Міністерство освіти і науки України

Запорізький національний університет
(повне найменування вищого навчального закладу)

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

кафедра металургійного обладнання
(повна назва кафедри)

ВИПУСКНА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА

На тему Дослідження ремонтопридатності проміжного перемотувального пристрою стана гарячої прокатки.

Виконав: магістрант групи 8.1334

Борщевський Б. І.
(ПІБ) (підпис)

спеціальності

133 Галузеве машинобудування
(шифр і назва)

спеціалізація

(шифр і назва)

Освітньо-професійна програма
Металургійне обладнання
(шифр і назва)

Керівник Шейко С.П.
(прізвище та ініціали) (підпис)

Н.контроль Васильченко Т.О.
(прізвище та ініціали) (підпис)

Запоріжжя – 2025 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 Металургійне обладнання
(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедрою А.О. Власов

“____”_____20___ року

Завдання

до випускної кваліфікаційної роботи магістра

Борщевського Богдана Ігоровича
(прізвище, ім’я, по батькові)

1. Тема кваліфікаційної роботи: Дослідження ремонтопридатності проміжного перемотувального пристрою стана гарячої прокатки
керівник кваліфікаційної роботи канд.техн.наук., професор Шейко С.П.,
затверджені наказом вищого навчального закладу від “19“ вересня 2025 року № 1305-с.
2. Строк подання студентом магістерської роботи 09 грудня 2025 року.
3. Вихідні дані кваліфікаційної роботи техніко-економічні показники роботи прокатного цеху
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): 1. Огляд науково-технічних рішень удосконалення намотувального обладнання та обґрунтування обраного напряму роботи; 2. Розрахункова частина; 3. Дослідно-експериментальна частина; 4. Охорона праці та техногенна безпека в галузі. Загальні висновки та рекомендації
5. Перелік графічного матеріалу (плакати та кресленики): 1. Загальний вид встановлення проміжного перемотувального пристрою CoilBox в технологічну лінію стану гарячої прокатки тонкого листа 1680 1А1; 2. Загальний вид CoilBox – 1А1; 3. Ролик формуючий – 1А1; 4. Деталювання – 1А1 5. Плакати до дослідно-експериментальної частини – 2А1; 6. Схема аерації прокатного цеху – 1А1.

6. Консультанти кваліфікаційної роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
1	Шейко С.П., канд.техн.наук, професор		
2	Шейко С.П., канд.техн.наук, професор		
3	Шейко С.П., канд.техн.наук, професор		
4	Шейко С.П., канд.техн.наук, професор		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської роботи	Строк виконання етапів кваліфікаційої роботи	Примітки
1	Збір матеріалу на кваліфікаційну роботу	29.05.2025 – 25.06.2025	
2	Групування та аналіз зібраного матеріалу. Уточнення завдань кваліфікаційної роботи	01.09.2025 – 17.09.2025	
3	Виконання теоретичної частини кваліфікаційної роботи	18.09.2025 – 18.10.2025	
4	Виконання графічної частини кваліфікаційної роботи	19.10.2025 – 19.11.2025	
5	Написання та оформлення пояснювальної записки	20.11.2025 – 30.11.2025	
6	Перевірка кваліфікаційної роботи консультантами	01.12.2025 – 03.12.2025	
7	Попередній захист	09.12.2025	
8	Переплітання пояснювальної записки	Згідно з графіком	
9	Захист	Згідно з графіком	

Здобувач _____ Борщевський Б.І.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник кваліфікаційої роботи _____ Шейко С.П.
(підпис) (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Борщевський Б.І. Дослідження ремонтопридатності проміжного перемотувального пристрою стана гарячої прокатки.

Кваліфікаційна випускна робота для здобуття ступеня вищої освіти магістра за спеціальність 133 – Галузеве машинобудування, науковий керівник С.П. Шейко. Запорізький національний університет, інженерний навчально-науковий інститут ім. Ю.М. Потєбні, кафедра металургійного обладнання, 2025.

Проведено дослідження конструктивних, експлуатаційних та технологічних аспектів роботи проміжного перемотувального пристрою прокатного стану гарячої прокатки. Проаналізовано сучасні технічні рішення та їх вплив на ефективність формування рулону. Визначено основні фактори, що погіршують якість намотування. Виконано дослідження роботоздатності формуючого пристрою, аналіз напружено-деформованого стану та оцінку запасів міцності методами моделювання. Використання вдосконаленої конструкції ролика забезпечує покращення експлуатаційних властивостей, зниження зношування та підвищення стабільності процесу намотування.

Ключові слова: ШТАБА, ПРОМІЖНИЙ ПЕРЕМОТУВАЛЬНИЙ ПРИСТРІЙ, ФОРМУВАЛЬНИЙ РОЛИК, МІЦНІСТЬ, МОДЕЛЮВАННЯ

ABSTRACT

Borshchevskyi B.I. Study of the Maintainability of the Intermediate Rewinding Device of the Hot Rolling Mill.

Qualification final work for obtaining a higher education degree of a master's degree in specialty 133 - Industrial engineering, scientific adviser S.P. Sheyko. Zaporizhzhia National University, Engineering Educational and Scientific Institute named after Yu.M. Potebni, Department of Metallurgical Equipment, 2025.

The study of the design, operational and technological aspects of the operation of the intermediate rewinding device of the hot rolling mill was carried out. Modern technical solutions and their impact on the efficiency of coil formation were analyzed. The main factors that worsen the quality of winding were determined. The study of the operability of the CoilBox forming device, analysis of the stress-strain state and assessment of safety margins using modeling methods were performed. It was shown that the use of an improved roller design provides improved operational properties, reduced wear and increased stability of the winding process.

Keywords: STRIP, INTERMEDIATE REWINDING DEVICE, FORMING ROLLER, STRENGTH, MODELING

Зміст

Вступ 7
1 ОГЛЯД НАУКОВО-ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ УДОСКОНАЛЕННЯ НАМОТУВАЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ОБРАНОГО НАПРЯМУ РОБОТИ 9
1.1 Аналіз конструктивних особливостей пристроїв для намотування штаби в рулон 9
1.2 Аналіз недоліків та переваг використання проміжного перемотувального пристрою типу CoilBox 16
1.3 Аналіз конструкції проміжного перемотувального пристрою та вибір напряму подальших досліджень 20
2 РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА 28
2.1 Розрахунок зусилля притиснення формуючих роликів 28
2.2 Розрахунок пневмоциліндра механізму формування 32
2.3 Розрахунок ролика на міцність 39
2.4 Вибір та розрахунок опор формуючого ролика 46
3 ДОСЛІДНО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ЧАСТИНА 49
3.1 Аналіз причин, що впливають на якість намотування рулону 49
3.2 Аналіз роботоздатності запропонованої конструкції формувального ролика 55
3.3 Моделювання роботи формуючого ролика та дослідження його роботоздатності 59
4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА В ГАЛУЗІ 64
4.1 Характеристика ступеня досконалості технологічного процесу цеху з гігієнічної точки зору 64
4.2 Комплексний аналіз шкідливих впливів на персонал стану гарячої прокатки тонкого листа 66
4.3 Дослідження можливості зменшення шкідливого впливу виробничого середовища прокатного стану на робітників 69

4.3.1 Дослідження заходів зменшення впливу тепловипромінювання та шуму на робітників виробничої дільниці 69
4.3.2 Дослідження можливості покращення систем опалення та вентиляції 71
Загальні висновки та рекомендації 81
Список використаних літературних джерел 82
ДОДАТКИ 89

Вступ

Прокатне виробництво є фінішним етапом виробничого циклу в металургії, забезпечуючи формування широкої номенклатури плоского та сортового прокату, що використовується у машинобудуванні, будівництві, енергетиці та інших галузях промисловості. Ефективність виробництва безпосередньо залежить від надійності та технічного стану обладнання, яке функціонує в умовах інтенсивних теплових, механічних та вібраційних навантажень.

Одним із ключових вузлів сучасних високопродуктивних станів гарячої прокатки є проміжний перемотувальний пристрій (CoilBox), що забезпечує формування та стабілізацію рулону між проходами, вирівнювання температурних режимів і зниження навантаження на основну моталку. Якість його роботи впливає на геометрію рулону, рівномірність деформації штаби, а також на ефективність усього технологічного потоку. Надійність і ремонтопридатність CoilBox відіграють важливу роль у забезпеченні безперервної роботи технологічної лінії. Відмова або збільшення тривалості ремонтних простоїв призводить до значних втрат продуктивності, погіршення якості готового прокату та підвищення собівартості продукції. Тому удосконалення конструкції вузлів CoilBox, скорочення часу обслуговування, підвищення доступності та зниження трудомісткості ремонтних операцій є актуальними задачами сучасної металургійної інженерії.

Важливим завданням є підвищення довговічності елементів пристрою, зокрема формувальних роликів, які зазнають складного комплексу механічних, теплових та циклічних навантажень. Погіршення їх стану призводить до дефектів намотування, зупинок обладнання та зниження продуктивності. Конструктивному удосконаленню формувального ролика і присвячено дану кваліфікаційну роботу.

Мета і задачі дослідження. Удосконалення конструкції вузлів проміжного перемотувального пристрою та розроблення інженерних рішень для

підвищення ефективності процесу намотування і покращення умов праці персоналу.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- виконати аналіз конструктивних рішень у сфері намотувального обладнання, на кшталт моталок та проміжних перемотувальних пристроїв;
- розрахувати всі силові фактори дії на формувальний ролик під час технологічного процесу намотування;
- виконати дослідження міцності та роботоздатності деталей формувального вузла;
- провести моделювання напружено-деформованого стану вузла;
- розробити технічні рекомендації щодо покращення умов праці персоналу.

Предмет дослідження – проміжний перемотувальний пристрій (CoilBox) стана гарячої прокатки як технічна система, що працює в умовах інтенсивних теплових, механічних та динамічних навантажень.

Об'єкт дослідження – конструктивні параметри і ремонтопридатність формувального ролика CoilBox.

Апробація результатів роботи. Основні положення роботи доповідалися на: І Міжнародній науково-практичній конференції Інженерного навчально-наукового інституту ім. Ю. М. Потебні (09–10 травня 2024 року). Опубліковані тези доповіді.

Структура та обсяг роботи. Кваліфікаційна робота складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел, додатків. Загальний обсяг роботи включає 96 сторінок, у тому числі 81 сторінка основного тексту, на яких 26 рисунків, 6 таблиць, а також 63 найменувань використаних джерел на 7 сторінках, 7 додатків.

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

1 ОГЛЯД НАУКОВО-ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ УДОСКОНАЛЕННЯ НАМОТУВАЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ОБРАНОГО НАПРЯМУ РОБОТИ

1.1 Аналіз конструктивних особливостей пристроїв для намотування штаби в рулон

Пристрої для намотування металевої штаби (моталки) є важливою складовою технологічного процесу гарячої та холодної прокатки. Їх призначення полягає у змотуванні штаби в рулон (рис.1.1) із забезпеченням стабільного натягу, рівномірного формування витків і запобігання пошкодженню поверхні металу. Від конструкції моталки залежить не лише геометрична якість рулону, але й безпека експлуатації всього прокатного комплексу [1–3].

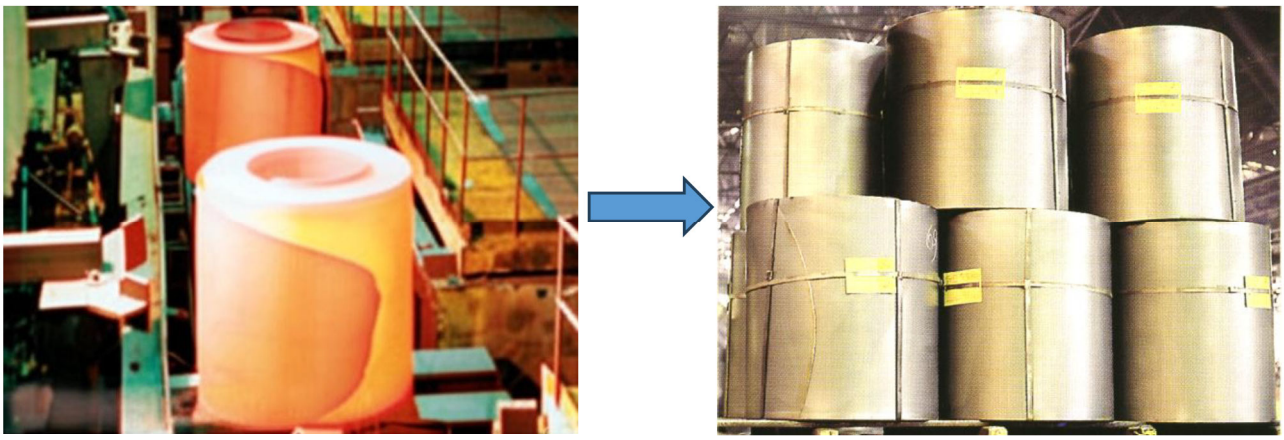


Рисунок 1.1 – Рулони гарячекатаної штаби

Сучасні моталки мають різні типи виконання – барабанні, шпиндельні, комбіновані, двомоталкові, з обертовим столом тощо. Їх конструкція визначається товщиною і шириною штаби, швидкістю прокатки, температурним станом металу та особливостями технологічної лінії [2, 4].

Типова моталка (рис.1.2) складається з барабану, механізму розтискання, приводу обертання, притискного ролика, напрямного пристрою, системи зняття

рулону та станини [5, 6]. Барабан може мати суцільну або секторну конструкцію з клиновим або гідравлічним механізмом розтискання. У станах гарячої прокатки штаби в моталках застосовуються охолоджувані барабани з внутрішніми каналами для циркуляції води чи мастильно-охолоджувальної рідини [7].

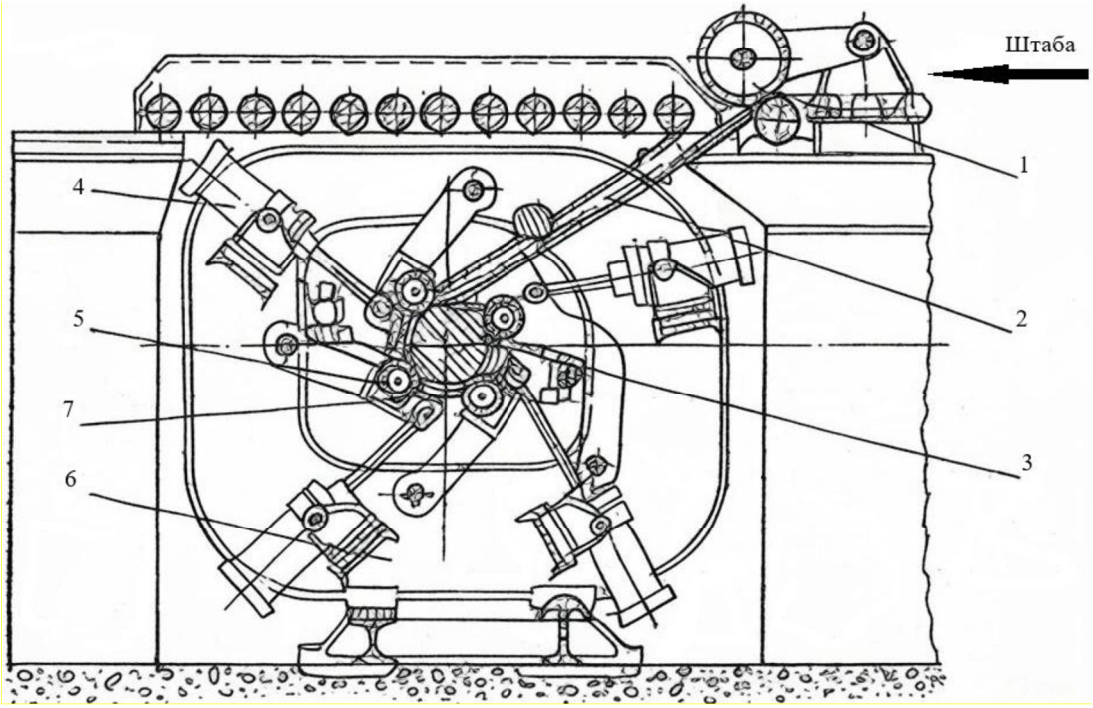


Рисунок 1.2 – Типова кінематична схема чотирьохроликової моталки сталевої штаби: 1 – тягнучий ролик; 2 – напрямний пристрій; 3 – барабан; 4 – привод обертання; 5 – формуючий пристрій; 6 – корпус; 7 – розтискний механізм

Привод обертання барабану та формуючих роликів виконується електричним, гідравлічним або комбінованим і має забезпечувати плавне нарощування моменту в процесі намотування. За даними роботи [3], оптимальна схема керуванням моментом приводу зменшує нерівномірність натягу штаби, що позитивно впливає на якість рулону.

Напрямна система призначена для введення штаби на барабан. Вона включає напрямні ролики, гідравлічні важелі й регулювальні шибери, що забезпечують точне позиціонування краю штаби [5]. Автори в роботі [4]

зазначають, що правильне формування зони входу суттєво знижує ризик утворення поперечних хвиль і складок при перших витках.

Центральним елементом моталки є барабан, що обертається для намотування штаби у рулон. У роботі [3] описано систему контролю гарячекатаної штаби, де барабан інтегрується з формуючими роликами та притискними роликами для початкового захоплення стрічки. Конструктивно барабан регулюється за діаметром для адаптації до змінного радіуса рулону, забезпечуючи постійні напруження натягу.

Формуючі ролики контролюють тиск на штабу під час початкових витків. У роботі [4] запропоновано систему контролю формуючих роликів з позиційним та тисковим режимами, що зменшує динамічні навантаження та шум. Конструкція включає гідравлічні циліндри для регулювання зазору, забезпечуючи компактність і покращення якості поверхні стрічки.

Притискні ролики спрямовують стрічку до барабана. У роботі [8] Motomura T. та співавт. дослідили процес гарячої прокатки штаби з контролем моталок та автоматичним перемиканням режимів швидкості та напруги. Таким чином притискні ролики синхронізуються з формуванням рулону для уникнення ковзання.

Пристрої для намотування металевої штаби класифікуються за типом прокатки (гаряча прокатка чи холодна). Для гарячої прокатки типовими є барабанні моталки з гідравлічними системами [7], тоді як для холодної – агрегати з електромеханічним приводом [11]. Також окремо виділяють за конструкцією барабана та режимами роботи (безперервний чи напівбезперервний). Також своєю роботою [1] Самохвал В. М. описує конструкції моталок, які поділяються на моталки для формування рулонів з плоскої продукції (штаби) та моталки для намотування сортового прокату (рис.1.3).

У монографії Кулік Т. О. [2] акцентується на виробництві листового металопрокату з теплим деформуванням, де моталки інтегруються з режимами термічної обробки для збереження властивостей матеріалу. Патенти [10, 11] пропонують варіанти для тонкої стрічки, з акцентом на запобігання колапсу

внутрішніх витків. Курпе О. В. [18] розвиває наукові основи термомеханічної прокатки, де конструкція моталки впливає на рівномірність охолодження рулону.



Рисунок 1.3 – Типова моталка для формування бунта дроту

В листопрокатному виробництві найбільшого поширення набули роликово-барабанні моталки, що встановлюються після чистових клітей гарячої прокатки (рис.1.4). Вони забезпечують змотування штаби товщиною 1–20 мм при швидкості до 20 м/с [7]. За результатами досліджень [8], ефективність цих моталок залежить від жорсткості барабана, моменту інерції приводу та узгодження натягу між кліттю і моталкою. З метою уникнення простоїв під час зняття готового рулону останнім часом почали використовувати системи з двох моталок, які використовуються, як правило, на безперервних лініях, де намотування відбувається почергово на два барабани (рис.1.5). Це дозволяє уникнути простоїв під час зняття готового рулону.

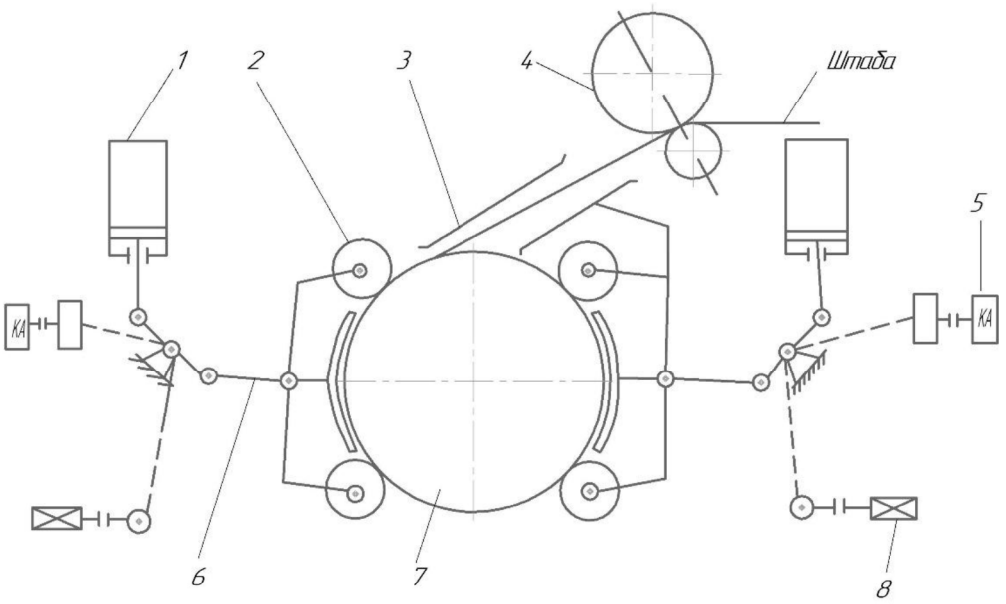


Рисунок 1.4 – Кінематична схема ролико-барабанної моталки: 1 – пневмоциліндр; 2 – формуючий ролик; 3 – направляюча ринва; 4 – тягнучі ролики; 5 – командоапарат формуючих роликів; 6 – важільно-шарнірна система; 7 – барабан; 8 – електродвигун

Застосування синхронного керування двома моталками підвищує продуктивність прокатного стану на 10–12 % [3].

Для дрібносортного і середньосортного прокату ефективними є моталки з поворотним столом. Бешта Д. О. в роботі [17] довівв, що обертальний механізм спрощує зняття рулону та зменшує навантаження на шпиндель, підвищуючи ресурс підшипникових вузлів. Такі системи застосовуються на комбінованих лініях для одночасного змотування кількох рулонів.

Удосконалення процесу намотування тісно пов’язане з розвитком систем автоматичного керування. Автори роботи [9] запропонували модель динамічного регулювання натягу штаби в ділянці «чистова кліть – моталка», що враховує еластичну деформацію штаби і момент інерції приводу. В роботі [5] запропоновано удосконалену модель розрахунку напружень у зоні контакту «барабан – рулон», що дозволяє підвищити точність керування моментом намотування.

Сучасні системи автоматизації використовують зворотний зв’язок за сигналами натягу та швидкості, а також адаптивні алгоритми компенсації

температурних коливань [10]. Застосування інтелектуальних регуляторів у приводі барабана забезпечує стабільність натягу при зміні товщини штаби.

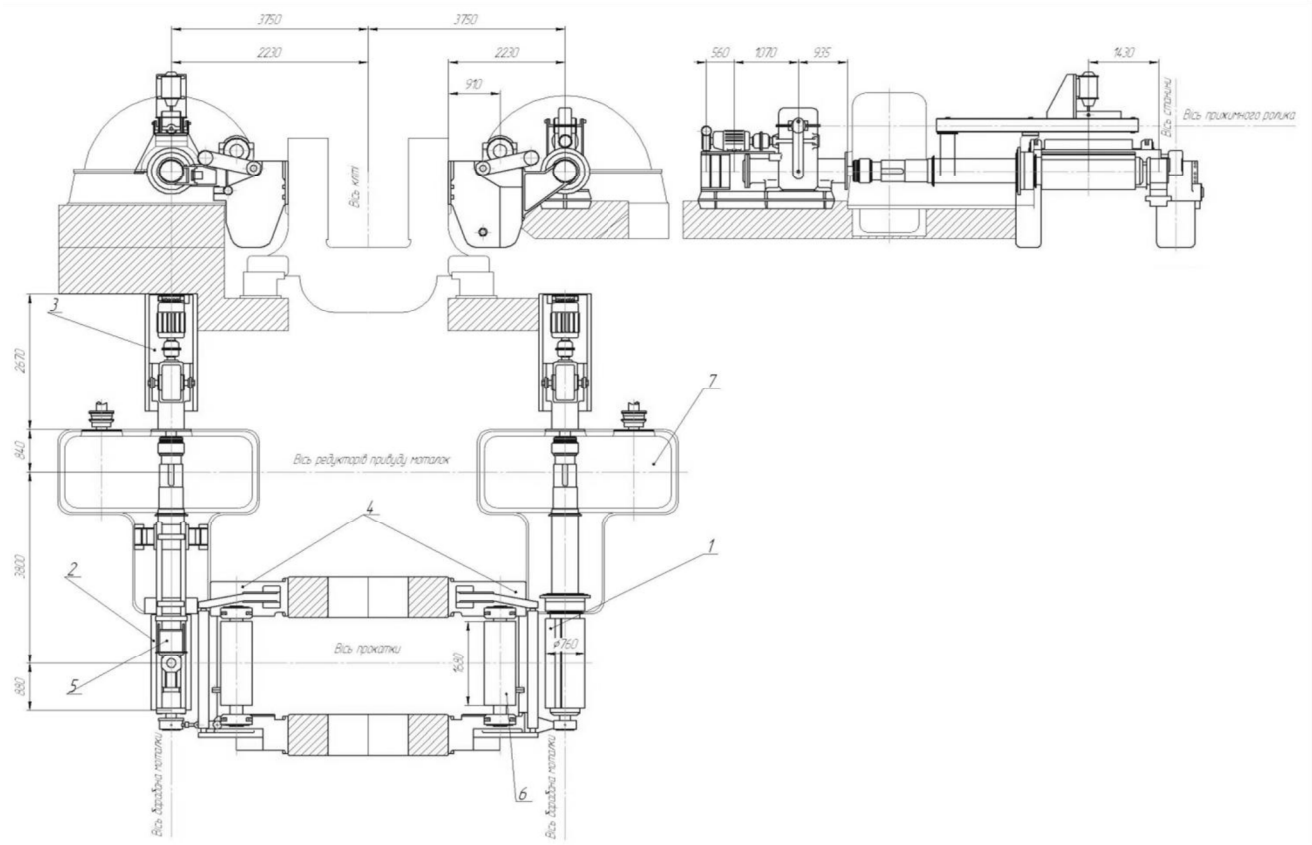


Рисунок 1.5 – Встановлення двомоталкової системи з метою підвищення продуктивності прокатного стану: 1 – барабан правої моталки; 2 – барабан лівої моталки; 3 – механічний привод переміщення штанги барабана; 4 – натискний механізм; 5 – шток барабана моталки; 6 – прокатний валок; 7 – комбінований редуктор обертання моталки

Дослідження температурних і напружених полів у процесі змотування дозволили визначити зони потенційного перегріву й пластичних деформацій у внутрішніх шарах рулону [6]. При цьому доведено, що рівномірність розподілу температури по товщині штаби зменшує градієнт залишкових напружень до 15 %. Розрахунки, виконані в роботі [5], показують, що при збільшенні діаметра рулону з 1200 мм до 1800 мм питомі напруження у зовнішньому шарі зменшуються на 12-18 %, що підвищує стійкість до розриву.

Сучасні підходи до проєктування моталок базуються на комп'ютерному моделюванні процесів деформації, нагріву та тертя [11]. Зокрема, застосування методів скінченних елементів (FEM) дає змогу оцінити тиск по радіусу рулону та рівномірність обтиску в зоні контакту. Так роботою [8] запропоновано симулятор моталки стану гарячої прокатки, який дозволяє передбачати виникнення коливань натягу й запобігати зриву витків. Такі цифрові моделі сьогодні активно використовуються на підприємствах ArcelorMittal та POSCO [14].

У процесі намотування виникають коливання моментів у приводі барабана, що можуть спричинити зрив витків і пошкодження штаби. Куваєв В. М. та Бешта Д. О. [16] розробили динамічну модель взаємодії механізмів ділянки «кліть – моталка», яка враховує пружність валу і затримку сигналів у гідросистемі. У подальших дослідженнях [17] автори проаналізували механізм зриву витків і показали, що стабілізація притискного ролика за допомогою гідроциліндра з електронним керуванням знижує амплітуду коливань натягу на 20–25 %.

Аналіз патентів SMS Demag AG [10] та SMS Siemag AG [11] вказує на тенденцію до впровадження регульованих барабанів із внутрішнім охолодженням і змінною геометрією секторів. Такі розробки направлені на забезпечення рівномірного тиску по внутрішній поверхні рулону та підвищення його щільність. Значну увагу також приділяють зниженню маси обертових елементів, використанню високоміцних легованих сталей для шпинделів, а також підвищенню ремонтопридатності вузлів [12].

Таким чином, підсумовуючи все вищесказане, можна зробити висновок, що сучасні пристрої для намотування штаби характеризуються:

- підвищеною жорсткістю та надійністю барабанних вузлів;
- застосуванням гідравлічних систем для регулювання натягу та розтискання;
- широким використанням автоматизованих систем керування натягом;

– цифровим моделюванням і симуляцією динаміки процесу намотування.

Проведені дослідження вітчизняних і зарубіжних авторів [1–18] показують, що розвиток конструкцій моталок спрямований на покращення якості намотуємого рулону, зменшення інерційності приводів і підвищення енергоефективності процесу.

1.2 Аналіз недоліків та переваг використання проміжного перемотувального пристрою типу CoilBox

Висока продуктивність і якість гарячекатаного прокату значною мірою визначаються роботою пристроїв для змотування штаби в рулон. Моталки та перемотувальні пристрої забезпечують завершення технологічного циклу прокатки, стабілізують натяг штаби, формують рулон необхідної щільності та запобігають втратам тепла й механічним пошкодженням металу.

У сучасних листопрокатних цехах для підвищення ефективності роботи стану застосовуються проміжні перемотувальні пристрої типу CoilBox, що дозволяють акумулювати штабу між чорновою і чистовою групами клітей. Така технологія є альтернативою безперервним станам із пічним проміжним нагрівом і забезпечує істотне зниження енерговитрат [19, 25].

Традиційна моталка складається з барабана (мандрелу), механізму розтискання, приводу обертання, напрямного пристрою, притискного ролика та системи зняття рулону. Барабан зазвичай має чотирисекторну конструкцію з клиновим або гідравлічним механізмом розтискання. Привод моталки повинен забезпечувати плавне регулювання швидкості обертання, синхронізоване з прокатними клітями [20].

Під час гарячої прокатки головною проблемою є утримання стабільного натягу штаби, особливо при зміні товщини або температури металу. Для зменшення втрат енергії й запобігання розривам застосовуються автоматичні системи регулювання моменту та натягу [22]. Однак, при високих швидкостях і

великій довжині штаби накопичується значна теплова нерівномірність, що негативно позначається на мікроструктурі сталі.

Зі зростанням швидкостей прокатки й необхідністю мінімізувати проміжний нагрів між чорновими й чистовими клітями виникла потреба у пристрої, здатному накопичувати штабу без її охолодження (рис.1.6). Рішенням стала конструкція CoilBox – горизонтального або похилого барабана з напрямними роликами, який тимчасово намотує штабу у рулон, утримуючи її при температурі 750–950 °C [19, 24].

Завдяки цьому штаба надходить у чистову кліть із мінімальними втратами тепла. В роботі [19] відзначається, що енергетичні витрати на нагрів металу після CoilBox зменшуються на 8÷10 %, а температура входу до чистової кліті підвищується в середньому на 40÷50 °C порівняно з лініями без перемотування.

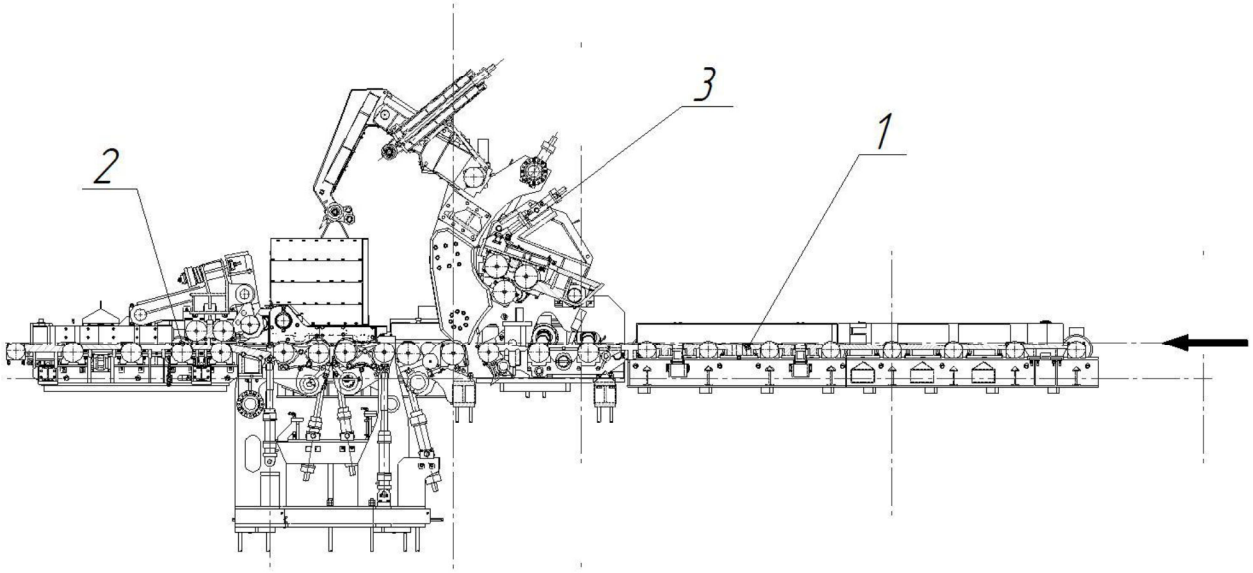


Рисунок 1.6 – Загальний вид проміжного перемотувального пристрою: 1, 2 – рольганги; 3 – комплекс «Койлбокс»

Типовий CoilBox складається з двох основних зон: вхідної секції з напрямними роликами та намотувальної секції з барабаном і механізмом осьового переміщення рулону. Барабан має порожнисту вісь, на яку намотується штаба довжиною до 120 м. Після завершення прокатки рулон розмотується у зворотному напрямку й подається на чистову групу клітей.

В роботі [22] виконано дослідження напружено-деформівного стану штаби у CoilBox за допомогою методу скінченних елементів і доведено, що найвищі згинальні напруження виникають у перших трьох витках рулону. Для зменшення їх рівня запропоновано оптимізувати геометрію опорних роликів і зменшити кут входу штаби на барабан. Роботою [23] розроблено систему керування положення згинального ролика, яка дозволяє автоматично регулювати радіус намотування залежно від товщини металу, запобігаючи надмірному згину або обриву штаби.

До основних переваги застосування проміжного перемотувального пристрою можна віднести наступне:

1. Енергозбереження – використання CoilBox знижує тепловтрати металу під час транспортування з чорнової до чистової групи клітей. За даними роботи [25], температура штаби після CoilBox вища на 60–80 °C порівняно з традиційною схемою без перемотування.
2. Зменшення довжини стану. CoilBox замінює проміжну піч, що скорочує довжину прокатної лінії на 40÷60 м, зменшує капітальні витрати та спрощує компоновку обладнання [21].
3. Покращення рівномірності температурного поля. У процесі намотування відбувається часткове вирівнювання температури по довжині штаби, що сприяє отриманню більш однорідних механічних властивостей [22].
4. Підвищення стабільності технологічного процесу прокатки. CoilBox діє як буфер між клітями, згладжуючи коливання швидкості подачі металу. Це знижує динамічні навантаження у приводах та зменшує знос робочих валків [23].
5. Збільшення продуктивності. За оцінкою авторів у роботі [19], використання CoilBox на станах типу 1680 дозволяє підвищити продуктивність лінії на 12÷15 %.
6. Поліпшення поверхневої якості прокату. Завдяки стабільному натягу й контрольованому радіусу намотування зменшується ризик подряпин і складок, що підтверджено експериментами в роботі [21].

Попри значні переваги, пристрої типу CoilBox мають низку конструктивних і технологічних обмежень:

1. Складність конструкції – система роликів, барабан і приводи вимагають точного узгодження швидкостей, що ускладнює регулювання та обслуговування [20].
2. Високі навантаження на згинальні ролики – роботою [22] відзначається підвищене зношування роликів у зоні контакту через циклічну дію високих температур і тиску.
3. Підвищені вимоги до охолодження – барабан і направляючі елементи повинні витримувати температури до 950 °C, що потребує ефективної системи охолодження та термостійких матеріалів [23].
4. Необхідність точного контролю натягу при розмотуванні – відхилення моменту на барабані може спричинити розтріскування штаби або порушення геометрії рулону [26].
5. Складність технічного обслуговування – в роботі [20] акцентується увага на тому, що стабільна робота CoilBox вимагає систематичного технічного обслуговування згідно з циклом PDCA.

Результати промислових випробувань на станах компаній Tangsteel, POSCO і ArcelorMittal свідчать, що застосування CoilBox забезпечує економію енергії до 10 % і збільшення виходу придатного прокату на 2–3 % [23, 25]. При цьому розроблюються нові алгоритми автоматичного відстеження штаби та черговості намотування, що підвищує точність подавання у чистову кліть [24] та удосконалюються методи розрахунку теплових втрат у CoilBox, які мають враховує швидкість обертання, коефіцієнт тепловіддачі та кількість витків рулону [27].

Порівняльний аналіз показує, що:

- Традиційні моталки простіші в конструкції та обслуговуванні, але не забезпечують енергозбереження і стабільності температури металу.
- CoilBox дозволяє зменшити втрати тепла, підвищити рівномірність структури сталі й продуктивність прокатної лінії, однак потребує високої

точності систем автоматизації та більш дорогого регулярного обслуговування.

З урахуванням сучасних тенденцій розвитку листопрокатних станів, застосування CoilBox є доцільним на лініях середньої та великої продуктивності, де ключовими є стабільність температурного режиму й енергетична ефективність [19–27].

1.3 Аналіз конструкції проміжного перемотувального пристрою та вибір напряму подальших досліджень

Технологічний процес роботи агрегату CoilBox представляє собою проміжний процес, метою якого є змотування розкату на високій швидкості при виході з чорнової групи клітей з наступним розмотуванням матеріалу на більш низькій швидкості і його завданням в чистову групу клітей. Технологія CoilBox зробила революційні зміни у виробництві сталевого гарячекатаного листа завдяки двом ключовим принципам: збереженню температури та обробці довгих розкатів. Процес змотування скорочує площу поверхні тепловипромінювання розкату. В результаті розкат після розмотування має фактично таку ж температуру, що і при змотуванні, що дозволяє вести прокатку в чистових клітях з постійною швидкістю. Технологія CoilBox дозволяє скоротити витрати електроенергії при прокатуванні матеріалу в чистовій групі клітей, забезпечує більшу однорідність металургійних властивостей по довжині кінцевого продукту і дозволяє розширити асортимент продукції, що прокочується на стаі. На додаток до цього, змотування розкату може бути розпочато, коли розкат все ще знаходиться в чорновій групі, таким чином, стан гарячої прокатки Запоріжсталі отримав можливість обробляти більш довгі розкати. Технологія CoilBox та конструкція пристрою за останні тридцять років були суттєво вдосконалені, результатом чого став високий рівень ефективності, надійності, якості продукції та рівномірного розподілу температур.

Основні технічні характеристики агрегату CoilBox встановленого в цеху

гарячої прокатки ПАТ «Запоріжсталь» наведено в таблиці 1.1

Таблиця 1.1 – Технічна характеристика CoilBox встановленого в цеху гарячої прокатки ПАТ «Запоріжсталь»

Найменування	Показник
Річна потужність прокатного стану	3,500 млн. тонн в рік
Марки сталі	Низьковуглецеві та високовуглецеві сталі, високоміцні низьколеговані сталі, нержавіючі сталі
Товщина сляба, мм	140 – 168
Довжина сляба, мм	4200 – 9500
Товщина розката, мм	18 – 36
Ширина розката, мм	850 – 1520
Температура розката, °С	950 – 1150
Питома маса рулона, на од.ширини, кг/мм	4.5 – 12.5
Максимальна маса рулона, т	18.6
Діаметр вічка CoilBox, мм	600 – 650
Максимальний зовнішній діаметр рулону, мм	1600
Заправочна швидкість CoilBox, м/сек	2.0 – 4.5
Максимальна робоча швидкість CoilBox, м/сек	4.5
Максимальная швидкість розмотування, м/сек	2.5
Швидкість різання головної частини розката на ножицях обрізі, м/сек	2.0
Швидкість зближення з чистовою кліттю F5, м/сек	2.0 та 1.5
Мінімальний час паузи чистової кліті F5, сек.	5

Загальний вид устрою CoilBox наведено на рисунку 1.7

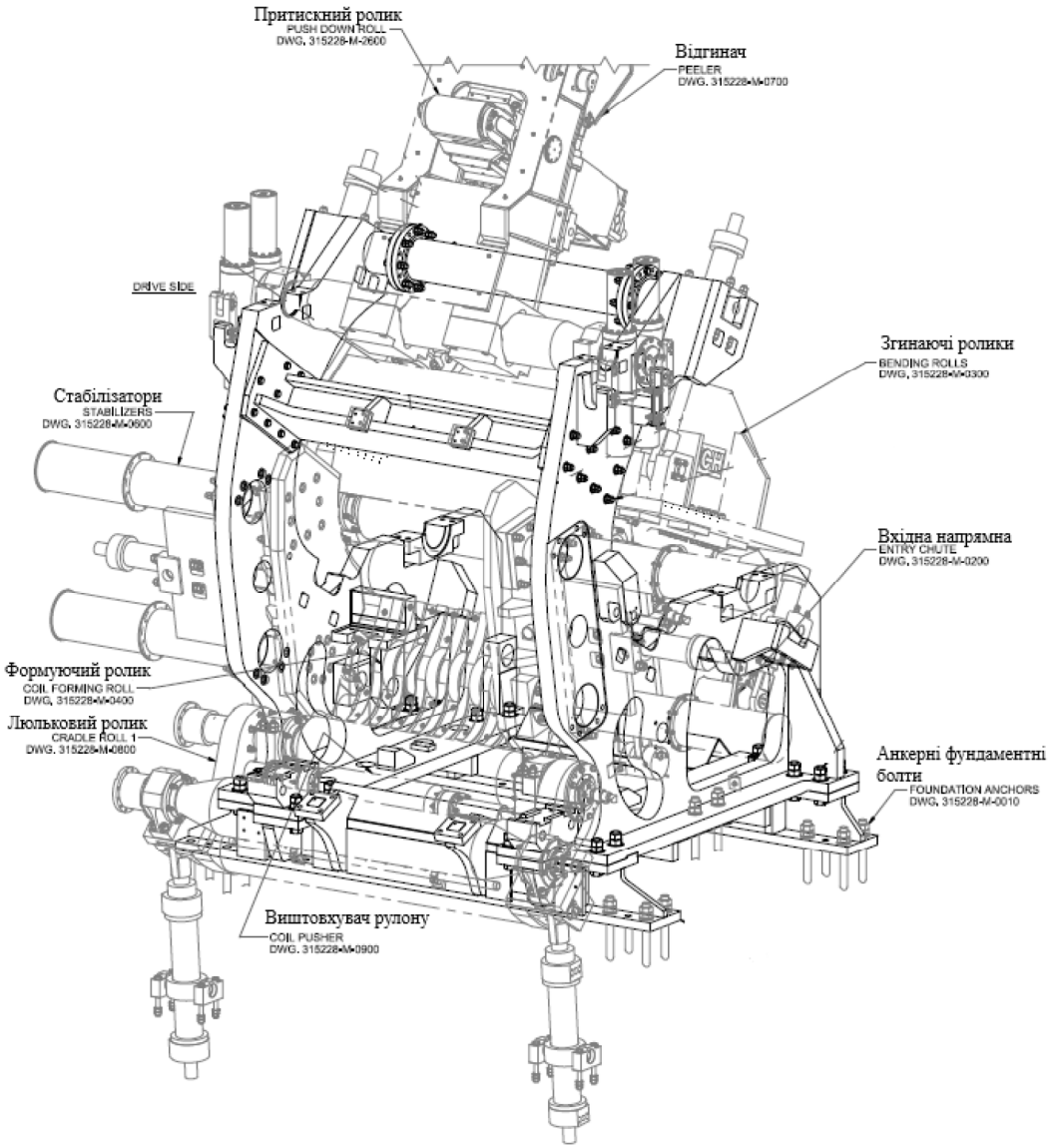


Рисунок 1.7 – Загальний вид устрою проміжного перемотувального пристрою CoilBox

CoilBox (рис.1.7) готується до прокатки за допомогою підйому вхідного жолоба та формуючого ролика, переміщення відгинача у становище готовності, підняття одного люлечного ролика у верхнє положення та переміщення інших люлькових роликів у положення розмотування, при опусканні тягнучого ролика в положення очікування.

У процесі налаштування змотування використовується інформація про товщину та ширину розкочування для позиціонування вхідних бічних напрямних CoilBox і позиціонування зазорів згинального ролика на вході та

виході. Налаштування розмотування включає: позиціонування рам люлькових роликів для розмотування, втягування утримуючих штирів, переміщення тягнучого ролика в положення очікування, виставлення бічних напрямних ножиць обрізу на ширину розкату.

CoilBox приймає розкочування з чорнової кліті R4 і направляє головний кінець у вхідні бічні напрямні, які розводяться на величину короткого ходу, щоб забезпечити додатковий зазор для головного кінця. Головний кінець переміщається по вхідному жолобу до трьох згинальних роликів, які були заздалегідь встановлені на товщину розкату. Головний кінець розкату згинається за допомогою згинальних роликів, в результаті чого головний кінець входить в контакт з верхньою проводкою, що формує. Коли додатковий матеріал виходить із згинальних роликів, головний кінець ковзає вниз по проводці над формуючим роликом до нижньої формуючої проводки і люлечному ролику. При цьому розкат провертається щодо головного кінця, збільшуючи, таким чином, вигин. Коли вигнутий кінець розкочування стосується люлечного ролика, він тут же направляється вгору по нижній проводці, що формує, і формуючому ролику, завершуючи формування вічка рулону. Частина, що залишилася, намотується на вічко рулону, в той час як проводиться корекція швидкості змотування і положення стабілізаторів, рами вихідного згинального ролика і рами люлечного ролика. Коли хвостовий кінець наближається до CoilBox, швидкість розкату сповільнюється і послідовність зупинки хвостової частини починає контролювати положення хвостового кінця для відгинання і ініціює швидкий підйом згинального ролика, опускання люлечного ролика до рівня лінії прокатки і позиціонування стабілізатора. В умовах безперервного змотування та розмотування контроль зупинки хвоста сигналізує початок розмотування за допомогою ініціювання опускання відгинача і опускання люлечного ролика у положення розмотування. Все обладнання змотування встановлюється в положення готовності до прийому наступного розкату, коли ділянка звільняється від матеріалу.

Процес розмотування починається опусканням люлечного ролика в

положення розмотування та опускання важеля відгинача для відгинання хвоста рулону і подальшого утримання розкочування біля лінії прокатки. Якщо цього вимагає розмір рулону, притискний ролик опускається і міцно утримує рулон у люлькових роликах, щоб забезпечити відгинання та розмотування за допомогою ролика, що тягне. Коли відгинач приходить у положення механічної зупинки, ролики починають розмотувати розкат у напрямку до кліті F5. Коли головний кінець проходить правильно-тягнучий ролик, рама опускається в положення притиску, щоб сприяти розмотування з регулюванням тиску. Головний кінець розкочування проходить через вхідні бічні напрямні ножиць обрізі, піддається обрізці на ножицях і переміщується у напрямку до кліті F5. Коли головний кінець входить у першу чистову кліть, правильно-тягнучий ролик піднімається в положення правки, і вхідні бічні напрямні ножиць обрізі розводяться. Тим часом починається підйом відгинача після завершення різу. Після того, як відгинач відпускає рулон, притискний ролик починає підніматися, якщо до цього він був опущений. Форсована безоправна передача може бути розпочата залежно від вибору оператора, параметрів матеріалу та вибору режиму ділового різання. Послідовність форсованої передачі автоматично блокується у разі малих рулонів, передача яких здійснюється пасивно за обрізанням головного кінця. Стандартний процес полягає у передачі всіх рулонів до люлькових роликів, як тільки надається можливість забезпечення максимального часу перебування рулону між термічними бічними екранами. Операція передачі починається опусканням люлечного ролика у положення передачі і опусканням люлечного ролика в положення прийому. При опусканні люлечного ролика рулон приходить у зіткнення з роликом, що виштовхує, змушуючи рулон переміститися від люлечного ролика. Рулон перекочується через люлечний ролик і стикається з іншим люльковим роликом. Люлечні ролики потім опускаються в положення передачі, тоді як верхній люлечний ролик починає підніматися. Внаслідок цього рулон перекочується через перший нижній люлечний ролик і стикається з другим нижнім люлечним роликом 2В. Верхні і нижні люлечні ролики одночасно піднімаються доти, доки рулон не звільнить

верхнійлюлечний ролик. Нижні люлечні ролики піднімаються і займають положення розмотування. Розмотуючі бічні напрямні переміщуються в положення утримування рулону.

Коли рулон зменшується до розміру пасивної передачі, що залежить від параметрів матеріалу, обертання рулону припиняється, і він переміщується до ролика, що утримує. Розмотуючі бічні напрямні переміщаються в положення відгинання хвоста, і вводяться утримуючі штирі, коли рулон досягає критичного діаметра. Хвостовий кінець повністю розгинається на утримуючих штирях і піддається правці, проходячи через правильно-тягнучий ролик, після чого обрізається на ножицях обрізі. Все обладнання розмотування потім встановлюється в положення прийому наступного розкату.

Конструкція CoilBox передбачає пасивну безоправочну передачу від люлечних роликів або будь-якого положення перед утримуючим роликом. Ця особливість конструкції є вирішальною у підтримці високого темпу при прокатуванні рулонів малих розмірів.

Основна вимога, що пред’являється до перемотувальних пристроїв, зводиться до забезпечення щільного рулону без телескопічності. Цю функцію покладено до формуючого пристрою, а саме беспосередньо на формувальні ролики, які ще далекі від досконалості та потребують пристальної уваги конструкторів механіків.

Механізм формування моталки призначений для формування штаби в рулон спільно з барабаном і складається з двох станин, формуючих роликів в роликотримачах, проводок, системи важелів і двох пневматичних циліндрів.

Для виключення жорсткого важільного з'єднання роликотримачів між собою, зменшення динамічних ударів і забезпечення притискання кожної пари формуючих роликів до рулону самостійно встановлені пружинні амортизатори-стабілізатори.

На перших етапах розвитку змотувальних пристроїв формуючі ролики виконували ребристими для забезпечення заходу між ребрами роликів проводок, що повинно було виключити потрапляння металу між роликами, а потім їх стали

виготовляти з гладкою бочкою цільноковані. Застосування ребристих роликів не виправдалося, так як на змотаній штабі залишаються сліди (вдавлювання), що особливо помітно на товстих штабах [28].

Формуючих ролики виготовляють із сталі 9Х або 9ХФ з поверхневим загартуванням бочки до 70-80 одиниць по Бринелю.

Для щільного намотування перших витків на барабан необхідно розташувати формуючі ролики навколо барабана з певним зазором. При широкому діапазоні товщини, необхідно змотувати штабу з невеликим зазором між барабаном і формуючими роликами. При замотуванні товстих штаб виникають удари по барабану і роликам, погіршуючи умови захоплення і збільшуючи їх знос. Все це якоюсь мірою усувається в разі регулювання зазначеного зазору за допомогою механізмів для регулювання, встановлених на моталках.

Привод типового формуючого пристрою складається з формуючого ролика 1, вальниць 2, шпинделя або карданного вала 3, електродвигуна 4, муфти 5 і тахогенератора 6 (рис.1.8). Установка електродвигунів з карданними валами є найкращою, так як вони винесені в бік від рулону, тобто віддалені від впливу температури і води.

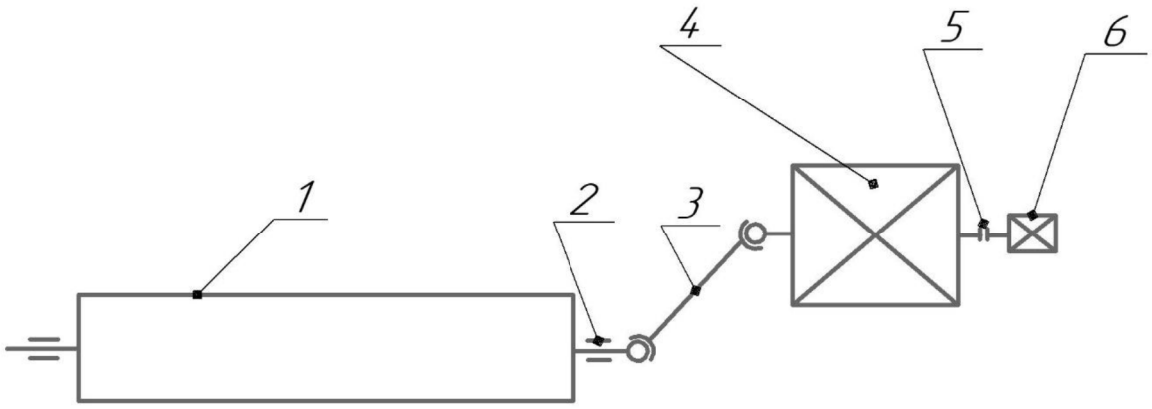


Рисунок 1.8 – Спрощена кінематична схема формувального пристрою проміжного перемотувального пристрою (позиції наведено в тексті)

Мета модернізації – підвищення стійкості ролика за рахунок зниження концентрації напружень в критичних перетинах. Як відомо у зонах різких змін геометрії поперечного перерізу – поблизу прорізів, виїмок, отворів, жолобників та інших конструктивних елементів, а також у районах контакту деталей – формуються підвищені локальні напруження [29, 30]. На рисунку 1.9 зображено конструкцію формуючого ролика. Ролик складається з бочки і циліндричних шийок. Кожна з циліндричних шийок виконана східчасто з конусними перехідними ділянками, причому діаметр шийки прилеглої до бочки виконаний рівним 1,20-1,25 діаметру зовнішньої шийки з протяжністю конусного перехідної ділянки, від бочки до цієї щаблі шийки, рівний 0,75-0,85 протяжності щаблі цієї ділянки 1, рівним 0.4-0.5 кута конусності перехідної ділянки, що межує з периферійної щаблем, виконаної рівний 0.06-0.08 протяжності конусного перехідної ділянки lк1, що примикає до бочки.

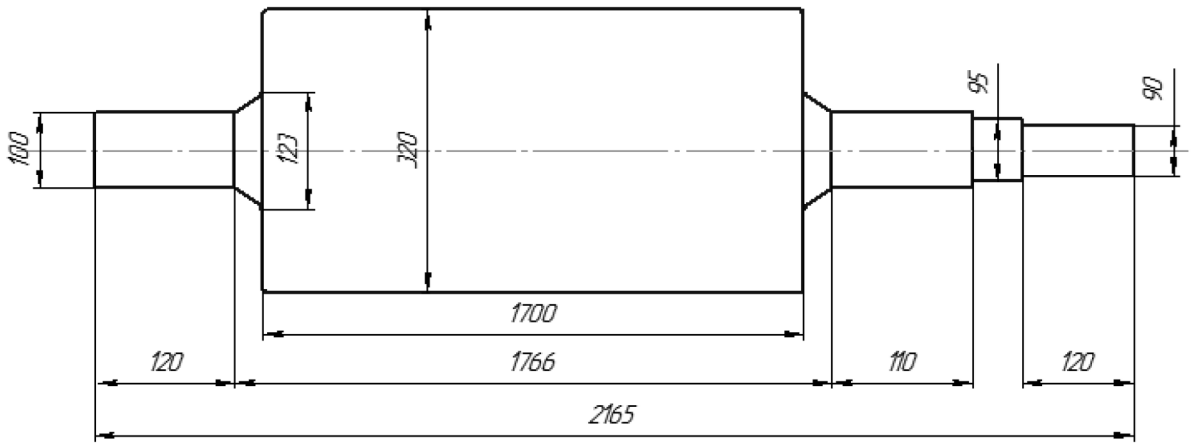


Рисунок 1.9 – Схема формуючого ролика

Сутність запропонованого ролика моталки гарячої штаби полягає в тому, що для зниження концентрації напружень в найбільш небезпечному перерізі у пропонованій конструкції формуючого ролика кожна з шийок ролика виконується ступінчастою з конусними перехідними ділянками. Адекватність обраних рішень заплановано перевірити в дослідно-експериментальній частині.

2 РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА

2.1 Розрахунок зусилля притиснення формуючих роликів

Всі розрахунки виконає мо за відомими методиками наведеними у відкритих джерелах [28, 31-34]. Вихідні дані для розрахунку наведено в таблиці 2.1

Таблиця 2.1 – Вихідні дані до розрахунку формуючого ролика

№ п/п	Параметри	Позначення	Величина
1	2	3	4
1	Вага рулона (max)	G, кг	15 000кг
2	Товща полоси - вуглицевої - легованої	h, мм	1.7…8мм 2…4мм
3	Ширина полоси	b, мм	720…1550мм
4	Діаметр рулона (max)	Dmax, мм	1600мм
5	Температура зматуваної полоси	t, °C	500…800
6	Межа плинності змотуваної штаби з: – вуглецевої сталі – низьколегованої сталі	σ_s, кг/мм2	 20 45
7	Швидкість – прокатки – виходу полоси	*v*, м/с	 6…15 10
8	Діаметр барабана	$D_б$, мм	750мм
9	Діаметр формуючих роликів	$D_р$, мм	320мм
10	Довжина бочки формуючих роликів	$L_р$, мм	1700мм

Тиск пари роликів при формуванні переднього кінця штаби :

$$P = P_1 + P_2 \tag{2.1}$$

Момент від діючих сил :

$$M = P \cdot R \cdot \sin\alpha, \tag{2.2}$$

де M – момент вигину, рівний моменту пластичного вигину;

R – зусилля першого роликотримача ;

α – Кут між формуючих роликами і, отже, силами

Пластичний момент:

$$M_{пл} = \sigma_s \cdot \frac{b \cdot h^2}{4} = 200 \cdot 10^6 \cdot \frac{1.55 \cdot 0.008^2}{4} = 4960\,\text{Н} \cdot \text{м}, \tag{2.3}$$

де σ_s – межа плинності штаби, Па;

b – ширина штаби, м;

h – товщина штаби, м;

Зусилля притиску роликотримача з умови вигину штаби при формуванні першого витка на барабані :

$$P = \frac{M}{R \cdot \sin\alpha} = \frac{4960}{0.375 \cdot \sin 120} = 15300\ \text{Н},$$

де R – радіус барабана, м.

При визначенні центробіжної сили приймаємо, що необхідно подолати відцентрову силу від одного витка штаби.

$$C = \frac{P_1 \cdot \upsilon^2}{g \cdot R_б} = \frac{230 \cdot 10^2}{9,8 \cdot 0,375} = 6260 \text{ кг} \quad (2.4)$$

де P_1 – вага одного витка, кг;

υ – швидкість змотування штаби, м / с;

$R_б$ – радіус барабана, м;

g – прискорення сили тяжіння, м / с;

$$P_1 = V \cdot \rho = 0.029 \cdot 7900 = 230 \text{ кг},$$

де V – об'єм металу одного витка, м^3;

ρ – щільність металу, кг/м^3;

$$V = 2\pi R_б \cdot h \cdot b = 2 \cdot 3.14 \cdot 0.375 \cdot 0.008 \cdot 1.55 = 0.029 \text{ м}^3$$

Зусилля притиснення одного формуючого ролика.

$$P_p^{'} = \frac{P}{2} + \frac{C}{4} = \frac{15300}{2} + \frac{62600}{4} = 38950\, H \quad (2.5)$$

Зусилля притиснення формуючих роликів для забезпечення натягу штаби дорівнюватиме

$$\Sigma P \geq \frac{T}{\mu}$$

де μ – коефіцієнт тертя, що приймається 0,35 ;

T – натяг штаби.

Зусилля, що діє на один ролик

$$P_p'' = \frac{T}{2\mu}$$

або з урахуванням відцентрової сили

$$P_p'' = \frac{T}{2\mu} + \frac{C}{n} = \frac{25000}{2 \cdot 0.35} + \frac{62600}{4} = 52360H \qquad (2.6)$$

Розрахунок проведено з умови, що вигин штаби закінчується за другим формуючим роликом, а натяг починає створюватися після утворення половини витка (рисунок 2.1). Для подальшого розрахунку вибираємо більшого значення цього зусилля:

$$P_p = k \cdot P_p'' = 1.5 \cdot 52360 = 80000H$$

де к – коефіцієнт запасу зусилля притиснення.

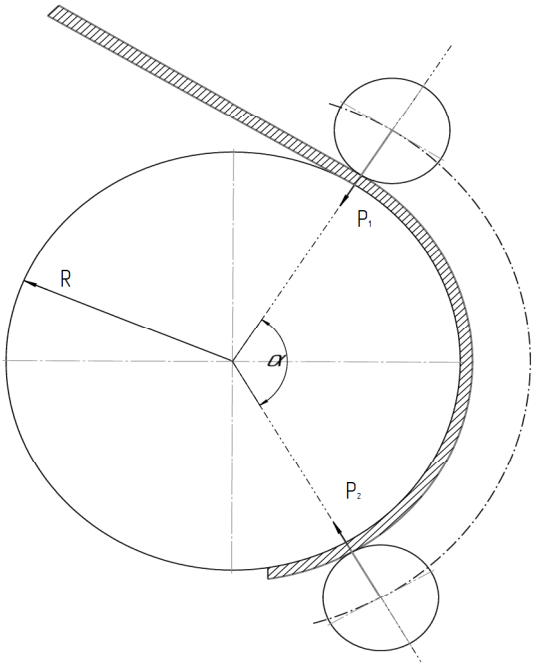


Рисунок 2.1 – Схема до розрахунку зусилля, що діє на формуючі ролики

Після визначення зусилля, що діє на формуючі ролики можна переходити до розрахунку елементів безпосередньо механізму формуванняю

2.2 Розрахунок пневмоциліндра механізму формування

Для розрахунку скористаємося наступними даними:

- зусилля на штоку – F = 2Pp = 2 · 80000 = 160000Н ;
- хід штоку – 580 мм;
- робочий тиск – P = 0,5 МПа
- вага циліндра – G = 1041 кг.
- відстань від головки штока пневмоциліндра до ніжки – А l_1 = 1105 мм;
- відстань від перехідної точки А до шарнірного корпусу циліндра – l_2 = 1030мм ;
- довжина пневмоциліндра в робочому положенні – $l=l_1+l_2=1105+1030=2135$мм;
- відстань від початку передньої направляючої штока до кінця поршня – a=420мм;
- зазор на діаметр між поршнем і циліндром = 0,00064 [35].
- Схема до розрахунку пневмоциліндра – рисунок 2.2

Внутрішній діаметр гільзи циліндра при безштокової порожнини

$$D = 1130\sqrt{\frac{F}{p\eta_м}} = 1130\sqrt{\frac{160}{500 \cdot 0,97}} = 487мм; \quad (2.7)$$

де F – зусилля на штоку,F=160 кН;

p – робочий тиск,p=500 кПа;

$\eta_м$ – механічний ККД пневмоциліндра.

Приймаємо D = 500 мм.

Наружний діаметр штока циліндра розраховуємо за виразом.

$$d_0 = 4.6\sqrt{\frac{Q}{V_0}} = 4.6\sqrt{\frac{0.0006}{5}} = 0.05м; \quad (2.8)$$

де к – відношення діаметра штока до внутрішнього діаметра гільзи циліндра. Це відношення приймаємо згідно рекомендацій [36]

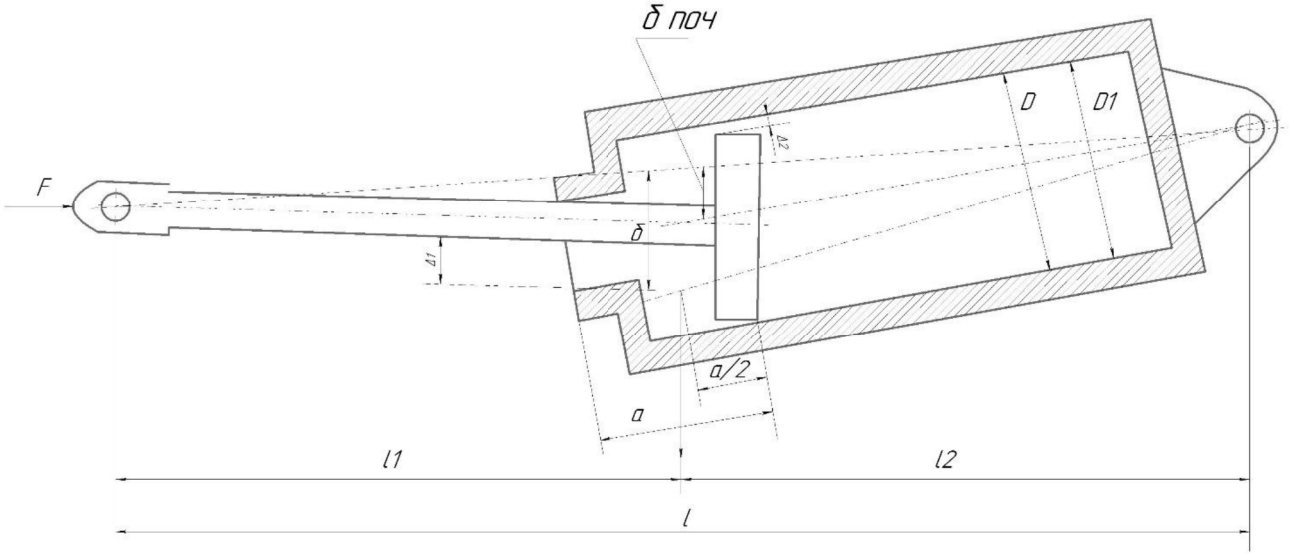


Рисунок 2.2 – Схема до розрахунку пнемоциліндра притиску формуючих роликів

Товщину стінки пневмоциліндра визначимо за формулою:

$$\delta = \frac{p \cdot n \cdot D}{2[\sigma]} = \frac{0.5 \cdot 3 \cdot 500}{2 \cdot 110} = 30мм \quad (2.9)$$

де р – робочий тиск,р=0.5 МПа;

n – коефіцієнт запасу міцності, n=3;

$[\sigma]$ – допустиме напруження, $[\sigma]$=110 МПа.

Витрати повітря необхідного для забезпечення заданої швидкості та розміру переміщення штока визначимо за формулою:

$$Q = 0.047 \cdot \frac{D^2 \cdot \upsilon}{\eta_{об}} = 0,047 \frac{0,5^2 \cdot 0,05}{0,98} = 0,0006 м^3 / мин \quad (2.10)$$

де D – діаметр гільзи, D=0,5 м;

υ – швидкість переміщення штока,v=0,05 м/с;

$\eta_{об}$ – об'ємний ККД.

Діаметр підвідного отвору через яке повітря направляється в основну порожнину пневмоциліндра, знаходимо за визначенням:

$$d_0 = 4.6\sqrt{\frac{Q}{V_0}} = 4.6\sqrt{\frac{0.0006}{5}} = 0.05 м; \quad (2.11)$$

де V_0 – середня швидкість руху повітря через підвідний отвір.

Розрахуємо різьбу штока пневмоциліндра :

– розтягуюче напруження

$$\sigma = \frac{4kF}{\pi d^2 Z} = \frac{4 \cdot 1.25 \cdot 65000}{\pi \cdot 0.06^2 \cdot 1} = 28.7 МПа \quad (2.12)$$

де к – коефіцієнт затягування, k=1.25;

F – зусилля, що діє на різьбове з'єднання,F=65000 Н;

d – діаметр проточки під різьблення,d=0.06 м;

Z – кількість різьбових з'єднань, що беруть участь в роботі,Z=1

Найбільше дотичне напруження в різьбі визначимо за формулою:

$$\tau = \frac{kFd_0k_1}{0.2 \cdot d^3} = \frac{1.25 \cdot 65000 \cdot 0.064 \cdot 0.12}{0.2 \cdot 0.06^3} = 14.4 МПа; \quad (2.13)$$

де d_0 – зовнішній діаметр різьби, м, d_0=0.06 м;

k_1 – коефіцієнт, що залежить від коефіцієнта тертя фрикційної пари k=1.25.

Наведене напруження в різьбленні:

$$\sigma_{пр} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{28.7^2 + 3 \cdot 14.4^2} = 38 МПа \quad (2.14)$$

Коефіцієнт запасу по пластичних деформаціях:

$$[n] = \frac{\sigma_T}{\sigma_{пр}} = 2,3 \geq 1,2$$

де σ_T – межа плинності матеріалу, σ_T=90 МПа [37]

Умова міцності виконується.

На рисунку 2.3 показана схема навантаження проушини. Розрахунок ведемо за формулою Ляме [38]:

$$\sigma = \frac{R_1^2 + R_2^2}{R_2^2 - R_1^2} p \leq [\sigma]$$
$$\sigma = \frac{0.04^2 + 0.075^2}{0.075^2 - 0.04^2} \cdot 20 = 35.9 МПа < [\sigma] = 110 МПа; \quad (2.15)$$

де d – діаметр отвору під палець,d=0,6 м;

b – ширина проушини, b=0.7 м;

R2 – зовнішній радіус проушини,R_2=0.075м ;

R1 – внутрішній радіус проушини,R_1=0.04м ;

Розрахунок заднього вушка ведемо по питомому тиску

$$\sigma_{см} = \frac{F}{db} \le [\sigma_{см}]$$
$$\sigma_{см} = \frac{160000}{0,06 \cdot 0,07} = 38МПа < [\sigma_{см}] = 210МПа; \quad (2.16)$$

де F – поздовжня сила діє на циліндр, Н;

d – діаметр проушини в цапфі, м;

b – ширина проушини, м.

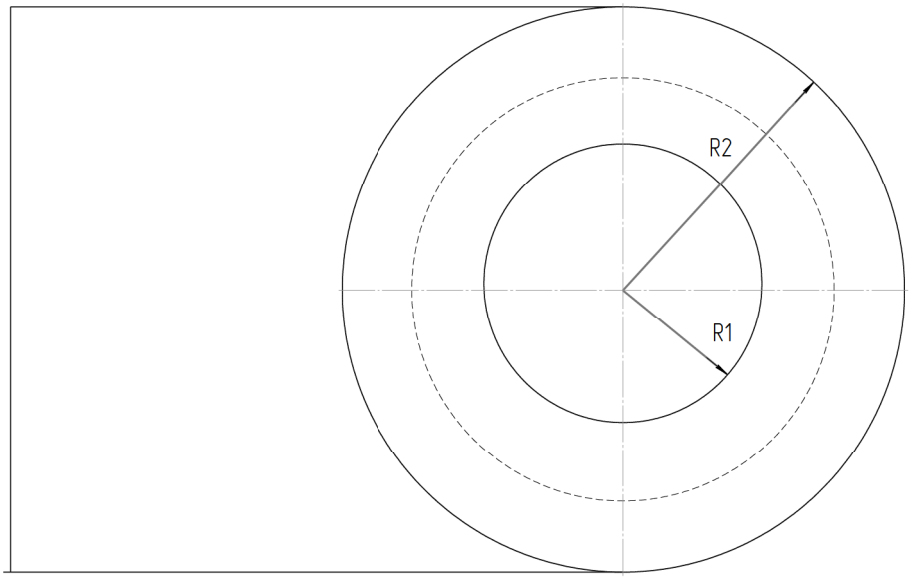


Рисунок 2.3 –Схема до визначення навантаження провушини

Умова застосовності методики розрахунку штока на міцність має вигляд:

$$x \ge l_1$$

де x – відстань від головки штока найбільшого прогину під навантаженням;

$$x = 50.5 \cdot d_1^2 \sqrt{\frac{1}{F}} = 50.5 \cdot 100^2 \sqrt{\frac{1}{160000}} = 1300мм > l_1 = 1105мм; \quad (2.17)$$

Найбільший прогин

$$\delta = \frac{\delta_{нач}}{\frac{K_1}{b_1}\frac{l}{4}+\frac{1}{2}} = \frac{0,6}{\frac{0,00039 \cdot 2135}{23} \cdot 4+\frac{1}{2}} = 1,1мм$$

$$K_1=\sqrt{\frac{F}{EI_1}}=\sqrt{\frac{160000}{2.1\cdot10^{11}\cdot5\cdot10^{-6}}}=0.00039\frac{1}{мм;}$$

де $E=2.1\cdot10^5$МПа $\delta_{поч}=0.6$

Момент інерції штока:

$$I=0.05d^4=0.05\cdot0.1^4=5\cdot10^{-6}м^4 \quad (2.19)$$

$$t_1=ctgk_1\cdot l_1=ctg0.00039\cdot1105=23;$$

Момент опору штока перерізу:

$$W=0.1d^3=0.1\cdot0.1^3=10^{-4}м^3$$

Площа перерізу штоку:

$$S=\frac{\pi d^2}{4}=\frac{3.14*0.1^2}{4}=0.00785\ м^2$$

Найбільше напруження від стиснення при робочому навантаженні

$$\sigma=\frac{F}{S}+\frac{F\cdot\delta}{W}=\frac{160000}{0.00785}+\frac{160000\cdot1.1\cdot10^{-3}}{10^{-4}}=38МПа<[\sigma]=110МПа. \quad (2.20)$$

Міцність штока на поздовжній вигин можливо розрахувати за іншою методикою. Розглядаємо шток як гнучкий стрижень навантажений поздовжнім стискаючим навантаженням, тому що циліндр і шток забезпечені вушками, то навантаження діє по поздовжній осі штоку.

$$F_{кр} = K\frac{\pi d^4 E}{64 l_3^2 \phi \cdot 10^6} > 1.25F \qquad (2.21)$$

$$F_{кр} = 10\frac{3.14 \cdot 100^4 2.1 \cdot 10^{11}}{64 * 1155^2 \cdot 0.96 \cdot 10^6} = 804922.3H > 1.25F = 1.25 \cdot 160000 = 200000H$$

де К – коефіцієнт стійкості;

Е – модуль пружності матеріалу штока. Для стали Е = 2,1 · 108кПа ;

l_3 – довжина штока від торця поршня до центру шарніра, мм;

φ – коефіцієнт збільшення критичної сили $F_{кр}$ при поздовжньому згині.

У розглянутій системі регулювання в більшості випадків двигун приводу барабана і двигун приводу формучих роликів живляться від одного джерела, напруга якого визначає швидкість змотування.

Двигуни приводу формуючих роликів працюють при постійному потоці збудження.

Формучі ролики є єдиним механізмом стана, $\sum I / MH$, причому приведений момент інерції ролика набагато більше моменту інерції двигуна:

$$I_p = \frac{G_1 D_p^2}{4g} = \frac{11000 \cdot 0.32^2}{4 \cdot 9.8} = 28.7H \cdot м^2 \qquad (2.22)$$

де Gp – вага формуючого ролика, Н;

Dp – діаметр формуючого ролика, м;

Тому критерієм для вибору двигуна є забезпечення однакового з приводом барабана часу розгону і гальмування.

Потужність двигуна визначаємо за формулою. Моментом інерції двигуна нехтуємо.

$$N_1 = \frac{4 I_p \upsilon^2 \max}{1000 D_p^2 t_p \lambda}; \qquad (2.23)$$

$$N_2 = \frac{4 I_p \upsilon^2 \max}{1000 D_p^2 t_T \lambda};$$

Оскільки $I_p = \frac{G_1 D_p^2}{4g}$; формула (2.23) може бути перетворена :

$$N_1 = \frac{G_p \upsilon^2 \max}{1000 g t_p \lambda} = \frac{11000 \cdot 10^2}{1000 \cdot 9.8 \cdot 4.5 \cdot 2.5} = 14 кВт; \qquad (2.24)$$

$$N_2 = \frac{G_p \upsilon^2 \max}{1000 g t_T \lambda} = \frac{11000 \cdot 10^2}{1000 \cdot 9.8 \cdot 3.5 \cdot 2.5} = 18 кВт;$$

де N_1, N_2 – потужність, кВт (вибираємо більшого значення) ;

I_p – момент інерції формуючого ролика, Н;

v^2_{max} – максимальна заправна швидкість, м / с;

λ – перевантаження електродвигуна;

t_p, $t_т$ – час розгону і гальмування барабана, с.

$$N = C \cdot N_2 = 1.2 \cdot 18 = 21.6 кВт;$$

де С – коефіцієнт резерву потужності.

Вибираємо електродвигун D806, змішаного збудження, що має наступні технічні дані: N = 22кВт ; N = 650об/мін ; U = 220В; I = 1.05кгм^2 [39].

2.3 Розрахунок ролика на міцність

Для розрахунку ролика на міцність скористаємося наступними даними:

– по конструкції прийнятий ролик в кованому варіанті;

– габаритний ескіз ролика представлено на рис.2.4, на якому a = 183мм ; B_{max} = 1550мм ; B_{min} = 720мм ; a1 = 80мм ; a_2 = 40мм; L = 1756мм ; l = 1960мм ; l_2 = 220мм ; l_3 = 125мм ; D = 320мм ; d = 125мм ; d_1 = 100мм; d_2 = 95мм ; d_3 = 90мм ; G_p = 1100кг ; P_p = 80000Н.

– за розрахункову схему ролика приймається балка на 2-х опорах з рівномірно розподіленим навантаженням в прольоті (рисунок 2.5).

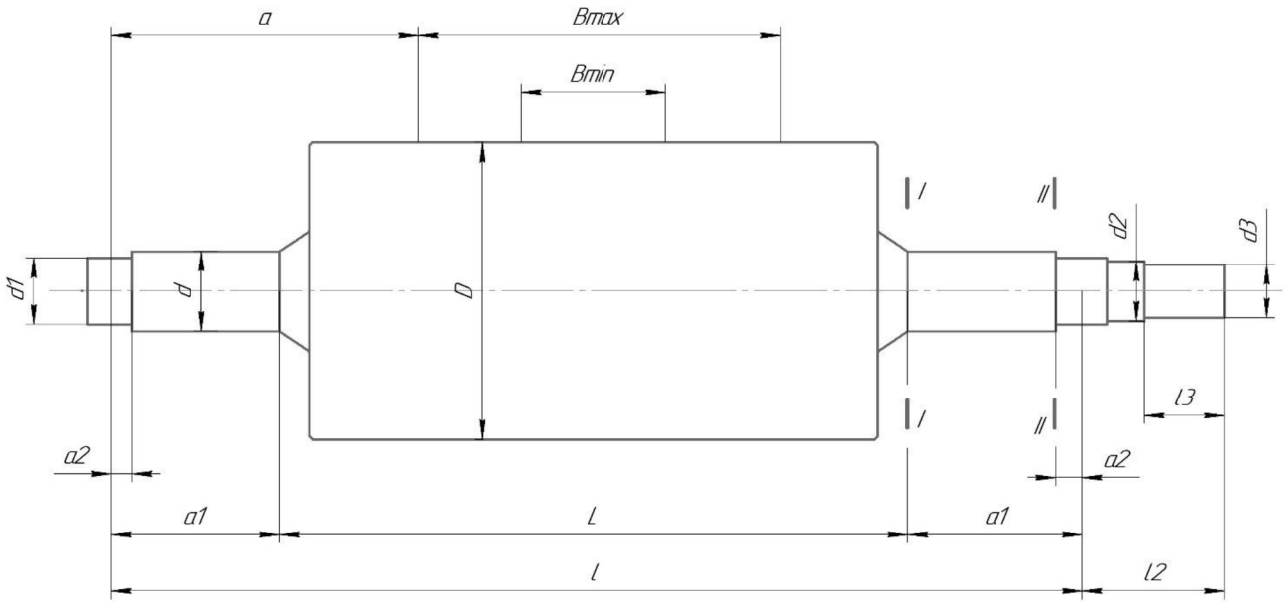


Рисунок 2.4 – Схема до визначення габаритних розмірів та небезпечних перерізів формуючого ролика

Максимальний згинальний момент в середині бочки ролика від власної ваги ролика складе:

$$M_{из.G} = \frac{1}{8}ql^2 = \frac{1}{8}\frac{G}{l}l^2 = \frac{1}{8}Gl = \frac{1}{8}\cdot 11000 \cdot 1.916 = 2626.8 H \cdot м; \quad (2.25)$$

Максимальний згинальний момент в середині бочки ролика від тиску зусилля притиснення :

$$M_{из.Рр} = \frac{1}{8} q' B_{\max}^2 (4\frac{a}{B_{\max}} + 1) = \frac{1}{8} \frac{Pp}{B_{\max}} \cdot B_{\max}^2 \cdot (4\frac{a}{B_{\max}} + 1) = \frac{1}{8} Pp \cdot B_{\max} (4\frac{a}{B_{\max}} + 1) =$$
$$= \frac{1}{8} * 80000 * 1.55 \cdot (4\frac{0.183}{1.55} + 1) = 22710 H \cdot м; \quad (2.26)$$

Сумарний згинальний момент в середині бочки ролика:

$$M_{из} = M_{из.G} + M_{из.Р.р} = 2626,8 + 22710 = 25336,8 H \cdot м. \quad (2.27)$$

Момент опору вигину перетину в середині бочки ролика:

$$W_{из.} 0.1 D^3 = 0.1 \cdot 0.32^3 = 0.00328 м^3; \quad (2.28)$$

Напруження вигину в середині ролика:

$$\sigma_{ср} \frac{M_{из}}{W_{из.ср}} = \frac{25336.8}{0.00328} = 7721341 \frac{H}{м^2} = 7.72134 МПа; \quad (2.29)$$

Згинальний момент у перетині I – I :

$$M_{из.I} = \frac{P_p + G_p}{2} a_1 = \frac{80000 + 11000}{2} \cdot 0.08 = 3640 H \cdot м. \quad (2.30)$$

Момент опору вигину в перетині I–I :

$$W_{из.I} = 0.1 d^3 = 0.1 \cdot 0.123^3 = 0.000186 м^3; \quad (2.31)$$

Напруження вигину в перетині I–I :

$$\sigma_{из\ I} = \frac{M_{из.I}}{W_{из.I}} = \frac{3640}{0.000186} = 19569892 \frac{H}{м^2} = 19.5698 МПа;$$

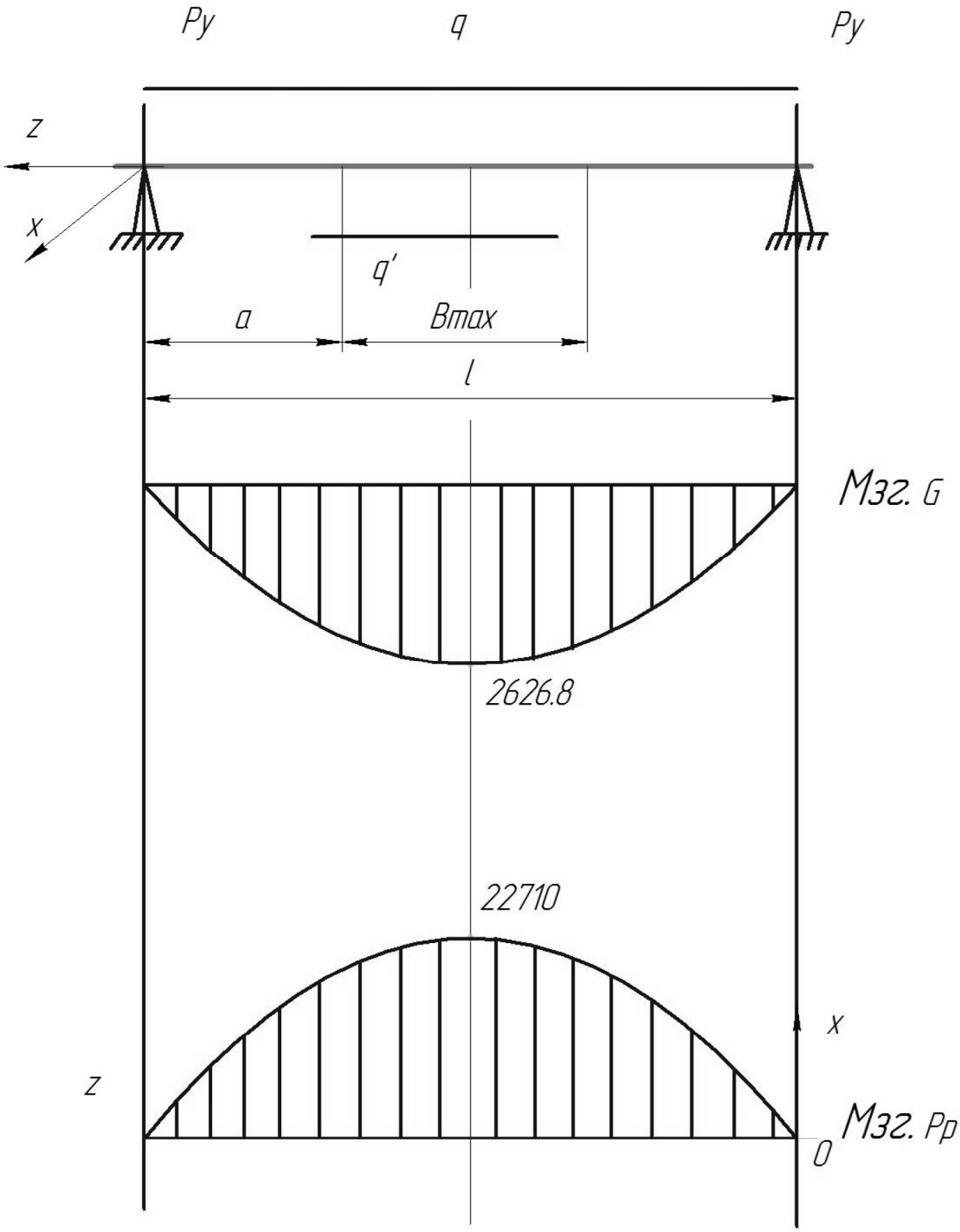


Рисунок 2.5 – Розрахункова схема формуючого ролика

Згинальний момент у перетині II – II:

$$M_{из.II} = \frac{P_p + G_p}{2} a_2 = \frac{80000 + 11000}{2} \cdot 0.04 = 1820 H \cdot м;$$

Момент опору вигину II–II:

$$W_{из.II} = 0.1 \cdot d_1^3 = 0.1 \cdot 0.1^3 = 0.0001 м^3.$$

Навантаження вигину перетину II–II:

$$\sigma_{из.II} = \frac{M_{из.II}}{W_{из.II}} = \frac{1820}{0.0001} = 18.2 МПа; \qquad (2.24)$$

Крутний момент в перерізі II–II:

$$M_{кр} = M_{ст} = \frac{T \cdot D}{n \cdot 2} + k \cdot P_p \left(\frac{d_{ср.п}}{2} \mu + f_1 \right) = \frac{25000 \cdot 0.32}{4 м 2} + 2 м 80000 \left(\frac{0.157}{2} \cdot 0.004 + 0.001 \right) =$$
$$= 1035 H \cdot м;$$

де Ґ – натяг штаби, Ґ=2500Н;

D – діаметр ролика,D=0.35 м;

n – кількість роликів створюють натяг штаби, n=4;

$P_р$ – зусилля притиснення ролика, $P_р$=80000 Н;

$d_{ср.п}$ – середній діаметр вальниці, $d_{ср}$=0.157 м;

μ – Наведений коефіцієнт тертя в радіально-сферичних роликах, μ=0.004

k – кількість вальниць, k=2;

f_1 – коефіцієнт тертя кочення роликів по смузі, f_1=0.001 м.

Момент опору кочення перетину II–II:

$$W_{крII} = 0.2 d_1^3 = 0.2 \cdot 0.1^3 0.0002 м^3;$$

Напруження крутіння в перетині II–II:

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_{кр.II}} = \frac{1035}{0.0002} 5.18 МПа.$$

Наведене напруження в перетині II – II:

$$\sigma = \sqrt{\sigma_{из.II}^2 + 3\tau^2} = \sqrt{18.2^2 + 3 \cdot 5.18^2} = 20.3 МПа < [\sigma] = 50 МПа.$$

Визначимо прогин ролика

$$f_1 \frac{P_p}{384 EI_1} \left[8l^3 - 4lB^2 + B^3 + 64 d_1^3 \left(\frac{I_1}{I_2} - 1 \right) \right];$$

Прогин ролика в середині прольоту визначаємо за формулою Л.І. Целікова.

Прогин ролика в результаті дії згинального моменту опору:

$$f_1 \frac{P_p}{384 EI_1} \left[8l^3 - 4lB^2 + B^3 + 64 d_1^3 \left(\frac{I_1}{I_2} - 1 \right) \right]; \qquad (2.25)$$

Прогин внаслідок дії поперечних сил:

$$f_2 \frac{P_p}{\pi G D^2} \left[l - \frac{B}{2} + 2 d_1 \left(\frac{D^2}{d_1^2} - 1 \right) \right]; \qquad (2.26)$$

де E = 215000 – модуль пружності,МПа;

$\sigma = \frac{3}{b} E = 82000\ МПа$ – модуль зсуву для матеріалу ролика ;

$I_1 = 0.05 D^4 = 0.05 * 0.32^4 = 0.00052\ м^4$ – момент інерції перерізу бочки ;

$I_2 = 0.05 d_1^4 = 0.05 * 0.1 = 0.000005\ м^4$ – момент інерції перерізу шийки ролика.

Сумарний прогин f = f_1 + f_2.

Прогин ролика в середині бочки для штаби Bmax = 1550мм.

$$f_1^{'} = \frac{80000}{384 \cdot 215000 \cdot 10^6 \cdot 0.00052}\left[8 \cdot 1.916^3 - 4 \cdot 1.916 \cdot 1.55^2 + 1.55^3 + 64 \cdot 0.08^3\left(\frac{0.00052}{0.000005} - 1\right)\right] =$$
$$= 0.000081 м;$$

$$f_2^{'} = \frac{80000}{3,14 \cdot 82000 \cdot 10^6 \cdot 0,32^2}\left[1,916 - \frac{1,55}{2} + 2 \cdot 0,08^3 \cdot \left(\frac{0,32^2}{0,1^2} - 1\right)\right] = 0,0000035 м.$$

$$f^{'} = f_1^{'} + f_2^{'} = 0.000081 + 0.0000035 = 0.0000845\ м = 0,0845\ мм < [f].$$

Прогин ролика в середині бочки для штаби B_{min} = 720мм.

$$f_1^{''} = \frac{80000}{384 * 215000 * 10^6 * 0.00052}\left[8 \cdot 1.916^3 - 4 \cdot 1.916 \cdot 0.72^2 + 0.72^3 + 64 \cdot 0.08^3\left(\frac{0.00052}{0.000005} - 1\right)\right] =$$
$$= 0.00011 м;$$

$$f_2^{''} = \frac{80000}{3,14 * 82000 \cdot 10^6 \cdot 0,32^2}\left[1,916 - \frac{0.72}{2} + 2 \cdot 0,08^3 \cdot \left(\frac{0,32^2}{0,1^2} - 1\right)\right] = 0,000005 м;$$

$$f^{''} = f_1^{''} + f_2^{''} = 0.00011 + 0.000005 = 0.000115\ м = 0,115\ мм < [f].$$

Отримані прогини менше допустимого [f] = 0,3 мм.

Сумарну різниця прогинів у середині бочки ролика і біля краю штаби визначаємо за формулою:

$$\Delta f = \frac{P_p \cdot B}{D^2}\left[1 + \frac{B}{8D^2}(12l - 7B)\right]\frac{1}{2\pi\sigma}. \qquad (2.27)$$

Сумарна різниця прогинів для штаби B_{max} = 1.55 м.

$$\Delta f' = \frac{80000*1.55}{0.32^2}\left[1+\frac{1.55}{8*0.32^2}\left(12\cdot 1.916-7\cdot 1.55\right)\right]\frac{1}{2\cdot 3.14\cdot 82000\cdot 10^6} = 0.00006м = 0,06мм.$$

Суммарна різниця прогинів для штаби Bmin = 0.72м.

$$\Delta f'' = \frac{80000\cdot 0.72}{0.32^2}\left[1+\frac{0.72}{8\cdot 0.32^2}\left(12\cdot 1.916-7\cdot 0.72\right)\right]\frac{1}{2\cdot 3.14\cdot 82000\cdot 10^6} = 0,02мм.$$

Що знаходиться в межах допустимих

2.4 Вибір та розрахунок опор формуючого ролика

В якості опор формуючого ролика обираємо вальниці кочення. Радіальне робоче навантаження на вальницю визначається виходячи з максимального тягнучого зусилля і максимального тиску створюваного механізмом притиснення роликів.

$$F_r = \sqrt{\left(\frac{T}{n\cdot 2}\right)^2+\left(\frac{P_p}{2}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{25000}{2\cdot 2}\right)^2+\left(\frac{80000}{2}\right)^2} = 40450H; \qquad (2.28)$$

де T – тягнуче зусилля, Н;

n – кількість роликів створюють тягне зусилля ;

P_p – зусилля притиснення.

Оскільки при роботі роликів може спостерігатися повідення штаби, тобто утворення телескопічності рулону, то необхідно врахувати виникнення осьового навантаження, величину якого приймаємо:

$$F_a = 0.2F_r = 0.2 \cdot 40450 = 8090H; \quad (2.29)$$

Число обертів внутрішнього кільця вальниці ролика при максимальній швидкості змотування штаби становитиме:

$$n = \frac{60V}{\pi D} = \frac{60 \cdot 10}{3.14 \cdot 0.32} \text{ об/хв} \quad (2.30)$$

Приймаємо радіально-сферичну дворядну роликову вальницю типу 13525. Основні параметри вальниці $d_{вн}$ = 125мм; $d_{нар}$ = 215мм ; В = 73мм ; вантажопідйомність С = 363000Н ; C_0 = 417000Н при n_n = 1600 об/хв і $n_ж$ = 2000 об/хв [40].

Постійна величина для даного типу вальницы при коефіцієнті обертання V=1 згідно [41] буде:

$$e = 1.5 \cdot tg\alpha = 1.5 \cdot tg14^\circ = 1.5 \cdot 0.24933 = 0.374; \quad (2.31)$$

При $\frac{F_a}{F_R} = 0.2 < e$ – коефіцієнт х = 1, а коефіцієнт:

$$y = 0.45 \cdot ctg\alpha = 0.45 \cdot ctg14^\circ = 0.45 \cdot 4.0108 = 1.805.$$

Еквівалентна динамічне навантаження складатиме:

$$P = (V * x \cdot F_r + y \cdot F_a) K_T \cdot K_б = (1 \cdot 1 \cdot 40450 + 1.805 \cdot 809) \cdot 1 \cdot 1.3 = 71600H; \quad (2.32)$$

де K_T – 1 – коефіцієнт температурного режиму;

$K_б$ = 1.3 – динамічний коефіцієнт.

Довговічність вальниці складе :

$$L_{10}=\left(\frac{c}{p}\right)^{\frac{10}{3}}=\left(\frac{363000}{71600}\right)^{\frac{10}{3}}=225 \text{ млн.обертів.} \qquad (2.33)$$

$$L_n=\frac{10^6\cdot L_{10}}{60\cdot n}=\frac{10^6\cdot 225}{60\cdot 596}=6281 \text{ год.}$$

При роботі формуючого ролика 1000 годин на рік довговічність підшипників складе:

$$L_{год} = 6281/1000 = 6.2 \text{ року}$$

що уілком задовольняє вимоги виробничого процесу.

В ході роботи було виконано: зусилля притиснення формуючих роликів; розрахунок пневмоциліндра механізму формування, розрахунок формуючого ролика на міцність; розрахунок двигуна приводу формуючих роликів; розрахунок та вибір опор. Данні розрахунки вказують на достатньо високу працездатність та надійність запропонованої конструкції формуючих роликів проміжного перемотувального пристрою.

Для перевірки адекватності всіх розрахунків виконаємо дослідження роботоспроможності формуючого ролика в системі твердотільного моделювання та аналізу методами скінченних елементів, програмне забезпечення до якої встановлено в лабораторії кафедри.

3 ДОСЛІДНО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ЧАСТИНА

3.1 Аналіз причин, що впливають на якість намотування рулону

Процес намотування гарячекатаної штаби у рулон є одним із ключових технологічних етапів гарячої прокатки, оскільки саме під час формування рулону визначаються його геометрична якість, щільність витків, відсутність дефектів та подальші можливості обробки й транспортування. Якість намотування впливає не лише на товарний вигляд продукції, але й на стійкість рулону до механічних пошкоджень, можливість безпечного укладання та збереження, а також на працездатність проміжних перемотувальних пристроїв.

Основною задачею перемотувального та змотувального обладнання є забезпечення контрольованого натягу штаби, узгодженого зі швидкістю прокатки та динамікою технологічного процесу. При цьому система повинна компенсувати температурні деформації, геометричну нестабільність штаби та зміну жорсткості рулону в міру зростання його діаметра. У наукових роботах [42-45] зазначено, що навіть незначні коливання натягу або дефекти геометрії стрічки можуть спричиняти локальні зони підвищених напружень, що згодом проявляються у вигляді гофрування, осьового здуття, перекосу шарів або втрати стабільності рулону.

Проміжний перемотувальний пристрій відіграє особливу роль при перемотуванні широких та товстих гарячекатаних смуг, оскільки він забезпечує стабільність натягу на етапах, коли штаба ще не охолола й має низьку жорсткість. Саме на цьому етапі найчастіше виникають первинні дефекти рулону, які згодом лише посилюються під дією маси намотуваних витків.

Натяг штаби є найважливішим фактором, що визначає якість намотування. Дослідження [42-44] показують, що навіть відхилення натягу в межах 5÷10% можуть спричинити суттєві зміни у розподілі залишкових напружень у рулоні (рис.3.1). У процесі намотування натяг забезпечує рівномірне прилягання витків та перешкоджає утворенню повітряних кишень, які провокують гофрування та

локальні здуття.

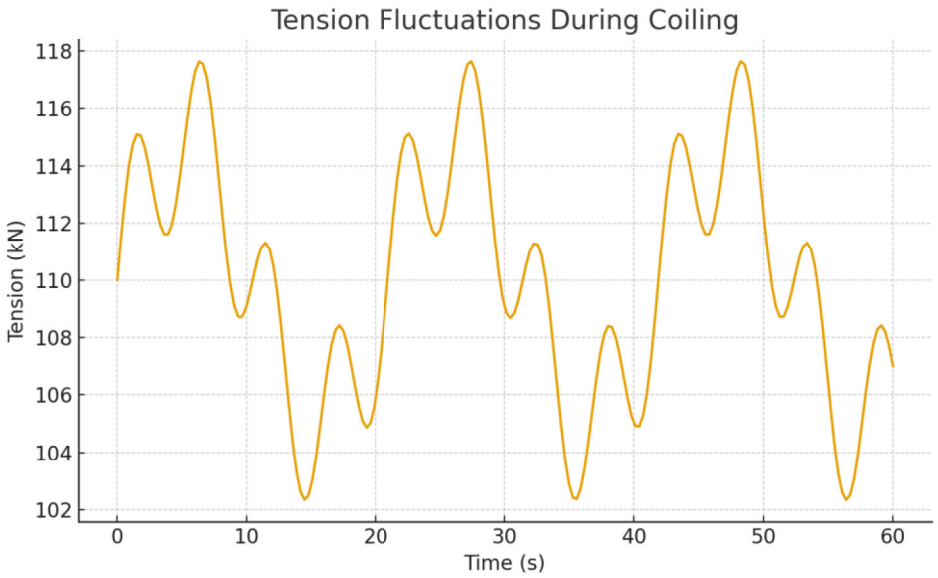


Рисунок 3.1 – Залежність залишкових напружень у рулоні від натягу у функції часу [42-44]

Недостатній натяг призводить до:

- утворення «пухкої» серцевини рулону;
- появи зморшок та гофрування;
- сповзання витків;
- нестабільності рулону при транспортуванні.

Надмірний натяг викликає:

- небезпеку розриву штаби у зоні перемотування;
- перехід штаби в режим пластичної деформації;
- формування залишкових напружень, що при охолодженні викликають викривлення рулону;
- появу внутрішніх дефектів у первинних шарах рулону.

Особливо важливо контролювати натяг у момент зміни діаметра рулону, коли жорсткість зростає, а момент інерції змінюється нелінійно. Алгоритми контролю натягу розроблені в роботі [46] дозволяють автоматизувати коригування натягу, але їх ефективність залежить від точності роботи

перемотувального механізму та стану його вузлів.

Наявність коливань натягу, спричинених нерівномірністю ходу приводу або наявністю механічних люфтів, може провокувати виникнення циклічних дефектів рулону. У дослідженнях [47], присвячених цифровим двійникам процесів гарячої прокатки, наведено докази, що навіть короткочасні коливання приводять до формування періодичної хвилястості на поверхні штаби.

Причинами нестабільності натягу можуть бути:

- нерівномірність роботи електродвигунів;
- люфти в редукторах та муфтах;
- недостатня жорсткість валів;
- динамічні навантаження від коливань штаби між клітями;
- знос формувального ролика.

Системи автоматичного регулювання натягу, у тому числі з використанням цифрових двійників, дозволяють компенсувати такі коливання, але лише за умови справності механізмів перемотування.

Нерівномірність товщини штаби по ширині або довжині призводить до нерівномірного розподілу контактного тиску між витками. Роботою [48] доведено, що локальні потовщення призводять до втрати стійкості тонких оболонок, що аналогічно проявляється у рулонах у вигляді локальних здуттів або хвилястості.

Якщо штаба має збільшену товщину по краях, це призводить до «телескопічності» рулону – зміщення витків відносно осі. Якщо ж потовщення локальні та випадкові, виникає нерівномірне ущільнення витків, що формує внутрішні зони підвищених напружень.

Кривизна по довжині та хвилястість по ширині негативно впливають на стабільність намотування. Якщо штаба вже має відхилення форми, натяг у процесі намотування розподіляється нерівномірно, через що виникають:

- бокові здуття;
- перекоси рулону;
- локальні стискальні напруження;

– підвищений ризик втрати стійкості внутрішніх шарів.

У роботах [49,50] доведено, що в умовах згинальних напружень у тонкостінних елементах легко формується еліпсоподібне здуття, яке є аналогом дефектів рулону.

Якість намотування також значно залежить від механічних властивостей сталі – модуля пружності, межі плинності, температурної чутливості та здатності до пластичної деформації [51]. При гарячій прокатці штаба має високу температуру і тому низьку жорсткість. Відповідно рулон у початкових витках є найбільш вразливим до деформацій і дефектів.

Основні фактори:

– температурний градієнт між поверхнею та серцевиною штаби;
– пружно-пластичні властивості, що змінюються зі зниженням температури;
– кристалографічні текстури, здатні викликати анізотропію [51].

Матеріал стає жорсткішим у міру намотування, але первинні дефекти, отримані при високій температурі, вже неможливо виправити.

У джерелах [42,49,50,52] підкреслюється, що наявність люфтів у зубчастих передачах, знос поверхонь контактупризводить до нерівномірного прикладання моменту. Для перемотувальних пристроїв це означає появу нерівномірних імпульсів натягу, які спричиняють хвилястість та перекоси рулону.

Люфти формуються через:

– зношення зубчастих передач;
– деформації валів;
– неправильне налаштування підшипникових опор;
– накопичення виробничих похибок.

Гальмівні системи визначають стабільність натягу при сповільненні або зупинці намотування. Їх несправність призводить до:

– прослизання штаби;
– ударних навантажень на початкові витки;
– раптового збільшення діаметра витка.

Критичні дефекти формуючих роликыв та барабану такі як:

– зношення поверхні;
– нерівномірність діаметра;
– дефекти шпонкових з'єднань;
– вібрації та биття.

спричиняють нерівномірність намотування, особливо на початковому етапі формування рулону.

Сучасні прокатні стани використовують складні алгоритми керування натягом та швидкістю, включно з системами адаптивного регулювання. Однак їх ефективність залежить від:

– точності датчиків швидкості, натягу, положення;
– затримок у сигналах керування;
– коректності математичних моделей;
– працездатності виконавчих механізмів.

Дослідження [47] демонструють можливості використання цифрових двійників для оптимізації керування натягом, однак наголошують, що реальна система обмежена станом механічних вузлів.

Помилки у системі керування можуть спричиняти:

– коливання швидкості роботи барабана;
– неплавний перехід між режимами намотування;
– некоректне встановлення величини натягу.

Дослідження [42, 43, 49, 50] описують механізми втрати стійкості внутрішніх шарів рулону, що проявляються у вигляді:

– осьового здуття;
– гофрування;
– радіального розширення;
– локальних випучувань.

Причинами є:

– надмірні стискування у внутрішніх шарах;
– різке охолодження штаби після намотування;
– жорсткість штаби, що зростає нерівномірно;

– наявність дефектів первинних витків.

Моделі пружної та пластичної нестійкості показують, що внутрішні шари піддаються найбільшому ризику деформацій у перші секунди після намотування, коли матеріал ще не охолов.

Температура штаби під час намотування визначає:

– її жорсткість;
– здатність до пластичних деформацій;
– залишкові напруження.

Якщо температура завищена – штаба надмірно м’яка, що призводить до:

– появи хвилястості;
– нерівномірного контакту витків;
– деформацій під дією власної ваги.

Якщо температура занижена – збільшується ризик:

– розриву штаби при натягу;
– крихких дефектів;
– появи тріщин у крайових ділянках.

Оптимальний температурний інтервал залежить від марки сталі та параметрів прокатки.

Особлива увага приділяється взаємодії перемотувача з елементами транспортної лінії:

– рольгангами;
– петльовими компенсаторами (loopers);
– поперечними та напрямними роликами.

Порушення узгодженості швидкостей між елементами транспортної системи призводить до виникнення ударних або зворотних сил, що передаються на рулон і формують нерівномірний натяг.

11. Висновки

На основі аналізу впливових факторів можна зробити узагальнений висновок про те, що якість намотування рулону визначається комплексом взаємопов’язаних причин наведених в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Фактори впливу на якість намотування штаби

Фактор	Рівень впливу (1÷5)	Опис фактору впливу
Стабільність натягу	5	Безпосередньо впливає на якість намотування рулону та внутрішні напруження
Геометрія смуги	4	Впливає на вирівнювання шарів та утворення дефектів
Температура	4	Визначає жорсткість та деформаційну поведінку
Зношенність формуючих, направляючих роликів та барабану	5	Впливає на рівномірність крутного моменту та безпосередньо якість намотування рулону
Рівень вібрації	3	Спричиняє періодичні дефекти та нестабільність

Розуміння цих факторів є ключовим для підвищення ремонтопридатності проміжного перемотувального пристрою, оскільки дозволяє визначити найбільш критичні вузли та параметри, що впливають на стабільність роботи та якість кінцевої продукції.

3.2 Аналіз роботоздатності запропонованої конструкції формувального ролика

Згідно розділу 1.3 для підвищення ремонтопридатності формувального ролика та його надійності, з метою зменшення концентраторів напружень запропоновано нове конструктивне виконання ролика (рис.3.2 а) в порівнянні з наявним технічним рішенням (рис.3.2 б). Для дослідження оптимальної конструкції на рисунку 3.2 прийнято наступні скорочення та позначення:

– $l_{шийки}$ – загальна довжина шийки 2;

- $l_{к1}$ – довжина конусного перехідної ділянки, що примикає до бочки 1 ;
- $l_{цил.щ.}$ – протяжність циліндричного щабля 4 шийки, прилеглої до бочки 1;
- $l_{к2}$ – довжина конусної ділянки 3 шийки, що примикає до периферійної щаблі 2 шийки;
- $d_{ціл. ступ.}$ – діаметр щабля шийки, прилеглого до бочки 1;
- $d_{периф.щ.}$ – діаметр периферійного щабля шийки 2;
- α_1 – кут конусності конічної ділянки 5 шийки,що примикає до бочки 1;

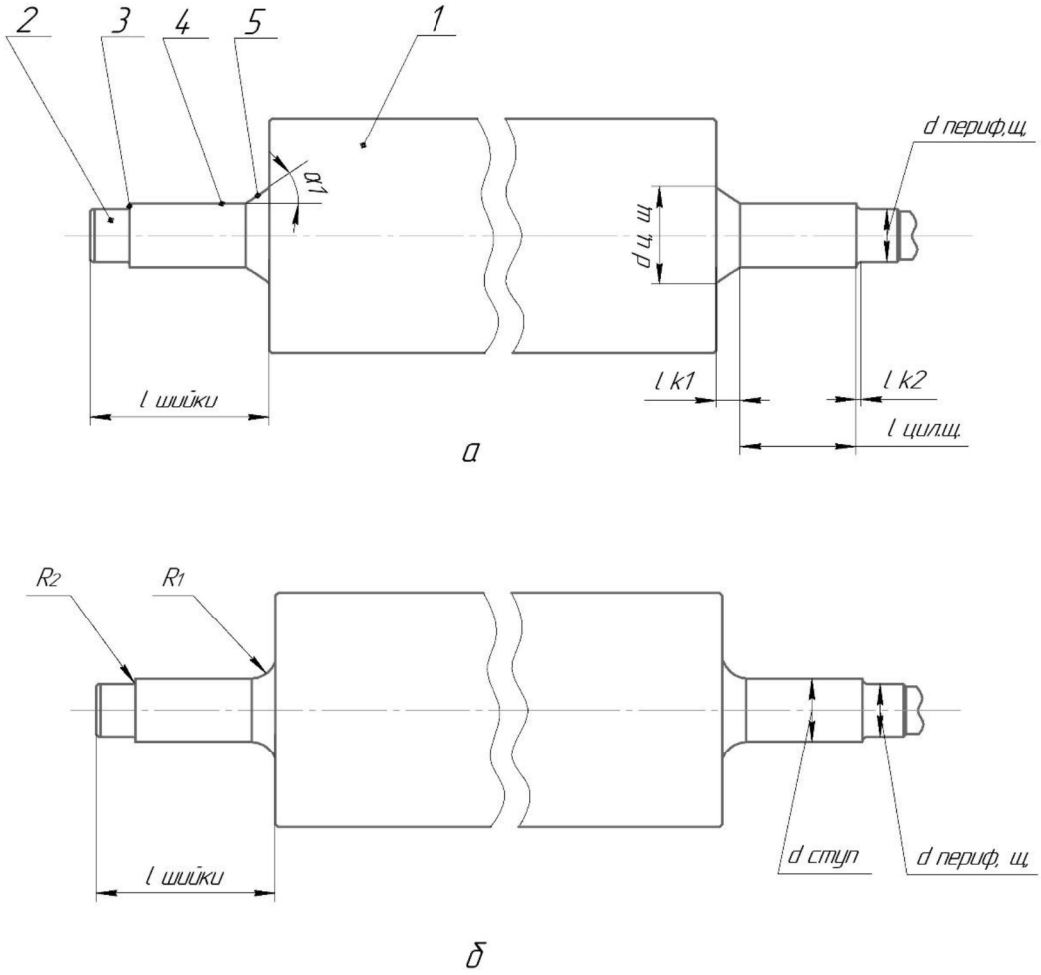


Рисунок 3.2 – Порівняння конструкцій формуючих роликів: 1- бочка, 2 і 4 – шийки, 3 і 5 – конусні перехідні частини

Сутність запропонованого ролика для формування рулону гарячекатаної штаби полягає в тому, що для зниження концентрації напружень в найбільш небезпечному перерізі у пропонованій конструкції формуючого ролика кожна з шийок ролика виконується ступінчастою з конусними перехідними ділянками. Діаметр щабля 4 шийки, прилеглої до бочки 1, виконаний рівним 1,20-1,25 діаметру периферійного щабля шийки 2. Зменшення діаметра менш 1,20 по відношенню до діаметру периферійної щаблі недоцільно, оскільки це не забезпечує достатньої міцності ділянки переходу від бочки до шийки. Також варто враховувати, що збільшення діаметра ділянки шийки 4 понад 1,75 зайво обважчує конструкцію, підвищуючи маховий момент і знижуючи стійкість роликового вузла в цілому.

Для забезпечення надійної конструкції ролика і його стійкості протяжність конусної перехідної ділянки 5 від бочки 1 до щабля 4 менш 0.75 протяжності щаблі 4 з кутом конусності 1 менш 0.4 кута конусності перехідної ділянки 3, що межує з периферійної щаблем 2, і протяжність цього конусного ділянки 3, що межує з периферійної щаблем шийки 2, менш 0.06 не доцільно, так як це не призведе до бажаного зниження концентрації напружень в місці переходу від шийок до бочки.

Збільшення протяжності конусної перехідної ділянки 5 від бочки 1 до щабля 4 більше 0.85 протяжності щаблі 4 з кутом конусності більше 0.5 кута конусності перехідної ділянки 3, що межує з периферійним щаблем 2 шийки, і протяжності цього конусного ділянки 3, що межує з периферійним щаблем шийки 2, більше 0.08 також не доцільно, так як це призведе до обваження ролика, до підвищення махового моменту знижує стійкість роликового вузла в цілому, наприклад, щодо виходу вальниць в опорах з ладу.

Порівняльні результати роботи формуючих роликів передбачуваної і відомої конструкцій представлено в таблиці 3.2.

З таблиці видно, що ролики відомої конструкції за рік їх експлуатації ламалися 10 разів і час напрацювання 1-го ролика становила 700 год. Поломка роликів відбувалася в місці переходу від шийки до бочки, тобто в найбільш

небезпечному перерізі. Ролики пропонованої конструкції при виконанні їх параметрів по середньому значенням (приклад 2) не виходили з ладу за весь період роботи. При граничних значеннях виконання роликів (приклад 1 і 3) час напрацювання знижувалося до 875 і 1000 годин відповідно.

Техніко-економічна перевага пропонованого ролика в порівнянні з відомим полягає в тому, що дозволить підвищити стійкість ролика, знизити простої стана через зупинки для заміни роликів і підвищити продуктивність в першу чергу перемотувального пристрою CoilBox.

Таблиця 3.2 – Порівняльні результати роботи формуючих роликів запропонованої та існуючої конструкцій

Спосіб виконання ролика	Параметри виконання ролика				Кількість поломок за поточний період	Стійкість підшипникового вузла	Час напрацювання до поломки ролика
	$\frac{d_{цил.щ.}}{d_{периф.щ.}}$	$\frac{l_k}{l_{у.л.с}}$	$\frac{\alpha_1}{\alpha_2}$	$\frac{l_{k2}}{l_{k1}}$			
Відомо	$\frac{-}{100\,мм}$	–	–	–	10	700	700
Запропонований за прикладом							
1	1,20	0,75	0,4	0,06	8	875	875
2	$1{,}23\left(\frac{123}{100}\right)$	0,80	0,45	0,07	-	7000	7000
3	1,25	0,85	0,50	0,08	7	800	1000

Для підтвердження вірності обраних рішень проведемо моделювання роботи запропонованої конструкції формуючого ролика методами компютерного моделювання в спеціалізованих програмних комплексах, які встановлені на компютерах кафедри.

3.3 Моделювання роботи формуючого ролика та дослідження його роботоздатності

Впроваджений в експлуатацію формуючий ролик, представлений на рисунку 3.3 має геометричні розміри наведені на кресленику. Враховуючи конструктивні можливості формувального пристрою доцільно змінити діаметр цапф с 100 мм на 125 мм і при цьому в якості опор формувального ролика встановити вальницю 13525, роботоздатність якої підтверджено в розділі 2.4.

Виконуємо імітаційне моделювання виробничого процесу порівняльного характеру для запропонованої конструкції, та тої що вже використовується. Отримані результати представлені на рисунках 3.4÷3.11.

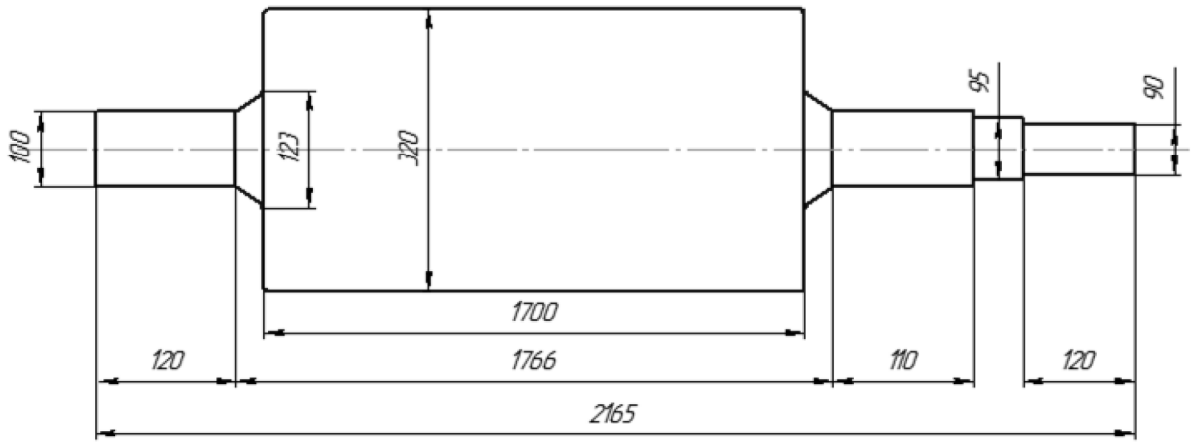


Рисунок 3.3 – Схема формуючого ролика

Аналіз отриманих результатів вказує на те, що момент вигину у вертикальній площині не змінився, а кут вигину у вертикальній площини змінився з 0,018 градусів до 0,012 градусів відповідно для ролика до і після модернізації.

Суттєві зміни відбулися при визначенні еквівалентих напружень (рис. 3.8 та 3.9) в ролику існуючої конструкції еквівалентні напруження в небезпечному пререрізі складають 28 Н/мм^2, а завдяки запропонованій модернізації відбувається зменшення еквівалентних напружень до 15 Н/мм^2, тобто зменшення майже вдвічі, а саме в 1,87 рази. Відповідно коефіцієнт запасу по втомній міцності збільшився з 3 до 5,5 (покращення на 80 %). Отже можна зробити висновок, що запрпоноване удосконалення є адекватним та доцільним до виробничого впровадження.

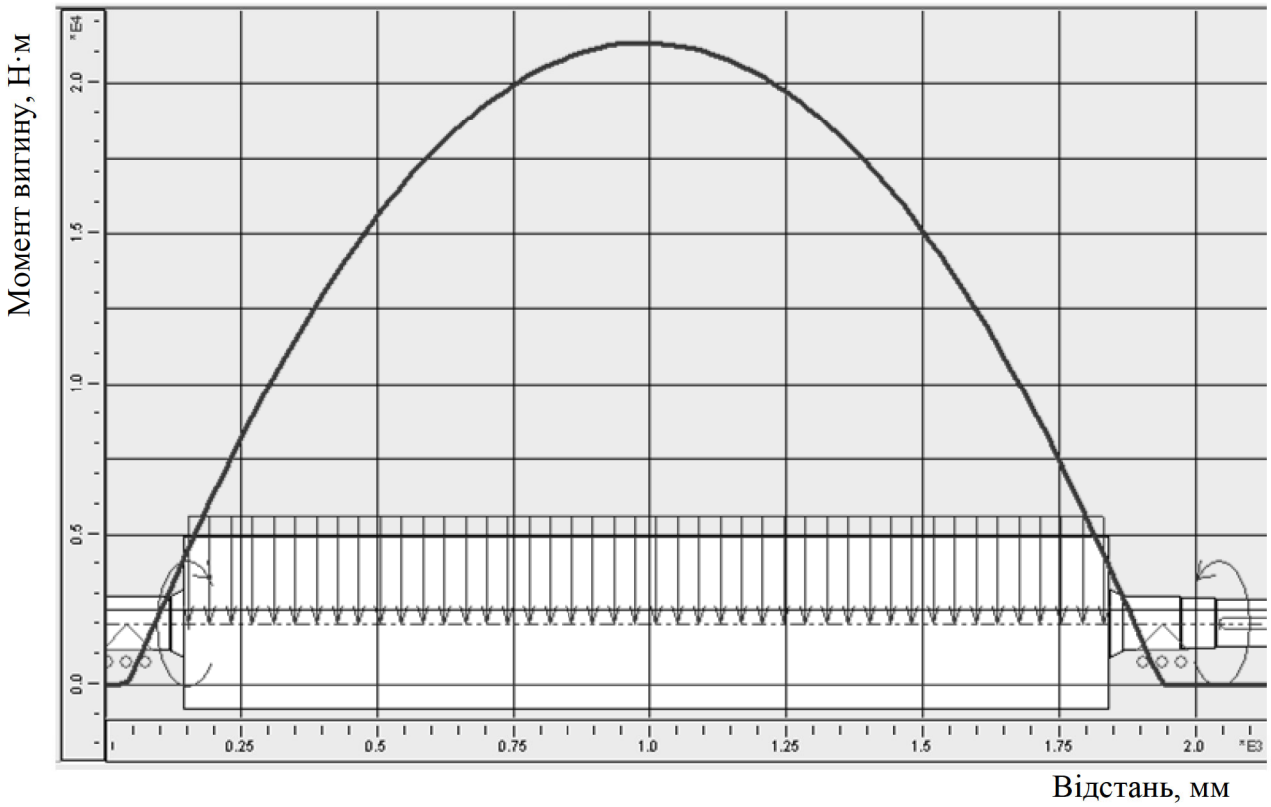


Рисунок 3.4 – Момент вигину у вертикальній площині до модернізації ролика

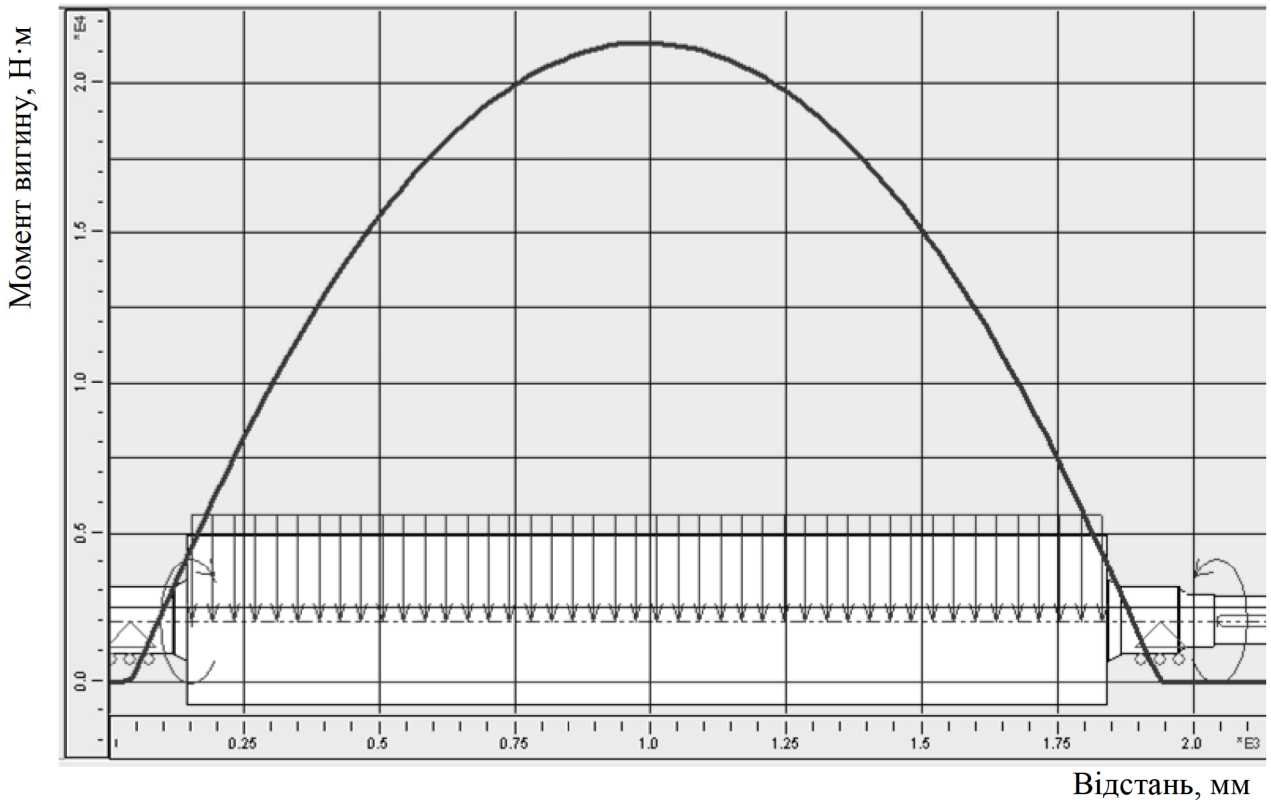


Рисунок 3.5 – Момент вигину у вертикальній площині після модернізації ролика

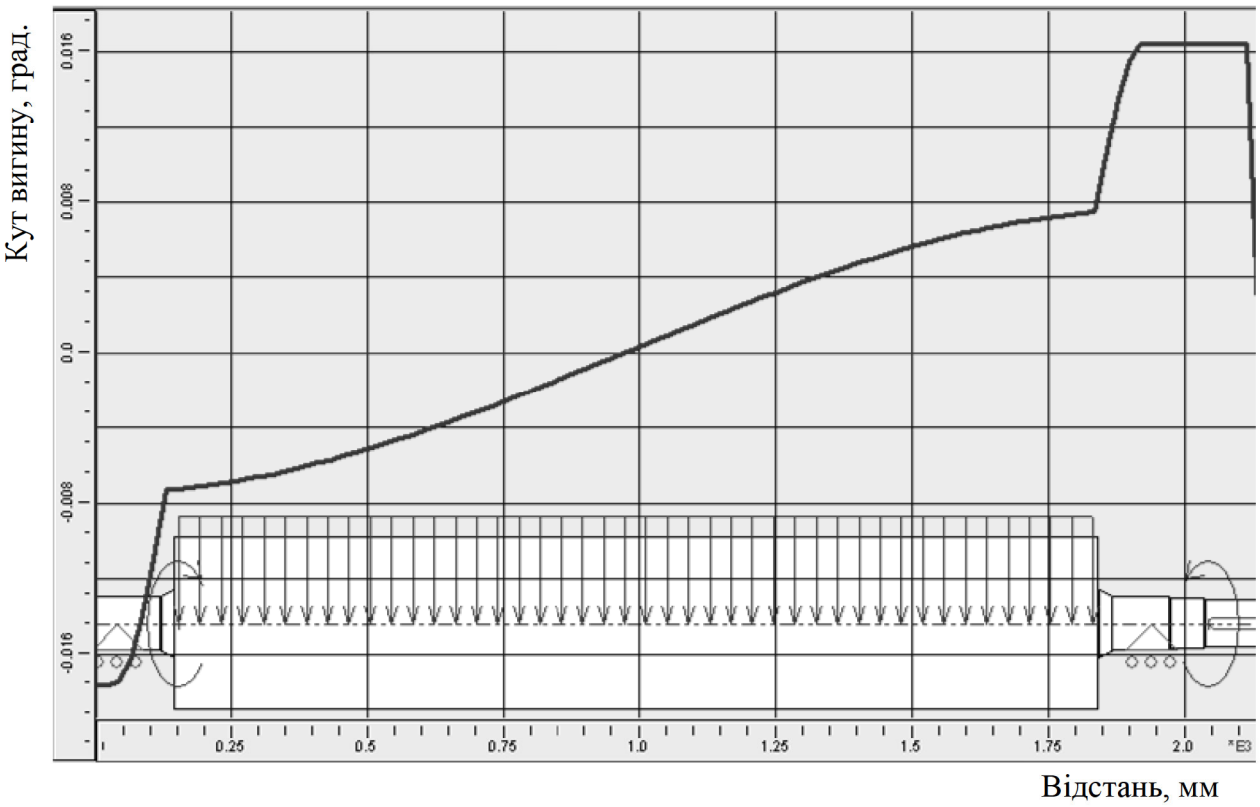


Рисунок 3.6 – Кут вигину у вертикальній площині до модернізації ролика

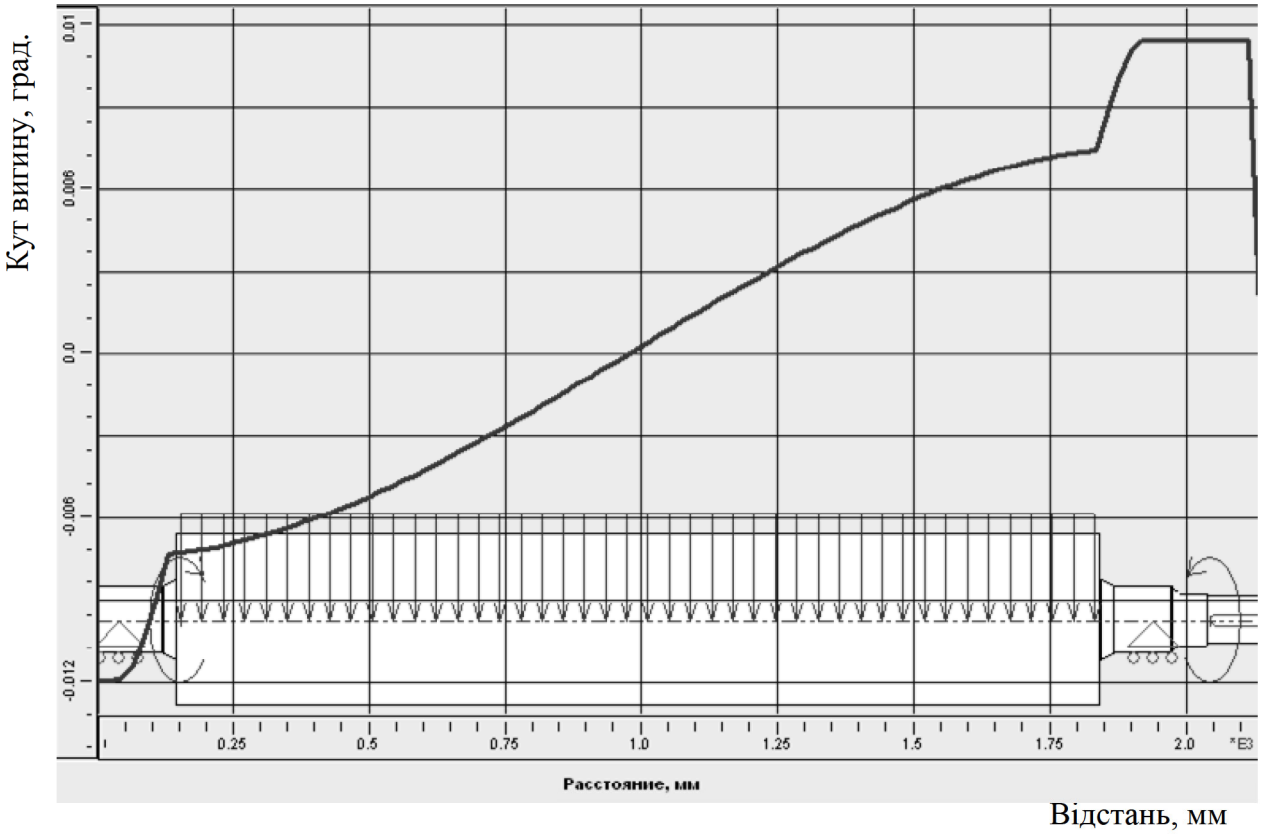


Рисунок 3.7 Кут вигину у вертикальній площині після модернізації ролика

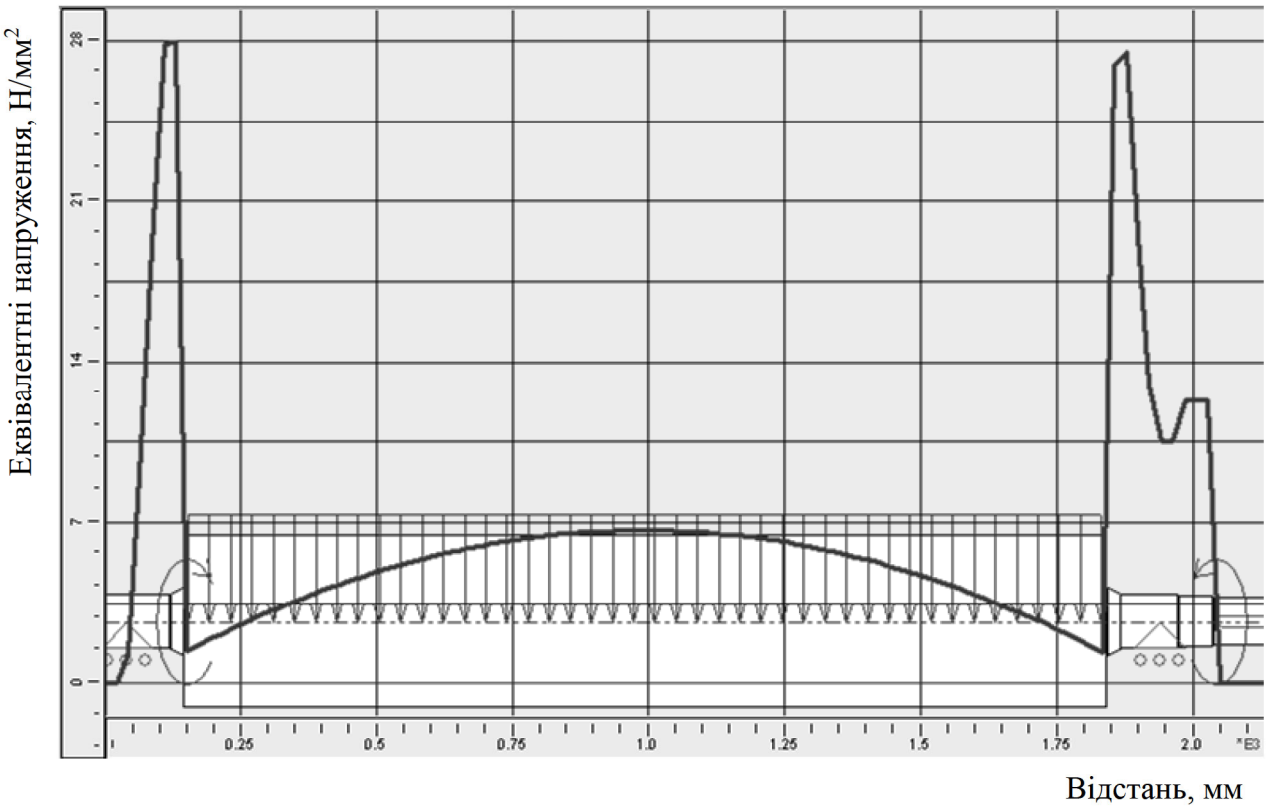


Рисунок 3.8 – Еквівалентне напруження до модернізації ролика

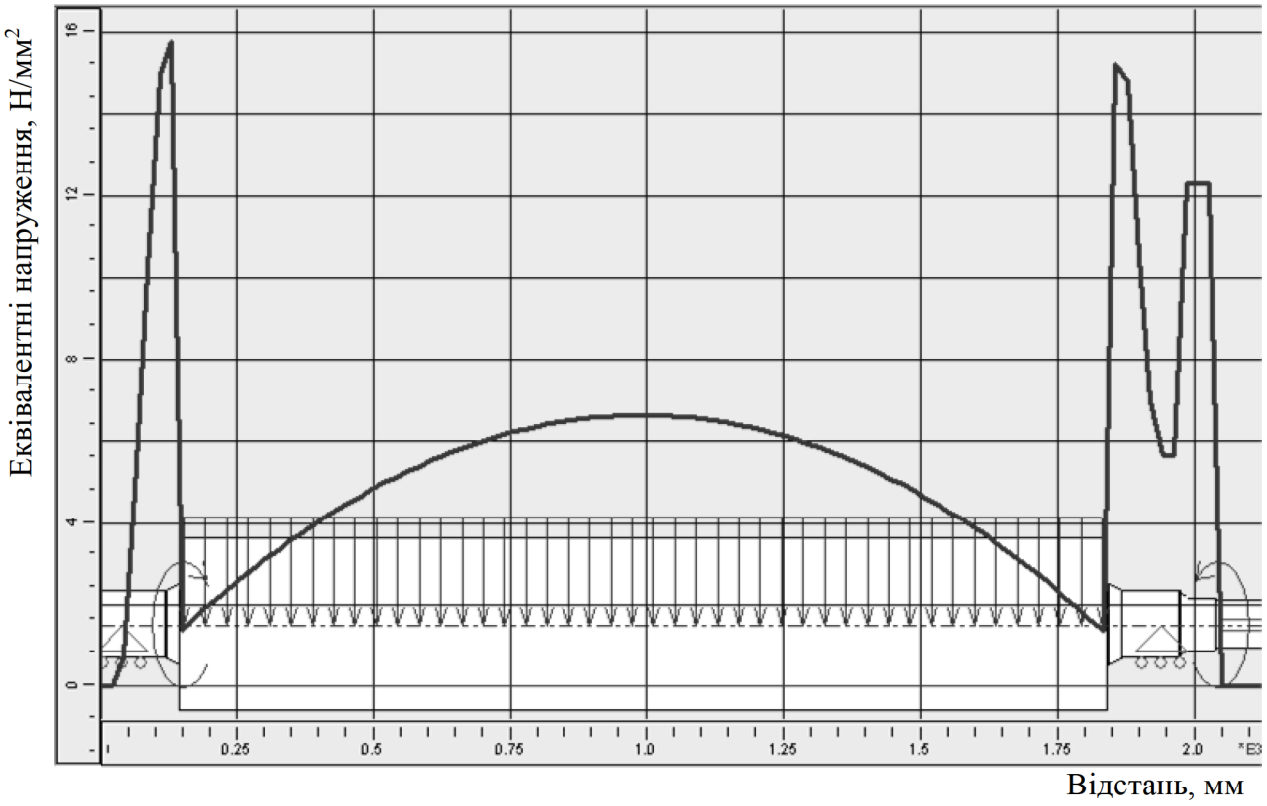


Рисунок 3.9 – Еквівалентне напруження після модернізації ролика

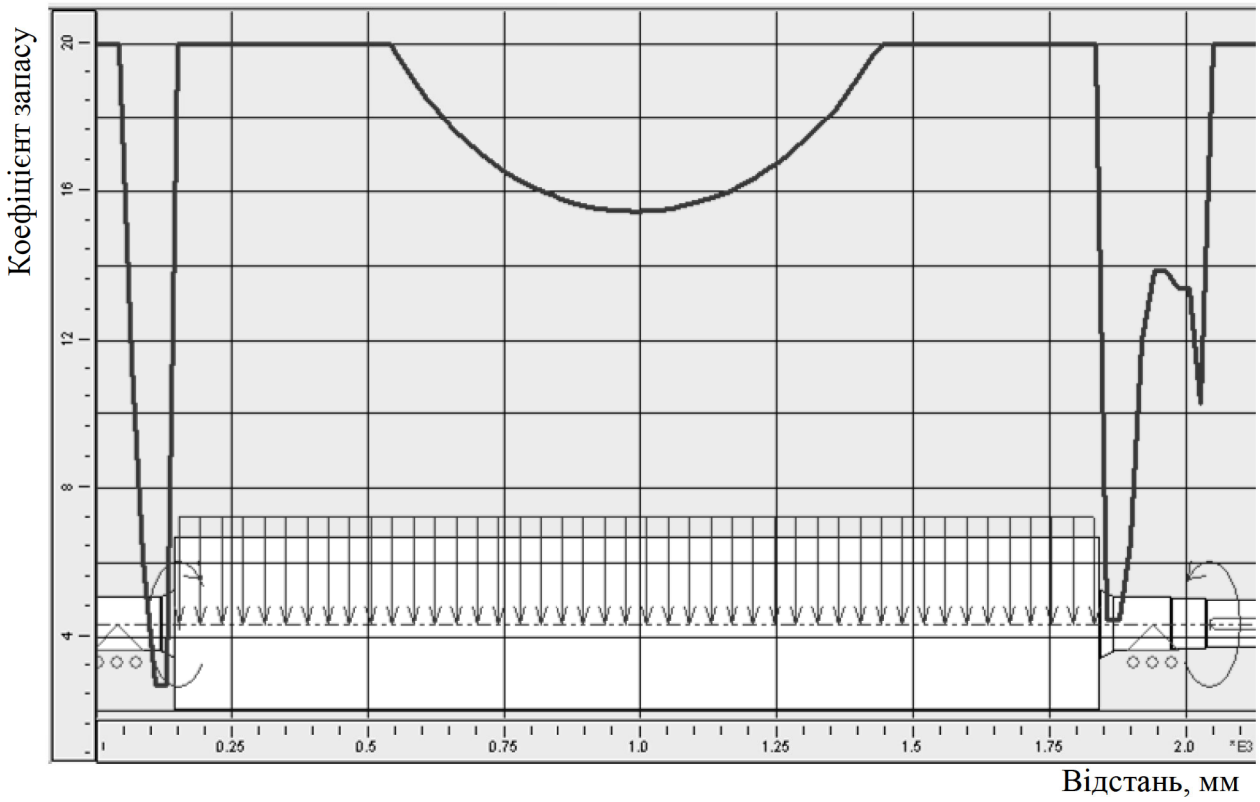


Рисунок 3.10 – Коефіцієнт запасу втомної міцності до модернізації ролика

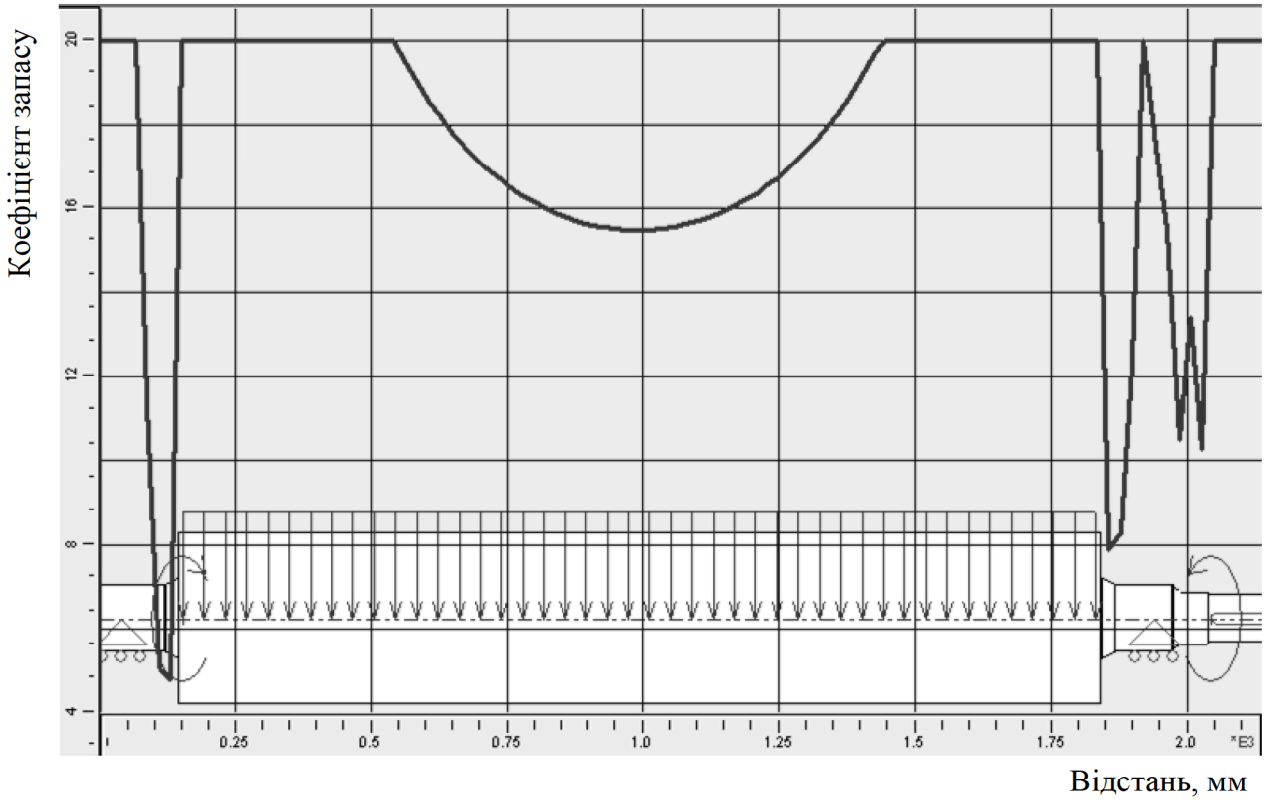


Рисунок 3.11 – Коефіцієнт запасу втомної міцності після модернізації ролика

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА В ГАЛУЗІ

4.1 Характеристика ступеня досконалості технологічного процесу цеху з гігієнічної точки зору

Гігієна праці є галуззю наукових знань, що досліджує вплив умов виробничого середовища, технологічних процесів і трудової діяльності на організм працюючої людини. Основним її завданням є визначення рівня небезпеки виробничих факторів і розробка заходів, що забезпечують збереження здоров'я та працездатності працівників у процесі їхньої професійної діяльності.

У металургійному виробництві та, зокрема, у листопрокатних цехах, на здоров'я працюючих впливають численні шкідливі фізичні, хімічні та психофізіологічні фактори. До найпоширеніших фізичних факторів належать: підвищений рівень шуму від роботи агрегатів і транспортного обладнання, вібрація від приводних механізмів, локальні та загальні джерела нагріву, інтенсивні світлові, інфрачервоні, ультрафіолетові та електромагнітні випромінювання. Хімічні фактори представлені викидами шкідливих газів, парів, аерозолів та промислового пилу, що утворюються під час нагрівання, прокатки, обробки поверхні металу та роботи допоміжного обладнання [53]. Психофізіологічне навантаження зумовлене високою відповідальністю оператора, необхідністю постійного контролю за обладнанням, виконанням монотонних або навпаки інтенсивних операцій в умовах підвищеного шуму й теплового стресу.

Система заходів, що спирається на наукові принципи гігієни праці та спрямована на мінімізацію впливу шкідливих факторів виробничого середовища, визначається як санітарія [54]. У промисловості, відповідно, застосовується виробнича санітарія, що становить комплекс організаційних, гігієнічних і санітарно-технічних рішень, які попереджують або зменшують шкідливий вплив виробничих факторів на працівників [55]. Вона є базовою

складовою охорони праці та суттєво впливає на ступінь досконалості технологічного процесу з точки зору безпеки.

Одним із головних принципів санітарного нормування є раціональне розташування промислових підприємств у межах промислових зон. Металургійні підприємства проектують таким чином, щоб вони знаходилися з підвітряного боку щодо жилої забудови. Це зменшує ймовірність потрапляння промислових викидів – газів, пилу, диму – на території житлових кварталів. Додатковим бар'єром між промисловою зоною та населеними пунктами є санітарно-захисна зона, ширина якої для металургійних виробництв повинна становити не менше 1000 м за умови застосування технологій очищування та утилізації шкідливих викидів. У межах захисної зони здійснюється озеленення – висаджування дерев і чагарників, що додатково акумулюють пил та знижують концентрацію забруднювачів у повітрі.

Важливою умовою зниження негативного впливу викидів є їх відведення у верхні шари атмосфери за допомогою високих димових труб. Ці конструкції дозволяють забезпечити більш ефективне розсіювання шкідливих домішок, мінімізуючи локальні перевищення гранично допустимих концентрацій. Крім того, при розробці генеральних планів металургійних підприємств враховують можливі перспективи розширення цехів, напрямок панівних вітрів, характер роботи основних агрегатів та інтенсивність шкідливих виділень. Прокатні цехи, як правило, орієнтують таким чином, щоб викиди й надлишкове тепло від них відводилися у бік, протилежний до інших виробничих підрозділів підприємства.

Ступінь гігієнічної досконалості технологічного процесу значною мірою визначається характером об'ємно-планувальних та конструктивних рішень виробничих будівель. Компонування приміщень має забезпечувати раціональну послідовність технологічного процесу, зручність переміщення персоналу й мінімізацію довжини транспортних потоків. Важливими параметрами є також достатній простір і повітряний об'єм на одного працюючого: об'єм не менше 15 м³, а площа не менше 4,5 м² відповідно до чинних норм [56, 57]. Виконання цих

умов сприяє формуванню сприятливого мікроклімату та ефективному повітрообміну.

Для виробництв із високими тепловими виділеннями (понад 20 ккал/м³·год) або значним утворенням пилу, газів і парів передбачають будівництво одноповерхових виробничих будівель збільшеної висоти та ширини. Таке конструктивне рішення полегшує природну аерацію та дає змогу видаляти шкідливі виділення механічною або припливно-витяжною вентиляцією. Важливим є також облаштування вікон стулками або іншими відкривними елементами, що займають не менше 20 % площі світлових прорізів, забезпечуючи додатковий природний повітрообмін у теплу пору року.

Підлоги виробничих будівель проєктуються з урахуванням вимог безпеки, стійкості до дії високих температур і хімічних речовин. Вони повинні бути виконані зі зносостійких, малотеплопровідних, неелектропровідних матеріалів – таких як рифлений метал, бетон або шлакобетон. Канали для комунікацій обов'язково перекриваються знімними плитами, що запобігає утворенню локальних зон небезпеки та полегшує обслуговування інженерних мереж [56–57].

Таким чином, ступінь досконалості технологічного процесу з гігієнічної точки зору визначається не лише особливостями самого технологічного обладнання, але й рівнем організації виробничого простору, ефективністю системи вентиляції, санітарно-технічними рішеннями та дотриманням санітарних норм на всіх етапах проєктування й експлуатації цеху. Оптимізація цих параметрів дозволяє істотно зменшити інтенсивність шкідливих факторів, забезпечуючи безпечні та комфортні умови праці в металургійному виробництві.

4.2 Комплексний аналіз шкідливих впливів на персонал стану гарячої прокатки тонкого листа

У технологічному середовищі металургійних підприємств на персонал постійно або періодично впливають різноманітні небезпечні та шкідливі

виробничі чинники. Вони зумовлені специфікою технологічних процесів і включають дію рухомого устаткування, підвищену запиленість і загазованість повітря, інтенсивні вібраційні та шумові навантаження, високу температуру, а також промислові гази та інші негативні фактори. Згідно з чинними нормативами, такі фактори класифікують на фізичні, хімічні, біологічні та психофізіологічні групи [54, 58, 59].

У повітрі робочої зони встановлюються гранично допустимі концентрації (ГДК) шкідливих речовин, перевищення яких неприпустиме. Шкідливою вважається будь-яка речовина, здатна за умов порушення вимог безпеки при потраплянні в організм людини спричинити професійні захворювання, виробничі травми або інші негативні зміни у стані здоров'я – як у період трудової діяльності, так і у наступні етапи життя, включаючи можливий вплив на наступні покоління [54].

За результатами лабораторних вимірювань у цеху гарячої прокатки на ділянці прокатного стану тонкого листа зафіксовано низку перевищень ГДК:

Запиленість повітря. Концентрація пилу фіброгенної дії становить 21,87 мг/м³ при нормативі 4,0 мг/м³. Перевищення більш ніж у 5,6 раза відповідає 3 ступеню шкідливості за умовами праці.

Інфрачервоне випромінювання. Інтенсивність випромінювання від нагрівальних печей та розігрітого металу сягає 2950 Вт/м² за норми 140 Вт/м². Перевищення на 2810 Вт/м² також класифікується як 3 ступінь шкідливості.

Шумове навантаження. Рівень шуму, що виникає внаслідок роботи прокатного стану, рольгангів, ножиць та суміжного обладнання, становить 98 дБА при нормативному значенні 80 дБА. Перевищення на 18 дБА дозволяє віднести цей фактор до 3 ступеня шкідливості.

На основі отриманих результатів складено карту умов праці для основної професії – оператора стану 168» (табл. 4.1).

Додатково слід зазначити, що через високотемпературний характер технологічного процесу температура повітря в приміщеннях цеху в теплий період року нерідко суттєво перевищує нормативні значення.

Таблиця 4.1 – Оцінка факторів виробничого середовища і трудового процесу для професії – Оператор стану 1680

№ п/п	Фактори виробничого середовища і трудового процесу	Нормативне значення, ГДК, ГДР	Фактич. значення	Клас шкідливих і небезпечних умов, і характер праці			Час дії фактора,%, за зміну
				1 ст.	2ст.	3 ст.	
1.	Шкідливі хімічні речовини, мг/м³:						
	1 клас шкідливостей						
	Ангідрид хромовий	0,010	0,011	1,1			86,3
	2 клас шкідливостей						
	Оксиди марганцю (аэрозоль)	0,050	0,19		3,8		86,3
	3 і 4 клас шкід.						
	Ангідрид сірчастий	10	6,1				86,3
	Азота діоксиди	2,0	1,2		1,8		86,3
	Мастила мінеральні	5,0	3,95				86,3
	Вуглецю оксид	20,0	12,2				86,3
2.	Пил переважно фіброгенної дії, мг/м³	4,0	21,8			5,6 р.	90
3.	Шум, дБА	80	98			18	90
4.	Мікроклімат в приміщенні в холод. період року:						
	-температура повітря, °С	18	32		5		90
	- швидкість руху повітря, м/с	0,5	0,24				90
	- відносна вологість повітря, %	55	50	5			90
	- інфрачервоне випромінювання, Вт/м²	140	2950			2810	90
5.	Важкість та напруженність	Категорія важкості – важка III ; Напруженність роботи – напружена					

У виробничому середовищі присутні відлітання циндри та уламків гарячих зливків, вібраційні та акустичні впливи, інтенсивне пароутворення, а також

підвищений рівень пилу. Рух зливків і металу супроводжується значною швидкістю та ударними навантаженнями, що формує додаткові фізичні фактори ризику. Сукупність цих чинників визначає підвищений рівень небезпеки умов праці (табл. 4.1).

На підставі проведеного аналізу по шкідливих і небезпечних факторів, що перевищують гранично допустиму концентрацію пропонуються заходи щодо зменшення та виключення цих шкідливих факторів, а також проводяться розрахунки з аерації повітряного середовища цеху, кабіни оператора прокатного цеху, освітлення, розрахунки теплових екранів, витяжних парасоль.

4.3 Дослідження можливості зменшення шкідливого впливу виробничого середовища прокатного стану на робітників

4.3.1 Дослідження заходів зменшення впливу тепловипромінювання та шуму на робітників виробничої дільниці

Одними з найбільш інтенсивних шкідливих факторів у зоні гарячої прокатки є теплове випромінювання та підвищений рівень шуму. Для мінімізації їхнього впливу на працюючих застосовують комплекс технічних і організаційних рішень.

Основна стратегія зменшення теплового випромінювання полягає у зниженні температури поверхонь технологічного обладнання, яке є джерелом інфрачервоного випромінювання. Це досягається за рахунок збільшення товщини стінок агрегатів, нанесення теплоізоляційних матеріалів на їх зовнішні поверхні або організації ефективного охолодження корпусів машинами та комунікаціями.

Додатково для захисту персоналу встановлюються стаціонарні або мобільні екрани й завіси, які значно зменшують інтенсивність інфрачервоного випромінювання [60]. Порожнисті екрани з циркуляцією води або сталеві екрани з постійним водяним зрошенням можуть практично повністю затримувати

теплові потоки. При їх монтажі передбачають повітряний зазор завширшки 80–200 мм, що забезпечує природну циркуляцію повітря та підвищує ефективність теплового бар'єра.

У тих зонах виробництва, де необхідно забезпечити огляд технологічного процесу, використовують екрани з термостійких прозорих матеріалів або дрібнопористої металевої сітки.

Водяні завіси у вигляді суцільного шару води, водяних або водоповітряних струменів дозволяють зменшити інтенсивність теплового випромінювання на 60÷85 %, при цьому зберігаючи добру видимість. Такі системи доцільно застосовувати в робочих вікнах нагрівальних печей, на постах маркування гарячого металу та в інших місцях із підвищеним тепловим навантаженням (рис. 4.1).

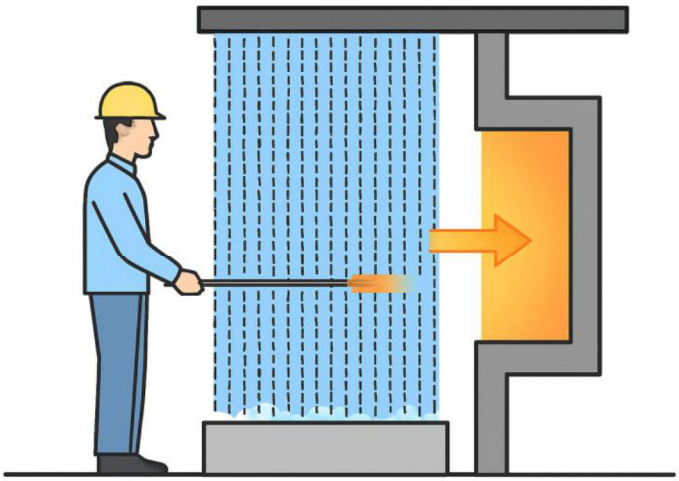


Рисунок 4.1 – Встановлення водяної завіси перед оглядовим вікном в якості теплового екрану

Шум у виробничому середовищі є поєднанням коливань різних частот та інтенсивностей, які викликають механічні хвилі в повітрі та зумовлюють зміну звукового тиску [61, 62]. Вплив шуму на організм працівника визначається не лише його рівнем, а й спектром частот, тривалістю експозиції та безперервністю коливань. За високих значень звукового тиску можливі серйозні фізіологічні

ушкодження, зокрема травмування барабанної перетинки.

До основних засобів індивідуального захисту працівників від шуму належать:

– протишумні навушники, що охоплюють зовнішню частину вуха;
– вкладиші (беруші), що перекривають слуховий прохід;
– протишумні головні убори;
– спеціальні костюми із звукопоглинальними елементами.

Одним із найбільш ефективних способів обмеження поширення шуму є звукоізоляція, яка передбачає розміщення між джерелом шуму та робочою зоною бар'єрів із високими звукопоглинальними характеристиками. До них належать облицювальні матеріали, шумоізоляційні кожухи на обладнанні, ізоляційні перегородки та кабіни операторів.

4.3.2 Дослідження можливості покращення систем опалення та вентиляції

Для підтримання стабільних та безпечних умов праці протягом усього року на робочих місцях використовують різні інженерні системи опалення та вентиляції. У холодний період у приміщеннях, де персонал перебуває постійно або тривалий час, встановлюють стаціонарні опалювальні прилади – водяні батареї, калорифери та інші нагрівальні установки [57, 59]. В'їзні й виїзні ворота обладнуються повітряно-тепловими завісами, які перешкоджають проникненню холодного повітря та працюють з автоматизованим механізмом відкривання і закривання стулок. На головних постах управління прокатним процесом зазвичай застосовують парове опалення.

У теплу пору року для забезпечення очищення повітря та подачі в робочу зону достатньої кількості свіжого повітря використовуються системи кондиціонування, що підтримують прийнятні мікрокліматичні параметри.

Особливу роль у створенні сприятливих умов праці відіграє аерація – організований природний повітрообмін, який виникає внаслідок різниці температур між внутрішнім та зовнішнім повітрям, а також під дією вітрового

напору. У металургійних цехах аерація є одним із найпростіших і водночас найбільш ефективних способів поліпшення мікроклімату. За даними досліджень заводської лабораторії встановлено, що навіть за неповністю оптимізованої системи аерації повітрообмін може досягати близько 20 млн м³/рік.

Конструктивно витяжні отвори розміщують у верхній частині будівлі, переважно у зоні аераційних ліхтарів, тоді як припливні отвори розташовують ближче до підлоги. Важливо забезпечити їх оптимальне взаємне розташування з урахуванням місць найбільш інтенсивного тепловиділення, щоб досягти ефективного видалення нагрітого та забрудненого повітря і одночасно створити рівномірний, двосторонній приплив свіжого повітря до робочих зон.

Додатковий захист витяжних ліхтарів від зворотного задування повітря забезпечується використанням вітрозахисних щитів, що стабілізують напрямок потоку та покращують умови природної тяги.

Завдяки аеродинамічному явищу "стрибка" повітряного потоку при обтіканні ним ліхтаря, обладнаного щитами, в просторі між ліхтарем і щитами виникає значне розрідження, яке сприяє посиленню витяжки відпрацьованого повітря з цеху [63].

Розрахунок аерації прокатних цехів ведеться за надлишковим тепловиділенням , не враховуючи дії вітру в якості аерації. Розрахунок аерації грунтується на тому , що при сталому стані вага кількості повітря , яке надходить в цех, дорівнює ваговій кількості повітря , що видаляється з цеху:

$$У_{пр} = У_{в}, \text{ кг/год}, \tag{4.1}$$

Орієнтовна кількість повітря, що видаляється з цеху через 1 м² отвору з урахуванням тільки теплового тиску за умови рівності площ припливних і витяжних відкритих отворів у стінах і ліхтарі визначається як:

$$g = 420 \sqrt{H \, \Delta t}, \text{ м}^3/\text{м}^2 \tag{4.2}$$

де Н – висота між серединами верхніх і нижніх отворів в м;

Δt – різниця між середньою температурою повітря в цеху і зовнішньої температурою .

Температура повітря, що видаляється через витяжні отвори або ліхтарі гарячих цехів , визначається за формулою:

$$t_в = 3{,}14\ Q_o\ 2/9 \Delta t_{р.з.} 2/3\ h_{р.з.} 2\ /\ 9 + tн\ /\ Н\ 1/9,\ °С \qquad (4.3)$$

де Q_o – кількість питомих надлишкових тепловиділень, в Вт/м ³ (надлишки явного тепла в приміщенні);

$t_{р.з.}$ – Надлишкова температура повітря в робочій зоні (приймається на 3÷5°С вище зовнішньої в літній час);

$h_{р.з.}$ – висота від рівня встановлення технологічного обладнання до середньої лінії робочої зони в м (1,5÷2 м);

Н – відстань між осями семетрії припливно-витяжних отворів в м;

$t_н$ – температура зовнішнього повітря, °С.

Формула для визначення $t_в$ отримана для наступних умов аерації гарячих цехів:

а) приплив зовнішнього повітря проводиться в робочу зону, нижня крайка припливного отвору знаходиться на висоті 0,8÷1,2 м від рівня підлоги і відпрацьоване повітря видаляється через стулки в аераційні ліхтарі;

б) відношення площі джерел тепла до площі підлоги цеху $f_{печей}/F_{підлога} \leq 10$ %, при рівномірному розташуванні джерел тепла в подовжених цехах;

в) площі припливних та витяжних отворів рівні між собою;

г) коефіцієнт витрати μ = 0,65;

д) висота джерел тепла над рівнем підлоги 1,5 м і вище.

Якщо відношення $f_{печей}/F_{підлога} \geq 10$ % , то отримане за формулою значення $t_в$ необхідно помножити на поправочний коефіцієнт К (табл. 4.2).

Таблиця 4.2 – Значення величини К в залежності від відношення площі печей до площі цеху

Висота джерела тепла над рівнем підлоги, м	$F_{печей}/ F_{підлоги}$ у %	К
1,5	≤ 10	0,71
≤1,5	10 – 20	0,55
≥1,5	10 – 20	0,78

Зв'язок між ваговою витратою повітря, що протікає через отвори площею F і тиском Δ P , виражається формулою:

$$B = \mu F \sqrt{2 g \rho \Delta P}, \text{ кг/с} \qquad (4.4)$$

де μ – коефіцієнт витрати, що залежить від умов експлуатації;

F – площа отворів в м ²;

g = 9,81 – прискорення сили тяжіння в м/с ²;

ρ – щільність повітря в початковому стані в кг/м ³ ;

ΔP – тиск в отворі в кг/м ².

Щоб не відчувати зміну тисків із зміною висоти, при визначенні тисків вводиться поняття "фіктивний вітровий тиск", що визначається за формулою:

$$\Delta P_ф = P_x – H (\rho_{пр} – \rho_{ср}), \text{ кг/ м ² (Па)} \qquad (4.5)$$

де Рх – внутрішній тиск

$$P_x = \alpha^2 P_3 + \beta^2 P_{2ср} / \alpha^2 + \beta^2, \text{ кг/м ² (Па)}$$

При $\mu_2 / \mu_o = 1$

$$\alpha = У_2/У_3 \; ; \; \beta = F_2/F_3, \qquad (4.6)$$

$У_2/У_3$ – відношення витрат повітря в отворах 2 і 3 ;

F_2/F_3 – відношення площ отворів 2 і 3;

$P_{2ср}$ – фіктивний тиск в отворі 2:

$$P_{2ср} = P_3 – H\,(\rho_{пр} – \rho_{ср}\,), \qquad (4.7)$$

Якщо площа припливних отворів відома, то надлишковий тиск можна визначити за формулою:

$$P_x = P_1 – У_1\,2\,\mu_1\,Г_1^2\,2\,g\,\rho_1, \qquad кг / м^2 \qquad (4.8)$$

де $P_1 = К_1\,P_{ск.в}$ – тиск вітру в кг/м²;

μ_1 – витрата повітря в отворі 1 ;

F_1 – коефіцієнт витрати ;

$К_1$ – об'ємна вага повітря в отворі 1 ;

Р ск.в. – Аеродинамічний коефіцієнт швидкісного тиску вітру .

Розрахуємо аерацію для одного прольоту цеху, що має незадувний ліхтар, за наступними початковими даними:

$Q_{хат.} = 2326$ кДж / с;

Н = 15 м;

$h_{р.з.} = 1{,}5$ м;

$f_{печ} / F_{підл} = 7$ %;

висота джерел тепла 1,5 м і вище;

температура припливного повітря tпр = 27 ° С;

температуру повітря в робочій зоні приймаємо $t_{р.з.} = t_{пр} + 3 = 27 + 3 = 30$ °С;

аеродинамічні коефіцієнти К = 0,6 ; К = – 0,5; К = – 0,3;

швидкість вітру 4 м / с.

Визначаємо температуру повітря, що відводиться за формулою (4.3):

$$t_в = 3,14 \text{ x } 116\ 2 / 9 \text{ x } 5\ 2/ 3 \text{ x } 1,5\ 2 / 9 /15\ 1/ 9 + 27 = 47,6 ^\circ C;$$

Кількість припливного повітря, необхідне для асиміляції надлишків тепла.

$$У = 3,6 \text{ x } Q_{над}/C \text{ (} t_в – t_{пр}) = 3,6 \text{ x } 2326 / 1,005 \text{ x } (47,6 – 27) = 405 \text{ кг/с}$$

Розподіляємо повітрообмін між отворами 1 і 3 порівну:

$$У_3 = У_1 \text{ ; } У_2 = У_2$$

$$У_1 + У_3 = У_2 + У_2 = 405 \text{ кг/с}$$

Швидкісний тиск вітру при $V_в = 4$ м/с:

$$P_{ск.в.} = PV^2/2\ g = 1,197 \text{ x } 4^2/2x9,81 = 1,0 \text{ кг/м}^2$$

Загальні тиски в отворах :

$$P_1 = K_1\ P_{ск.в.} = 0,6 \text{ кг/м}^2;$$
$$P_2 = K_2\ P_{ск.в.} = – 0,5 \text{ кг/м}^2;$$
$$P_2 = K_2\ P_{ск.в.} = – 0,45 \text{ кг/м}^2;$$
$$P_3 = K\ P_{ск.в.} = – 0,3 \text{ кг/м}^2;$$

$$P_{2ср} = P_2 – H\ (\rho_{пр} – \rho_{ср}) = – 0,5 – 15 \text{ (} 1,197 – 1,147 \text{)} = –1,25 \text{ кг/м}^2;$$

$$t_{ср} = t_в + t_{р.з.}/2 = 42,6 + 27/2 = 34,8 ^\circ C;$$
$$\rho_{ср} = 1,147 \text{ кг/м}^3 \text{ ;}$$
$$P_{2ср} = – 0,45 – 0,75 = – 1,2 \text{ кг/м}^2;$$

Внутрішній тиск, виходячи з умов, що стулки 3 підвітряного боку працюють на приплив і що :

$$\alpha = У2 / У3 = 1 ; \beta = \Sigma F2/F3 = 1 \text{ одностулкова}$$

$$P_x = \alpha^2 P_3 + \beta^2 \times P_{2ср}/\alpha^2 + \beta^2 = 1 (–0,3) + 1 (– 1,2)/2 = – 0,75 \text{ кг/м}^2;$$

Тиск в отворах:

$$1 – P_x = 0,6 – (– 0,75) = 1,35 \text{ кг/м}^2;$$
$$P_x – P_{2ср} = – 0,75 – (– 1,25) = 0,5 \text{ кг/м}^2;$$
$$P_x – P_{2ср} = – 0,75 – (–1,25) = 0,45 \text{ кг/м}^2;$$
$$P_3 – P_x = –0,3 – (–0,75) = 0,45 \text{ кг/м}^2;$$

Для спрощення обчислення підраховуємо :

$$\mu \sqrt{2 g \times \rho_1} = \mu \sqrt{2 g \times \rho_2} = 0,64 \sqrt{19,6 \times 1,2} = 3,1$$

тоді площі отворів:

$$F_1 = У / \mu \sqrt{2 g \rho_1} \times \sqrt{\rho_1 – P_x} = 202,5 / 3,1 \sqrt{1,35} = 56,3 \text{ м}^2;$$
$$F_2 = 202,5 / 3,1 + \sqrt{0,5} = 92,5 \text{ м}^2; F2 = 202,5/3,1 \sqrt{0,45} = 97,5 \text{ м}^2;$$
$$F_3 = 202,5/3,1 + \sqrt{0,45} = 97,5 \text{ м}^2;$$

Для наведеного прикладу знаходимо площі отворів при затишності тиск:

$$\Delta P_1 = H (\rho_{пр} – \rho_{ср}) = 15 (1,197 – 1,147) = 0,75 \text{ кг/м}^2$$

Беручи різниця тиску на рівні нижніх і верхніх отворів однакову, маємо:

$$\Delta P_1 = \Delta P_2 = \Delta P_1 / 2 = 0,375 \text{ м}^2$$

Вважаючи У3 = У1 і У2 = У2 знаходимо площі припливних та витяжних отворів:

$$F_1 = F_3 = У_1 / 0{,}64 \sqrt{2\ g\ \Delta P_1 \times \rho_{пр}} = 202{,}5 / 0{,}64 \sqrt{19{,}6 \times 0{,}375 \times 1{,}197} = 106{,}5\ м^2$$

$$F_2 = F_2 = У_1 / 0{,}64 \sqrt{2\ g\ \Delta P_2 \times \rho_{ух}} = 202{,}5 / 0{,}64 \sqrt{19{,}6 \times 0{,}375 \times 1{,}147} = 101\ м^2.$$

Розрахунок вентиляції для видалення надлишкової теплоти.

Коефіцієнт теплопередачі стінки :

$$R = 1 / (1 / 1 + q_1/q_2 + 1 / 2) ;$$

де 1 та 2 – коефіцієнт теплопровідності внутрішніх та зовнішніх поверхонь колодязів;

q – Коефіцієнт теплопровідності шамотної цегли ;

тоді

$$R = 1 / (1 / 397\ ,\ 6 + 0{,}39 / 44{,}4 + 1 / 221\ ,\ 0) = 66{,}6\ Дж / с.$$

Тепловиділення від нагрівальних печей:

$$Q_n = R\ (t_{ук} – t_{ув})\ S;$$

де R– коефіцієнт теплопередачі стінок печі, Дж / с;

S – загальна площа поверхонь колодязя, що випромінють тепло, $м^2$;

$t_{ук}$ – температура усередині колодязя, °С;

$t_{ув}$ – повітря у відділенні, °С;

$$Q_n = 66{,}6 (1270 – 25) \times 104{,}9 = 8697993\ Дж/с;$$

Знаходимо тепловиділення остигаючого металу, Дж/с:

$$Q_м = PC(t_{поч} – t_{кон});$$

де Р – сумарна продуктивність колодязів, кг/год;

С – теплоємність зливку (слябу) металу;

$t_{поч}$ –температура металу при витягуванні з колодязя, °С;

$t_{кон}$ – температура металу до моменту вивезення з відділення, °С;

тоді

$$Q_м = 9364х\ 0,14\ (1250–1050) = 261912\ Дж;$$

Загальна теплота, що виділяється у відділення від нагрівальних колодязів та остигаючого металу визначається як:

$$Q_{заг} = Q_п + Q_м = 8697993 + 261912 = 8959905\ Дж;$$

З огляду на можливу технічну недосконаліть теплового огородження втрати можуть дорівнювати 20% загального надходження теплоти. Тоді надмірна кількість теплоти дорівнює:

$$Q_{надл} = Q_{заг}х0,8 = 8959905х\ 0,8 = 7167924Дж;$$

Кількість повітря, яка необхідна для ствоерння ефективного повітряобміну з метою видалення теплоти, що є надлишковою, $м^3$/год:

$$V_{над} =3600хQ_{над}/Св\ (t_в – t_{зов})=3,6х7167924/1,256\ (35–26) = 2054500\ м^3/год$$

де С – об'ємна теплоємність повітря, кДж/$м^3$хК;

$t_в$ – температура повітря, що відводиться, °С;

$t_{зов}$ – температура зовнішнього повітря, °С;

Знаходимо кратність повітрообміну:

$$К = V_{пов}/V_{прим};$$

де $V_{прим}$ – обсяг відділення, $м^3$;

$$К = 2054500/397360 = 5,2$$

Розрахована кратність повітрообміну становить К=5,2, що відповідає нормативним вимогам для виробництв з інтенсивними тепловиділеннями та забезпечує належні санітарно-гігієнічні умови.

Існуючі технології природного та механічного повітрообміну забезпечують можливість підтримання нормативних мікрокліматичних умов за умови їх раціонального використання та коректного проєктування.

Проведений розрахунок підтвердив, що поєднання природної аерації через витяжні ліхтарі, раціональне розміщення припливних отворів, а також використання механічної вентиляції в пікові періоди тепловиділень забезпечують необхідну інтенсивність повітрообміну та ефективне видалення надлишкового тепла. Оптимізація систем опалення та вентиляції дозволить знизити теплове навантаження на персонал, покращити мікроклімат у робочій зоні та підвищити загальну безпечність і ефективність виробничого процесу.

Загальні висновки та рекомендації

1. Опис технологічного процесу високопородуктивної лінії гарячої прокатки тонкого листа в складі стану 1680 вказує на те, що хоча одним із найбільш прогресивних її вузлів є проміжний перемотувальний пристрій, але його конструкція далека від досконалості та потребує уваги обслуговуючого персоналу.
2. На підставі аналізу наявних джерел у вільному доступі встановлено, що значний вплив на якість створення рулону з гарячекатаної штаби мають формувальні пристрою у складі комплексу CoilBox, ремонтопридатність яких в багато в чому залежить від надійності основного вузла – формувального ролика.
3. Запропонована конструкція формувального ролика значно знижує вплив наявних концентраторів напружень на його надійність та роботоспроможність, що дозволить збільшити термін служби, і відповідно продуктивність прокатної лінії в цілому.
4. Виконані розрахунки навантажень, напружень та деформацій формувального ролика підтвердили достатні запаси міцності та показали ефективність модернізованої конструкці.
5. Проведене моделювання роботи ролика встановило рівномірніший розподіл напружень та зниження пікових значень після модернізації, що сприяє зменшенню втомного зношування та підвищенню тривалості служби.
6. Запропоновані заходи щодо модернізації вентиляційних систем дозволяють підвищити безпеку та знизити теплове навантаження на персонал. Розрахунок аерації підтвердив, що за умови правильного розташування витяжних ліхтарів та припливних отворів кратність повітрообміну складе K = 5,2 та є достатньою для виробництва з високим тепловиділенням.
7. Результати роботи можуть бути імплентовані у технологічний процес прокатного виробництва підприємств металургії.

Список використаних літературних джерел

1. Самохвал В. М. Конспект лекцій з дисципліни «Конструкції технологічних агрегатів (за фахом)». Частина 3 : освітньо–професійна програма «Металургія» першого (бакалаврського) рівня вищої освіти спеціальності 136 – Металургія. Дніпро : ДСТУ, 2017. 60 с.
2. Кулік Т. О. Виробництво листового металопрокату з використанням режимів теплого деформування. Перспективи розвитку, розширення сфери використання та вдосконалення технологій і обладнання : монографія. Краматорськ : Донбаська державна машинобудівна академія, 2020. 180 с.
3. Wu Y. Designing of Hot Strip Rolling Mill Control System // World Journal of Engineering and Technology. 2016. Vol. 4, no. 3. P. 413–417. DOI: 10.4236/wjet.2016.43040.
4. Liu H., He L. Wrapper Roll Control System of Hot Strip Mill // Advanced Electrical and Electronics Engineering : Lecture Notes in Electrical Engineering. Berlin ; Heidelberg : Springer, 2011. Vol. 87. P. 245–250. DOI: 10.1007/978–3–642–19712–3_37.
5. Park Y., Park K., Lee C., Shi W. Improvement of the coiling stress calculation model for a mandrel–sleeve–coil // Journal of Engineering Mechanics. 2022. P. 1–14. DOI: 10.1177/16878140211070450.
6. Dai M., Hu Y., Hao Y., Qiu P., Xiao H. Analysis of Temperature and Stress Fields in the Process of Hot–Rolled Strip Coiling // Metals. 2025. Vol. 15, no. 2. Art. no. 111. DOI: 10.3390/met15020111.
7. Choi Y. J., Lee M. C. A downcoiler simulator for high performance coiling in hot strip mill lines // International Journal of Precision Engineering and Manufacturing. 2009. Vol. 10. P. 69–75. DOI: 10.1007/s12541–009–0010–4.

8. Motomura T., Ueda K., Imazeki T., Fukui Y., Yahiro K. Coiler Control in Endless Hot Strip Rolling // Proceedings of the 16th World Congress of the International Federation of Automatic Control. Prague, 2005. P. 1–6.
9. Coiling Simulation and Control Method for Hot Strip Downcoiler // IFAC Proceedings Volumes. 2006. Vol. 39, no. 22. P. 258–263. DOI: 10.1016/S1474–6670(17)30146–5.
10. Method and device for winding thin metal strip, especially hot rolled or cold rolled thin steel strip (variants) : пат. UA 78224 C2 Україна / SMS Demag AG. 2007. 14 с.
11. Method and device for winding a thin metal strip, especially a hot rolled or cold rolled thin steel strip : пат. US 7191627 B2 США / Bäumer K., Ginsberg K., Tuschhoff M. ; заявник SMS Siemag Aktiengesellschaft. 2007. 12 с.
12. Analysis of Pressure Distribution during Coiling for Hot Continuous Strip // Proceedings of the 2009 International Forum on Information Technology and Applications. 2009. Vol. 3. P. 240–244. DOI: 10.1109/IFITA.2009.211.
13. A hierarchical feature–fusion–based method for predicting the coiling temperature in a hot rolling mill process // Computers & Industrial Engineering. 2025. Vol. 185. Art. no. 109672. DOI: 10.1016/j.cie.2025.109672.
14. New Approach to Coil Sagging Control at ArcelorMittal Hot Strip Mills // AISTech Proceedings. 2025. P. 44–52.
15. Куваєв В.М., Розробка електрогідропривода укладальника моталки для процесу змотування сортового прокату / Куваєв В.М., Д.О. Бешта. Гірнича електромеханіка та автоматика. 2016. №97. 56 с.
16. Куваєв В.М., Динамічна модель взаємодії механізмів ділянки кліть–моталка при змотуванні сортового прокату моталкою типу Гаррета / Куваєв В.М., Бешта Д.О. Науковий вісник НГУ : Науково–технічний журнал. Дніпро. 2017. № 4. 160 с.

17. Куваєв В.М., Аналітичні дослідження механізму зриву витків у процесі намотування прокату на барабан моталки / Куваєв В.М., Д.О. Бешта. Теория и практика металлургии. 2017. №3–4. 111 с.
18. Курпе О.В. Розвиток наукових основ термомеханічної прокатки плоскої металопродукції з отриманням підвищеного рівня механічних властивостей, ПГТУ, Маріуполь. 2020. 534 с.
19. Podobedov N. I., Verenev V. V., Korennoi V. V. The evaluation of effectiveness of the device "Coilbox" on the mill 1680. *Fundamental and applied problems of ferrous metallurgy*. 2018. No. 32. P. 300–308. URL: https://doi.org/10.52150/2522–9117–2018–32–300–308
20. Implantação da filosofia da manutenção na area operacional do coilbox com uso do pdca para aumento da produtividade do equipamento no ltq da companhia siderúrgica de tubarão / S. R. M. d. Santos et al. *60º Congresso Anual da ABM*, Belo Horizonte, 2–5 August 2005. São Paulo, 2005. P. 784–796. URL: https://doi.org/10.5151/2594–5327–2005–13386–0080
21. Smith W. Hot Rolled Sheet Product Consistency–Coilbox. *SAE International Congress and Exposition*. 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 1983. URL: https://doi.org/10.4271/830278
22. Yu X. L., Yang Q., Jiang Z. Y. Analysis of Plate Bending in Coilbox by Finite Element Method. *Key Engineering Materials*. 2010. Vol. 443. P. 146–151. URL: https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/kem.443.146
23. Cui D. Y., Xie Z. X. Study on Material Tracking and Auto Coiling Sequence of the Coilbox. *Advanced Materials Research*. 2011. Vol. 382. P. 414–417. URL: https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/amr.382.414
24. Cui D., Liu H. Controlling Technology on Hot Coilbox Bending Roll in 1700mm Hot Strip Rolling Line of Tangsteel. *2010 International Conference on Challenges in Environmental Science and Computer Engineering*, Wuhan, China, 6–7 March 2010. 2010. URL: https://doi.org/10.1109/cesce.2010.75

25. Tsikoliia A. Z., Nykytiuk M. V., Kononov D. O. The application of the CoilBox intermediate rewinding device for reducing energy consumption and improving the efficiency of rolling production in continuous sheet mills. *Fundamental and applied problems of ferrous metallurgy*. 2024. No. 38. P. 469–481. URL: https://doi.org/10.52150/2522–9117–2024–38–469–481
26. Smith W. Hot Rolled Sheet Product Consistency–Coilbox. *SAE International Congress and Exposition*. 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 1983. URL: https://doi.org/10.4271/830278
27. Improvement of the Method for Calculating the Metal Temperature Loss on a Coilbox Unit at The Rolling on Hot Strip Mills / V. Kukhar et al. *International Journal of Engineering & Technology*. 2018. Vol. 7, no. 4.3. P. 35. URL: https://doi.org/10.14419/ijet.v7i4.3.19548
28. Іванченко Ф. К., Гребеник В. М., Ширяєв В. І. Розрахунок машин і механізмів прокатних цехів. К: Вища шк., 1994. 455 с.
29. Аналіз факторів, що впливають на втомну міцність деталей металургійного обладнання / H. Oleksii та ін. *International scientific and technical conference Information technologies in metallurgy and machine building*. 2024. С. 23–26. URL: https://doi.org/10.34185/1991–7848.itmm.2023.01.006
30. Hrechanyi O. ., Vasilchenko T. ., Badlo V. ., Chuvalskyi M. ., Padalka O. ., Parkhomenko V. . Analysis of constructive factors affecting the fatigue strength of metallurgical equipment parts. *Системні технології*. 2023. Т. 145. № 2. С. 19–29. URL: https://doi.org/10.34185/1562–9945–2–145–2023–03
31. Білодіденко С. В., Гануш В. І., Клименко Ю. М. Розрахунки металургійного обладнання аглодоменних та сталеплавильних цехів: Навчальний посібник. Дніпро: НМетАУ, 2016. 138 с.
32. Теоретичні основи технології виробництва деталей та складання машин: Конспект лекцій. Ivano-Frankivsk, Ukraine: ІФНТУНГ, 2011.

154 с.

33. Бейгул О. О. Теоретичні основи розрахунку металургійних машин та агрегатів : конспект лекцій. Кам'янське : ДДТУ, 2016. 160 с.
34. Бейгул В. О. Спецметоди розрахунків металургійних машин : конспект лекцій. Кам'янське : ДДТУ, 2016. 18 с.
35. Кулінченко В.Р. Гідравліка, гідравлічні машини і гідропривід. К.: Інкос, 2006. 616 с
36. Тарасов В.К., Новокщонова О.В. Гідравліка, гідро– та пневмопривод: навч.–метод. посіб. Запоріжжя: Видавництво ЗДІА, 2010. 132 с.
37. Марки сталей і сплавів: властивості, характеристики – Метінвест. *International Mining and Steel Manufacturing Group of Companies*. URL: https://metinvestholding.com/ua/products/steel–grades (дата звернення: 16.11.2025).
38. Мандрус В.І., Лещий Н.П., Звягін В.М. Машинобудівна гідравліка. Задачі та приклади розрахунків. Львів: Світ, 1995. 264 с
39. Жук А. Я., Желябіна Н. К. Основи розрахунків приводів машин: навч. посіб. Запоріжжя: ЗДІА, 1996. 145 с.
40. Каталог підшипників по розмірах і номеру. Магазин Підшипник – купити підшипники в Україні. URL: https://pidshypnyk.com/kataloh–podshypnykov/ (дата звернення: 16.11.2025).
41. Павлище В.Т. Підшипники кочення: Основні параметри, конструкції опор, змащування, ущільнення та розрахунки ресурсу. Львів: НУ "Львівська політехніка", "Інтелект–Захід", 2001. 136 с.
42. Lin P. M., Wickert J. A. Analysis of Core Buckling Defects in Sheet Metal Coil Processing. Journal of Manufacturing Science and Engineering. 2003. Vol. 125, no. 4. P. 771–777. URL: https://doi.org/10.1115/1.1619177
43. Lin P. M., Wickert J. A. Corrugation and Buckling Defects in Wound Rolls. Journal of Manufacturing Science and Engineering. 2005. Vol. 128, no. 1. P. 56–64. URL: https://doi.org/10.1115/1.2113068
44. Lee C. Stresses and Defects in Roll Products: A Review of Stress Models

and Control Techniques. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*. 2018. Vol. 19, no. 5. P. 781–789. URL: https://doi.org/10.1007/s12541–018–0094–z

45. Yu Q, Seibert A. Study of strip tension of coiling wide, heavy–gauge strip. *Iron Steel Tech* 2013; 10: 47–55
46. Lee J., Lee C. Taper Tension Logic for Optimization of Residual Stresses in Roll–to–Roll Winding Systems. *Journal of the Korean Society for Precision Engineering*. 2015. Vol. 32, no. 12. P. 1011–1016. URL: https://doi.org/10.7736/kspe.2015.32.12.1011
47. Application of digital twin for industrial process control: A case study of gauge–looper–tension optimized control in strip hot rolling / J. Sun et al. *Digital Twin*. 2025. Vol. 4. P. 10. URL: https://doi.org/10.12688/digitaltwin.17971.2
48. Gelin J. C., Boudeau N. Localization of deformation in thin shells with application to the analysis of necking in sheet metal forming. *Advanced Methods in Materials Processing Defects*. 1997. P. 215–224. URL: https://doi.org/10.1016/s0922–5382(97)80023–2
49. Rees D. W. A. Instability analysis for ellipsoidal bulging of sheet metal. *Advanced Methods in Materials Processing Defects*. 1997. P. 235–244. URL: https://doi.org/10.1016/s0922–5382(97)80025–6
50. Rees D. W. A. Pole instability theory for ellipsoidal bulging of rolled sheet. *Journal of Materials Processing Technology*. 1999. Vol. 92–93. P. 508–517. URL: https://doi.org/10.1016/s0924–0136(99)00121–1
51. Atanackovic T. M., Guran A. Elastic Stability. *Theory of Elasticity for Scientists and Engineers*. Boston, MA, 2000. P. 337–364. URL: https://doi.org/10.1007/978–1–4612–1330–7_10
52. Deb S. Roll Forming in Sheet Metal Forming. *Analysis and Optimization of Sheet Metal Forming Processes*. Boca Raton, 2024. P. 1–20. URL: https://doi.org/10.1201/9781003441755–1

53. ДСТУ 2293:2014. Охорона праці. Терміни та визначення основних понять. На заміну ДСТУ 2293–99 ; чинний від 2015–05–01. Вид. офіц. 2014. URL: https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc–page.html?id_doc=61781
54. ДСТУ ISO 45001:2019 Системи управління охороною здоров'я та безпекою праці. Вимоги та настанови щодо застосування (ISO 45001:2018, IDT). На заміну ДСТУ OHSAS 18001:2010; чинний від 01.01.2021. Вид. офіц. 2019. URL: https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc–page.html?id_doc=88004
55. НПАОП 27.0–1.01–08 Правила охорони праці в металургійній промисловості.
56. ДСП 3.3.1.038–99. Підприємства чорної металургії. Чинний від 1999–12–01. Вид. офіц.
57. ДБН В.2.2–28:2010. Будинки і споруди. Будинки адміністративного та побутового призначення. Чинний від 2011–10–01. Вид. офіц.
58. ДСН 3.3.6.037–99. Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку. Чинний від 1999–12–01. Вид. офіц.
59. ДСН 3.3.6.042–99 Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень
60. ДСТУ 2894–94. Пристрої екранувальні для захисту від інфрачервоного випромінювання. Параметри та загальні технічні вимоги. Чинний від 1996–01–01. Вид. офіц. 1994.
61. ДСН 3.3.6.037–99. Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку. Чинний від 1999–12–01. Вид. офіц.
62. ДСТУ–Н Б В.1.1–35:2013. Настанова з розрахунку шуму в приміщеннях і на територіях. Чинний від 2014–01–01. Вид. офіц.
63. Рябов А.В. Вентиляція виробничих приміщень, Одеса, Астропринт, 2002. 152с.

ДОДАТКИ