \cdot \operatorname{tg} 20° = 0{,}320$ МН

Контактні напруження при сталевому черв'яку й бронзовому колесі [23]:

$$\sigma_H = 5300 \frac{q}{Z_2} \sqrt{\left(\frac{\frac{Z_2}{q} + 1}{a_W} \right)^3 K_\beta K_\nu T_2} \le [\sigma_H], \tag{2.17}$$

де Z_2 – число зубів колеса, Z_2=36;

q – коефіцієнт діаметра черв'яка, q=10;

a – міжосьова відстань, a=0,830 м;

K_β – коефіцієнт нерівномірності навантаження, $K_\beta = 1{,}1$

K_v – коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження, K_v=1,3

T_2 – момент на черв'ячному колесі, $T_2 = 0{,}57$ МН · м;

$[\sigma_H]$ – допустиме контактне напруження.

Контактне напруження, що допускається для черв'ячного колеса, виготовленого із чавуну СЧ 28-48, $[\sigma_H]$=280 МПа.

$$\sigma_H = 5300\frac{10}{36}\sqrt{\left(\frac{\frac{36}{10}+1}{0{,}830}\right)^3 \cdot 1{,}1 \cdot 1{,}3 \cdot 0{,}57 \cdot 10^6} = 19{,}8 \text{ МПа} < 280 \text{МПа}$$

Умова виконується, контактна міцність забезпечена.

Розрахунок на вигин для черв'ячних передач є перевірочним і ведеться по колесу [24]:

$$\sigma_F = \frac{Y_F K F_{t2} \cdot \cos\gamma}{1{,}3 m^2 q} \le [\sigma_F], \qquad (2.18)$$

де Y_F – коефіцієнт форми зуба; Y_F=1,45;

K – коефіцієнт навантаження, K=1,43;

F_{t2} – окружна сила на колесі, F_{t2}=0,88 МН;

γ – кут підйому лінії витка, $\gamma = 5^0 38'$;

m – модуль зачеплення, m=0,036 м;

q – коефіцієнт діаметра черв'яка, q=10;

$[\sigma_F]$ – допустиме напруження вигину.

Допускаємі напруження вигину для чавуну СЧ 28-48 [25]:

$$[\sigma_F] = 0{,}25\sigma_T + 0{,}08\sigma_B \qquad (2.19)$$

$$\sigma_T = 220 \text{ МПа};\ \sigma_B = 700 \text{ МПа},$$

$$[\sigma_F] = 0{,}25 \cdot 220 + 0{,}08 \cdot 700 = 111 \text{МПа}$$

$$\sigma_F = \frac{1{,}45 \cdot 1{,}43 \cdot 0{,}88 \cdot \cos 5°38'}{1{,}3 \cdot (0{,}036)^2 \cdot 10} = 107 \text{ МПа} < 111 \text{ МПа}$$

Умова виконується. Міцність забезпечена.

Міцність тіла черв'яка розраховується по формулі [26]:

$$\sigma_{F1} = \frac{M_E}{0{,}1d_{f1}^3} \le [\sigma_{F1}], \qquad (2.20)$$

де M_E – еквівалентний згинальний момент,

d_{f1} – діаметр западин черв'яка, d_{f1}=0,277 м.

$[\sigma_{F1}]$ – допустиме напруження вигину, $[\sigma_{F1}]$=115 МПа.

$$M_E = \sqrt{M_F^2 + T_1^2}, \qquad (2.21)$$

де M_F – сумарний згинальний момент;

T_1 – крутний момент на черв'яку, T_1=0,0217 МН·м;

$$M_F = \sqrt{(F_{t_1}\frac{l}{4})^2 + (F_{r1}\frac{l}{4} + F_{t_2}\frac{d_1}{4})^2}, \qquad (2.22)$$

де F_{t1} – окружна сила на черв'яку, F_{t1} = 0,119 МН ;

F_{t2} – окружна сила на колесі, F_{t2}=0,88 МН;

F_{r1} – радіальна сила, що розсовує черв'яка й колесо, $F_{r1} = 0{,}320$ МН;

l – відстань між опорами черв'яка, l=1,636 м;

d_1 – ділильний діаметр черв'яка, $d_1 = 0{,}364$ м.

$$M_F = \sqrt{\left(\frac{0{,}119 \cdot 1{,}636}{4}\right)^2 + \left(\frac{0{,}320 \cdot 1{,}636}{4} + \frac{0{,}88 \cdot 0{,}364}{4}\right)^2} = 160 \text{ кН м}$$

$$M_E = \sqrt{160^2 + 21{,}7^2} = 161 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

$$\sigma_{F1} = \frac{161000}{0{,}1 \cdot 0{,}277^3} = 75 \text{ МПа} < 115 \text{ МПа}$$

Умова виконується. Міцність забезпечена.

При недостатній жорсткості прогин черв'яка великий. Це порушує правильність зачеплення й погіршує умови роботи. Щоб уникнути цього, необхідно розрахувати величину прогину черв'яка й зрівняти її із припустимою.

$$f = \frac{l^3 \sqrt{F_r^2 + F_{t1}^2}}{48 \cdot E \cdot I_{пр}} \le [f], \qquad (2.23)$$

де E – модуль пружності матеріалу черв'яка, $E = 2{,}15 \cdot 10^5$ МПа;

$I_{пр}$ – наведений момент інерції перетину черв'яка;

[f] – припустимий прогин.

$$[f] = (0{,}010 \div 0{,}005) \cdot m \qquad (2.24)$$

$$[f] = (0{,}010 \div 0{,}005) \cdot 36 = 0{,}36 \div 0{,}18 \text{ мм}$$

$$I_{пр} = \frac{\pi \cdot d_{f1}^4}{64} \cdot \left(0{,}375 + 0{,}625 \frac{d_{a1}}{d_{f1}}\right), \qquad (2.25)$$

де d_{f1} – діаметр западин черв'яка, d_{f1}=0,277 м.

d_{a1} – діаметр вершин витків черв'яка, d_{a1} = 422 мм

$$I_{пр} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}277^4}{64} \cdot \left(0{,}375 + 0{,}625 \cdot \frac{0{,}422}{0{,}277}\right) = 3{,}84 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4$$

Отримані значення підставляю в вираження 2.23:

$$f = \frac{1{,}636^3 \cdot \sqrt{0{,}320^2 + 0{,}119^2}}{48 \cdot 2{,}15 \cdot 10^5 \cdot 3{,}84 \cdot 10^{-4}} = 0{,}00348 \cdot 10^{-4} \text{ м}$$

Отримані значення прогину f = 0,000348 мм менше припустимого [f]=0,18...0…0,36мм, отже, умова жорсткість виконана.

2.5 Розрахунок гвинтової пари натискного механізму на міцність та деформацію

Основним критерієм працездатності гвинтової передачі є зносостійкість, яка оцінюється по величині середнього тиску $\rho_{СР}$ між витками гвинта й гайки [27]:

$$\rho_{СР} = \frac{P_В}{\pi \cdot d_2 \cdot h \cdot z} =\leq [\rho_{СР}], \qquad (2.26)$$

де P_o – осьове зусилля на гвинті, так як в приводі натискного механізму присутні два натискних гвинта, то кожен з них сприймає половину зусилля прокатки, тобто P_o=12,2/2=6,1·10^6 Н;

d_2 – середній діаметр різьблення, d_2=444 мм;

h – робоча висота профілю різьблення:

$$h=\Psi_h \cdot t, \text{ мм} \qquad (2.27)$$

де t – крок різьблення, t=48 мм;

Ψ_h – коефіцієнт відносної висоти профіля різьби, для упорної різьби Ψ_h=0,75 [28];

$$h=0,75 \cdot 48=36 \text{ мм}$$

z – кількість витків різьби в гайці:

$$z=\frac{H}{t} \qquad (2.28)$$

де H=750 мм –висота гайки (рис.2.1)

$$z=\frac{750}{48}=15,6$$

$[\rho_{ср}]$ – припустимий середній тиск, $[\rho_{ср}]$=8 МПа. [28]

Підставивши розрахован за формулами (2.27)-(2.28) числові значення в формулу (2.26) одержимо:

$$\rho_{СР}=\frac{6,1 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 444 \cdot 36 \cdot 15,6}=7,79 \text{ МПа} \le [\rho_{СР}]=8 \text{ МПа}$$

Умова зносостійкості виконується.

Перевіряємо умову міцності гвинта, навантаженого осьовою силою P_B і обертаючим моментом [24]:

$$\sigma_E=\sqrt{\sigma^2+3 \cdot \tau^2} \le [\sigma_{ст}], \qquad (2.29)$$

де σ_E – напруження стиску;

τ – дотичне напруження;

$[\sigma_{ст}]$ – допустиме напруження стиску, $[\sigma_{ст}]$=300 МПа для сталі 40Х.

$$\sigma = \frac{P_B}{A}, \tag{2.30}$$

де А – площа поперечного перерізу гвинта (по западинам), А=0,1307 м^2.

$$\sigma = \frac{6,1}{0,1307} = 46,7 \text{ МПа}$$

$$\tau_{КР} = \frac{M}{W}, \tag{2.31}$$

де М – обертаючий момент на гвинті, M_B=0,1426 МН·м;

W – момент опору поперечного переріза гвинта

$$W = 0,1 \cdot d_1^3, \tag{2.32}$$

де d_1 – діаметр западин гвинта, d_1=0,408 м.

$$W_{КР} = 0,1 \cdot 0,408^3 = 0,00679 \text{ м}^3$$

$$\tau_{КР} = \frac{0,1426 \cdot 10^9}{0,00679 \cdot 10^9} = 21 \text{ МПа}$$

Отримані значення підставляємо в (2.29)

$$\sigma_E = \sqrt{46,7^2 + 3 \cdot 21^2} = 59,2 \text{ МПа} \le [\sigma_{ст}] = 300 \text{ МПа}$$

Умова міцності гвинта виконується.

Згідно досліджень Н.Є. Жуковського навантаження по витках гайки розподіляється таким чином: на перший виток діє 34 % повного навантаження на гайку, на другий виток – 23%, на третій – 15% і на десятий виток близько 1%. Таким чином, тіло гайки на висоті першого витка навантажене зусиллям рівним 0,34Р (де Р — повне навантаження на гайку), на висоті другого витка 0,34Р+0,23Р=0,57Р и т.д. Тоді повна пружна деформація гайки буде дорівнювати [30]:

$$\delta = \frac{P \cdot (h - 1{,}87 \cdot h_p)}{\pi \cdot (D_з^2 - D_в^2) \cdot E_1}, \text{ мм} \qquad (2.33)$$

де Р – навантаження на гайку, Н;

h – висота гайки, мм;

$h_р$ – крок різьби гайки, мм;

$D_з$ – зовнішній діаметр гайки, мм;

$D_в$ – внутрішній діаметр гайки (по западинам різьби), мм;

E_1 – модуль пружності першого роду для матеріала гайки. Для бронзи марки БрАЖ 9-4 $E_1=1{,}16 \cdot 10^5$ МПа [30].

$$\delta = \frac{6{,}1 \cdot 10^6 \cdot (750 - 1{,}87 \cdot 48)}{3{,}14 \cdot (680^2 - 480^2) \cdot 1{,}16 \cdot 10^5} = 0{,}047 \text{ мм}$$

Що припустимо для даних умов роботи

Для створення надійних і міцних машин з мінімальною масою інженери повинні мати у своєму розпорядженні достовірні дані про дійсні режими роботи, величини і характер навантажень, що виникають в окремих вузлах машин при різних умовах експлуатації. [30] Тому аналітичний й експериментальний розв’язок зазначеного питання становить інтерес.

2.6 Техніко–економічне обґрунтування впровадження запропонованої пропозиції модернізації в виробництво

Для підвищення надійності роботи й зниження простоїв робочої кліті стану запропонована модернізація натискного пристрою горизонтальних валків кліті, що полягає в зміні конструкції черв'ячної передачі натискного механізму. У результаті модернізації можливе підвищення здатності передавати більші крутні моменти та зменшення простоїв технологічної лінії в цілому, пов'язаних з незапланованими ремонтами.

У результаті цієї заміни передбачається збільшити продуктивність та знизити собівартість продукції, за наступними статтями калькуляції:

– витрати на матеріали;

– амортизаційні відрахування;

– витрати на ремонт.

Початкові дані для розрахунку показників економічної ефективності приведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Вихідні дані для розрахунку економічної ефективності від впровадження модернізації у виробництво

№ п/п	Найменування	Одиниці виміру	Величина
1	Число ремонтників, що здійснюють ремонт механізму до модернізації	люд.	4
2	Число ремонтників, що здійснюють ремонт механізму після модернізації	люд.	4
3	Вартість виготовлення нової черв'ячної передачі	грн./кг	220
4	Маса виготовлених черв'яків – 2 шт	кг	6440
5	Виграш часу при експлуатації устаткування	%	35
6	Періодичність капітальних ремонтів: – до модернізації – після модернізації	діб.	 362 487
7	Тривалість поточних ремонтів: – до модернізації – після модернізації	діб.	 48 40

ДОСЛІДНО–ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ЧАСТИНА

3.1 Огляд та аналіз конструкцій гвинтових пар натискного механізму

Основним напрямком модернізації металургійного обладнання є підвищення потужності одиниці обладнання з перерахунку на її металоємність, збільшення надійності як машини в цілому так і окремих її вузлів та досягнення економічного ефекту при забезпеченні норм екологічності [31].

При дослідженнях роботоздатності вузлів обтискних станів у виробничих умовах, було виявлено, роботоздатність вузлів тертя, а саме гвинтової пари (рис.3.1) натискного механізму в повній мірі впливає на ефективну роботу та надійність прокатного стану в цілому. Тому на стадії проектування, задля уникнення в подальшому виробничих аварій, а також з метою прогнозування ресурсу гвинтової пари в будь-який момент технологічного процесу, варто розраховувати параметри різьби не тільки з огляду на економічну доцільність, а й з урахуванням прогнозуємої довговічності [32].

Рисунок 3.1 – Гвинтова пара натискного стану 1680 цеху гарячої прокатки

З точки зору технологічності відтворення та ремонтоспроможності при проєктуванні гвинтових пар натискних механізмів більш міцним та менш схильним до стирання виготовляють гвинт, це, як правило високовуглецеві марки сталі такі 40Х та 40ХН. Для зменшення тертя в зоні контакту гайку виготовляють з кольорових металів, а саме з бронзи марки БрАЖ 9-4. З огляду на те, що маса гайки може досягати декількох тон, а бронза є доволі коштовним матеріалом створення раціональних комбінованих конструкцій гайок виходить на перший план.

Для збільшення роботоспроможності гвинтових пар варто рівномірно розподіляти навантаження вздовж всього різьобового контакта гвинт-гайка, шляхом формозмінення саме конструкції гайки.

Автори роботою [33] розглядають гайки натискних механізмів різного конструктивного виконання зі своїми перевагами та недоліками (рис.3.2).

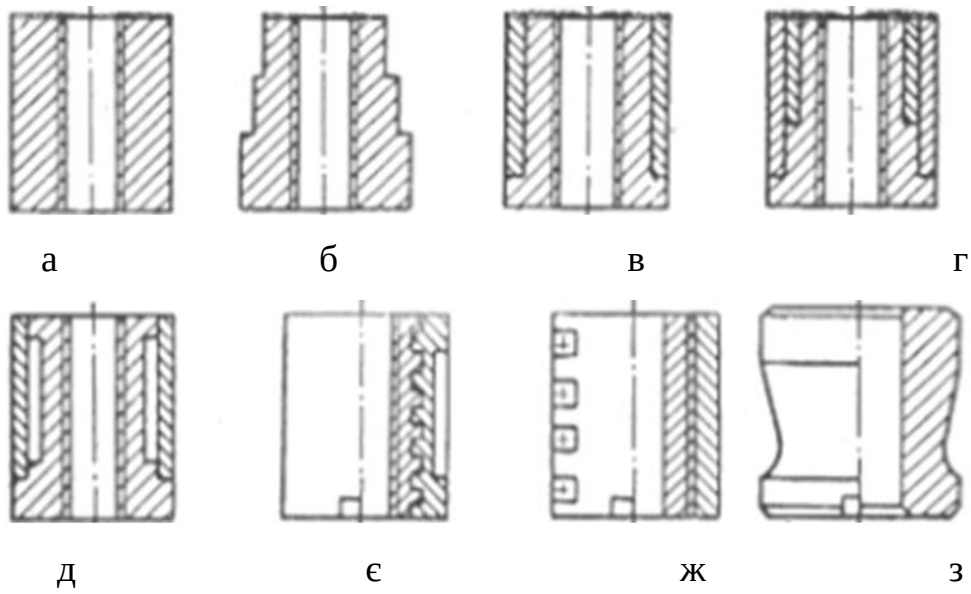


Рисунок 3.2 – Конструкції гайок гвинтової пари

Найпростіше виконання, яке використовується і даний момент на стані 1680 в цеху гарячої прокатки - циліндрична гайка (рис. 3.2, а), маючи перевагу вигляді простоти монтажу з іншого боку володіє суттєвим недоліком – велика металоємність, що у випадку виготовлення її з коштовної бронзи вимагає пошуку інших конструктивних виконань.

Таким може бути виготовлення ступінчастої конструкції гайки (рис. 3.2, б), що має меншу масу, але при такому виконанні можуть виникнути ускладнення, щодо забезпечення надійного контакту між всіма опорними поверхнями, також таке виконання ускладнює конструктивне виконання проточки під гайку в станині кліті.

Більш раціональним являється бандажування корпусу гайки (рис. 3.2, в, г), завдяки цьому потребується менше бронзи на виготовлення гайки.

Для більш ефективного відведення тепла від бандажованої гайки розроблені конструкції з водоохолодженням (рис. 3.2, д), такі гайки нашли своє застосування на обтискних станах, у яких має місце інтенсивне нагрівання гвинтової пари, при якому відбувається вигоряння змащування.

Як різновид бандажованих гайок – є біметалічна гайка з водоохолодженням (рис. 3.2, є) , що виконана у вигляді сталевого корпусу з заливкою бронзою. Основний недолік такої конструкції можливе виникнення зазору між бронзою і корпусом внаслідок різної усадки металів при застиганні. Гайка біметалічна (рис. 3.2. ж) складається з двох напівкілець з внутрішньою різьбою і бронзової частини з зовнішньою різьбою. Бронзова частина охоплена напівкільцями, які стягнуті болтами. Гайка з проточкою (рис. 3.2, з) використовується для більш рівномірного розподілу навантаження по висоті [33].

Подальший розвиток бандажування гайок натискних механізмів відображено роботою [34], рекомендується конструкції гайок гвинтових пар виконувати складеними, що дозволить значно зекономити кольорові метали. Бандаж рекомендується виготовляти із високоміцного чавуну, у якого модуль пружності близький до модуля пружності бронзи, отже, при стиску, бандаж та «тіло» гайки будуть деформуватися практично однаково.

Для зменшення інтенсивності зношення бронзової частини такої гайки варто виконувати їхнє охолодження [34].

Для зменшення використання бронзових матеріалів можливе виготовлення гайки із двох сталевих половин з наплавленням різьблення бронзовим

електродом. Також для зменшення зношення різьблення натискного гвинта виконують його поверхневе загартування та шліфують [5].

Таким чином з вищерозглянутого аналізу можна зробити висновок, що найбільш перспективною є гайка циліндричної конструкції бандажована чавуним бандажем, тому варто виконати дослідження напружень у такій конструкції за допомого можливостей систем твердотільного моделювання.

3.2 Аналіз можливостей дослідження напружено-деформованого деталей металургійного обладнання програмними комплексами

Створення нових виробів в машинобудуванні пов’язане з побудовою і використанням на усіх етапах його життєвого циклу 3D-моделей в середовищі інтегрованих САПР і поступовий перехід інженерів-проектувальників на стратегію 3D - конструювання.

Основні переваги тривимірного моделювання полягають в наступному:

- конструктору у своїй практиці ефективніше оперувати саме об’ємними об’єктами;
- 3D- моделі є максимально інформативними. В процесі тривимірного моделювання з’являється можливість, проаналізувати внутрішню будову деталі, виконати віртуальні складення і розбирання;
- конструювання металорізальних систем базується на тривимірних моделях, на основі яких можуть бути отримані робочі креслення їх компонентів;
- математичний опис 3D-моделей дозволяє здійснити перетворення в програму, що управляє, для верстатів з ЧПУ і тривимірних принтерів. [35]

Системи твердотільного моделювання (Solid Modeling System) призначені для роботи з об’єктами, що складаються із замкнутого об’єму, або моноліту (Solid). У системах твердотільного моделювання, на відміну від систем каркасного і поверхневого моделювання, не допускається створення наборів

поверхонь або характеристичних ліній, якщо вони не утворюють замкнутого об’єму. Математичний опис об’єкту, створеного в системі твердотільного моделювання, містить відомості, по яких система може визначити, де знаходиться яка-небудь точка: усередині об’єму, зовні нього або на його межі. За цими відомостями можна отримати будь-яку інформацію про об’єм тіла, тобто можуть бути написані додатки, працюючі з об’єктом на рівніоб’єму, а не на рівні поверхні.

Наприклад, можна написати додаток, що формує сітку кінцевих елементів об’ємного типу по твердотільній моделі. Можна написати програму для формування усіх траєкторій фрези з ЧПУ, необхідних для виготовлення деталі із заготівлі. Ця програма працюватиме не з окремими площинами, а з об’ємом в цілому, що виключить потребу у введенні даних для кожної площини. Усі ці можливості реалізуються у тому випадку, якщо модель створюється у вигляді замкнутого об’єму.

Проте створення моделі у вигляді замкнутого об’єму вимагає більшої кількості вхідних даних в порівнянні з кількістю даних, що дають математичний опис. Це одна з причин, по яких були розроблені системи моделювання нерізноманітних об’єктів. Такі системи моделювання дозволяють працювати з поверхнями і замкнутими об’ємами одночасно. [35]

Аналіз машинобудівних конструкцій з використанням методу скінчених елементів (МСЕ) в даний час є фактично стандартом при проведенні розрахунків на міцність, деформаційних та інших видів розрахунків. Основою цього служить універсальність МСЕ, що дозволяє розраховувати конструкції з врахуванням їх різних геометричних параметрів, силових і кінематичних характеристик. До теперішнього часу розроблений цілий ряд програм скінчено-елементного аналізу: ANSYS, MSC/NASTRAN, ABAQUS, Cosmos SolidWorks, AutoFEM Analysis, AutoCAD Mechanical Desktop, WinMachine, T-FLEX, КОМПАС та ін. Усі програми для реалізації МСЕ можна розділити на дві основні групи. Перша – програми скінчено-елементного аналізу, що вбудовуються у відомі пакети САПР і мають можливість швидкого розрахунку окремих елементів і

складальних одиниць безпосередньо в середовищі їх розробки. Друга – це програми, призначені в першу чергу для створення конкретно скінченоелементної моделі з максимальними можливостями розрахунку геометричних, силових та інших параметрів, які для ряду машинобудівних конструкцій є навіть зайвими. Вибір програм для інженерного аналізу визначається складністю конструкції досліджуваної деталі і особливістю її кінематичної і силової взаємодії з іншими елементами у вузлі. [36]

3.3 Дослідження напружено-деформованого стану гайки натискного механізму за допомогою методу скінчених елементів

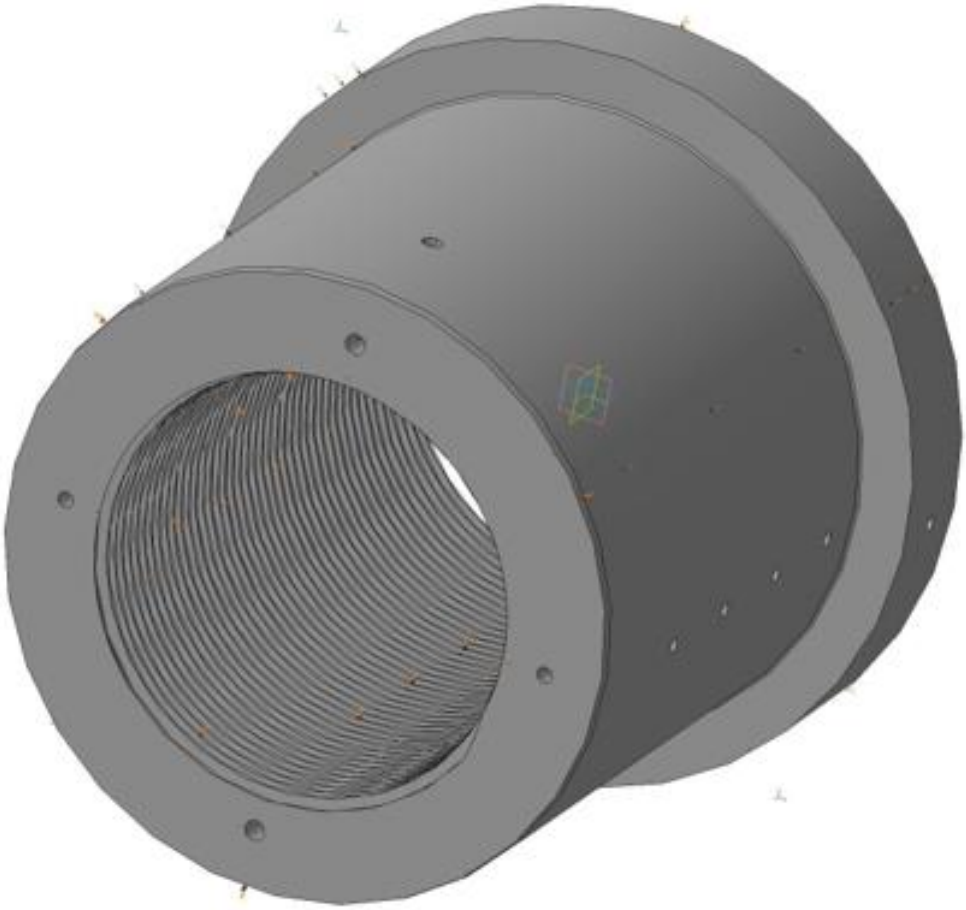
З огляду на матеріал розділу 3.1 та доступність розрахункового комплексу тривимірного твердотільного моделювання КОМПАС-3D на компьютерах лабораторій кафедри металургійного обладнання доцільно виконати дослідження напружено-деформованого стану гайки натискного механізму запропонованої конструкції саме в системі АРМ FEM КОМПАС компанії Аскон. Для виконання дослідження скористаємося даними розрахованими в 2 розділі.

Система прочностного анализа АРМ FEM для КОМПАС-3D

1) Информация о проекте

Дата создания отчёта	18.05.2021; 14:28:26
Путь к файлу	C: \Гайка нажимная 3D_18_05.m3d

Модель



2) Информация о материалах

N	Имя детали	Материал
1	C:\ Гайка нажимная 3D_18_05.m3d	БрА9Ж3Л ГОСТ 493-79

Название материала: **БрА9Ж3Л ГОСТ 493-79**

Предел текучести [МПа]	196
Модуль упругости нормальный [МПа]	110000
Коэффициент Пуассона	0.35
Плотность [кг/м^3]	8200
Температурный коэффициент линейного расширения [1/C]	0.000016
Теплопроводность [Вт/(м*C)]	58.6
Предел прочности при сжатии [МПа]	490
Предел выносливости при растяжении [МПа]	127
Предел выносливости при кручении [МПа]	63

3) Информация о нагрузках

Наименование	Выбранные объекты	Параметры нагрузки
Давление: Давление:1	Грани: 6	Величина: 6100000 Н
Температура: Температура:1	Грани: 78	50 градус Цельсия

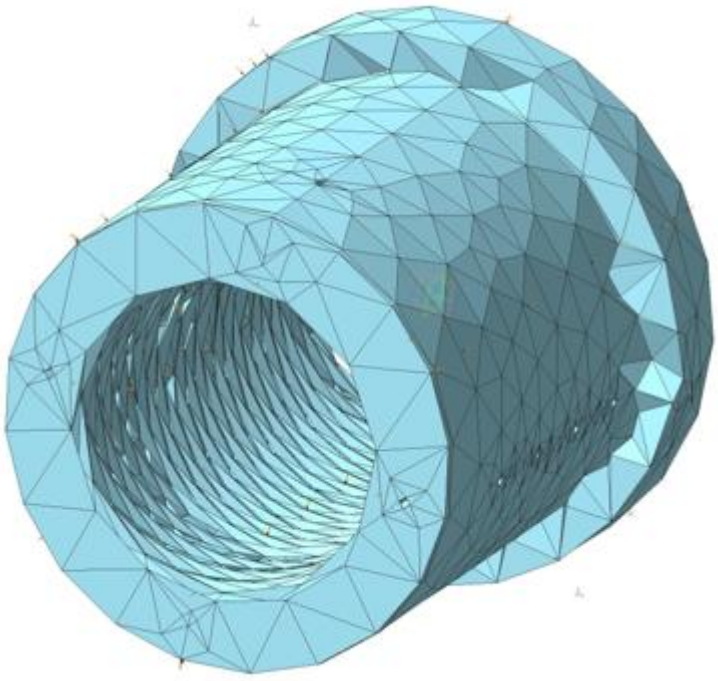
4) Информация о закреплениях

Наименование	Выбранные объекты	X [мм]	Y [мм]	Z [мм]	Rot. X [град]	Rot. Y [град]	Rot. Z [град]
Закрепление: Закрепление:1	Грани: 1	Запрещ.	Запрещ.	Запрещ.	-	-	-

5) Конечно-элементная сетка

Параметры и результаты разбиения

Наименование	Значение
Максимальная длина стороны элемента [мм]	125
Максимальный коэффициент сгущения на поверхности	1
Коэффициент разрежения в объеме	1.5
Количество конечных элементов	18174
Количество узлов	3956



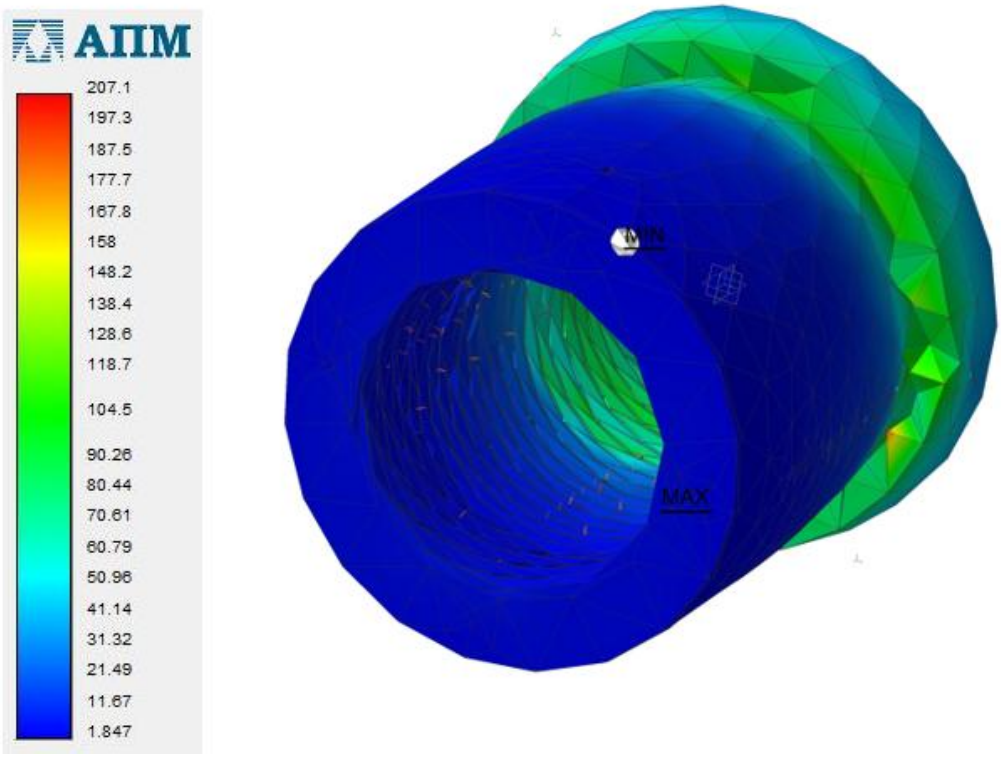
6) Результаты

Инерционные характеристики модели

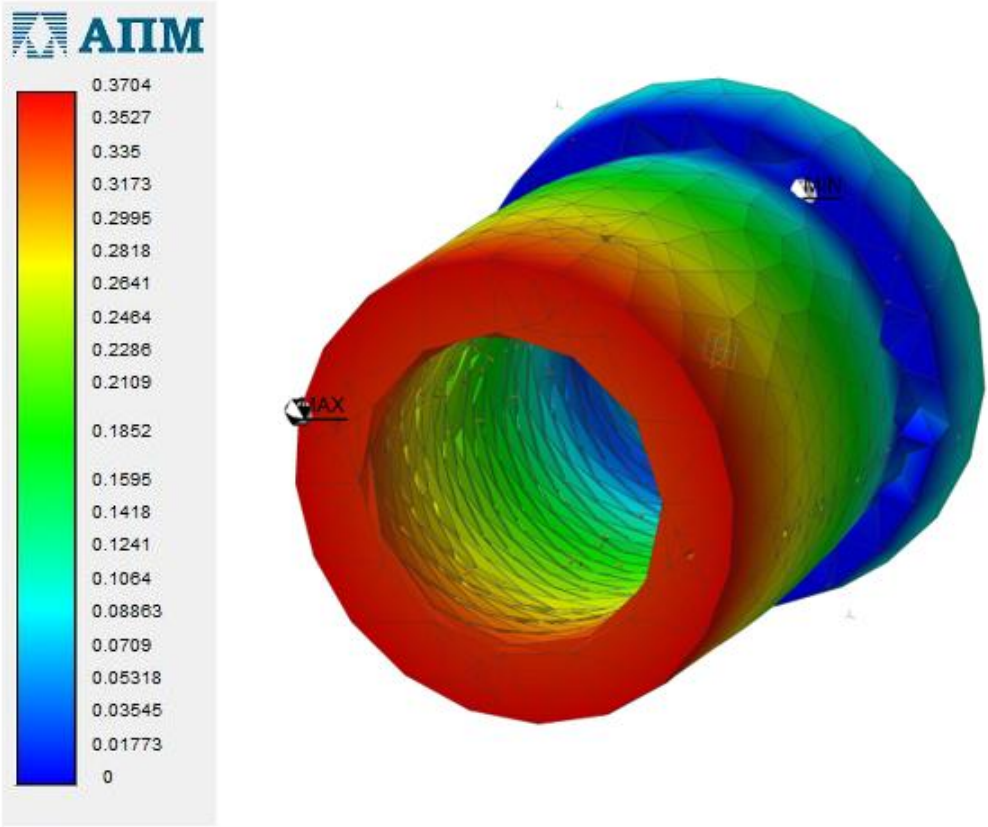
Наименование	Значение
Масса модели [кг]	1345.884134
Центр тяжести модели [м]	(0.278497 ; 0.000119 ; 0.00006)
Моменты инерции модели относительно центра масс [кг*м^2]	(173.173808 ; 59.848976 ; 60.074537)
Реактивный момент относительно центра масс [Н*м]	(-375162.134847 ; -109688.697448 ; -119788.266878)
Суммарная реакция опор [Н]	(-17975405.056372 ; 143479.365776 ; -364648.960451)
Абсолютное значение реакции [Н]	17979675.807239
Абсолютное значение момента [Н*м]	408812.263334

Результаты статического расчета

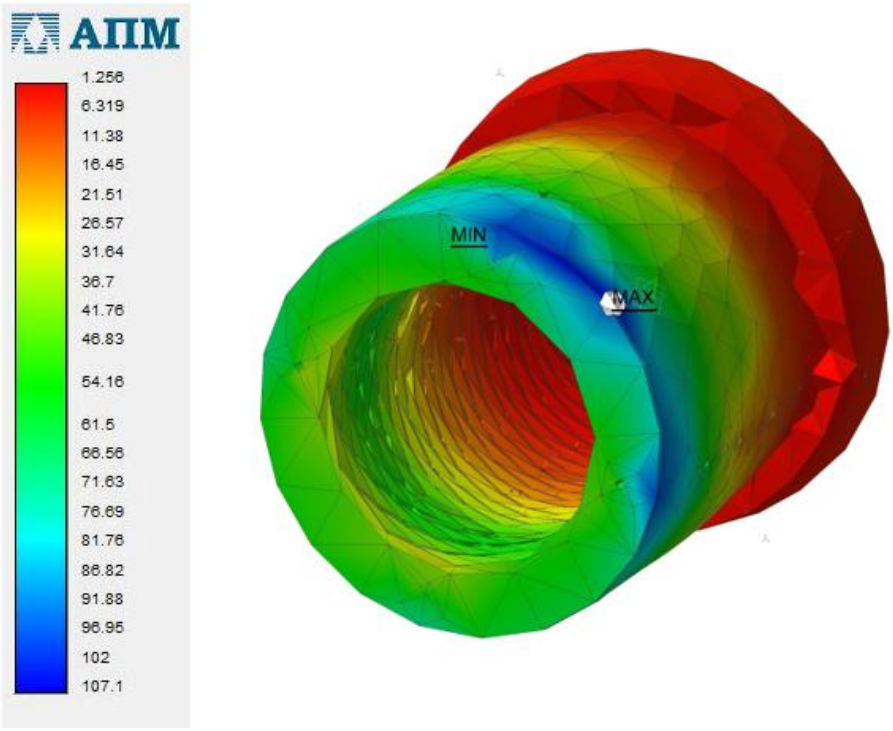
Наименование	Тип	Минимальное значение	Максимальное значение
Эквивалентное напряжение по Мизесу	SVM [МПа]	1.846653	207.139809



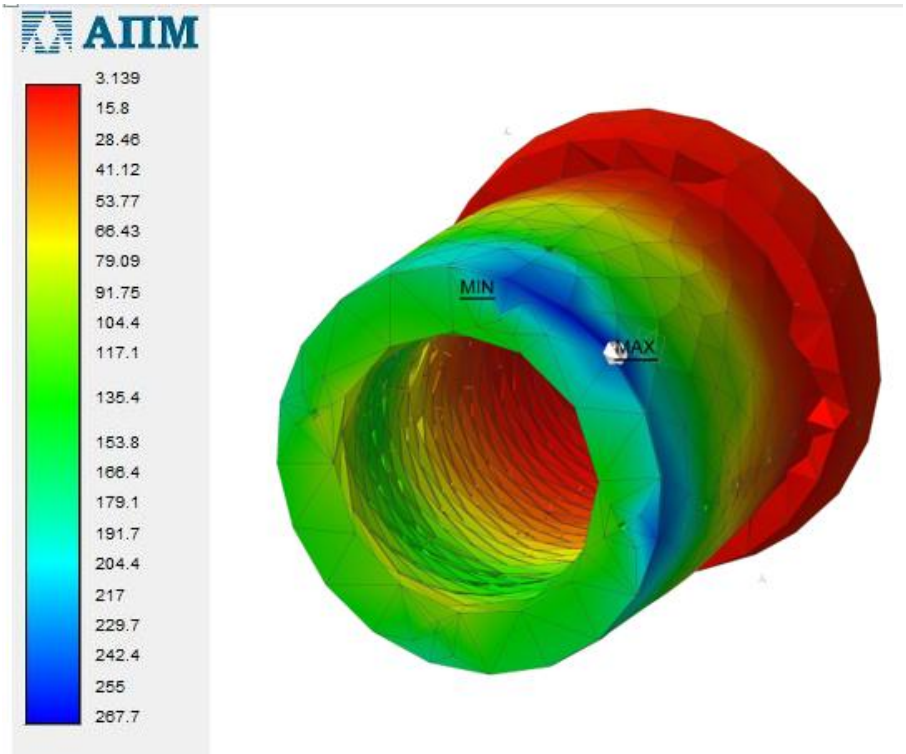
Наименование	Тип	Минимальное значение	Максимальное значение
Суммарное линейное перемещение	USUM [мм]	0	0.37043



Наименование	Тип	Минимальное значение	Максимальное значение
Коэффициент запаса по текучести		1.255736	107.072795



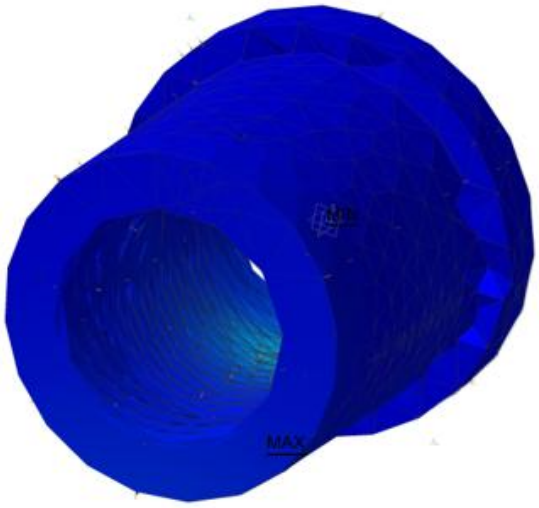
Наименование	Тип	Минимальное значение	Максимальное значение
Коэффициент запаса по прочности		3.139339	267.681987



Результаты расчета устойчивости

1-й коэффициент запаса по устойчивости = 1.562881

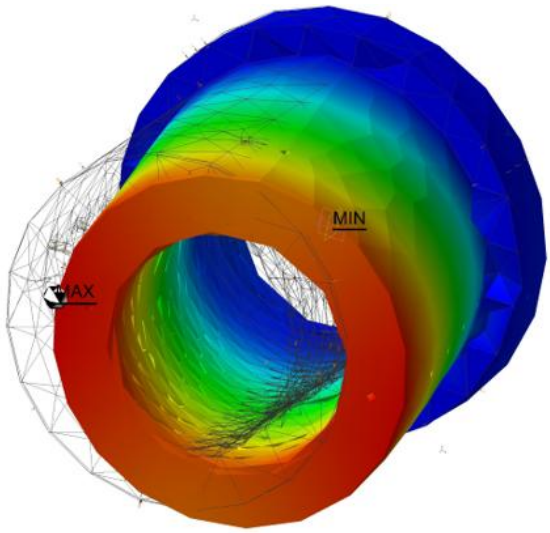
1-я форма потери устойчивости



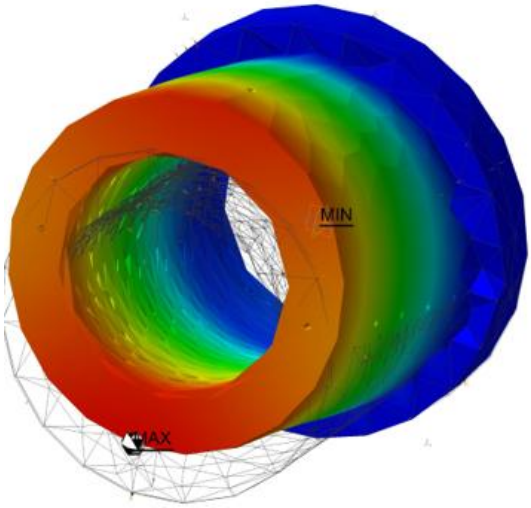
Результаты расчета собственных частот

N	Частота [рад/сек]	Частота [Гц]
1	3545.969871	564.358633
2	3577.045815	569.304523
3	5538.506781	881.480732
4	6458.126083	1027.842689
5	6857.874252	1091.464586

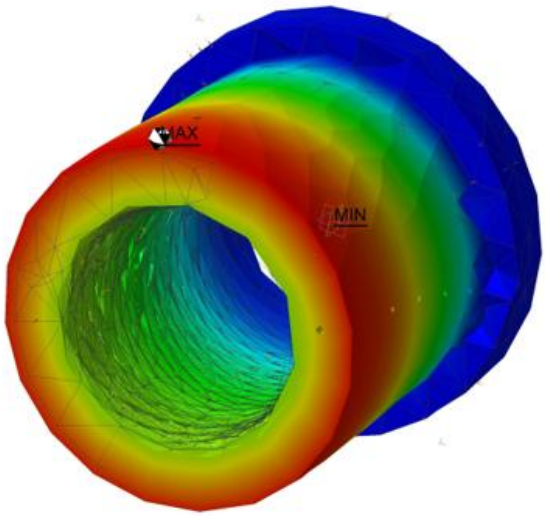
1-я форма собственных колебаний



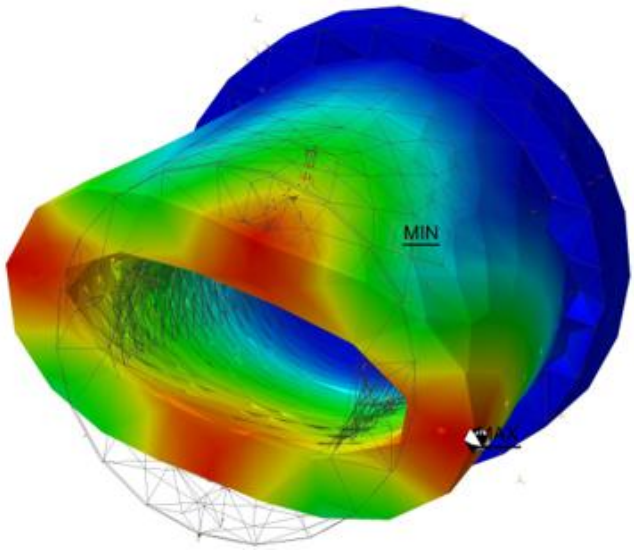
2-я форма собственных колебаний



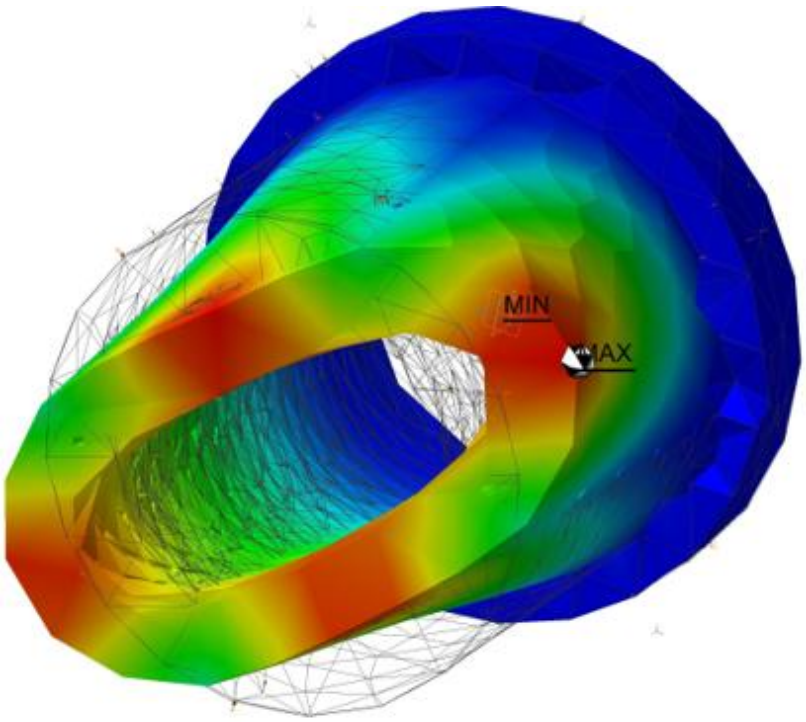
3-я форма собственных колебаний



4-я форма собственных колебаний

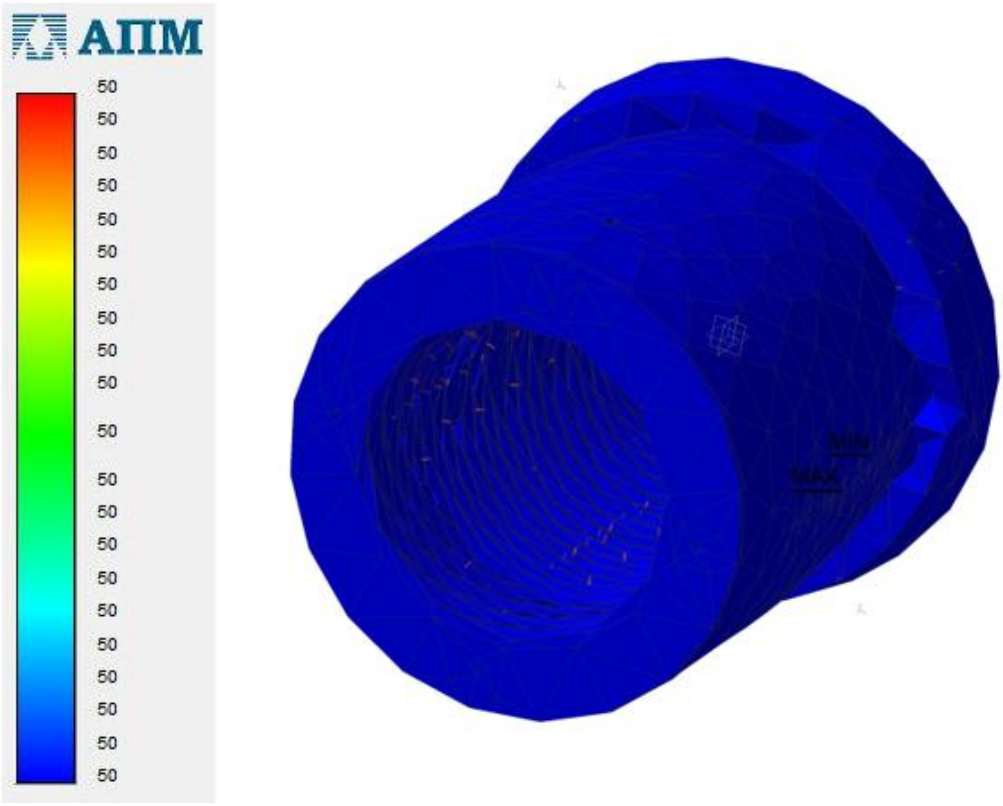


5-я форма собственных колебаний



Результаты теплового расчета

Наименование	**Тип**	**Минимальное значение**	**Максимальное значение**
Температура	Температура [град. Цельсия]	50	50



З виконаного дослідження можна зробити висновок, що гайка витримує навантаження. Максимальні лінійні переміщення знаходяться в межах допустимих і складають 0,37 мм, що цілком пояснюється температурними розширеннями.

Мінімальний коефіцієнт запасу по плинності складає 1,25, що пояснюється важкими умовами роботи та способом закріплення гайки в станині натискного механізму. Мінімальний коефіцієнт запасу по міцності складає 1,5 і це цілком пристойне значення з урахуванням виконаного розрахунку з максимальним існуючим технологічним навантаженням, тобто по навантаженню дана конструкція гайки має ще резерв.

Аналіз отриманих даних у розрізі втрати стійкості при виникненення власних коливань вказує на високу стійкість гайки до вібраційних навантажень. Знайдені п’ять форм втрати стійкості під дією виникнення власних частот знаходяться в межах 564-1091 Гц, що для роботи тихохідного натискного механізму не відповідає реальним умовам роботи.

На роботоспроможність гвинтової пари має вплив температурний фактор, але в діапазоні температур 40-80 °С він не суттєвий.

Виходячи зі всього вищесказаного можно зробити висновок про вірність обраних конструктивних рішень.

ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА В ГАЛУЗІ

4.1 Оцінювання стану цеху гарячої прокатки з гігієнічної точки зору

У таблиці 4.1 наведені фактори виробничого середовища трудового процесу й заходи щодо їхнього усунення, які мають місце на ділянці стана.

Всі працівники цеху безкоштовно забезпечені спец одягом, спец взуттям і засобами індивідуального захисту. До складу спецодягу входять: костюм з х/б тканини [37], черевики [37] типу ”Праця –М”. У зимовий час видається утеплена куртка й ватяні штани [38].

Таблиця 4.1 – 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	Запиленість	Витяжна вентиляція	Механічна	До 10000 $м^3$/год	Біля джерел виділення
2	Запиленість	Респіратор ЗІЗОД	Тополь 02	–	Індивідуально
3	Шум	Навушники противошумові	шумозахисні навушники	Придатний до 110 дБА	Індивідуально
4	Температура	Утеплена куртка, ватяні штани,	Тн 20	До t=–20°С	Індивідуально
5	Шкідливі хімічні речовини	Теж що й при запиленості + костюм х/б, рукавиці	Ят	–	Індивідуально

4.2 Аналіз потенційних шкідливих факторів виробничого

середовища

Розглянемо карту умов праці слюсаря ремонтника, (табл. 4.2).

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

Фактори	Нормативне значення, ГДК, ГДР	Фактичне значення	III клас шкідливих і небезпечних умов, і характер праці			Час дії фактора % у зміну
			1 ступінь	2 ступінь	3 ступінь	
I. Шкідливі хімічні речовини, мг/м^3						
1 клас небезпеки						
Ангідрид хромовий	0,01	0,020	2			83,1
2 клас небезпеки						
Марганцю оксиди (дезинтегр)	0,3	0,56	1,87			83,1
3–4 клас небезпеки						
Масла мінеральні	5,0	6,5	1,3			83,1
Азоту діоксид	2,0	4,0	2			83,1
Ангідрид сірчистий	10,0	13,5	1,35			83,1
II. Пил переважно фіброгенної дії, мг/м^3						
Зміст кремнію діоксида – 2,5%	4,0	26,4			6,6	83,1
III. Шум, дБА	80	93		13		100
IV. Мікроклімат у приміщенні						
– температура повітря, °С	16–27	40,5			13,5	83,1
– швидкість руху повітря, м/сек	0, 2–0,5	0,27				83,1
– відносна вологість повітря, %	55	46				83,1
–інфрачервоне випромінювання, Вт/м^2	140	1200		1060		27,9
Категорія важкості і напруженості праці: середня, IIб	28,1	30	30			
Кількість факторів			6	2	2	

1. Гігієнічна оцінка умов праці:

Умови й характер праці відносяться до III класу 3 ступені.

2. Атестація робочого місця:

Робочі місця мають у наявності: 2 фактора 3 ступені, 6 факторів 1 ступеня, 2 фактори 2 ступеня.

3.Пільги та компенсації:

По показниках робоче місце варто вважати з особливо шкідливими й особливо тяжкими умовами праці, що відповідає показникам списку №1 пункт 1. Відповідно до списку №1: скорочений пенсійний вік по пільгових умовах, за умови 10 років «гарячого» стажу, дається додаткова відпустка 7 днів, дається молоко, надбавка до заробітної плати до 24 %.

4.3 Технічні рішення по виробничій санітарії

4.3.1 Мікроклімат

Під вентиляцією розуміють систему заходів і пристроїв, призначених для забезпечення на робочих місцях, у робочих і обслуговуємих зонах приміщень метереологічних 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 закрите зонтами (витяжна вентиляція), з’єднаними за допомогою повітряводів із пристроями для очищення повітря, що видаляється [39].

У прокатному виробництві має місце випар технологічного змащення. Для видалення цих пар за кліттю встановлюють витяжні зонти.

Також у прольоті ділянки використовують природну вентиляцію повітря. У такому виді вентиляції повітря надходить і віддаляється через щілини вікон, дверей, воріт, ліхтарів.

Опалення побутових приміщень здійснюється за допомогою панелей (батарей) у яких як теплоносії використовують пару. Опалення побутових приміщень здійснюється від цеху тепловодопостачання. Норми мікроклімату на постійних робочих місцях наведені в таблиці 4.3.

Таблиця 4.3 – Оптимальні норми температури, відносної вологості й швидкості руху повітря в робочій зоні при роботі середньої важкості

Період року	Параметри мікроклімату		
	t,°C	$W_{пов}$, м/с	φ, %
Холодний	17 – 19	0,3	60 – 40
Теплий	20 – 22	0,4	60 – 40

4.3.2 Освітлення виробничих приміщень

Для створення сприятливих умов праці важливе значення має раціональне освітлення. Незадовільне освітлення утрудняє проведення робіт, веде до зниження продуктивності праці й працездатності очей і може бути причиною їхніх захворювань і нещасних випадків [40].

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 освітлення може використовуватися для чергового освітлення. Застосовуються дугові ртутні лампи (ДРЛ) потужністю 800 Вт, та світильник – глибоковипромінювач.

Штучне освітлення проектується 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.

Розряд зорової роботи: IV, середня точність, $E_Н$=200 лк.

Природне освітлення нормується. Основним показником нормування служить коефіцієнт природної освітленості (КПО).

Місто Запоріжжя перебуває в 4 поясі світлового клімату, тому КПО для нього буде обчислюватися по формулі:

$$КПО_{ln}^{4} = КПО_{ln}^{3} \cdot m \cdot e = 1{,}8 \cdot 0{,}9 \cdot 0{,}85 = 1{,}38\%, \quad (4.1)$$

де $КПО_{ln}^{3}$ – значення КПО для 3 поясу світлового клімату;

m – коефіцієнт світлового клімату;

e – коефіцієнт сонячності клімату.

Освітленість повинна бути забезпечена не менш 75% максимуму, що досягається застосуванням комбінованого освітлення.

4.3.3 Виробничий шум, виробнича вібрація

Джерелами шуму на ділянці прокатки є: приводи ножиць, рольгангів, робочої кліті, кантувача; також шум виникає при ударах зливка об рольганг, робочі валки, упор ножиць.

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

Для зменшення шуму в джерелі його утворення заміняють ударні взаємодії деталей ненаголошеними, зворотно–поступальні рухи – обертальними; демпфірують коливання соударяючихся деталей і окремих вузлів агрегату шляхом зчленування їх з матеріалами, що мають велике внутрішнє тертя: гумою, пробкою, бітумом, бітумними картонами, повстю, азбестом і 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, віброізольованих від підлоги й інших конструкцій будівлі, або на спеціально розрахованих амортизаторах зі сталевих пружин або пружних матеріалів. Для ослаблення передачі вібрацій і шуму по повітряводам і трубопроводах приєднання їх до вентиляторів і насосів виконується за допомогою гнучкої вставки із прогумованої тканини або гумового патрубка.

Як індивідуальний захист застосовуються навушники–малогабаритні для захисту від шуму з рівнем 110 дБА ДСН 3.3.6.037–99.

4.3.4 Виробничі випромінювання

Для поліпшення умов праці в гарячих цехах і захисту працюючих від теплового впливу застосовують наступні способи: теплоізоляцію поверхонь, що випромінюють тепло, за допомогою водоохолоджуємих екранів, рам, щитів, завіс і ін.; теплоізоляцію й охолодження робочих місць (постів керування, кабін машиністів кранів і ін.); природну й механічну вентиляцію; повітряне охолодження замкнутих просторів печей, що перебувають у ремонті; водорозпилення на робочих місцях і в приточних віконних прорізах; спецодяг і індивідуальні захисні пристосування – щитки, екрани, окуляри, світлофільтри; раціональну організацію режиму праці й відпочинку.

Ефективним засобом зниження шкідливого впливу теплових виділень є максимальне скорочення часу знаходження нагрітого металу й шлаків у виробничих приміщеннях.

При випромінюванні від відкритих джерел його інтенсивність не повинна перевищувати 140 Вт/м^2 при поразці не більше 25% поверхні тіла й обов’язковому використанні засобів індивідуального захисту, у тому числі засобів захисту особи й очей.Фактичне значення складає 1200 Вт/м^2

4.4 Техногенна безпека

4.4.1 Електробезпека

Електроустаткування й заходи щодо його безпечної експлуатації.

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

Всі струмоведучі частини ізольовані. Як захисну ізоляцію застосовують теплостійкі лаки, електроізолюючі плівки, емалеві й олійні фарби. Покриття повинні швидко сохнути, добре зв’язуватися з покриваємою поверхнею, щоб утворювати на ній струмонепровідну, вологонепроникну, механічно міцну плівку.

Для захисту від короткого замикання використовують швидкодіючий релейний захист і вимикачі, плавкі запобіжники.

На всіх обертових частинах устаткування встановлені захисні щити, кожухи.

На вантажопідйомному встаткуванні крім перерахованих вище вимог повинні бути встановлені обмежники вантажопідйомності, а також відсутнє мимовільне опускання вантажу.

Робота вантажопідйомних машин і пристроїв для транспортування вантажів у момент пусків повинне супроводжуватися звуковими сигналами.

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

4.4.2 Засоби пожежної безпеки

Ділянка має категорію по пожежонебезпеці Г (не горючі речовини розпечені або розплавлені, і горючі речовини спалюються або утилізуються як паливо). Будівля металургійної ділянки відноситься до 1 ступеня вогненебезпечності й до IV класу по ступені вогнестійкості (будівлі з несучими

й конструкціями, що обгороджують, із природних або штучних кам’яних матеріалів, бетону або залізобетону із застосуванням листових і плитних негорючих матеріалів).

До первинних засобів пожежогасіння в цеху відносять: вогнегасники вуглекислотні ПС –1(10 шт), вогнегасники порошкові ПС–2 (14 шт.), ПО–1Д (18 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.) [41].

Цех має внутрішній протипожежний водопровід з пожежними кранами й рукавами.

На території підприємства забороняється:

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

4.4.3 Ймовірність аварій та заходи щодо їх ліквідації

Будь-яку машину, механізм можна розглядати як систему, що складається з окремих елементів – деталей. Аварія – результат відмови одного чи декількох елементів. Аварії залежно від їхніх масштабів можуть бути трьох рівнів –А, Б, В.

На рівні А – аварія характеризується розвитком аварії в межах одного виробництва, цеху, відділення, виробничої дільниці, яке є структурним підрозділом підприємства.

На рівні Б – аварія характеризується переходом за межі структурного підрозділу і розвитком її в межах підприємства.

На рівні В – аварія характеризується розвитком і переходом за межі території підприємства, можливістю впливу чинників аварії на населення розташованих поблизу населених районів та інші підприємства (об’єкти), а також на довкілля.

Причинами виникаючих аварійних ситуацій є:

– неправильне настроювання стану;

– недотримання технології прокатки, транспортування й змотування штаби;

– незадовільне обслуговування електричного й механічного встаткування;

– порушення правил експлуатації устаткування;

– некваліфіковані дії обслуговуючого персоналу.

Найбільш можливими відмовами є поломки електричного й механічного встаткування. Виникнення аварійних ситуацій можливо по незалежних від обслуговуючого персоналу стану й цеху зовнішнім причинам, таким, як відключення електроенергії, порушення водопостачання цеху й т.п. [42]

Можливі надзвичайні ситуації на прокатному стані при прокатці слябів наведено в таблиці 4.4.

Наслідками аварійних ситуацій є:

– зрив виробничого завдання;

– збільшення браку й відсортованої продукції;

– підвищення травмобезпеки;

– збільшення ймовірності виходу з ладу іншого устаткування.

Основними заходами, спрямованими на зниження ймовірності виникнення аварійних ситуацій, є:

– дотримання технології виробництва;

– своєчасний профілактичний огляд і ремонт устаткування;

–підвищення кваліфікації персоналу та дотримання правил ТБ.

Таблиця 4.4 – Оцінка можливих аварійних ситуацій

Відхилення параметрів, виникнення аварійної ситуації	Можливий збиток							Заходи захисту
	Травма людини	Летальна поразка людини	Постійний шкідливий вплив	Відмова устаткування	Зрив завдання робіт	Руйнування будівлі і устаткування	Збиток навколишньому середовищу	
Вихід з ладу головного привода кліті	немає	немає	немає	так	так	немає	немає	Контроль стану й роботи устаткування
Поломка валків	немає	немає	немає	так	так	немає	немає	Дотримання технології прокатки, контроль якості валків
Коротке замикання	так	так	немає	так	так	немає	немає	Застосування захисного заземлення
Вибух у маслопідвалі	так	так	немає	так	так	так	так	Заходи щодо попередження аварій
Пожежа	так	так	немає	так	так	так	так	Дотримання ТБ, забезпечення засобами пожежогасіння, підтримка чистоти приміщень
Відключення електроенергії	так	немає	немає	так	так	так	немає	Аварійне включення додаткової електропідстанції

4.5 Розрахунок теплоізоляції кабіни спостереження й дистанційного керування

Розрахуємо щільність випромінювання з поверхні зливка, нагрітого до температури 1200 °С [43].

Розміри зливка: $3150 \times 1600 \times 780$ мм.

Щільність випромінювання визначаємо за формулою:

$$q = \frac{0{,}91\sqrt{S}[(T/100)^4 - A]}{r}, \qquad (4.2)$$

де S – площа поверхні випромінювання зливка:

$$S = 3{,}15 \cdot 1{,}6 = 5{,}04 \text{ м}^2 \qquad (4.3)$$

T– температура зливка:

$$T = 1200 + 273 = 1473 \text{ K} \qquad (4.4)$$

A=110 для спецодягу із сукна;

r– відстань до джерела випромінювання, $r = 1{,}42$ м.

Підставивши числові значення в (4.2), одержимо

$$q = \frac{0{,}91\sqrt{5{,}04}\left[(1473/100)^4 - 110\right]}{1{,}42} = 67585 \quad \text{Вт/м}^2$$

В зв’язку з тим, що відстань r від джерела випромінювання до оператора кабіни спостереження мала, то доцільно для захисту від теплового випромінювання зробити теплоізоляцію днища кабіни й поставити захисний екран.

Кількість екранів визначаємо по формулі:

$$n = \frac{1 - \left(\frac{T_в}{T_и}\right)^4}{\frac{1}{\mu^4} - \left(\frac{T_в}{T_и}\right)^4} \cdot \frac{E_{иэ}}{E_{ив}} - 1 \qquad (4.7)$$

де $T_в$=298 К – температура навколишнього середовища;

$T_и$=1473 К – температура джерела випромінювання;

« – ступінь екранізації;

$E_{ие}, E_{ив}$ – наведена ступінь чорноти відповідно джерела й екрана й джерела й навколишнього середовища.

Визначаємо ступінь екранізації:

$$\mu = \frac{T_и}{T_е}, \qquad (4.8)$$

де $T_е$ – задана температура екрана, К. Приймаємо $T_е$ =553 К.

Т. ч.

$$\mu = \frac{1373}{553} = 2{,}48$$

Наведений ступінь чорноти джерела й екрана:

$$E_{ие} = \frac{1}{\frac{1}{E_и} + \frac{1}{E_е} - 1} \qquad (4.9)$$

Наведений ступінь чорноти джерела й навколишнього середовища:

$$E_{ие} = \frac{1}{\frac{1}{E_{и}} + \frac{1}{E_{в}} - 1}, \qquad (4.10)$$

де $E_{и}, E_{е}, E_{в}$ – ступінь чорноти матеріалів джерела, екрана й навколишнього середовища.

Ступінь чорноти джерела $E_{И}$=0,8.

Вибираємо екран із блискучого лудженого листового заліза, ступінь чорноти якого $E_{е}$=0,05. Тоді наведені ступені чорноти будуть:

а) між нагрітим зливком і екраном з (4.9)

$$E_{ИЭ} = \frac{1}{\frac{1}{0,8} + \frac{1}{0,05} - 1} = 0,0494$$

б) між нагрітим зливком і повітрям, для якого можна прийняти $E_{В}$ =0,82, з (4.10)

$$E_{ИЭ} = \frac{1}{\frac{1}{0,8} + \frac{1}{0,82} - 1} = 0,68$$

Визначаємо кількість екранів з рівняння (4.7):

$$n = \frac{1 - \left(\frac{298}{1473}\right)^4}{\frac{1}{2,48^4} - \left(\frac{298}{1473}\right)^4} \cdot \frac{0,0494}{0,68} - 1 = 1,9$$

Приймаємо подвійний екран із блискучого лудженого листового заліза. Отже, ми зменшили температуру з 1100 до 280 °С. Тепер необхідно зробити розрахунок теплоізоляції днища кабіни [44].

Вихідні дані для розрахунку:

$t_п$ =25 °С – температура підлоги кабіни спостереження;

$t_н$ =20 °С – температура навколишнього повітря;

$t_р$ =280 °С – температура робочого простору;

Необхідно знайти товщину шару ізоляції $\delta_и$, що забезпечує задану $t_п$.

Питомий тепловий потік через днище кабіни, Вт/м^2:

$$Q = \alpha_1\left(t_р - t_п\right) = \frac{\lambda_и}{\delta_и}\left(t_С - t_р\right) = \alpha_2\left(t_п - t_О\right) \qquad (4.11)$$

де ~$_1$ – коефіцієнт тепловіддачі від гарячих газів днищу кабіни, Вт/м^{2}К;

~$_2$ – коефіцієнт тепловіддачі від підлоги кабіни навколишньому повітрю, Вт/м^{2}К;

$t_п$ – температура днища кабіни, $t_п$=25°С;

$t_С$ – температура між днищем кабіни й шаром теплоізоляції, °С;

$^a{}_и$ – коефіцієнт теплопровідності ізоляції, Вт/м^{2}К.

Коефіцієнти тепловіддачі, Вт/м^{2}К:

$$\alpha_1 = \frac{E_с \cdot C_о\left[\left(T_п/100\right)^4 - \left(T_р/100\right)^4\right]}{T_р - T_В}, \qquad (4.12)$$

де $E_с$ – наведена ступінь чорноти системи днище кабіни – газ;

$C_о$ – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла, $C_о$=5,67 Вт/м^{2}К^4.

$$\alpha_2 = 9{,}5 + 0{,}0982\left(t_п - t_н\right) - 4{,}74 \cdot 10^{-4}\left(t_п - t_н\right)^2 + 1{,}74 \cdot 10^{-6}\left(t_п - t_н\right)^3 \qquad (4.12)$$

Підставивши чисельні значення в (4.12), одержимо:

$$\alpha_2 = 9{,}5 + 0{,}0982(25-20) - 4{,}74\cdot 10^{-4}(25-20)^2 + 1{,}74\cdot 10^{-6}(25-20)^3 = 9{,}98$$

Знайшовши коефіцієнт ~$_2$, можна розрахувати питомий тепловий потік по рівнянню (4.11):

$$Q = 9{,}98(25-20) = 49{,}9 \text{Вт}/\text{м}^2$$

Із системи рівнянь (4.11) і (4.12) знаходимо температуру днища кабіни:

$$T_В = \sqrt[4]{\left(\frac{E_с \cdot C_о \cdot T_П^4}{100^4} - Q\right)\cdot\frac{100^4}{E_с \cdot C_о}} \qquad (4.13)$$

$$T_В = \sqrt[4]{\left(\frac{0{,}716\cdot 5{,}67\cdot 553^4}{100^4} - 49{,}9\right)\cdot\frac{100^4}{0{,}716\cdot 5{,}67}} = 553\text{K}$$

Отже

$$t_В = 553 - 273 = 280\ ^\circ\text{C}.$$

Орієнтовно приймаємо температура між днищем кабіни й шаром теплоізоляції, °С:

$$t_С = 0{,}75(t_В + t_п) = 0{,}75(280+25) = 228{,}75\ ^\circ\text{C}$$

Середня температура шару ізоляційного матеріалу, °С:

$$t_{из} = 0{,}5(t_В + t_С) \qquad (4.14)$$

$$t_{из} = 0{,}5(280 + 228{,}75) = 254{,}38$$

Як ізоляційний матеріал вибираємо мінеральну вату, її теплопровідність знаходимо по формулі, Вт/м К:

$$a_{и} = 0{,}0053 + 1{,}8 \cdot 10^{-4} \cdot t_{из} \quad (4.15)$$

Коефіцієнт теплопровідності мінеральної вати при $t_{из}$=254,38 °С із (4.11):

$$\lambda_{и} = 0{,}0053 + 1{,}8 \cdot 10^{-4} \cdot 254{,}38 = 0{,}051$$

Товщину шару ізоляції $¢_{и}$ знаходимо з формули (4.11):

$$\delta_{и} = \frac{\lambda_{и}}{Q}\left(t_{С} - t_{п}\right) \quad (4.16)$$

Підставивши в (4.12) числові значення, одержимо:

$$\delta_{и} = \frac{0{,}051}{49{,}9}\left(228{,}75 - 25\right) = 0{,}2 \text{ м=20см}$$

Отже, днище кабіни спостереження потрібно ізолювати 20 сантиметровим шаром мінеральної вати. Підлога кабіни – дерев’яна з лінолеумом.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

1. Ознайомлення з технологією й устаткуванням цеху гарячої прокатки тонкого листа ПАТ «Запоріжсталь» показало, що одним з основних «вузьких» місць цеху є проблемна робота натискного пристрою прокатної кліті і як результат низька продуктивність прокатного стану в цілому.
2. На підставі наведеного огляду й аналізу технічної й патентної літератури встановлено, що для зміни розчину між робочими валками під час технологічного процесу прокатки у світовій практиці використовуються різні конструкції натискних пристроїв, які мають ті ж самі недоліки, що й агрегати ПАТ «Запоріжсталь».
3. В результаті модернізації натискного пристрою будуть досягнуті наступні цілі – збільшення продуктивності, терміну служби, а також покращення якості випускаємої продукції.
4. В ході аналізу літературних джерел встановлено, що однією з найоптимальніших конструкцій черв’ячної передачі натискного механізму є з вигнутим черв’яком, що на відміну від конструкції з Архімедовим черв’яком витримує значно вищі навантаження;
5. В ході теоретичних досліджень, встановлено що запропонована конструкція черв’ячної передачі витримує всі технологічні навантаження та є доволі надійною в експлуатації;
6. На підставі проведених досліджень гайки натискного механізму методом скінчених елементів встановлено, що обрана конструкція є стійкою до утворення вільних коливань системи в околиці положення їх стійкої рівноваги. Виникнення температурних напружень в діапазоні 40-80 °С фактично не впливає на стійкість гайки натискного механізму;
7. Результати роботи можуть бути використані не тільки на ПАТ «Запоріжсталь», але й на інших підприємствах чорної й кольорової металургії.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Комаров Н. Н. Шпиндели и муфты с шарнирами на телах качения для тяжелых машин (прокатных станов). Монография. / Н. Н. Комаров. – Днепропетровск: Системные технологии, 1998. – 276 с.
2. Данько В. М. Механическое оборудование прокатных цехов. Конспект лекций по курсу «Механическое оборудование прокатных цехов» / В. М. Данько. – Алчевск: ДонДТУ, 2007. – 167 с.
3. Филатов А. С. Электропривод и автоматизация реверсивных станов холодной прокатки / А. С. Филатов. – М.: Металлургия, 1973. – 376 с.
4. Режимы нагружения и прочность прокатных станов. / [В. М. Клименко, Л. В. Коновалов, В. С. Горелик та ін.]. – Киев: Техніка, 1976. – 173 с.
5. Королев А. А. Конструкция и расчет машин и механизмов, прокатных станов: Учеб. пособие для вузов. / А. А. Королев. – М.: "Металлургия", 1985. – 376 с.
6. Жильцов А. П. Листопрокатное оборудование: учеб. пособие / А. П. Жильцов. – Липецк: Изд-во Липецкого государственного технического университета, 2016. – 189 с.
7. Нажимной механизм прокатной клети: АС SU 1122385: МПК B 21B31/24 Э.Г. Фишер, Д. Муканов,А.М. Федоров, О.Г. Сахаров и О.Н. Сосковец – № 3549251/22–02; заявл.04.02.83; опубл.07.11.84, Бюл. №41.
8. Зеленов А. Б. Выбор мощности электропривода механизмов прокатных станов: Учеб.пособие / А. Б. Зеленов. – К.: УМК ВО, 1990. – 200 с.
9. Сафьян М. М. Горячая прокатка листов на непрерывных и полунепрерывных станах / М. М. Сафьян. – Москва: Металлургиздат, 1962. – 380 с.
10. Дубровский Р. И. К вопросу возможности увеличения нагрузочной способности червячных передач / Р. И. Дубровский, А. И. Сапко. // ДМетИ Запорожский филиал. – 1968. – №3. – С. 277–281.

11. Целиков А. И. Машины и агрегаты металлургических заводов. Т. 3. Машины и агрегаты для производства и отделки проката: Учебник для вузов / А. И.Целиков, П. И. Полухин, В. М. Гребеник и др. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Металлургия, 1981. – 576 с., ил.
12. Диомидов Б. Б. Технология прокатного производства: Учебное пособие. / Б. Б. Диомидов, Н. В. Литовченко. – М.: Металлургия, 1979. – 488 с.
13. Грудев А. П. Технология прокатного производства/Учебник для вузов. / А. П. Грудев, Л. Ф. Машкин, М. И. Ханин. – М.: Металлургия, 1994. – 656 с.
14. Николаев В. А. Николаев В.А. Технология прокатки полос и листов. Учебное пособие. Часть 1 / В. А. Николаев. – Запорожье: Запорожская государственная инженерная академия, 2003. – 158 с.
15. Литовченко Н. В. Станы и технология прокатки листовой стали / Н. В. Литовченко. – М.: Металлургия, 1979. – 272 с.
16. Іванченко Ф. К. Розрахунок машин і механізмів прокатних цехів: Навч. посібник / Ф. К. Іванченко, В. М. Гребеник, В. І. Ширяєв.–К: Вища шк., 1995. – 455 с.
17. Жук А.Я. Теория и практика приводов.:Учебн.пос. в 3–х кн. Кн. 1 Электромеханический привод. / А.Я. Жук, Н.К. Желябина – Запорожье:Издательство ЗГИА, 2001. – 398 с., ил.
18. Червячные передачи. Общие сведения, расчёты, динамика и надёжность. Монография. / В.Благодарный, В. Дремук, С. Павленко, Галко И.. – Барановичи: БарГУ, 2014. – 271 с.
19. Ведмедь Ю. П. Детали машин. Детали, обслуживающие передачи. / Ю. П. Ведмедь. – Запорожье: Изд-во ЗГИА, 2003. – 137 с.
20. Добровольский В. П. Расчёт зубчатых и червячных передач.Учебное пособие. / В. П. Добровольский. – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2012. – 98 с.
21. Часовников Л. Д. Передачи зацеплением (зубчатые и червячные) / Л. Д. Часовников. – Москва: Машиностроение, 1969. – 486 с.
22. Зак П. С. Глобоидная передача / П. С. Зак. – М.: Машгиз, 1962. – 256 с.

23. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для машиностроит. спец. вузов. / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов – 4–е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1985. – 416 с., ил.
24. Кудрявцев В.Н. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие для студентов машиностроительных специальностей вузов. / В.Н. Кудрявцев, Ю.А. Державец, И.И. Арефьев и др.; Под общ. ред. В.Н. Кудрявцева – Л.: Машиностроение, Ленингр. Отд-е, 1984. 400 с.
25. Конструкционные материалы: Справочник / [Б. Н. Арзамасов, В. А. Бростpем, Н. А. Буше та ін.]. – М.: Машиностроение, 1990. – 688 с.
26. Фесик С.П. Справочник по сопротивлению материалов / С.П. Фесик – 2-е изд., перераб. и доп.– Киев: Будівельник, 1982. – 280 с.
27. Детали машин.Учебник для машиностроительных вузов. / [В. А. Добровольский, К. И. Заблонский, С. Мак та ін.]. – М.: Машиностроени, 1972. – 503 с.
28. ПЕРЕДАЧА ВИНТ – ГАЙКА: учебное пособие / [В. О. Варганов, М. В. Аввакумов, М. В. Колычев та ін.]. – Санкт-Петербург: СПбГТУРП, 2015. – 57 с.
29. Сафьян М. М. Горячая прокатка листов на непрерывных и полунепрерывных станах / М. М. Сафьян. – Москва: Металлургиздат, 1962. – 380 с.
30. Динамика и прочность прокатного оборудования / Ф. К.Иванченко, П. И. Полухин, М. А. Тылкин, В. П. Полухин. – Москва: "Металлургия", 1970. – 486 с.
31. Притыкин Д. П. Надежность, ремонт и монтаж металлургического оборудования / Д. П. Притыкин. – М.: Металлургия, 1985. – 368 с.
32. Селегей Н. Г. Исследования процесса трения винтовых пар нажимных устройств обжимных прокатных станов / Н. Г. Селегей, А. В. Гордиенко, С. В. Юхименко. // Проблемы металлургического производства. – 1990. – №102. – С. 98–102.

33. Іванченко Ф. К. Розрахунки машин і механізмів прокатних цехів / Ф. К. Іванченко, В. М. Гребений, В. І. Ширяєв. – Київ: Вища школа, 1994. – 455 с.
34. Колесников А.Г. Механизмы и устройства рабочих клетей прокатных станов / А.Г. Колесников, Р.А. Яковлев. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 63 с.
35. Кроль О.С. Тривимірне моделювання металорізальних верстатів та інструментального оснащення: навчальний посібник / О. С. Кроль, В. І. Соколов. – Сєвєродонецьк: вид-во СНУ ім. В. Даля, 2016. – 160 с.
36. Девін В. В. Моделювання напружено-деформованого стану стояка лемішного плуга з використанням методу скінчених елементів / В. В. Девін, В. С. Ткачук. // Збірник наукових праць подільського державного аграрно-технічного університету. – 2013. – №21. – С. 387–391.
37. ГОСТ 12.4.103-83 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Одежда специальная защитная, средства индивидуальной защиты ног и рук. Классификация [Електронний ресурс] // ИПК Издательство стандартов. – 2003. – Режим доступу до ресурсу: http://docs.cntd.ru/document/1200005295.
38. НПАОП 0.00-4.01-08 Положення про порядок забезпечення працівників спеціальним одягом, спеціальним взуттям та іншими засобами індивідуального захисту [Електронний ресурс] // Державний комітет України з промислової безпеки, охорони праці та гірничого нагляду. – 2008. – Режим доступу до ресурсу: http://online.budstandart.com/ru/catalog/doc-page?id_doc=28566.
39. СНиП 2.04.05-91*У Отопление, вентиляция и кондиционирование. [Електронний ресурс] // Киев. : КиевЗНИИЭП,. – 1996. – Режим доступу до ресурсу: https://termocom.com.ua/images/catalogs/snip_2.04.pdf.
40. 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.

41. 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.
42. Геврик Е. О. Охорона праці. Навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів. / Е. О. Геврик. – К: Ельга, Ніка–центр, 2003. – 280 с..
43. Ткачук К. Н. Охорона праці та промислова безпека. Навч.посіб. / К. Н. Ткачук. та ін. – К: Основа, 2009. – 360 с.
44. Раздорожный А. А. Охрана труда и производственная безопасность. / А. А. Раздорожный. – М.: Экзамен, 2007.
45. Румянцев В. Р. Методичні вказівки до виконання розділу «Охорона праці та техногенна безпека» у дипломних роботах (проектах) для студентів ЗДІА спеціальностей МЧМ, МБ та інші / В. Р. Румянцев, І. О. Ткаліч. – Запоріжжя: ЗДІА, 2012. – 16 с.

СПИСОК ГРАФІЧНОГО МАТЕРІАЛУ

№ п/п	Найменування	Кільк. листів	Формат
1	Безперервний широкоштабовий стан 1680	1	А1
2	Натискний механізм	2	А1
3	Деталі (гвинт натискний, глобоїдний черв’як, натискна гайка)	2	А1
4	Конструкції гвинтових пар	1	А1
5	Дослідження на стійкість гайки натискного механізму	1	А1
6	Пост керування прокатним станом	1	А1

ДОДАТКИ

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Приме-чание
				Сборочные единицы		
		1		Мотор " Рилачанс"	1	400-1600
						об/хв
		2		Мотор МПД3	1	1250 об/хв
		3		Мотор МПД3	1	1250 об/хв
		4		Мотор МПД5	1	1250 об/хв
		5		Мотор МПД2	1	1250 об/хв
		6		Мотор "Дженерал електрик"	1	228-787 об/хв
		7		Мотор "Електросила" МП-12	1	300-600 об/хв
		8		Мотор "Дженерал електрик"	1	228-787 об/хв
		9		Мотор МПД6	1	775 об/хв
		10		Шестеренна кліть 500	1	
		11		Розмотувач	1	
		12		Моталка	2	
		13	МР.040620.100 ВЗ	Натискний механізм	1	

Перв. примен.

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.		Гузь Е.А.		
Пров.		Огінський Й.К.		
Н.контр.		Огінський Й.К.		
Утв.		Огінський Й.К.		

МР.040620.000

Безперервний широкоштабовий стан 1680

Лит.	Лист	Листов
Н		1

МОН України
ЗНУ, ІННІ, каф. МО
гр. 8.1330-д

Копировал

Формат А4

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Приме-чание
				Документація		
A1			МР.040620.100 ВЗ	Креслення загального виду		
				Деталі		
		1	МР.040620.110	Гвинт натискний	2	
		2		Електромагнітна муфта	1	
		3		Електродвигун МПД 6	2	
		4		Кінцевий вимикач	1	
		5		Кришка	2	
		6	МР.040620.120	Глобоїдний черв'як	2	
		7		Роликовальниця	2	
		8		Колесо зубчасте	2	
		9		Муфта зубчаста	2	
		10		Колесо черв'ячне	1	
		11		Ущільнювальне кільце	2	
		12		Ущільнювальне кільце	2	
		13		Колесо зубчасте	2	
		14	МР.040620.130	Натискна гайка	2	
		15		Підпятник	2	
		17		Гальмо динамо	2	
				Стандартні вироби		
		16		Гвинт М28Х2	8	

Перв. примен. | Справ. № | Подп. и дата | Инв. № дубл. | Взам. инв. № | Подп. и дата | Инв. № подл.

МР.040620.100

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.		Гузь Е.А.		
Пров.		Огінський Й.К.		
Н.контр.		Огінський Й.К.		
Утв.		Огінський Й.К.		

Натискний механізм

Лит.	Лист	Листов
н	1	1

МОН України
ЗНУ, ІННІ, каф. МО
гр. 8.1330-д

Копировал

Формат А4