

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

ВИПУСКНА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА

На тему: Дослідження навантаження на головну лінію
прокатного стана «Блюмінг»

Виконав: магістрант групи 8.1330-з

Тенета Я.В.

(ПІБ)

(підпис)

спеціальності

133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва)

спеціалізація

-

(шифр і назва)

Освітньо-професійна програма

Металургійне обладнання

(шифр і назва)

Керівник Таратута К.В.

(прізвище та ініціали)

(підпис)

Н.контроль Васильченко Т.О.

(прізвище та ініціали)

(підпис)

Запоріжжя – 2021 рік

Запорізький національний університет
(повне найменування вищого навчального закладу)

Інженерний навчально-науковий інститут .

Кафедра металургійного обладнання .

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

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування .
(шифр і назва)

Спеціалізація .
(шифр і назва)

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

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри Й.К. Огінський

“ _____ ” _____ 2021 року

ЗАВДАННЯ

ДО ВИПУСКНОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ МАГІСТРА

Тенета Яна Володимирівна

(прізвище, ім'я, по батькові)

Тема магістерської роботи: Дослідження навантаження на головну лінію прокатного стана «Блюмінг» .

керівник магістерської роботи доц., к.т.н. Таратута К.В. .

затверджена наказом вищого навчального закладу від 30.06. 2021 року

№ 975 – с.

1. Термін подання студентом роботи 30.11.2021 року.
2. Вихідні дані магістерської роботи техніко-економічні показники роботи прокатного стана «Блюмінг» .
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити):
 1. Місце обтискного прокатного стана в технологічному процесі та конструкція основних елементів.
 2. Розрахунок найбільш навантажених вузлів та деталей головної лінії прокатного стана.
 3. Дослідження навантажень та збільшення ресурсу шпинделя головної лінії прокатного стана «Блюмінг»
 4. Охорона праці та техногенна безпеки. Висновки
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): 1. Креслення загального виду – 1 шт ; 2. Складальні креслення -2 шт; 3. Деталювання – 2шт; 4. Креслення та плакати дослідницької частини –1 шт.

6. Консультанти розділів магістерської роботи

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

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської роботи	Строк виконання етапів магістерської роботи	Примітка
1	Збір матеріалу на проектування	01.09.20 – 01.11.20	
2	Групування та аналіз зібраного матеріалу. Уточнення завдань проектування	01.11.20 – 01.02.21	
3	Виконання теоретичної частини проекту	01.02.21 – 01.04.21	
4	Виконання графічної частини проекту	01.04.21 – 01.06.21	
5	Написання та оформлення пояснювальної записки	01.06.21 – 01.10.21	
6	Перевірка проекту консультантами	01.10.21 – 20.10.21	
7	Попередній захист проекту	20.11.2021	
8	Переплітання роботи	05.12.2021	
9	Захист проекту у ДЕК	Згідно з графіком	

Студент _____
 (підпис) (прізвище та ініціали)

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

АНОТАЦІЯ

Тенета Я.В. Дослідження навантаження на головну лінію прокатного стана «Блумінг».

Випускна кваліфікаційна робота для здобуття ступеня вищої освіти магістра за спеціальністю 133 – Галузеве машинобудування, науковий керівник: доц., к.т.н. К.В. Таратута. Запорізький національний університет. Інженерний навчально-науковий інститут. Кафедра металургійного обладнання, 2021.

В роботі проведено огляд і аналіз науково-технічних рішень підвищення навантажувальної здатності вузлів та деталей головної лінії обтискного прокатного стана. Проведено розрахунки навантажень, що діють на деталі привода валків. Досліджено роботу універсальних шпинделів в умовах критичних навантажень. Запропоновано шляхи збільшення їх ресурсу

КЛЮЧОВІ СЛОВА: ПРОКАТНИЙ СТАН, ШПІНДЕЛЬ, МОДЕЛЮВАННЯ, НАВАНТАЖЕННЯ

ABSTRACT

Teneta Ya.V. Study Main Line Load of the "Blooming" Rolling Mill.

Final qualifying work for obtaining a higher education degree, master in specialty 133 - Industrial mechanical engineering, scientific supervisor: Associate Professor, Ph.D. K.V. Taratuta. Zaporizhzhya National University. Engineering educational and scientific institute. Department of Metallurgical Equipment, 2021.

The paper provides an overview and analysis of scientific and technical solutions for increasing the load capacity of units and parts of the main line of the blooming mill. Calculations of the loads acting on the parts of the roll drive have been made. The work of universal spindles under critical loads has been investigated. Ways to increase their resource are proposed.

KEY WORDS: ROLLING MILL, SPINDLE, SIMULATION, LOADS

АННОТАЦИЯ

Тенета Я.В. Исследование нагрузки на главную линию прокатного стана «Блюминг».

Выпускная квалификационная работа на получение степени высшего образования магистр по специальности 133 – Отраслевое машиностроение, научный руководитель: доц., к.т.н. К.В. Таратута. Запорожский национальный университет. Инженерный учебно-научный институт. Кафедра металлургического оборудования, 2021.

В работе проведен обзор и анализ научно-технических решений повышения нагрузочной способности узлов и деталей главной линии обжимного прокатного стана. Произведены расчеты нагрузок, действующих на детали привода валков. Исследована работа универсальных шпинделей в условиях критических нагрузок. Предложены пути увеличения их ресурса.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: ПРОКАТНЫЙ СТАН, ШПИНДЕЛЬ, МОДЕЛИРОВАНИЕ, НАГРУЗКИ

ЗМІСТ

Вступ	6
1. Місце обтискного прокатного стана «Блюмінг» в технологічному процесі та конструкція його механізмів	8
1.1. Характеристика технологічного процесу та продукції, що випускається прокатним цехом ПАТ ”Електрометалургійний завод “Дніпроспецсталь”	8
1.2. Аналіз конструкцій шпindelьних пристроїв та особливості їх застосування на обтискних станах	19
2. Розрахунок найбільш навантажених вузлів та деталей головної лінії прокатного стана	26
2.1 Розрахунок енергосилових і кінематичних параметрів прокатки	26
2.2 Розрахунок на міцність валків блюмінга	36
2.3 Розрахунок на міцність станини блюмінга	39
2.4 Розрахунок універсального шпинделя прокатного стана	44
3 Дослідження навантажень та збільшення ресурсу шпинделя головної лінії прокатного стана «Блюмінг»	56
3.1 Дослідження універсального шпинделя цільної конструкції	56
3.2 Дослідження універсального шпинделя збірної конструкції	60
4. Охорона праці та техногенна безпека	77
Висновки	90
Література	91
Додатки	93

ВСТУП

Актуальність теми.

В ході проведення досліджень виявлено, що універсальні шпинделі обтискних прокатних станів після відпрацювання номінального ресурсу мають об'ємний знос по робочих поверхнях до 0,5 % загальної маси. Вибраковка шпинделів на переробку у вторинну сировину в більшості випадків, не доцільна, оскільки стан їх такий, що дозволяє розглядати питання їх повторного використання.

Відновлювання універсальних шпинделів шляхом виготовлення збірної конструкції зі шпинделя з відпрацьованим ресурсом дозволить збільшити ресурс універсального шпинделя з урахуванням необхідних критеріїв міцності.

В зв'язку з цим актуальними стають питання дослідження роботи шпинделя, як елемента головної лінії прокатного стана.

Мета та завдання дослідження. Дослідження навантажень та розробка заходів зі збільшення ресурсу шпинделів приводу валків.

Для досягнення поставленої у роботі мети визначені такі завдання дослідження:

- огляд і аналіз науково-технічних рішень визначення навантажувальної здатності вузлів та деталей приводу;
- визначення основних навантажень та їх допустимих значень у приводі обтискного прокатного стана;
- розрахунок елементів конструкції шпинделя та розробка пропозицій по збільшенню його ресурсу.

Об'єкт дослідження – універсальний шпиндель приводу прокатного стана.

Предмет дослідження – можливість збільшення ресурсу роботи універсальних шпинделів.

Методи дослідження включають комп'ютерне моделювання навантажень, що діють на елементи приводу, обробку результатів досліджень з застосуванням елементів математичної статистики.

Практичне значення одержаних результатів. Проведені дослідження дають змогу у комплексі розв'язувати проблему збільшення ресурсу універсальних шпинделів

Апробація результатів роботи. Основні положення роботи доповідалися на I Всеукраїнській науково-практичній конференції здобувачів вищої освіти, аспірантів та молодих вчених «Актуальні питання сталого науково-технічного та соціально-економічного розвитку регіонів України» (Запоріжжя, ЗНУ, 2021 р.). Опубліковано 1 тези доповіді на тему: «Оцінка навантажень на механізми головної лінії обтискного прокатного стану».

Структура та обсяг роботи. Магістерська випускна робота складається зі вступу, 4 розділів, висновків, списку використаних джерел, додатків. Повний обсяг роботи становить 97 сторінок, 14 таблиці, 17 рисунків, списку використаних джерел, додатків.

1. Місце обтискного прокатного стану «Блюмінг» в технологічному процесі та конструкція його механізмів

1.1 Характеристика технологічного процесу та продукції, що випускається прокатним цехом ПАТ "Електрометалургійний завод "Дніпроспецсталь"

Публічне акціонерне товариство "Електрометалургійний завод "Дніпроспецсталь" імені А. Н. Кузьміна" - провідне підприємство України з виробництва жароміцних і прецизійних сплавів, нержавіючих, підшипникових, інструментальних, легованих конструкційних сталей.

При їх виробництві широко використовуються переплавні процеси: електрошлаковий і вакуумно - дугового переплав, отримання сталі способом порошкової металургії, аргоно-кислородне рафінування нержавіючих сталей, обробка металу на установці "піч – ківш", вакуумування рідкої сталі, що дозволяє отримувати метал з більш якісними характеристиками.

За роки роботи заводом освоєно виробництво понад 800 марок сталей і 1000 профілів розмірів сортового прокату і поковок.

Продукція, що випускається і система якості сертифікована Товариством технічного нагляду "ТЮФ" (Німеччина).

Постійно з огляду на вимоги світового ринку завод своєчасно коригує свої плани виробництва і номенклатуру продукції.

Сьогодні завод випускає наступну продукцію:

- прокат (8-350 мм) круглого, квадратного, смугового перетинів;
- трапецеподібний профіль для шляхових шайб 8,9 x 9, 9 мм;
- осьові заготовки для вісей вагонів магістральних доріг;
- арматурний періодичний профіль 14-26 мм;
- гальмівна шина 25x65x129 мм; - кутки рівнобічні 40x40x5 мм;
- шестикутники 17-30 мм;

- поковки пресові (190-550мм.) круглого, квадратного, смугового перетинів;
- шайби (140-300x500-1000 мм);
- сталь холоднотягнута діаметром 10-40 мм;
- сталь із спеціальною обробкою поверхні 2-12 мм;
- труби електрозварні 27-83 мм;
- сталь ресорна з параболічними крайками 45x6, 45x6, 5 мм;
- калібрований холоднотягнутий дріт 2-6мм;
- спіральні свердла з циліндричним хвостовиком зі швидкорізальної сталі 2-12 мм.

Прокатний цех спеціалізується на виробництві прокату різного перетину. Прокатка злитків масою 2,8 ÷ 7,4 т на заготовки для сортових станів, а також на сортовий прокат діаметром 130 ÷ 300мм, здійснюється на обтискному стані «Блюмінг 1050».

На сортових станах «550», «325», «280» виготовляється за інтенсивними схемами і за найбільш оптимальними калібруваннями широкий сортамент прокату: круглого і квадратного перетину, діаметром 8 ÷ 130 мм, а також смугового перетину, в тому числі з параболічною кромкою і трапецеподібного перетину.

Основною продукцією прокатного цеху є сталь сортова конструкційна, інструментальна, нержавіюча, підшипникова та ін, а також трубна заготовка. Весь метал може поставлятися із суцільною зачисткою або в обточеному стані з виконанням вимог стандартів по граничним відхиленням на розміри. Відповідно до вимог замовників метал піддається ультразвуковому контролю на наявність внутрішніх дефектів за методикою SEP 1921.

Технологія прокатки металу на прокатному стані “Блюмінг” та його
основне обладнання

Прокатний стан “Блюмінг” складається з двох лінійно розтошованих клітей – обтискної і заготівельної. Сортамент стана - квадрати зі стороною

100-210мм, електроди для ЕШП - квадрати зі стороною 240мм, кола діаметром 130-190мм з легованих і високолегованих марок сталей спеціального призначення, які потребують особливого режиму нагріву, прокатки та додаткової обробки готової продукції та заготовки. Стан працює на зливках гарячого та холодного посаду. Посадка злитків в нагрівальні колодязі проводиться після перевірки супровідних документів і дозволу контролера ВТК. Перед посадкою злитків гарячого посаду контролер ВТК спільно з нагрівальником визначають температуру їхньої поверхні. Стан працює на зливках гарячого та холодного посаду, з вуглецевих і легованих марок сталей з масою до 4,5 тон і розмірами, вказаними в таблиці 1.1

Таблиця 1.1 Розміри злиwkів

Номінальна маса, т	Верхній перетин, мм	Нижній перетин, мм	Середній перетин, мм	Висота (без прибутку), мм
1	2	3	4	5
2,75	550 · 550	450 · 450		1365
3,3 – 3,5	597 · 597	480 · 480		1525
3,65	610 · 610	480 · 480		1640
злиток ОВД (по виливниці)				
3,5	кр. 500	кр.500		2600
5,75	кр.630	кр.630		2600
1,5	325 · 325	370 · 370	кв.350	1960
2,2	380 · 380	440 · 440	кв.415	2096
3,9	480 · 480	540 · 540	кв.500	2450
3,9	550 · 550	590 · 590	кв.565	2100
злиток ВДП та ЕШП				

Все обладнання прокатного стану «Блюмінг» можна розподілити за такими групами:

- обладнання для посадки, нагрівання й видачі злитків;
- обладнання для транспортування гарячих злитків і розкату;
- обладнання для прокатки металу;
- обладнання для порізки прокату на мірні довжини.

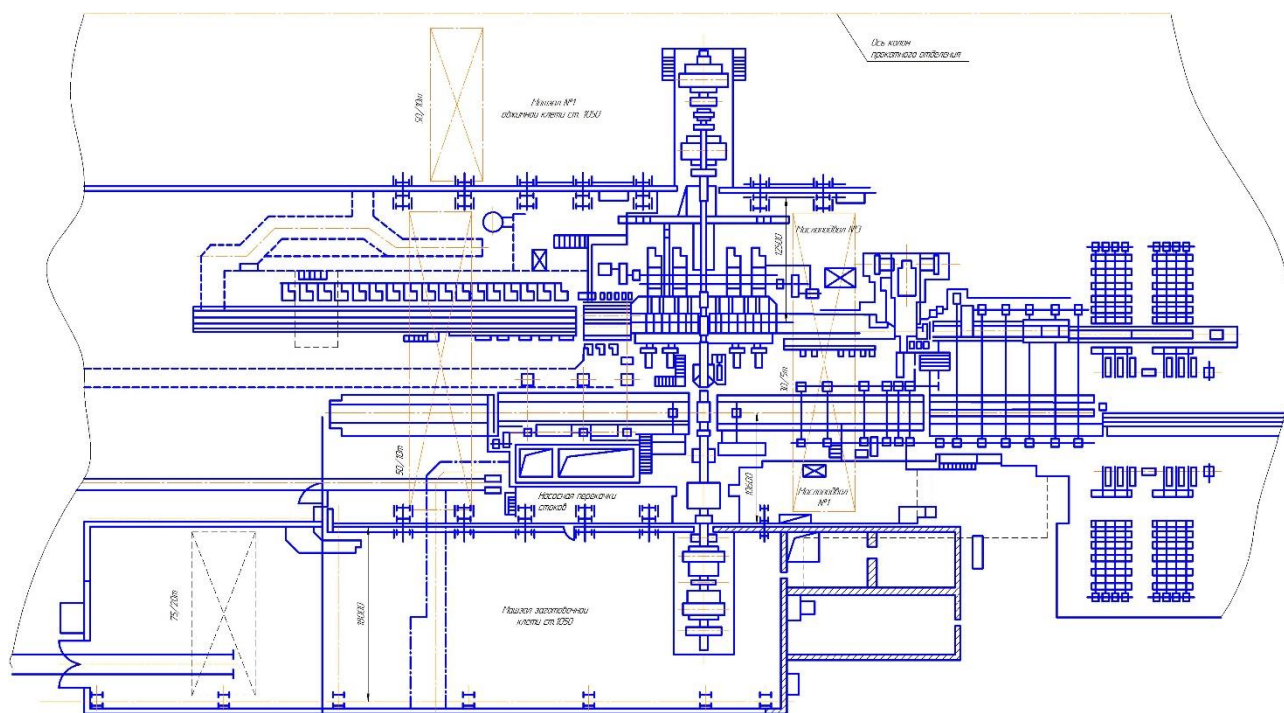


Рисунок 1.1 Схема розташування основного обладнання прокатного стану «Блюмінг» з обтичною та заготовочною кліттю

Обладнання для посадки, нагрівання й видачі злитків

Нагрівальні рекуперативних колодязі призначені для нагріву злитків перед прокаткою.

У прольоті розташовано 12 груп колодязів. Група колодязів складається з двох самостійних осередків. У кожену групу вміщується 18-24 злитка, які встановлюються по периметру колодязя.

Колодязь закривається кришкою, яка являє собою жорстку металеву раму, підтримуючу плоский підвісний дах. Для відкриття кришок застосовуються підлогові крани, що пересуваються вздовж відділення

нагрівальних колодязів. На крані є два механізми: механізм підйому кришок і механізм для пересування крана.

Механізм підйому має наступні характеристики: швидкість підйому, м/с - 0,03; час підйому, с - 7. Механізм для пересування крана: швидкість пересування, м/с - без кришки 0,5; швидкість пересування, м/с - з кришкою 0,25.

Колодязь опалюється природно-доменним газом калорійністю $Q=1600\text{ккал/м}^3$, який подається через пальник, який встановлено в пальниковому каналі в центрі подини.

Для підігріву повітря кожен колодязь обладнаний двома рекуператорами. Рекуператори керамічні із загальною поверхнею підігріву 270м^2 , використовують теплоту відхідних газів з температурою 1100-1250 °С. Повітря в рекуператорі нагрівається до температури 700-800 °С.

Співвідношення газу і повітря, що подаються в клітину, повинно забезпечувати повноту згорання газу без залишку CO, з невеликим надлишком від 0,5 до 1%.

Таким чином, температура повітря у колодязі підтримується в межах 800-1600°С. Нагрітий метал з осередку виймається кліщовим краном.

Обладнання для транспортування гарячих злитків і розкату

Злитковоз - призначений для транспортування злитків від нагрівальних колодязів до приймального рольгангу і для укладання злитків на приймальний рольганг. Злитковоз складається з двох механізмів: механізмів пересування і механізму перекидання люльки, та має наступні характеристики: швидкість пересування злитковоза - 5, 86 м/с; швидкість підходу злитковоза до упору - 0,4 м/с; -час перекидання люльки - 3,5 с.

Приймальний рольганг - призначений для приймання злитків від злитковоза та подання його до поворотного столу. Приймальний рольганг складається з 10 секцій, по три кованих ролика в кожній секції. Загальна довжина приймального рольгангу до поворотного столу - 17400мм.

Поворотний стіл - призначений для повороту злитків на 180° в горизонтальній площині та направлення злитків в кліть донною частиною, він розташований на відстані 39500мм від стану. Поворотний стіл являє собою поворотну платформу діаметром 2900мм і складається з двох механізмів: механізму повороту і рольгангу. Час розвороту на 180° - 4,5 с.

Транспортний рольганг - призначений для транспортування злитків і розташований за поворотним столом, складається з 3 секцій по 20 шт. пустотілих роликів. Довжина рольгангу - 28500мм.

Ділянка робочих клітей

Підвідний рольганг - призначений для передачі злитків з транспортного рольгангу на робочий, і є продовженням робочого рольгангу перед кліттю. Розкатний рольганг - розташований паралельно підвідному. Довжина розкатного рольгангу 175200мм.

Робочі рольганги і станинні ролики обтискної кліті розташовані з передньої і задньої сторони кліті і служать для подання розкату у валки і прийому їх з валків. Передній робочий рольганг складається з 9 цільнокованих роликів з кроком 600мм. Задній робочий рольганг має 7 роликів. Окружна швидкість роликів - 3,5 м/с. Станинні ролики по два ролики з кожного боку розташовані безпосередньо в станині кліті. Відвідний рольганг розташований за робочим рольгангом обтискної кліті, має довжину 8400мм і служить для транспортування розкату до ножиць зусиллям різання - 900т. Складається з 8 роликів з кроком 1200мм. Ролики мають окружну швидкість 4 м/с.

Передаточні шлеппери, встановлені за ножицями 900т, призначені для передачі розкату на лінію заготівельної кліті. Передаточні шлеппери складаються з п'яти шлепперних доріжок з шлепперними візками і сталевими канатами з кроком 2400мм. Хід візків 8600мм зі швидкістю 1,2м/с. Загальна довжина шлепперного поля 14000мм.

Здвоєний рольганг, що знаходиться на шлепперному полі заготівельної лінії, має довжину 15600мм і складається з 13 і 14 роликів.

Ролики обертаються зі швидкістю 3,7 м/с і 5,22 м/с. Довжина бочки роликів 700мм і 1500мм. Діаметр у всіх роликів 350мм, крок - 600мм.

Рольганг перед заготівельною кліттю загальною довжиною 16040мм складається з 15 роликів з кроком 1035мм, 1100мм, 1200 мм. Окружна швидкість роликів - 5,5 м/с. Діаметр бочки роликів 380мм, довжина-2400мм.

Розподільчий рольганг розташований в лінії заготівельної кліті за здвоєним рольгангом, його довжина 61200мм. Призначений для транспортування розкату на передавальні шлеппери, які розташовані за ножицями із зусиллям різку 1250 тон. Розподільчий рольганг складається з 2 секцій: 1 секція довжиною 23700мм з 20 роликами і має швидкість обертання роликів 5,22 м/с; 2 секція довжиною 37500мм з 32 роликами має швидкість роликів 3,71 м/с. Крок роликів обох секцій - 1200мм, діаметр-350мм, довжина бочки-600мм.

Рольганги перед ножицями із зусиллям різку 1250 т. призначені для подачі розкатів до ножиць.

Технічна характеристика (на один рольганг):

1. Кількість роликів, шт. - 3;
2. Діаметр бочки ролика, мм - 350;
3. Довжина бочки ролика, мм - 600;
4. Крок роликів, мм - 700;
5. Окружна швидкість роликів, м/с - 3,7;
6. Електродвигун: потужність, кВт -21;
7. Швидкість обертання, об/хв - 660.

Обладнання для прокатки металлу

Маніпулятор з кантувачем обтискної кліті

Маніпулятор призначений для спрямування розкату з калібру в калібр та правки розкату.

Кантувач призначений для кантівка на 90 ° злитків (розкатів).

Технічна характеристика маніпулятора:

1. Тип приводу лінійок - електричний;

2. Довжина лінійок, мм - 5500;
3. Максимальний робочий розчин, мм-2100;
4. Максимальне зусилля правки, кН - 400;
5. Робочий хід лінійок, мм: правих-1800; лівих-1950;
6. Швидкість пересування лінійок, м / с - 1;
7. Висота лінійок, мм: правих - 700; лівих - 860;
8. Тип кантувача – крюковий з кривошипно-рейковим приводом;
9. Кількість кантуючих гаків, шт - 4;
10. Вертикальний підйом кантуючих гаків, мм - максимальний 860;
11. Кількість підйомів гаків на хвилину - 5.

Обтискна робоча кліть

Кліть складається з двох станин закритого типу. За умовами міцності станин обтискної кліті стану зусилля прокатки у першому калібрі не повинно перевищувати 10500 кН, що відповідає зусиллю на ліву станину 8000 кН. Характеристика валків кліті наведена в таблиці 1.2.

Вертикальне встановлення валка проводиться натискним пристроєм. Швидкість переміщення верхнього валка 135-180 мм/с. Урівноваження верхнього валка - гідравлічне. Максимальний роз'єм валків 750 мм. Маса врівноважуючих деталей 40тон. Робочі валки виготовлені зі сталі 60ХН.

Таблиця 1.2 Характеристики робочих валків і приводу клітей стана

Кліть		Обтискна	Заготівельна
Діаметр бочки валків, мм		1050	950
Довжина бочки, мм		2250	2350
Діаметр шийки валка, мм		600	600
Тип двигуна		П2-22/150-3,55	П-22-125-9К
Швидкість прокатки, м / с		1÷3,5	1÷5,5
Потужність, кВт		2 * 3550	2* 3300
Число об. в хв.	мін.	45	60
	макс.	95	120

Заготівельна кліть - двовалкова реверсивна

Швидкість прокатки у заготівельній кліті до 5,5 м/с. Валки виготовлені зі спеціального чавуну, шийки валків обертаються в текстолітових підшипниках. Для змащення й охолодження шийок валків до текстолітових вкладишів підведена вода, а також проводиться подача мастила.

Установка верхнього валка проводиться натискним пристроєм. Максимальна висота підйому верхнього валка 200мм зі швидкістю 5,95 мм/с. Урівноваження верхнього валка гідравлічне.

Кліть має станини відкритого типу, перевалка валків здійснюється касеткою за допомогою крана. Налаштування валків здійснюється безпосередньо в кліті.

Підпільні кантувачі розташовані під підйомними столами з передньої і задньої сторони заготівельної кліті і призначені для контовки розкату перед завданням у калібр на 45° або 90°, а також для переміщення розкату від одного калібру до іншого.

Обладнання для різання прокату на мірні довжини

Ножиці гарячого різання

Ножиці гарячої різання тиском 900т з нижнім різом призначені для обрізки й порізки прибуткової частини злитка, а в разі потреби, при прокатці твердих марок сталі - для обрізки донної частини перед прокаткою на заготівельній кліті. Ножиці розташовані в лінії обтискної кліті на відстані 19700мм від осі стану. Привід ножиць від двох електродвигунів через редуктор. Потужність кожного двигуна 280 кВт, швидкість обертання 700-1400 об/хв. Кількість різів за хвилину на першій швидкості - 6, на другій швидкості - 11. Максимальний розрізаємий перетин - квадрат 300мм на першій швидкості при температурі металу не менше 800 ° С. Розчин ножів, мм - 385; Довжина ножів, мм - 1000; Висота верхнього ножа над кромкою рольгангу, мм - 350.

Ножиці 900тон обладнані скидувачем обрізу. Для скидання обрізу в жолоб під рольгангом за ножицями є відкидний ролик. Кількість ходів важеля скидувача в хвилину 16. Максимальна маса скидаємої обрізі 270кг.

Ножиці обладнані конвеєром для збирання обрізу. На пластинчатих ланцюгах конвеєра закріплені шкребки у кількості 39шт, на яких одночасно може перебувати до 7 тон обрізі. Конвеєр скидає обріз через завантажувальний жолоб у спеціальні коробки, які встановлені на поворотному колі діаметром 4600мм. Вантажопідйомність поворотного кола 40тон, швидкість переміщення 0,06 м / с.

Ножиці зусиллям 1250тон

Ножиці зусиллям 1250тон ліві і праві призначені для розрізання розкату на мірні довжини, відрізки проб, а також передніх і задніх кінців розкату. Технічна характеристика:

1. Максимальне зусилля різання, тон-1250;
2. Максимальний розрізаємий розтин, мм - 220;
3. Температура розрізаємої смуги, °С - не менше 700;
4. Хід ножів, мм - 300;
5. Довжина ножів, мм - 600;
6. Перекриття ножів, мм - 15;
7. Розміри перерізу ножа, мм - 80 - 240;
8. Тип врівноваження плазунів - вантажне;
9. Електродвигун приводу ножиць П-21-55-9К, кВт -1600;
10. Кількість двигунів, шт - 2;
11. Число різів за хвилину - до 12;
12. Урівноваження шпинделя - вантажне;
13. Діаметр шпинделя, мм - 550;

Ножиці складаються з наступних основних механізмів: ножиці; привід ножиць; шпиндель з врівноваженням. Під час роботи ножиць ножі охолоджуються водою.

Конвеєр збирання обрізу від ножиць призначений для прибирання обрізу в короби.

Технічна характеристика:

1. Кількість обрізу, що транспортується за годину, т - 49;
2. Маса одночасно транспортуємого обрізу, т - 4,7;
3. Швидкість пересування стрічки, м/с - 0,105;
4. Кількість скребків, шт. - 27;
5. Крок скребків, мм - 27*3000 і 3*2500;
6. Максимальна маса обрізка, кг - 200;
7. Електродвигун приводу: потужність, кВт - 30; швидкість обертання, об/хв - 715.

Роторні пили гарячий різання призначені для різання в гарячому стані квадратних і круглих заготовок з вуглецевих і легованих сталей.

Технічна характеристика:

1. Кількість установок, шт. - 2.
2. Габарити установки:
довжина*ширина*висота, мм - 10270*6355*4950;
3. Зовнішній діаметр диска, мм - 2000/2500;
4. Діаметр диска після переточування, мм-1800/2410;
5. Товщина диска, мм - 10/12;
6. Швидкість подачі диска на різ, м/с – (0,5 – 2);
7. Швидкість різання, м/с – (80 – 120);
8. Максимальний розрізаємий перетин, мм - 360;
9. Мінімальна температура розрізаємої заготовки:
від 80мм до 270мм, °С - 800; від 270мм до 360мм, °С - 900;

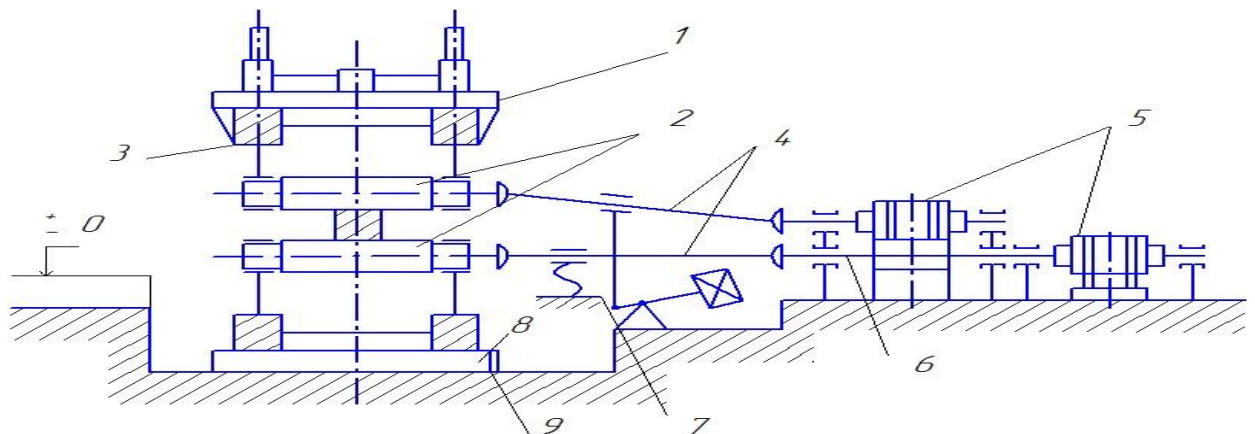
В основу роботи пили покладено принцип кругового переміщення водила швидко обертаючогося пиляльного диска в площині, перпендикулярній осі прокату.

1.2. Аналіз конструкцій шпindelних пристроїв та особливості їх застосування на обтискних станах

У загальному випадку головна лінія прокатного стану складається з робочої кліті, шпindelів, шестеренної кліті, редуктора, електродвигуна та муфт. Робоча кліть та електродвигун є обов'язковими елементами, властивими всім прокатним станам. Головні лінії деяких прокатних станів не містять окремих елементів. Головна лінія сучасного блюмінгу включає робочу кліть, шпindelі та два електродвигуни (рисунок 1.2).

Для приводів прокатних станів застосовуються шпindelі різних конструкцій: універсальні шпindelі, роликові та кулькові шпindelі, зубчасті шпindelі, шпindelі із шарніром Гука (кардан).

В основу конструкції універсальних шпindelів покладено принцип шарніру Гука, внаслідок чого шпindelі можуть передавати обертання і момент під кутом нахилу до $8\text{--}10^\circ$.



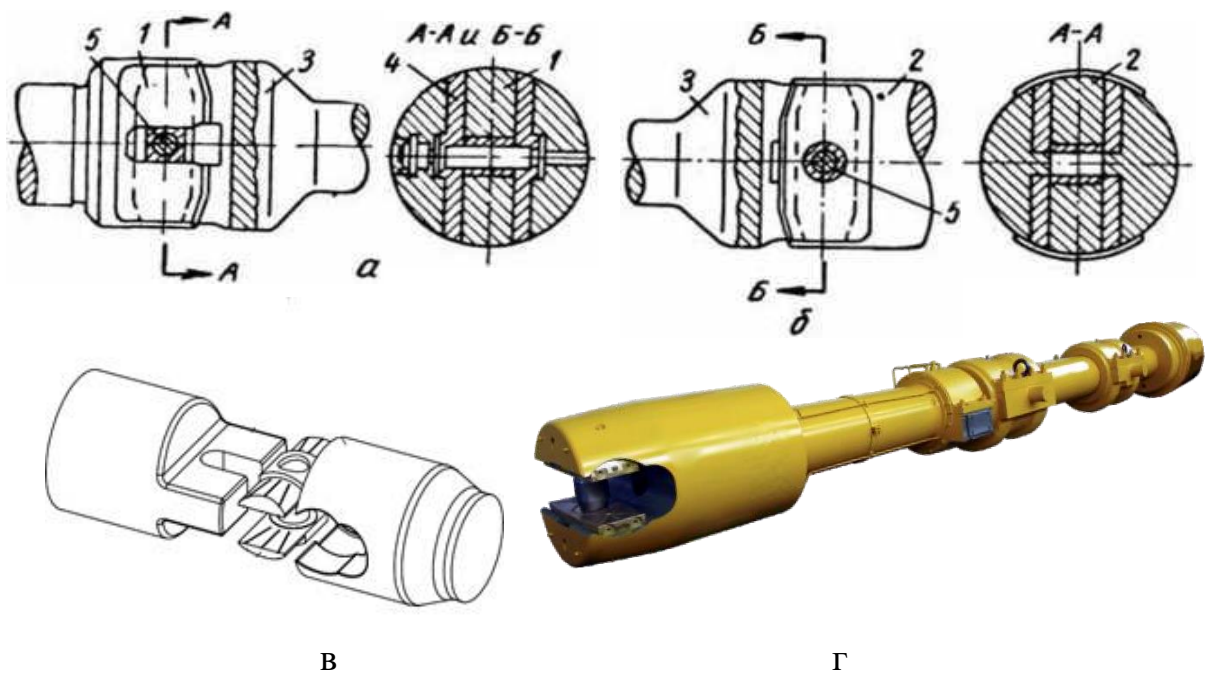
- 1 – робоча кліть; 2 – валки; 3 – станини; 4 – шпindelі; 5 – двигуни; 6 – проміжний вал; 7 - пристрій для врівноваження шпindelів; 8 – плитовини; 9 – фундаментні болти.

Рисунок 1.2 Головна лінія прокатного стану з індивідуальним приводом валків

Завдяки своїй шарнірній конструкції універсальні шпindelі працюють плавно та без ударів; разом з тим вони дозволяють передавати

великі моменти, тому їх застосовують для приводу валків як листових і сортових станів так і обтискних, товстолистових і заготівельних станів.

Так як шпинделі передають великі моменти, то шарніри їх повинні бути дуже міцними. Зовнішній діаметр шарніра шпинделя з боку приводу обмежується міжосьовою відстанню шестерень шестеренної кліті (або валів електродвигунів), а з боку робочої кліті - діаметром валків (коли верхній валок лежить на нижньому). Так як в процесі роботи стану валки зношуються і діаметр їх зменшується при переточках, то з боку робочої кліті діаметр шарніра шпинделя повинен бути трохи меншим від діаметра переточеного валка. Таким чином, конструктивно діаметр шарніра шпинделя з боку робочої кліті завжди менше, ніж з боку приводу, тому міцність першого шарніра також буде меншою за міцність другого. Розраховувати на міцність треба саме шарнір з боку валків, а не приводу.



а- відкритий шарнір з боку валків; б - глухий шарнір з боку приводу;
в – схема шарніру універсального шпинделя; г – універсальний шпиндель
чорнової кліті з бронзовими вкладишами ковзання конструкції НКМЗ

(Україна)

Рисунок. 1.3. Схема конструктивних елементів універсальних шпинделів

Шарнір універсального шпинделя (рис. 1,3) утворюється лопаттю 1 з боку валка або лопатою 2 з боку приводу; головкою (вилкою) 3 шпинделя, що має всередині циліндричну розточку; бронзовими сегментними вкладишами 4 і сухарем (віссю) 5. Так як при прокатці відстань між валками і кут нахилу шпинделя змінюються, один шарнір повинен бути «плаваючим» в осьовому напрямку, а інший фіксованим. Зважаючи на те, що зміна валків здійснюється найчастіше в горизонтальному (осьовому) напрямку, плаваючим роблять шарнір з боку валка - в лопаті його передбачають проріз для переміщення сухаря 5.

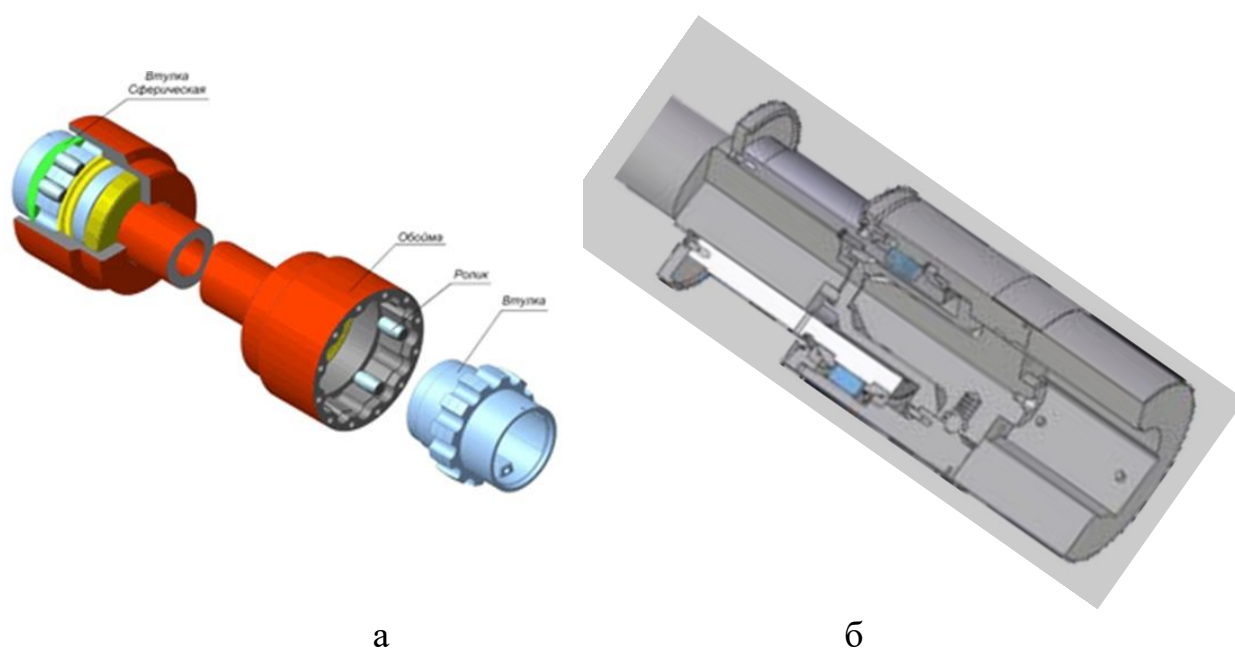
З боку приводу у фіксованому шарнірі лопаті передбачено глухий (круглий або прямокутний) отвір для сухаря. Сухарі 5 на кінцях забезпечені цапфами для з'єднання з вкладишами 4. Для зменшення зношування сухаря його облицьовують бронзовими планками або поміщають у бронзові склянки: застосовують також наплавлення бронзи на бічні грані сухаря. Принцип шарніра Гука досягається завдяки можливості повороту у двох площинах щодо горизонтальної осі розточування головки шпинделя та вертикальної осі сухаря. Для монтажу бронзових вкладишів 4 у зібраному вигляді з сухарем 5 необхідно, щоб просвіт між щоками (вилками) головки шпинделя був дещо більшим за хорду (ширину) вкладиша [1].

З метою підвищення міцності головки шпинделя в середині її розточування залишають ребро жорсткості. Кожен бронзовий вкладиш складається із двох половин, які можна міняти місцями при їх нерівномірному зносі; зміна вкладок здійснюється збоку і не вимагає демонтажу шарніра.

Так як шарнір шпинделя не є герметичним (поверхні тертя відкриті) і сам шпиндель при роботі обертається, то конструктивне рішення способу безперервного підведення мастила становить великі труднощі. Внаслідок того, що включення шарнірів шпинделя в цехову систему рідкого циркуляційного мастила неможливо, до поверхонь тертя тим чи іншим способом підводиться густе мастило. У деяких (дуже рідкісних) випадках

підводиться також і рідке мастило, проте при цьому доводиться застосовувати малоефективні пристрої: герметичні кожухи з ущільненнями, кожухи для олії, що приварюються до голівки шпинделя, порожнини для олії всередині головки шпинделя.

Конструкція роликів шпинделів прокатних станів (рисунок 1.4) забезпечують більш високу здатність навантаження і довговічність в порівнянні зі шпинделями зубчастими і шпинделями на вкладишах ковзання.



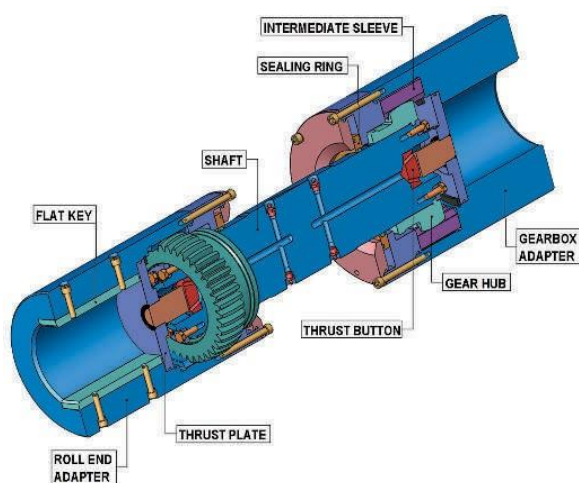
а – схема роликового шпинделя; б – схема шарніра роликового шпинделя конструкції НКМЗ (Україна)

Рисунок 1.4 Конструкція роликового шпинделя

Це досягається завдяки наступним особливостям: застосування силопередаючих елементів роликового шпинделя, виконаних у формі бочкоподібних роликів, встановлених між втулкою та обоймою шарніра шпинделя в їх напівциліндричних пазах; рівномірному розподілу навантажень на ролики незалежно від кута перекоосу обойми щодо втулки; розташування центрів шарнірів роликового шпинделя (центрального перерізу роликового пояса) в зоні лопатей прокатного та шестеренного валків. [1]

Шарніри роликового шпинделя забезпечують сталість кутової швидкості веденого елемента шпинделя, обойми або втулки, що є важливим фактором підвищення точності прокатки при великих швидкостях. На відміну від звичайних шпинделів на вкладишах ковзання та зубчастих шпинделів, роликові шпинделі характеризуються вищим ККД та безшумністю.

Зубчасті шпинделі (рисунок 1.5) характеризуються високою довговічністю завдяки наступним параметрам: розташування зубчастого зачеплення обойми і втулки в зоні лопаті прокатного валка; застосування сферичних центруючих шарнірів, що виключають передачу радіального навантаження на зубці зачеплення; застосування нової конструкції ущільнення зубчастого шарніра шпинделя, що виключає попадання води та окалини в шарнір і забезпечує присутність мастила в шарнірі шпинделя.



а

б

а-схема зубчастого шпинделя, б - шпиндель у зборі

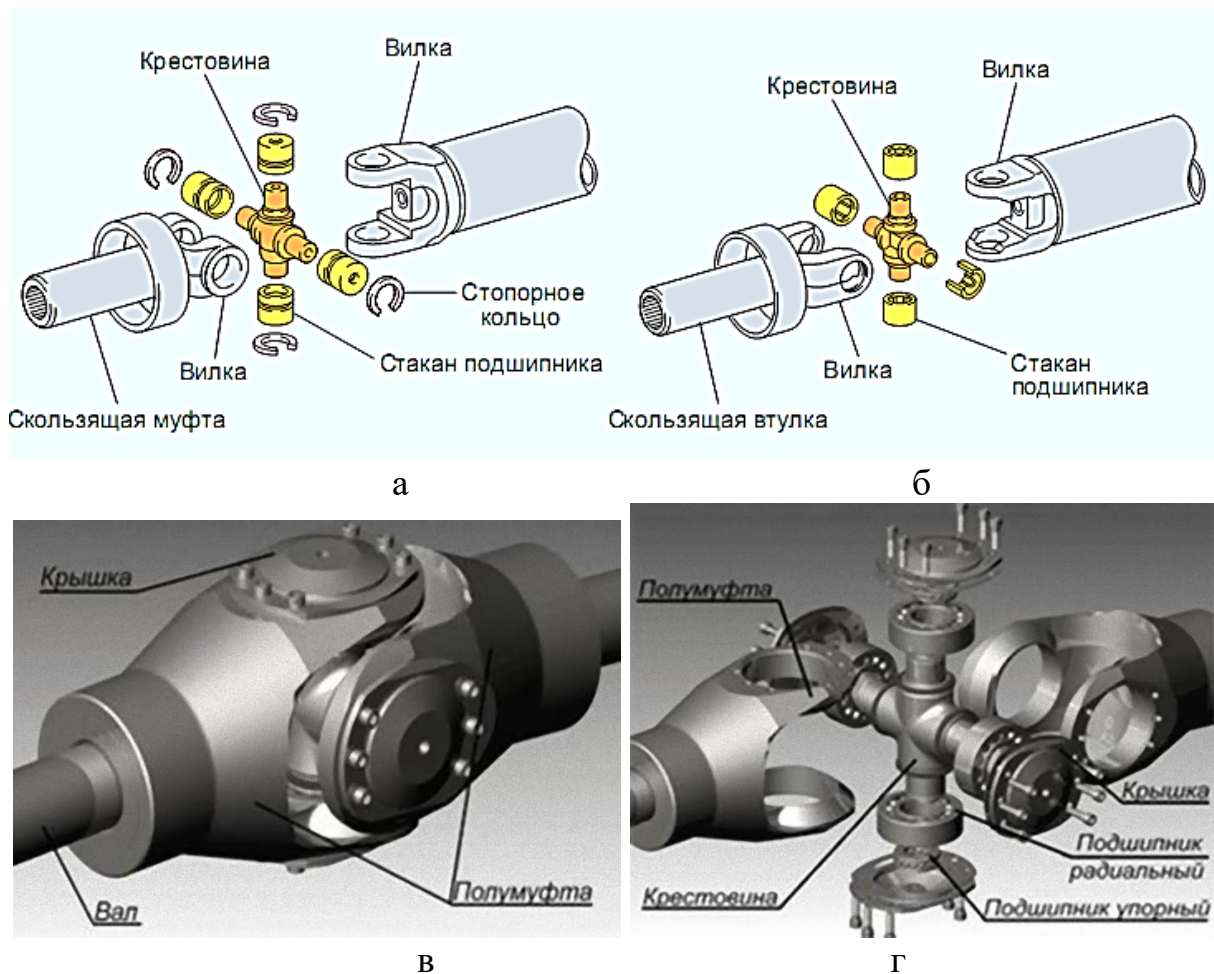
Рисунок 1.5 Зубчастий шпиндель фірми Jaure (США)

Найчастіше як зубчастий шпиндель застосовуються зубчасті муфти з проміжним (з'єднувальним) валом. Завдяки простоті своєї конструкції, і можливості передачі великих моментів, при деякому перекосі валів зубчасті муфти отримали найширше застосування в прокатних станах.

Шпинделі з шарніром Гука (рисунок 1.6) класифікуються в залежності від видів тертя, що виникає у зоні контакту. До основних груп відносяться

шпинделі з шарніром Гука на підшипниках кочення та шпинделі з шарніром Гука на підшипниках ковзання.

Шпинделі на підшипниках кочення з боку робочого валка та з боку його приводу вилки-напівмуфти з'єднані з фланцями за допомогою закладних болтів: Два діаметральні зуби (кулаки) вилки входять у відповідні пази (впадини) у фланці. Другі вилки-напівмуфти насаджені на шліцеві кінці середнього валу шпинделя. Осьове переміщення шпинделя допускається за рахунок ковзання фланця на кінці валка.



а-схема шпинделя із шарніром Гука на голчастих підшипниках; б-схема шпинделя із шарніром Гука на підшипниках ковзання; в-шпиндель із шарніром Гука в зборі; г-схема шпинделя із шарніром Гука на підшипниках кочення

Рисунок 1.7 Схема шпинделя на базі шарніру Гука
(позиції наведені мовою оригінала) [1]



а



б

а-конструкція шпинделя фірми Casey (США); б - конструкція шпинделя НКМЗ

Рисунок 1.6 Шпindelь із шарніром Гука

Хрестовина шарніра утворюється чотирма осями, виготовленими зі сталі 40ХМ, з роликівими підшипниками, що входять в отвори на чотирьох кінцях двох виделок, внутрішньою втулкою та зовнішньою обоймою. Від переміщення у радіальному напрямку осі фіксуються болтами, загорнутими у внутрішній гайці з чотирма отворами.

Шпинделі на підшипниках кочення забезпечують збільшення продуктивності прокатних станів. Це досягається завдяки наступним характеристикам: значні (до 18°) кути перекосу шарнірних головок; швидке з'єднання з робочою клітиною; зручність складання та розбирання, простота ремонту, монтажу та демонтажу; висока здатність навантаження і довговічність при мінімальних габаритах.

На блюмінгу ПАТ «Дніпроспецсталь» для збільшення продуктивності стану, скорочення часу ремонтних робіт та їх вартості необхідно провести заходи з оптимізації ремонтних операцій та вдосконалити обладнання для здійснення можливості заміни вузлів шпинделя у зборі. Опис зазначених заходів наведено у наступних розділах.

2. Розрахунок найбільш навантажених вузлів та деталей головної лінії прокатного стану

2.1 Розрахунок енергосилових і кінематичних параметрів прокатки

Проводимо дослідження необхідного зусилля для прокатки злитка перетином 650х650мм в блюм перетином 185х185мм в кожному з струмків.

Таблиця 2.1: Вихідні дані до розрахунку при прокатці злитка 650х650мм в блюм 185х185мм

Номер проходу	Переріз блюма, мм	Кантовка	Обтиснення, мм	Абсолютне обтиснення, мм
1	2	3	4	5
1	575х650		75	0
2	500х660	К	75	10
3	575х510		85	10
4	490х520		85	10
5	405х530		85	10
6	320х540	К	85	10
7	430х340		110	20
8	320х360	К	110	20
9	290х335		70	15
10	220х350	К	70	15
11	260х235		90	15
12	175х250	К	85	15
13	185х185		65	10

Розраховуємо енергосилові параметри гарячої прокатки злитку 650х650 на блюмінгу 1100. Визначаємо катаючий діаметр валків в калібрах при

мінімальному діаметрі валків по буртах після переточування

$$D_i = 0.9D - h_{ki}, \text{ мм} \quad (2.1)$$

де D - діаметр нових валків;

h_{ki} - глибина врізу калібру у валки;

0.9 - коефіцієнт зменшення діаметра валків в наслідок переточування.

Підставивши числові значення у формулу (2.1), отримаємо

$$D_1 = 0.9 \cdot 1100 - 150 = 840 \text{ мм};$$

$$D_2 = 0.9 \cdot 1100 - 180 = 810 \text{ мм};$$

$$D_3 = 0.9 \cdot 1100 - 170 = 820 \text{ мм};$$

$$D_4 = 0.9 \cdot 1100 - 165 = 825 \text{ мм}.$$

Визначаємо швидкість прокатки

$$V = \frac{\pi D n}{60}, \text{ м/с} \quad (2.2)$$

де n - кількість обертів валків в хвилину.

Підставивши числові значення у формулу (2.2), отримаємо:

$$V_1 = \frac{3,14 \cdot 0,84 \cdot 25}{60} = 1,1 \text{ м/с},$$

$$V_2 = \frac{3,14 \cdot 0,81 \cdot 35}{60} = 1,5 \text{ м/с},$$

$$V_3 = \frac{3,14 \cdot 0,82 \cdot 60}{60} = 2,6 \text{ м/с},$$

$$V_4 = \frac{3,14 \cdot 0,825 \cdot 90}{60} = 3,9 \text{ м/с}.$$

Визначаємо швидкість деформації металу:

$$U = \frac{V \cdot \Delta h}{l_d \cdot h}, \text{ с}^{-1} \quad (2.3)$$

де U - швидкість деформації металу, с^{-1} ;

V - швидкість прокатки, мм/с ;

Δh - величина обтиснення, мм ;

l_d - довжина дуги контакту, мм ;

h - початкова висота прокату.

Довжину дуги контакту знаходимо за формулою:

$$l_d = \sqrt{R \cdot \Delta h}, \text{ мм} \quad (2.4)$$

Підставивши числові значення у формулу (2.4), отримаємо:

$$L_{1-2} = \sqrt{420 \cdot 75} = 177.5 \text{ (мм)};$$

$$L_{3-6} = \sqrt{420 \cdot 85} = 188.9 \text{ (мм)};$$

$$L_{7-8} = \sqrt{405 \cdot 110} = 211 \text{ (мм)};$$

$$L_{9-10} = \sqrt{410 \cdot 90} = 192.1 \text{ (мм)};$$

$$L_{11-12} = \sqrt{410 \cdot 85} = 186.7 \text{ (мм)};$$

$$L_{13} = \sqrt{412.5 \cdot 65} = 163.7 \text{ (мм)}.$$

Швидкість деформації металу дорівнює:

$$U_1 = \frac{1100 \cdot 75}{650 \cdot 177.5} = 0.72 \text{ (с}^{-1}\text{)};$$

$$U_8 = \frac{1500 \cdot 110}{430 \cdot 177.5} = 1.82 \text{ (с}^{-1}\text{)};$$

$$U_2 = \frac{1200 \cdot 75}{575 \cdot 177.5} = 0.88 \text{ (с}^{-1}\text{)};$$

$$U_9 = \frac{1700 \cdot 70}{360 \cdot 177.5} = 1.96 \text{ (с}^{-1}\text{)};$$

$$U_3 = \frac{1300 \cdot 85}{660 \cdot 188.9} = 0.89 \text{ (с}^{-1}\text{)};$$

$$U_{10} = \frac{1700 \cdot 70}{290 \cdot 177.5} = 2.44 \text{ (с}^{-1}\text{)};$$

$$U_4 = \frac{1300 \cdot 85}{575 \cdot 177.5} = 1.02 \text{ (с}^{-1}\text{)};$$

$$U_{11} = \frac{2600 \cdot 90}{350 \cdot 177.5} = 3.48 \text{ (с}^{-1}\text{)};$$

$$U_5 = \frac{1300 \cdot 85}{490 \cdot 177.5} = 1.2 \text{ (с}^{-1}\text{)};$$

$$U_{12} = \frac{2600 \cdot 85}{260 \cdot 177.5} = 4.55 \text{ (с}^{-1}\text{)};$$

$$U_6 = \frac{1300 \cdot 85}{405 \cdot 177.5} = 1.44 \text{ (с}^{-1}\text{)};$$

$$U_{13} = \frac{3900 \cdot 65}{250 \cdot 177.5} = 6.19 \text{ (с}^{-1}\text{)}.$$

$$U_7 = \frac{1500 \cdot 110}{540 \cdot 177.5} = 1.45 \text{ (с}^{-1}\text{)};$$

За формулою А.В.Третякова визначаємо межу плинності металу:

$$\sigma_\phi = \sigma_{од} \beta k_t k_\epsilon k_u, \text{ Н/мм}^2 \quad (2.5)$$

де $\sigma_{од}$ - базове значення опору металу деформації;

β - коефіцієнт Лоде;

k_t , k_ϵ , k_u - поправочні коефіцієнти, які враховують відповідно температуру, ступінь обтиснення та швидкість деформації.

Коефіцієнти, які враховують температуру:

$$k_{t1} = 0.53; k_{t2} = 0.545; k_{t3} = 0.56; k_{t4} = 0.575; k_{t5} = 0.59;$$

$$k_{t6} = 0.605; k_{t7} = 0.62; k_{t8} = 0.635; k_{t9} = 0.65; k_{t10} = 0.665;$$

$$k_{t11} = 0.68; k_{t12} = 0.7; k_{t13} = 0.73.$$

Коефіцієнти, які враховують швидкість деформації:

$$k_{u1} = 0.65; k_{u2} = 0.67; k_{u3} = 0.72; k_{u4} = 0.72; k_{u5} = 0.725; k_{u6} = 0.723; k_{u7} = 0.735;$$

$$k_{u8} = 0.746; k_{u9} = 0.745; k_{u10} = 0.76; k_{u11} = 0.79; k_{u12} = 0.8; k_{u13} = 0.89.$$

Для визначення поправочного коефіцієнта, що враховує ступінь обтиснення, знайдемо відносне обтиснення за формулою:

$$\varepsilon = \frac{\Delta h}{H}, \quad (2.6)$$

$$\varepsilon_1 = \frac{75}{650} = 0.115; \quad \varepsilon_8 = \frac{75}{430} = 0.256;$$

$$\varepsilon_2 = \frac{75}{575} = 0.13; \quad \varepsilon_9 = \frac{75}{360} = 0.194;$$

$$\varepsilon_3 = \frac{75}{660} = 0.129; \quad \varepsilon_{10} = \frac{75}{290} = 0.241;$$

$$\varepsilon_4 = \frac{75}{575} = 0.148; \quad \varepsilon_{11} = \frac{75}{350} = 0.257;$$

$$\varepsilon_5 = \frac{75}{490} = 0.173; \quad \varepsilon_{12} = \frac{75}{260} = 0.327;$$

$$\varepsilon_6 = \frac{75}{405} = 0.2; \quad \varepsilon_{13} = \frac{75}{250} = 0.26;$$

$$\varepsilon_7 = \frac{75}{540} = 0.2;$$

Коефіцієнти, які враховують ступінь обтиснення:

$$k_{\varepsilon 1} = 1.04; k_{\varepsilon 2} = 1.09; k_{\varepsilon 3} = 1.08; k_{\varepsilon 4} = 1.14; k_{\varepsilon 5} = 1.19; k_{\varepsilon 6} = 1.25;$$

$$k_{\varepsilon 7} = 1.25; k_{\varepsilon 8} = 1.285; k_{\varepsilon 9} = 1.245; k_{\varepsilon 10} = 1.275; k_{\varepsilon 11} = 1.285;$$

$$k_{\varepsilon 12} = 1.322; k_{\varepsilon 13} = 1.286.$$

Отримані значення коефіцієнтів підставимо у формулу (2.5). Базове значення опору металу деформації $\sigma_{од} = 105 \text{ Н/мм}^2$ для сталі ШХ15.

Коефіцієнт Лодє $\beta = 1.15$

$$\sigma_{\phi 1} = 105 \cdot 1.15 \cdot 0,53 \cdot 0,65 \cdot 1,04 = 44,6 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\sigma_{\phi 2} = 105 \cdot 1.15 \cdot 0,545 \cdot 0,67 \cdot 1,09 = 51 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\sigma_{\phi 3} = 105 \cdot 1.15 \cdot 0,56 \cdot 0,72 \cdot 1,08 = 52,6 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\sigma_{\phi 4} = 105 \cdot 1.15 \cdot 0,575 \cdot 0,72 \cdot 1,14 = 57 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\sigma_{\phi 5} = 105 \cdot 1.15 \cdot 0,59 \cdot 0,725 \cdot 1,19 = 58,8 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\sigma_{\phi 6} = 105 \cdot 1.15 \cdot 0,605 \cdot 0,728 \cdot 1,25 = 66,5 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\sigma_{\phi 7} = 105 \cdot 1.15 \cdot 0,62 \cdot 0,735 \cdot 1,25 = 69 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\sigma_{\phi 8} = 105 \cdot 1.15 \cdot 0,635 \cdot 0,746 \cdot 1,285 = 73,7 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\sigma_{\phi 9} = 105 \cdot 1.15 \cdot 0,65 \cdot 0,745 \cdot 1,245 = 72,8 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\sigma_{\phi 10} = 105 \cdot 1.15 \cdot 0,665 \cdot 0,76 \cdot 1,275 = 77,8 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\sigma_{\phi 11} = 105 \cdot 1.15 \cdot 0,68 \cdot 0,79 \cdot 1,285 = 83,3 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\sigma_{\phi 12} = 105 \cdot 1.15 \cdot 0,7 \cdot 0,8 \cdot 1,322 = 89,4 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\sigma_{\phi 13} = 105 \cdot 1.15 \cdot 0,73 \cdot 0,89 \cdot 1,286 = 100,9 \text{ Н/мм}^2.$$

Середній тиск розраховуємо за формулою:

$$p_{cp} = \sigma_{\phi} \cdot \left(1 + 0,2 \cdot \frac{l_d}{h_{cp}} \right) \cdot \left[1 + \left(1,1 - \frac{l_d}{h_{cp}} \right)^2 \right] \quad (2.7)$$

$$p_{cp1} = 44,6 \cdot \left(1 + 0,2 \cdot \frac{177,5}{612,5} \right) \cdot \left[1 + \left(1,1 - \frac{177,5}{612,5} \right)^2 \right] = 78,1 \text{ МПа},$$

$$p_{cp2} = 51 \cdot \left(1 + 0,2 \cdot \frac{177,5}{573,5} \right) \cdot \left[1 + \left(1,1 - \frac{177,5}{573,5} \right)^2 \right] = 88,6 \text{ МПа},$$

$$p_{cp3} = 52,6 \cdot \left(1 + 0,2 \cdot \frac{188,9}{617,5} \right) \cdot \left[1 + \left(1,1 - \frac{188,9}{617,5} \right)^2 \right] = 91,4 \text{ МПа},$$

$$p_{cp4} = 57 \cdot \left(1 + 0,2 \cdot \frac{188,9}{532,5} \right) \cdot \left[1 + \left(1,1 - \frac{188,9}{532,5} \right)^2 \right] = 95,2 \text{ МПа},$$

$$P_{cp5} = 58,8 \cdot \left(1 + 0,2 \cdot \frac{188,9}{447,5}\right) \cdot \left[1 + \left(1,1 - \frac{188,9}{447,5}\right)^2\right] = 93 \text{ МПа},$$

$$P_{cp6} = 66,5 \cdot \left(1 + 0,2 \cdot \frac{188,9}{362,5}\right) \cdot \left[1 + \left(1,1 - \frac{188,9}{362,5}\right)^2\right] = 97,7 \text{ МПа},$$

$$P_{cp7} = 69 \cdot \left(1 + 0,2 \cdot \frac{211}{485}\right) \cdot \left[1 + \left(1,1 - \frac{211}{485}\right)^2\right] = 108,6 \text{ МПа},$$

$$P_{cp8} = 73,7 \cdot \left(1 + 0,2 \cdot \frac{211}{375}\right) \cdot \left[1 + \left(1,1 - \frac{211}{375}\right)^2\right] = 105,7 \text{ МПа},$$

$$P_{cp9} = 72,8 \cdot \left(1 + 0,2 \cdot \frac{168,4}{325}\right) \cdot \left[1 + \left(1,1 - \frac{168,4}{325}\right)^2\right] = 106,9 \text{ МПа},$$

$$P_{cp10} = 77,8 \cdot \left(1 + 0,2 \cdot \frac{168,4}{255}\right) \cdot \left[1 + \left(1,1 - \frac{168,4}{255}\right)^2\right] = 104,8 \text{ МПа},$$

$$P_{cp11} = 83,3 \cdot \left(1 + 0,2 \cdot \frac{192,1}{305}\right) \cdot \left[1 + \left(1,1 - \frac{192,1}{305}\right)^2\right] = 114,4 \text{ МПа},$$

$$P_{cp12} = 89,4 \cdot \left(1 + 0,2 \cdot \frac{186,7}{217,5}\right) \cdot \left[1 + \left(1,1 - \frac{186,7}{217,5}\right)^2\right] = 111 \text{ МПа},$$

$$P_{cp12} = 100,9 \cdot \left(1 + 0,2 \cdot \frac{163,7}{217,5}\right) \cdot \left[1 + \left(1,1 - \frac{163,7}{217,5}\right)^2\right] = 130 \text{ МПа}.$$

Знаходимо силу прокатки за формулою

$$P = p_{cp} \cdot l_d \cdot B_{cp}, \text{ МН} \quad (2.8)$$

Звідси:

$$P_1 = 78,1 \cdot 0,177 \cdot 0,65 = 9 \text{ МН};$$

$$P_2 = 88,6 \cdot 0,177 \cdot 0,655 = 10,3 \text{ МН};$$

$$P_3 = 91,4 \cdot 0,188 \cdot 0,5 = 8,6 \text{ МН};$$

$$P_4 = 95,2 \cdot 0,188 \cdot 0,51 = 9,1 \text{ МН};$$

$$P_5 = 93 \cdot 0,188 \cdot 0,52 = 9,1 \text{ МН};$$

$$P_6 = 97,7 \cdot 0,188 \cdot 0,53 = 9,7 \text{ МН};$$

$$P_7=108,4 \cdot 0,211 \cdot 0,32=7.3 \text{ МН};$$

$$P_8=105.7 \cdot 0,211 \cdot 0,34=7.6 \text{ МН};$$

$$P_9=106.9 \cdot 0,168 \cdot 0,32=508 \text{ МН};$$

$$P_{10}=104.8 \cdot 0,168 \cdot 0,335=5.9 \text{ МН};$$

$$P_{11}=114.4 \cdot 0,192 \cdot 0,22=4.8 \text{ МН};$$

$$P_{12}=111 \cdot 0,187 \cdot 0,235=4.9 \text{ МН};$$

$$P_{13}=130 \cdot 0,164 \cdot 0,175=3.7 \text{ МН}.$$

Визначаємо коефіцієнт положення рівнодіючої сили:

$$\psi = 0,79 - 0,89 \cdot \frac{l_d}{h_{cp}} + 0,44 \cdot \left(\frac{l_d}{h_{cp}} \right)^2 \quad (2.9)$$

$$\psi_1 = 0,79 - 0,89 \cdot \frac{177,5}{612,5} + 0,44 \cdot \left(\frac{177,5}{612,5} \right)^2 = 0,57;$$

$$\psi_2 = 0,79 - 0,89 \cdot \frac{177,5}{537,5} + 0,44 \cdot \left(\frac{177,5}{537,5} \right)^2 = 0,545;$$

$$\psi_3 = 0,79 - 0,89 \cdot \frac{188,9}{617,5} + 0,44 \cdot \left(\frac{188,9}{617,5} \right)^2 = 0,55;$$

$$\psi_4 = 0,79 - 0,89 \cdot \frac{188,9}{532,5} + 0,44 \cdot \left(\frac{188,9}{532,5} \right)^2 = 0,53;$$

$$\psi_5 = 0,79 - 0,89 \cdot \frac{188,9}{447,5} + 0,44 \cdot \left(\frac{188,9}{447,5} \right)^2 = 0,5;$$

$$\psi_6 = 0,79 - 0,89 \cdot \frac{188,9}{362,5} + 0,44 \cdot \left(\frac{188,9}{362,5} \right)^2 = 0,45;$$

$$\psi_7 = 0,79 - 0,89 \cdot \frac{211}{485} + 0,44 \cdot \left(\frac{211}{485} \right)^2 = 0,48;$$

$$\psi_8 = 0,79 - 0,89 \cdot \frac{211}{375} + 0,44 \cdot \left(\frac{211}{375} \right)^2 = 0,32;$$

$$\psi_9 = 0,79 - 0,89 \cdot \frac{168,4}{325} + 0,44 \cdot \left(\frac{168,4}{325} \right)^2 = 0,45;$$

$$\psi_{10} = 0,79 - 0,89 \cdot \frac{168,4}{255} + 0,44 \cdot \left(\frac{168,4}{255} \right)^2 = 0,4;$$

$$\psi_{11} = 0,79 - 0,89 \cdot \frac{192,1}{305} + 0,44 \cdot \left(\frac{192,1}{305} \right)^2 = 0,4;$$

$$\psi_{12} = 0,79 - 0,89 \cdot \frac{186,7}{217,5} + 0,44 \cdot \left(\frac{186,7}{217,5} \right)^2 = 0,355;$$

$$\psi_{13} = 0,79 - 0,89 \cdot \frac{167,3}{217,5} + 0,44 \cdot \left(\frac{167,3}{217,5} \right)^2 = 0,37.$$

Розраховуємо крутний момент прокатки для двох валків і сумарний статичний момент на валу двигуна:

$$\text{- момент деформації } 2M = 2\psi \cdot l_d \cdot P, \text{ МН} \cdot \text{м}, \quad (2.10)$$

$$\text{- момент тертя 1го валка } M'_{\text{тр1}} = P \cdot f_{\text{ш}} \cdot d_{\text{ш}}, \text{ МН} \cdot \text{м} \quad (2.11)$$

$$\text{- момент тертя 2го валка } M'_{\text{тр2}} = \left(\frac{1}{\eta} \right) \cdot (2M + M'_{\text{тр1}}), \text{ МН} \cdot \text{м} \quad (2.12)$$

$$\text{- статичний момент } M_{\text{дв}} = M'_{\text{тр1}} + M'_{\text{тр2}} + 2M, \text{ МН} \cdot \text{м}. \quad (2.13)$$

Діаметр шийки валка рівний $d_{\text{ш}} = 0.68\text{м}$, коефіцієнт тертя в підшипниках валків дорівнює $f_{\text{ш}} = 0.02$, сумарний коефіцієнт корисної дії передачі «двигун-валки» дорівнює $\eta = 0.95$.

$$2M_1 = 2 \cdot 0,57 \cdot 0,177 \cdot 9 = 1,81 \text{ МН} \cdot \text{м};$$

$$M'_{\text{тр1}} = 9 \cdot 0,02 \cdot 0,68 = 0,12 \text{ МН} \cdot \text{м};$$

$$M'_{\text{тр2}} = \left(\frac{1}{0,95} - 1 \right) \cdot (0,12 + 1,81) = 0,096 \text{ МН} \cdot \text{м};$$

$$M_{\text{дв1}} = 1,81 + 0,096 + 0,12 = 2,02 \text{ МН} \cdot \text{м};$$

$$2M_2 = 2 \cdot 0,545 \cdot 0,177 \cdot 10,3 = 1,99 \text{ МН} \cdot \text{м};$$

$$M'_{\text{тр1}} = 10,3 \cdot 0,02 \cdot 0,68 = 0,14 \text{ МН} \cdot \text{м};$$

$$M'_{\text{тр2}} = \left(\frac{1}{0,95} - 1 \right) \cdot (0,14 + 1,99) = 0,1 \text{ МН} \cdot \text{м};$$

$$M_{\text{дв2}} = 1,99 + 0,1 + 0,14 = 2,23 \text{ МН} \cdot \text{м};$$

$$2M_3=2 \cdot 0,55 \cdot 0,189 \cdot 8,6=1,79 \text{ МН} \cdot \text{м};$$

$$M'_{\text{тр}1}=8,6 \cdot 0,02 \cdot 0,68=0,116 \text{ МН} \cdot \text{м};$$

$$M'_{\text{тр}2}=\left(\frac{1}{0,95}-1\right) \cdot (0,116+1,79)=0,095 \text{ МН} \cdot \text{м};$$

$$M_{\text{дв}3}=1,79+0,095+0,116=2 \text{ МН} \cdot \text{м};$$

$$2M_4=2 \cdot 0,53 \cdot 0,189 \cdot 9,1=1,82 \text{ МН} \cdot \text{м};$$

$$M'_{\text{тр}1}=9,1 \cdot 0,02 \cdot 0,68=0,123 \text{ МН} \cdot \text{м};$$

$$M'_{\text{тр}2}=\left(\frac{1}{0,95}-1\right) \cdot (0,123+1,82)=0,102 \text{ МН} \cdot \text{м};$$

$$M_{\text{дв}4}=1,82+0,102+0,123=2,04 \text{ МН} \cdot \text{м};$$

$$2M_5=2 \cdot 0,5 \cdot 0,189 \cdot 9,1=1,72 \text{ МН} \cdot \text{м};$$

$$M'_{\text{тр}1}=9,1 \cdot 0,02 \cdot 0,68=0,123 \text{ МН} \cdot \text{м};$$

$$M'_{\text{тр}2}=\left(\frac{1}{0,95}-1\right) \cdot (0,123+1,72)=0,097 \text{ МН} \cdot \text{м};$$

$$M_{\text{дв}5}=1,72+0,097+0,23=1,94 \text{ МН} \cdot \text{м};$$

$$2M_6=2 \cdot 0,45 \cdot 0,189 \cdot 9,7=1,65 \text{ МН} \cdot \text{м};$$

$$M'_{\text{тр}1}=9,7 \cdot 0,02 \cdot 0,68=0,131 \text{ МН} \cdot \text{м};$$

$$M'_{\text{тр}2}=\left(\frac{1}{0,95}-1\right) \cdot (0,131+1,65)=0,093 \text{ МН} \cdot \text{м};$$

$$M_{\text{дв}6}=1,65+0,093+0,131=1,87 \text{ МН} \cdot \text{м};$$

$$2M_7=2 \cdot 0,48 \cdot 0,211 \cdot 7,3=1,47 \text{ МН} \cdot \text{м};$$

$$M'_{\text{тр}1}=7,3 \cdot 0,02 \cdot 0,68=0,099 \text{ МН} \cdot \text{м};$$

$$M'_{\text{тр}2}=\left(\frac{1}{0,95}-1\right) \cdot (0,099+1,47)=0,082 \text{ МН} \cdot \text{м};$$

$$M_{дв7}=1,47+0,082+0,099=1,65 \text{ МН}\cdot\text{м};$$

$$2M_8=2\cdot 0,32\cdot 0,211\cdot 7,6=1,02 \text{ МН}\cdot\text{м};$$

$$M'_{тр1}=7,6\cdot 0,02\cdot 0,68=0,103 \text{ МН}\cdot\text{м};$$

$$M'_{тр2}=\left(\frac{1}{0,95}-1\right)\cdot(0,103+1,02)=0,059 \text{ МН}\cdot\text{м};$$

$$M_{дв8}=1,02+0,059+0,103=1,18 \text{ МН}\cdot\text{м};$$

$$2M_9=2\cdot 0,45\cdot 0,168\cdot 5,74=0,86 \text{ МН}\cdot\text{м};$$

$$M'_{тр1}=5,74\cdot 0,02\cdot 0,68=0,078 \text{ МН}\cdot\text{м};$$

$$M'_{тр2}=\left(\frac{1}{0,95}-1\right)\cdot(0,078+0,86)=0,049 \text{ МН}\cdot\text{м};$$

$$M_{дв9}=0,86+0,049+0,078=0,98 \text{ МН}\cdot\text{м};$$

$$2M_{10}=2\cdot 0,4\cdot 0,168\cdot 5,9=0,79 \text{ МН}\cdot\text{м};$$

$$M'_{тр1}=5,9\cdot 0,02\cdot 0,68=0,08 \text{ МН}\cdot\text{м};$$

$$M'_{тр2}=\left(\frac{1}{0,95}-1\right)\cdot(0,08+0,79)=0,045 \text{ МН}\cdot\text{м};$$

$$M_{дв10}=0,79+0,045+0,08=0,915 \text{ МН}\cdot\text{м};$$

$$2M_{11}=2\cdot 0,4\cdot 0,192\cdot 4,8=0,74 \text{ МН}\cdot\text{м};$$

$$M'_{тр1}=4,8\cdot 0,02\cdot 0,68=0,065 \text{ МН}\cdot\text{м};$$

$$M'_{тр2}=\left(\frac{1}{0,95}-1\right)\cdot(0,065+0,74)=0,04 \text{ МН}\cdot\text{м};$$

$$M_{дв11}=0,74+0,065+0,04=0,85 \text{ МН}\cdot\text{м};$$

$$2M_{12}=2\cdot 0,355\cdot 0,187\cdot 4,9=0,65 \text{ МН}\cdot\text{м};$$

$$M'_{тр1}=4,9\cdot 0,02\cdot 0,68=0,067 \text{ МН}\cdot\text{м};$$

$$M'_{тр2}=\left(\frac{1}{0,95}-1\right)\cdot(0,65+0,067)=0,036 \text{ МН}\cdot\text{м};$$

$$M_{дв12}=0,65+0,067+0,036=0,735 \text{ МН}\cdot\text{м} ;$$

$$2M_{13}=2\cdot 0,37\cdot 0,164\cdot 3,7=0,45 \text{ МН}\cdot\text{м};$$

$$M'_{тр1}=3,7\cdot 0,02\cdot 0,68=0,05 \text{ МН}\cdot\text{м};$$

$$M'_{тр2}=\left(\frac{1}{0,95}-1\right)\cdot(0,45+0,05)=0,025 \text{ МН}\cdot\text{м};$$

$$M_{дв13}=0,35+0,05+0,025=0,525 \text{ МН}\cdot\text{м}.$$

Визначаємо статистичну потужність двигуна за формулою

$$N_{дв} = \frac{960 \cdot M_{дв} \cdot V}{R \cdot \eta}, \quad (2.14)$$

$$N_{дв1} = \frac{960 \cdot 2.02 \cdot 1.1}{0.415 \cdot 0.95} = 5410 \text{ (кВт)}; \quad N_{дв8} = \frac{960 \cdot 1.19 \cdot 1.5}{0.415 \cdot 0.95} = 4500 \text{ (кВт)};$$

$$N_{дв2} = \frac{960 \cdot 2.23 \cdot 1.2}{0.415 \cdot 0.95} = 6520 \text{ (кВт)}; \quad N_{дв9} = \frac{960 \cdot 1 \cdot 1.7}{0.415 \cdot 0.95} = 4250 \text{ (кВт)};$$

$$N_{дв3} = \frac{960 \cdot 2 \cdot 1.3}{0.415 \cdot 0.95} = 6350 \text{ (кВт)}; \quad N_{дв10} = \frac{960 \cdot 2.02 \cdot 1.1}{0.415 \cdot 0.95} = 3900 \text{ (кВт)};$$

$$N_{дв4} = \frac{960 \cdot 2.04 \cdot 1.3}{0.415 \cdot 0.95} = 6460 \text{ (кВт)}; \quad N_{дв11} = \frac{960 \cdot 0.85 \cdot 2.6}{0.415 \cdot 0.95} = 5450 \text{ (кВт)};$$

$$N_{дв5} = \frac{960 \cdot 1.93 \cdot 1.3}{0.415 \cdot 0.95} = 6110 \text{ (кВт)}; \quad N_{дв12} = \frac{960 \cdot 0.753 \cdot 2.6}{0.415 \cdot 0.95} = 4900 \text{ (кВт)};$$

$$N_{дв6} = \frac{960 \cdot 1.87 \cdot 1.3}{0.415 \cdot 0.95} = 5920 \text{ (кВт)}; \quad N_{дв13} = \frac{960 \cdot 0.525 \cdot 3.9}{0.415 \cdot 0.95} = 5100 \text{ (кВт)};$$

$$N_{дв7} = \frac{960 \cdot 1.67 \cdot 1.5}{0.415 \cdot 0.95} = 6300 \text{ (кВт)}.$$

Вибираємо двигун П2-22/150 потужністю 3550 кВт.

2.2 Розрахунок на міцність валків блюмінга

Результати попередньо виконаного розрахунку зусилля на валки показали, що найбільше зусилля буде при прокатці блюма в першому калібрі, $P_1 = 10.3 \text{ МН}$. У калібрах 2, 3 та 5 прокатують заготовку перетином

350x350 мм, 250x250 мм і 185x185 мм. Найбільші зусилля при цьому будуть у калібрі 2- $P_2 = 7.6$ МН, в калібрі 3 – $P_3 = 5.5$ МН і в калібрі 5 – $P_4 = 4.6$ МН.

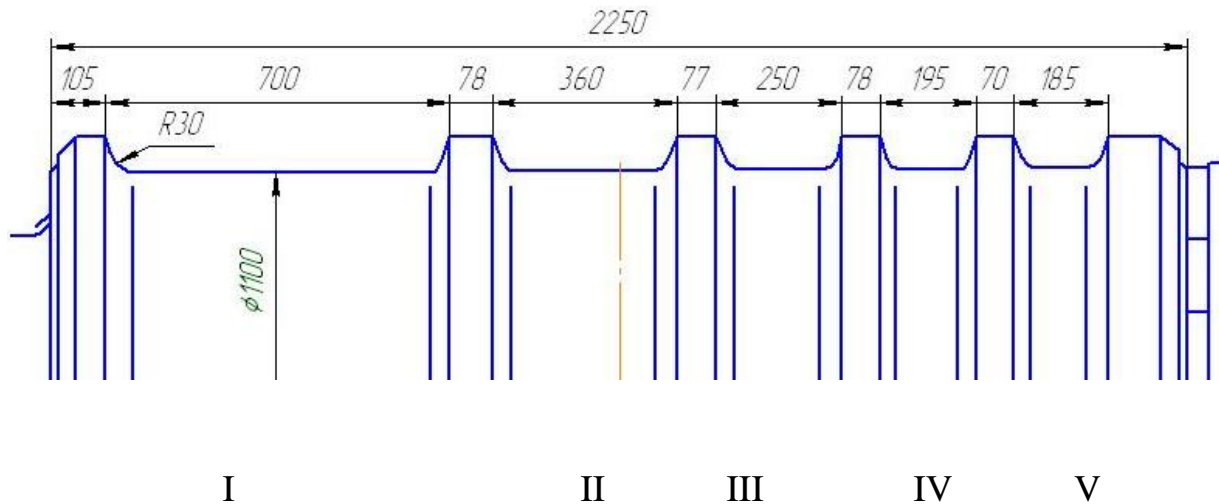


Рисунок 2.1: Калібровка валків

Максимальний момент вигину знаходимо за формулою:

$$M_{из} = P \frac{x}{a} (a - x) = P \cdot x \left(1 - \frac{x}{a} \right), \text{МН} \cdot \text{м} \quad (2.15)$$

При прокатці в першому калібрі $x = 0,865$ м

$$M_{из1} = 10,3 \cdot 0,865 \left(1 - \frac{0,865}{3,02} \right) = 6,3 \text{ (МН} \cdot \text{м)}$$

При прокатці в калібрі 2 при $x = 1,47$ м

$$M_{из2} = 7,6 \cdot 1,47 \left(1 - \frac{1,47}{3,02} \right) = 5,7 \text{ (МН} \cdot \text{м)}$$

При прокатці в третьому калібрі при $x = 1,1$ м

$$M_{из3} = 5,5 \cdot 1,1 \left(1 - \frac{1,1}{3,02} \right) = 3,8 \text{ (МН} \cdot \text{м)}$$

При прокатці в п'ятому калібрі при $x = 0,595$ м

$$M_{из4} = 4,6 \cdot 0,595 \left(1 - \frac{0,595}{3,02} \right) = 2,2 \text{ (МН} \cdot \text{м)}$$

Визначаємо опір кожного поперечного перерізу бочки на вигин у перерізах 1 - 6 в м³.

$$W_{1-6} = 0,1D^3 = 0,57; 0,53; 0,55; 0,55; 0,315; 0,315.$$

Визначаємо напругу згину в кожному перерізі від моментів вигину за формулою:

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{M_{\text{из}}}{W_6} = \frac{M_{\text{из}}}{0,1 \cdot D^3}, \text{ МПа} \quad (2.16)$$

$$\sigma_{\text{из1-1}} = \frac{6,3}{0,57} = 11,05 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{из2-1}} = \frac{3,2}{0,57} = 5,6 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{из1-2}} = \frac{4,5}{0,53} = 8,5 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{из2-2}} = \frac{5,7}{0,53} = 10,7 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{из1-3}} = \frac{3,5}{0,55} = 6,4 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{из2-3}} = \frac{4,5}{0,55} = 8,2 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{из1-4}} = \frac{1,5}{0,55} = 2,7 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{из2-4}} = \frac{2}{0,55} = 3,64 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{из1-5}} = \frac{1}{0,315} = 3,17 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{из2-5}} = \frac{1,2}{0,315} = 3,8 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{из1-6}} = \frac{2,7}{0,315} = 8,57 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{из2-6}} = \frac{1,3}{0,315} = 4,13 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{из3-1}} = \frac{1,8}{0,57} = 3,16 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{из4-1}} = \frac{0,4}{0,57} = 0,7 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{из3-2}} = \frac{3}{0,53} = 5,66 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{из4-2}} = \frac{1,3}{0,53} = 2,45 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{из3-3}} = \frac{3,9}{0,55} = 7,1 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{из4-3}} = \frac{1,5}{0,55} = 2,73 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{из3-4}} = \frac{1,7}{0,55} = 3,1 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{из4-4}} = \frac{2,2}{0,55} = 4 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{из3-5}} = \frac{1,1}{0,315} = 3,49 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{из4-5}} = \frac{1,5}{0,315} = 4,76 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{из3-6}} = \frac{0,7}{0,315} = 2,2 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{из4-6}} = \frac{0,2}{0,315} = 0,6 \text{ МПа}.$$

Максимальна напруга вигину буде в перерізі 6 при прокатці в першому калібрі - $\delta_{\text{из}} = 11,1 \text{ МПа}$. Попередні підрахунки показали, що при цьому до валу прикладається крутний момент від електродвигуна $M_{\text{дв}} = 2,23 \text{ МН} \cdot \text{м}$.

Тоді результуюче напруження складе:

$$\sigma_{\text{рез}} = \sqrt{(100^2 + 3 \cdot 19,6^2)} = 115 \text{ МПа.} \quad (2.17)$$

Валки виготовлені з кованої сталі, що має $\delta_v = 650 \text{ МПа}$. Запас міцності становитиме:

$$n = \frac{650}{115} \approx 5.65$$

Перевіримо напруження кручення в шийці валка (переріз б). При прокатці блюма в першому калібрі, шийка передає максимальний обертовий момент $M_{\text{кр}} = 2,23 \text{ МН}\cdot\text{м}$, тому

$$\tau = \frac{2,23}{0,2 \cdot 0,68^3} = 35,4 \text{ МПа.}$$

Допустиме значення крутного моменту $[\tau] = 80 \text{ МПа}$. З розрахунку видно, що $\tau_{\text{max}} < [\tau]$.

Визначимо тиск в підшипниках валка. Підшипники текстолітові

$$p = \frac{p}{2 \cdot l_{\text{ш}} \cdot d_{\text{ш}}}, \text{ МПа} \quad (2.18)$$

$$p = \frac{10,3 \cdot 10^3}{2 \cdot 770 \cdot 680} = 9,8 \text{ МПа.}$$

При швидкості шийки валка $1,2 \text{ м/с}$

$$p_v = 9,8 \cdot 1,2 = 11,8 \text{ (МПа} \cdot \text{м/с)}$$

Допустимі значення для прокатних станів: $[p] = 40 \text{ Н/мм}^2$, $[p_v] = 200 \text{ МПа} \cdot \text{м/с}$.

Умови, відповідно до проведеного розрахунку $[p] < p$ і $[p_v] < p_v$ виконуються.

2.3 Розрахунок на міцність станини блюмінга

Зважаючи на складність конфігурації станина блюмінгу не піддається точному розрахунку за допомогою класичних рівнянь. Однак виконання розрахунку, хоча б до певної міри і наближених, необхідне для того, щоб

бути впевненим, що прийнятї під час конструювання розміри станини забезпечують її міцність та жорсткість. Станину розраховують на максимальне вертикальне зусилля, що діє під час прокатування на шию валка.

Спочатку збудуємо нейтральну лінію станини, що проходить через центри ваги основних розрахункових перерізів станини.

Перетин А-А верхньої поперечки.

Знайдемо площу перерізу:

$$F = F_1 - F_3 - F_2 = BH - b_1 h_1 - b_2 h_2, \text{ м}^2 \quad (2.19)$$

$$F = 1.250 \cdot 1.21 - 0.57 \cdot 0.5 - 0.75 \cdot 0.71 = 1.51 - 0.28 - 0.53 = 0.7 \text{ м}^2.$$

Знайдемо статичний момент перетину щодо осі х-х

$$S = F_1 \frac{H}{2} - F_2 \frac{h_1}{2} - F_3 \left(h_1 + \frac{h_2}{2} \right), \text{ м}^3 \quad (2.20)$$

$$\begin{aligned} S &= 1,51 \frac{1,21}{2} - 0,53 \frac{0,71}{2} - 0,28 \left(0,71 + \frac{0,5}{2} \right) = \\ &= 0,9 - 0,19 - 0,27 = 0,44 \text{ м}^3 \end{aligned}$$

Знаходимо ординаті центра ваги:

$$Y_c = \frac{S}{F} = \frac{0,44}{0,7} = 0,63 \text{ м}$$

Знаходимо момент інерції відносно осі х-х, що проходить через центр ваги

$$J_A = J_1 - J_2 - J_3, \text{ м}^4 \quad (2.21)$$

$$\begin{aligned} J_1 &= \frac{BH^3}{12} + a_1^2 F = BH \left[\frac{H^2}{12} + \left(Y_c - \frac{H}{2} \right)^2 \right] = \\ &= 1,51 \left[\frac{1,21^2}{12} + \left(0,63 - \frac{1,21}{2} \right)^2 \right] = 0,18 \text{ м}^4, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 J_2 &= b_1 h_1 \left[\frac{h_1^2}{12} + \left(Y_c - \frac{h_1}{2} \right)^2 \right] = \\
 &= 0,53 \left[\frac{0,5^2}{12} + \left(0,63 - \frac{0,5}{2} \right)^2 \right] = 0,09 \text{ м}^4, \\
 J_3 &= b_2 h_2 \left[\frac{h_2^2}{12} + \left(Y_c - \frac{h_2}{2} \right)^2 \right] = \\
 &= 0,28 \left[\frac{0,71^2}{12} + \left(0,63 - \frac{0,71}{2} \right)^2 \right] = 0,033 \text{ м}^4,
 \end{aligned}$$

Підставимо значення J_1 , J_2 і J_3 у формулу (2.21), отримаємо

$$J_A = 0,18 - 0,09 - 0,033 = 0,057 \text{ м}^4$$

Знаходимо мінімальний момент опору перерізу

$$W_A = \frac{J_A}{Y_C}, \text{ м}^3 \quad (2.22)$$

$$W_A = \frac{0,057}{0,63} = 0,09 \text{ м}^3$$

Переріз В-В, нижня поперечина

Знаходимо площу перетину:

$$F = BH = 0,81 \cdot 1,3 = 1,05 \text{ м}^2;$$

$$Y_C = 0,65 \text{ м} = 650 \text{ мм};$$

$$J_1 = J_B = \frac{BH^3}{12} = \frac{0,81 \cdot 1,3^3}{12} = 0,148 \text{ м}^4$$

$$W_1 = \frac{BH^2}{6} = \frac{0,81 \cdot 1,3^2}{6} = 0,228 \text{ м}^3$$

Переріз Б-Б, стійка станини

Знаходимо площу перерізу:

$$F = B'H' = 0,61 \cdot 0,735 = 0,45 \text{ м}^2;$$

$$X_C = 0,37 \text{ м} = 370 \text{ мм};$$

$$J_2 = J_h = \frac{B'H'^3}{12} = \frac{0,45 \cdot 1,6^3}{12} = 0,023 \text{ м}^4$$

$$W_2 = \frac{J_h^2}{F} = \frac{0,023}{0,37} = 0,063 \text{ м}^3$$

Знаючи положення центра ваги перерізу, будуюмо нейтральні лінії поперечок і стійок, з'єднуємо їх заокругленнями в кутах і, таким чином, отримуємо жорстку раму, навантажену вертикальними силами.

Знаходимо статично невизначаемий момент в кутах рами :

$$k_1 = \frac{J_1}{J_2} = \frac{J_B}{J_h} = \frac{0,148}{0,023} = 6,4$$

$$k_2 = \frac{l_1}{l_2} = \frac{5}{2,1} = 2,4;$$

$$M_1 = \frac{Y \cdot l_1}{4} = \frac{13,5 \cdot 2,1}{4} = 9,7 \text{ МН} \cdot \text{м};$$

$$M_0 = M_1 \frac{1}{2(1+k_1 k_2)} = 9,7 \frac{1}{2(1+6,4 \cdot 2,4)} = 0,3 \text{ МН} \cdot \text{м}.$$

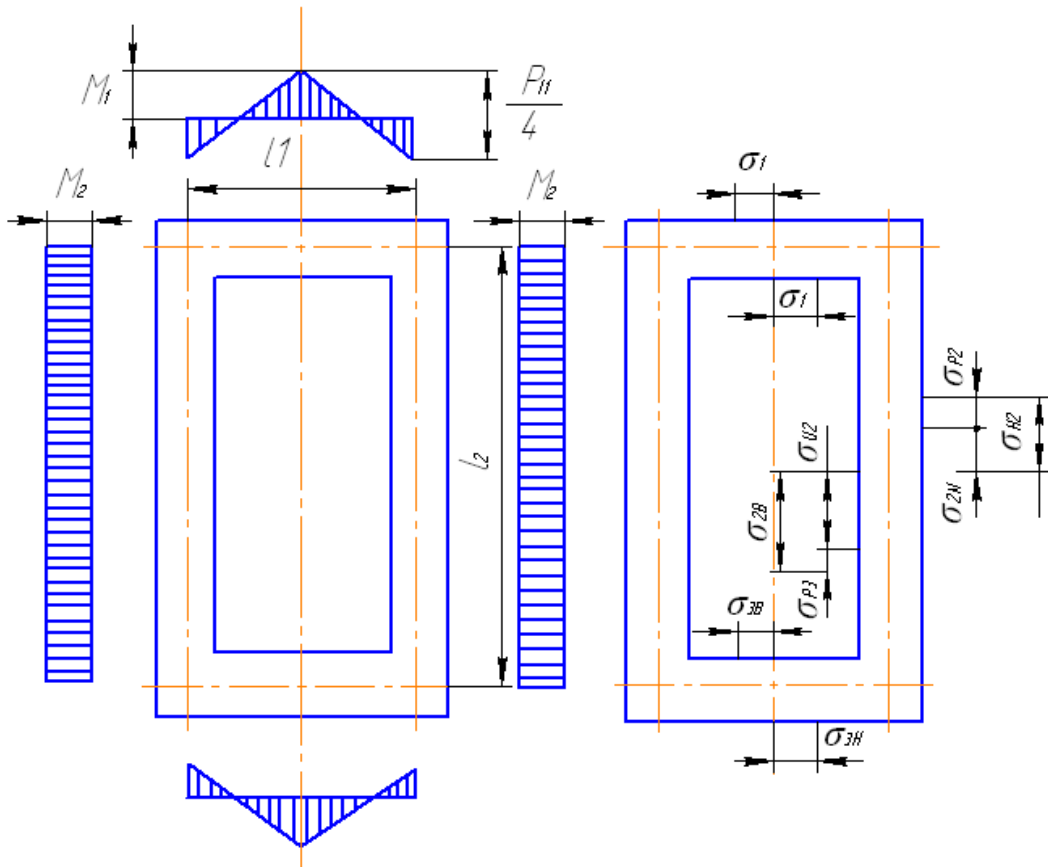


Рисунок 2.2 Епюри згинальних моментів та напруг в станині

За формулою, що враховує закруглення в кутах жорсткої рами, знаходимо:

$$k_3 = \frac{J_1}{J_3} = \frac{0,148}{0,067} = 2,2; \quad k_4 = \frac{r}{l_1} = \frac{0,65}{2,1} = 0,3;$$

$$M_0 = 9,7 \frac{1 + 4 \cdot 0,3(1,15 \cdot 0,3 \cdot 2,2 + 1)}{2(1 + 6,4 \cdot 2,4 + 3,14 \cdot 2,2 \cdot 0,3)} = 0,82 \text{ МН} \cdot \text{м}.$$

Таким чином, з урахуванням заокруглень в кутах рами M_0 майже в 2.5 рази більше, проте в обох випадках $M_0 \ll M_1$.

Знайдемо згинальні моменти в поперечині:

$$M_{II} = M_1 - M_0 = 9,7 - 0,82 = 8,88 \text{ МН} \cdot \text{м}.$$

Знайдемо напругу згину в середині поперечок. У верхній:

$$\sigma_A = \frac{M_{II}}{W_A} = \frac{8,88 \cdot 10^9}{0,09 \cdot 10^9} = 95 \text{ МПа}.$$

У нижній:

$$\sigma_B = \frac{M_{II}}{W_1} = \frac{8,88 \cdot 10^9}{0,288 \cdot 10^9} = 30,8 \text{ МПа}.$$

Знаходимо напруження розтягу в стійці:

$$\sigma_C = \frac{M_0}{W_2} = \frac{0,82 \cdot 10^9}{0,063 \cdot 10^9} = 13 \text{ МПа}.$$

Станина має $\delta_B = 750 \text{ МПа}$.

Знаходимо запас міцності :

$$n = \frac{\sigma_B}{\sigma_{\max}} = \frac{750}{95} \approx 8.$$

З урахуванням наявності концентрацій напруги в розточуванні під натискну гайку, приймаючи коефіцієнт концентрації $k = 2$, запас міцності буде дорівнювати:

$$n_f = \frac{1}{2k} \frac{\sigma_B}{\sigma_{\max}} \quad (2.23)$$

$$n_f = \frac{1}{2 \cdot 2} \frac{750}{95} = 2.$$

Допустимий запас міцності для станин по втомної міцності $[n_f]=1.5$, що менше розрахованого.

Знайдемо деформацію станини у вертикальному напрямі при модулі пружності станини $E = 2.1 \cdot 10^5$ МПа

Розтягування кожної стойки силою $Y/2$ дорівнює:

$$f_1 = \frac{13,5 \cdot 10^6 \cdot 5000}{2 \cdot 0,45 \cdot 10^6 \cdot 2,1 \cdot 10^5} = 0,35 \text{ мм.}$$

Знаходимо прогин двох поперечин від вигину:

$$\begin{aligned} f_2 &= \left(\frac{Y \cdot l_1}{6} - M_0 \right) \cdot \frac{l_1^2}{4EJ_1} = \\ &= \left(\frac{13,5 \cdot 10^6 \cdot 2100}{6} - 0,82 \cdot 10^9 \right) \cdot \frac{2100^2}{4 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 0,057 \cdot 10^{12}} = 0,35 \text{ мм.} \end{aligned} \quad (2.24)$$

Знаходимо деформацію двох поперечин від дії двох поперечних сил при модулі зсуву $G = 0.75 \cdot 10^5$ Н/мм²

$$f_3 = 1,2 \frac{Y \cdot l_1}{2GF_1} = 1,2 \frac{13,5 \cdot 10^6 \cdot 2100}{2 \cdot 0,75 \cdot 10^5 \cdot 1,05 \cdot 10^6} = 0,21 \text{ мм.}$$

Отже, загальна деформація станини у вертикальному напрямку в площині осі натискного гвинта буде дорівнювати:

$$f_{\text{ст}} = f_1 + f_2 + f_3 = 0.35 + 0.35 + 0.21 = 0.91 \text{ мм.}$$

2.4 Розрахунок універсального шпинделя прокатного стана

Шарнір універсального шпинделя складається з вилки, що має проріз і циліндричну розточку, в яку поміщають вкладиш і лопать. У напрямку осі розточки вкладиші утримуються від зсуву циліндричними заплічіками. Лопать виконана з прорізом. Однією віссю шарніра Гука є вісь розточування, другою - вісь каменю. Шарнір по осі шпинделя не зафіксований, внаслідок чого може пересуватися вздовж прорізу лопаті.

Виходячи з діаметра переточених валків і міжцентрової відстані валків з боку приводу, визначаємо конструктивно діаметр головки шпинделя з боку робочої кліті й з боку приводу.

Навантажувальну здтність універсального шарніра з вкладишами ковзання приймаємо за найменшим з значень допускаємих крутних моментів визначених для лопаті і вилки одного типорозміру, тобто по навантажувальній здатності слабкого елемента універсального шарніра.

Таблиця 2.1 - Геометричні розміри шпинделя

№ п/п	Позначка	Величина, мм
1	D	1030
2	D1	440
3	d1	510
4	d2	130
5	B	300
6	N	210
7	C	240
8	M	180
9	d4	180

Матеріал лопаті: сталь 35X2H2M, $\sigma_T = 640$ МПа, $\sigma_B = 785$ МПа,

$$[\tau_{кр}] = 0,45 - 0,48 \sigma_B = 361 \text{ МПа.}$$

Матеріал вилки: сталь 38X2HM, $\sigma_T = 680$ МПа, $\sigma_B = 735$ МПа,

$$[\tau_{кр}] = 0,45 - 0,48 \sigma_B = 338 \text{ МПа.}$$

Режим навантаження - реверсивний, без впливу води або іншого рідкого середовища, що викликає корозію.

Коефіцієнт запасу міцності:

1,5 – по відношенню до межі плинності матеріалу;

2 – по відношенню до межі витривалості матеріалу.

Розрахунок головки шпинделя

При передачі шпинделем великих моментів в його головці виникають великі напруги. На рисунку 2.3 представлена схема дії сил на щоки головки шпинделя при передачі крутного моменту $M_{кр}$. На кожному щоку шпинделя

діятиме сила P від тиску лопаті на бронзовий вкладиш, а бронзового вкладиша на щоку по циліндричній поверхні їх дотику.

Момент, що передається шпинделем:

$$M_{кр} = P \cdot a \quad (2.25)$$

де P - тиск, з яким нижній бронзовий вкладиш тисне на нижню щоку головки шпинделя, а верхній вкладиш - на верхню щоку;

a – відстань між точками застосування цих сил.

$M_{кр} = 2100 \text{ кН}\cdot\text{м}$ (з технічної характеристики шпиндельного пристрою).

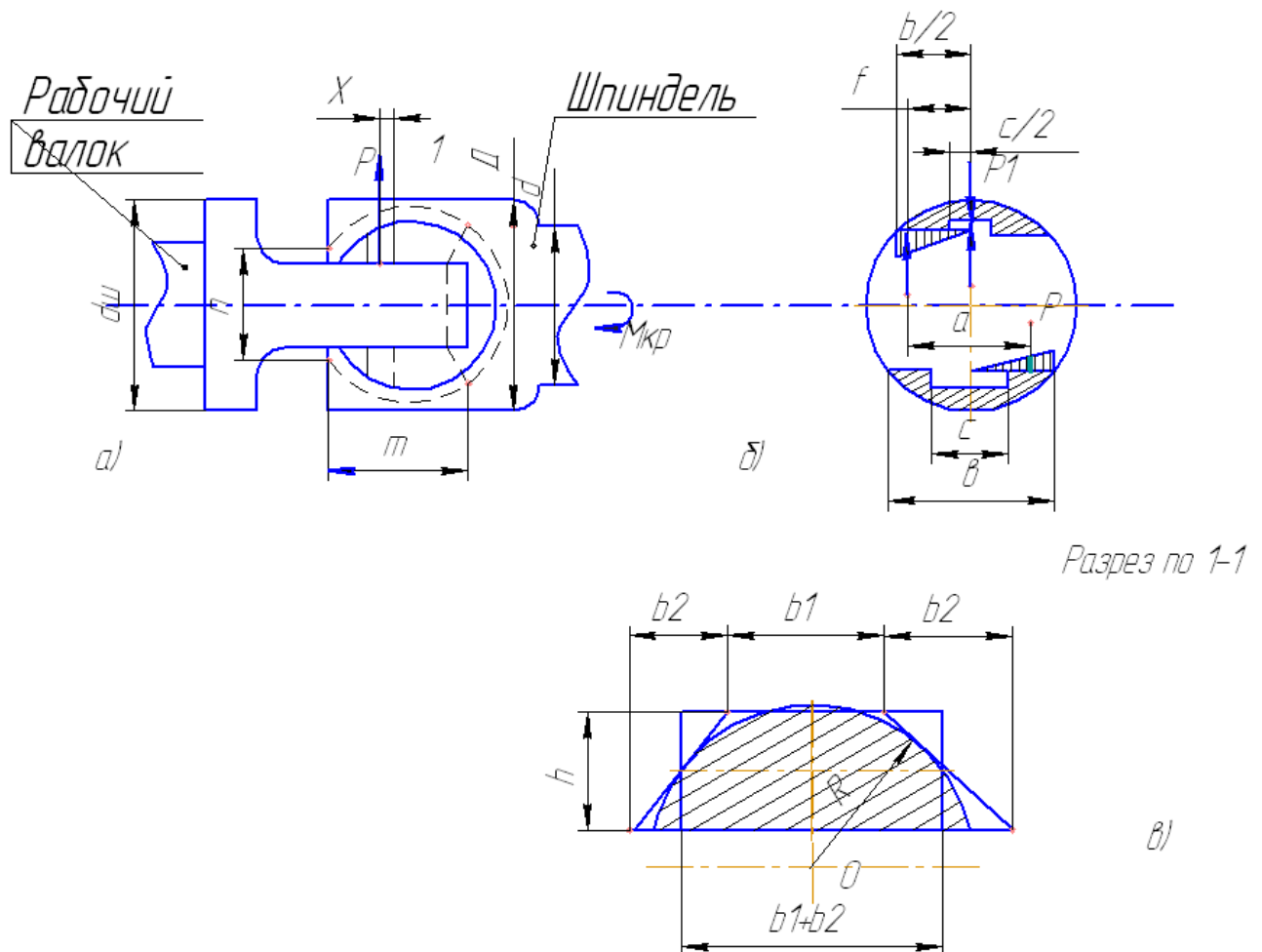


Рисунок 2.3 Розрахункова схема шпинделя

Приймаємо, що питомий тиск вкладиша на щоку шарніра розподіляється по трапеції і сили P прикладені у площині центру тяжіння цієї трапеції.

Відстань від осі головки шпинделя до точки докладання сили P (до центру тяжіння трапеції питомих тисків) дорівнює:

$$f = \frac{b+c}{3} - \frac{b \cdot c}{3 \cdot (b+c)}. \quad (2.26)$$

Зазвичай $z = v/4$ тому $f=0,35$, $z=210\text{мм}$; $v=4 \cdot c=4 \cdot 210=840\text{мм}=0,84\text{м}$
 $f=0,35 \cdot 840=294\text{мм}$.

Плече пари сил P , що дорівнює крутному моменту, що передається шпинделем, буде:

$$a=2 \cdot f=0,7 \cdot b=0,7 \cdot 840=588\text{мм}. \quad (2.27)$$

При передачі шпинделем крутного моменту $M_{кр}$ вкладиш буде тиснути на щок шпинделя з силою P , яка дорівнюватиме, [1] :

$$P = \frac{M_{кр}}{a} = 1,43 \cdot \frac{M_{кр}}{b} \quad (2.28)$$

$$P = 1,43 \cdot \frac{2100}{0,84} = 3575\text{кН}.$$

Перенесемо до точки A дві рівні та протилежно спрямовані сили P_1 та P_2 . Кожна з цих сил дорівнює тиску P вкладиша на щок. З рисунку видно, що сили P_1 і P є парою сил, момент яких скручуватиме переріз щок головки шпинделя. Значить, у цьому перерізі виникатимуть напруги кручення. З іншого боку, сила P_2 створюватиме згинальний момент щодо перерізу Π щок, тобто у цьому перерізі виникнуть напруження вигину.

Таким чином, при передачі шпинделем крутного моменту в перерізі щок Π на відстані X від осі шарніра виникатимуть напруги від кручення і від вигину.

Напруги кручення у перерізі Π :

$$\tau = \frac{\frac{M_{кр}}{2}}{W_{кр}} = \frac{M_{кр}}{2W_{кр}}, \quad (2.29)$$

де $W_{кр}$ - момент опору перерізу Π на кручення.

Для визначення цього моменту опору на кручення за заданими розмірами головки шпинделя переріз Π викреслюємо окремо у вигляді сегмента (див. рисунок 2.3).

Визначити точні значення моменту опору на кручення перерізу, що має форму сегмента, важко, тому сегмент прирівнюється рівновеликому за площею прямокутнику висотою h і шириною $b_1 + b_2$.

Тоді момент опору перерізу прямокутника на крутіння визначиться за такою формулою:

$$W_{кр} = \eta \cdot (b_1 + b_2) \cdot h^2, \quad (2.30)$$

де η - коефіцієнт, що залежить від відношення ширини прямокутника до його висоти.

$$\text{При } \frac{b_1 + b_2}{h} = \frac{440 + 230}{220} = 3. \quad (2.31)$$

По таблиці [1] коефіцієнт $\eta = 0,266$.

Тоді:

$$W_{кр} = 0,266 \cdot (0,44 + 0,23) \cdot 0,222 = 0,00863 \text{ м}^3.$$

$$\text{Звідки: } \tau = \frac{2100}{2 \cdot 0,00863} = 121668 \frac{\text{кН}}{\text{м}^2} = 12,16 \text{ МПа.}$$

Шпindel ь виготовлений із легованої сталі марки 40Х з межею міцності $\sigma_v = 8 \text{ МПа}$.

Допустима напруга кручення $[\tau] = 15 \text{ МПа}$.

Висновок: отримана діюча напруга $12,16 \text{ МПа} < [\tau] = 15 \text{ МПа}$. Умова міцності виконується.

Напруга вигину у перерізі щоки I I

$$\sigma = \frac{M_{из}}{W_{из}} \quad (2.32)$$

де $W_{из}$ - момент опору перерізу II на вигин.

Момент вигину перерізу II дорівнює добутку сили P на плече X (див. рисунок 2.1 а).

$$M_{из} = P \cdot X = 1,43 \cdot \frac{M_{кр}}{b} \cdot X, \quad (2.33)$$

де $X = 0,15 \text{ м}$;

$$\sigma = 1,43 \cdot \frac{M_{кр}}{b \cdot W_{уз}} \cdot X, \quad (2.34)$$

Визначити момент опору згину перерізу II, що має форму сегмента, важко, тому користуємося наближеною формулою. Для цього сегмент замінюємо рівновеликою за площею трапецією з основою $(b_1 + 2b_2)$ та висотою h .

$$\text{Тоді: } W_{уз} = \frac{3 \cdot e_1 + 6 \cdot b_1 \cdot b_2 + 2 \cdot b_2^2}{6 \cdot (3 \cdot b_1 + 4 \cdot b_2)} \cdot h^2, \quad (2.35)$$

$$W_{уз} = \frac{3 \cdot 0,44^2 + 6 \cdot 0,44 \cdot 0,23 + 2 \cdot 0,23^2}{6 \cdot (3 \cdot 0,44 + 4 \cdot 0,23)} \cdot 0,22^2 = 0,00466 \text{ м}^3.$$

Визначаємо:

$$\sigma = 1,43 \cdot \frac{2100}{0,84 \cdot 0,00466} \cdot 0,15 = 80472 \frac{\text{кН}}{\text{м}^2} = 8,04 \text{ МПа.}$$

Розрахункова напруга в перерізі щоки II від дії вигину та кручення в цьому перерізі:

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{8,04^2 + 3 \cdot 12,16^2} = 22,55 \text{ МПа}. \quad (2.36)$$

Допустима напруга вигину $[\sigma]_{и} = 25 \text{ МПа}$.

Висновок: сумарна напруга, що діє: $\sigma_{\Sigma} = 22,55 \text{ МПа} < [\sigma]_{и} = 25 \text{ МПа}$.

Умова міцності виконується.

Розглядаючи (рисунок 2.3), видно, що максимальна напруга буде виникати в якомусь перерізі на відстані X від осі шарніра. Так як із збільшенням відстані X згинальний момент збільшується, але одночасно з цим збільшуються і моменти опору цього перерізу, то заздалегідь не можна сказати, на якій відстані напруги будуть максимальними. Для цього треба взяти кілька перерізів і зробити підрахунок напруги в них за наведеним вище методом.

Крім визначення напруги в перерізі II, необхідно також перевірити напруги в тілі шпинделя, в його середній частині по довжині. Очевидно, що

тіло шпинделя працює тільки на кручення, і напруга в будь-якому перерізі по довжині шпинделя між його головками дорівнює:

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_{кр}} = \frac{M_{кр}}{0,2 \cdot d^3} = 5 \cdot \frac{M_{кр}}{d^3} = 5 \cdot \frac{2100 \text{кН} \cdot \text{м}}{0,5^3} = 8,4 \text{МПа} < [\tau] = 15 \text{МПа}, \quad (2.37)$$

де d - діаметр шпинделя $d = 500 \text{мм} = 0,5 \text{м}$.

Головка шпинделя через вкладиш сполучається з лопаттю валка. Зазвичай ця лопать виконується у вигляді вилки з прорізом для сухаря, завдяки чому валок можна вільно витягнути в бік при зміні валків. При цьому для монтажу вкладишів у зібраному вигляді з сухарем необхідно, щоб просвіт між щоками головки шпинделя був дещо більше хорди вкладиша, тобто, щоб $n > m$ (дивися рисунок 2.3).

Розрахунок лопаті валка

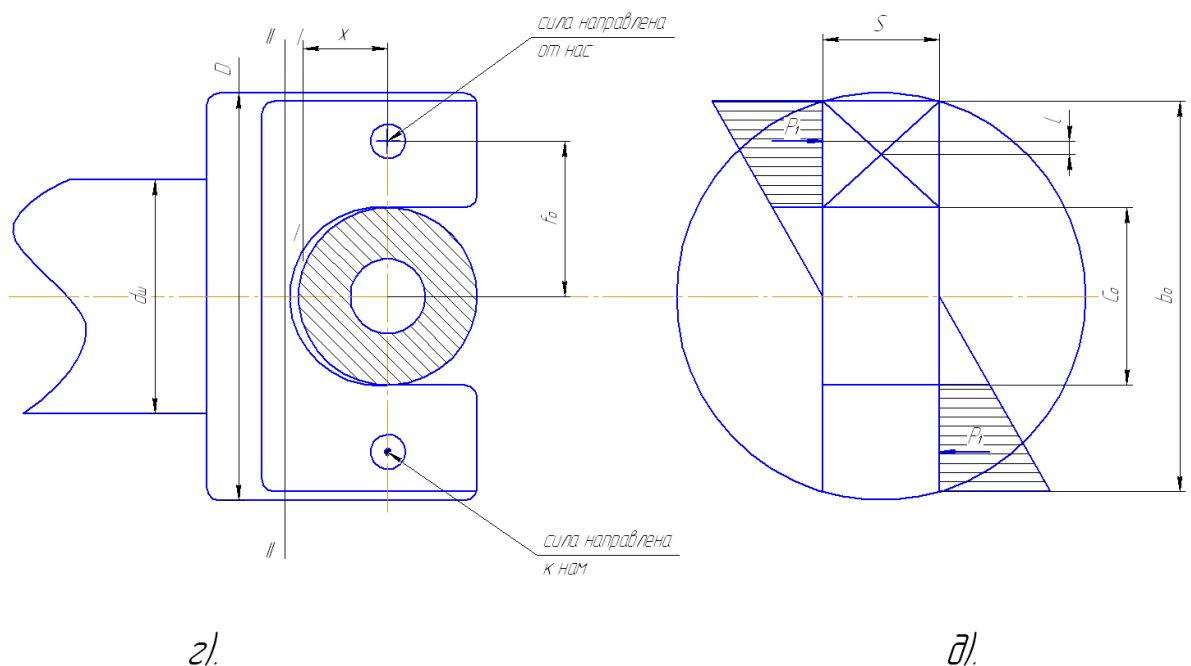


Рисунок 2.4 Розрахункова схема лопаті валка

Так само, як і при розрахунку щоки головки шпинделя, при розрахунку лопаті приймемо, що питомий тиск від вкладки розподіляються на поверхні кожної вилки по трапеції.

За аналогією з формулою плече застосування загального тиску вкладиша на вилку дорівнюватиме:

$$f_0 = \frac{b_0 + C_0}{3} - \frac{b_0 \cdot C_0}{3 \cdot (b_0 + C_0)}, \quad (2.38)$$

$b_0 = 700\text{мм}$; $C_0 = 170\text{мм}$;

$$f_0 = \frac{0,7 + 0,17}{3} - \frac{0,7 \cdot 0,17}{3 \cdot (0,7 + 0,17)} = 0,245\text{м}.$$

Тиск P_1 , що діє на вилку при передачі лопатою моменту $M_{кр}$.

$$P_1 = \frac{M_{кр}}{2f_0} = 1,43 \cdot \frac{M_{кр}}{b_0} = 1,43 \cdot \frac{2100}{0,7} = 4290\text{кН}. \quad (2.39)$$

Очевидно, що сила P_1 скручуватиме перетин вилки моментом:

$$M = P_1 \cdot e, \quad (2.40)$$

де e – ексцентриситет застосування сили P_1 щодо центру тяжіння перерізу вилки;

$$e = f_0 - \frac{b_0 + C_0}{4} = 0,245 - \frac{0,7 + 0,17}{4} = 0,0275. \quad (2.41)$$

Тоді: $M = 4290 \cdot 0,0275 = 118\text{кН} \cdot \text{м}$

Цей момент скручуватиме перетин вилки, і створюватиме в ній напругу кручення. З іншого боку сила P_1 буде створювати згинальний момент щодо перерізу I - I і в цьому перерізі виникатиме напруга згину. Таким чином, при передачі лопатою крутного моменту $M_{кр}$ в перерізі I - I вилки будуть виникати і напруги крутіння і вигину.

Напруги кручення в перерізі I - I:

$$\tau = \frac{M}{W_{кр}} = \frac{P_1 \cdot e}{W_{кр}} = \frac{M_{кр}}{W_{кр}} \cdot \frac{e}{2 \cdot f_0}, \quad (2.42)$$

або застосовуючи формулу, отримаємо:

$$\tau = 1,43 \cdot \frac{M_{кр}}{W_{кр}} \cdot \frac{e}{b_0} = 0,054 \cdot \frac{M_{кр}}{W_{кр}}. \quad (2.43)$$

Момент опору перерізу I - I вилки лопаті можна визначити, прирівнявши цей переріз прямокутнику заввишки $S = 0,3$ м і шириною:

$$\frac{b_0 - C_0}{2} = \frac{3}{8} b_0. \quad (2.44)$$

$$\text{Тоді: } W_{кр} = \eta_0 \cdot \left(\frac{b_0 - C_0}{2} \right) \cdot S^2 = \frac{3}{8} \cdot \eta_0 \cdot b_0 \cdot S^2,$$

де η_0 - коефіцієнт, величина якого залежить від відношення, $\eta_0 = 0,208$.

$$\frac{b_0 - C_0}{2 \cdot S} = \frac{0,7 - 0,17}{2 \cdot 0,3} = 0,9.$$

Тоді розрахункова формула для визначення напруги кручення у перерізі II матиме вигляд:

$$\tau = 0,144 \frac{M_{кр}}{\eta_0 \cdot b_0 \cdot S^2}, \quad (2.46)$$

$$\tau = 0,144 \cdot \frac{2100}{0,208 \cdot 0,7 \cdot 0,3^2} = 23077 \frac{\text{кН}}{\text{м}^2} = 2,3 \text{МПа}.$$

Лопать виготовлена з легованої сталі марки 40х з межею міцності:

$$\sigma_b = 80 \text{МПа} \quad [\tau] = 15 \text{МПа}.$$

Висновок: напруга крутіння, що діє дорівнює $\tau = 2,3 \text{МПа} < [\tau] = 15 \text{МПа}$, тобто умова міцності виконується.

Напруга вигину у перерізі вилки I – I:

$$\sigma = \frac{M_{из}}{W_{из}}, \quad (2.47)$$

де W з момент опору перерізу щоки I - I на вигин. З рисунку 2.4 видно, що:

$$M_{из} = P1 \cdot X. \quad (2.48)$$

Момент опору прямокутного перерізу вилки лопаті визначаємо за формулою:

$$W_{из} = \left(\frac{b_0 - C_0}{2} \right) \cdot \frac{S^2}{b} = \frac{b_0 - C_0}{12} \cdot S^2. \quad (2.49)$$

При прийнятому вище практичному співвідношенні $C_0 = \frac{b_0}{4}$ отримаємо:

$$W_{из} = \frac{1}{16} \cdot b_0 \cdot S^2. \quad (2.50)$$

Представляючи отримані вище значення, отримаємо розрахункову формулу для визначення напруги вигину в перерізі I – I:

$$\sigma = 2,3 \cdot \frac{M_{кр}}{b_0^2 \cdot S^2} \cdot X = 2,3 \cdot \frac{2100}{0,7^2 \cdot 0,3^2} \cdot 0,15 = 16429 \frac{\text{кН}}{\text{м}^2} = 1,64 \text{МПа} . \quad (2.51)$$

Сумарна напруга в перерізі I – I від дії кручення та вигину буде дорівнювати:

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{1,64^2 + 3 \cdot 2,3^2} = 4,32 \text{МПа} . \quad (2.52)$$

Висновок: діюча сумарна напруга дорівнює $\sigma_{\Sigma} = 4,3 \text{МПа} < [\sigma]_{\text{н}} = 25 \text{МПа}$, тобто умова міцності виконується.

Крім визначення напруги у перерізі I – I необхідно також перевірити напругу у перерізі II – II (див. рисунок 2.3). Цей перетин передає повний момент, $M_{кр}$ і в ньому виникають тільки напруги кручення.

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_{кр}} . \quad (2.53)$$

Момент опору на кручення цього прямокутного перерізу дорівнює:

$$W_{кр} = \eta \cdot b_0 \cdot S^2 . \quad (2.54)$$

При відношенні

$$\frac{b_0}{S} = \frac{0,7}{0,3} = 2,3 \quad \eta = 0,249 ,$$

тоді: $W_{кр} = 0,249 \cdot 0,7 \cdot 0,3^2 = 0,0157 \text{м}^3$,

тоді: $\tau = \frac{2100}{0,0157} = 133758 \frac{\text{кН}}{\text{м}^2} = 13,37 \text{МПа} < [\tau] = 15 \text{МПа}$.

Висновок: умова міцності виконується.

Розрахунок питомого тиску на контактних поверхнях вилки і вкладишів

Розрахунок провадимо за формулою

$$P_1 = \frac{1,25 M_{кр}}{B_b \cdot r \cdot R \cdot \cos(10^\circ \pm \varphi^\circ)} ; \quad (2.55)$$

$$P_{1д} = P_1 \cdot k_d ; \quad (2.56)$$

де: $M_{кр}$ – момент що передає один шпindelь, кНм,

$M_{кр} = 2100 \text{кНм}$;

B_b – величина контактної поверхні вилки та вкладиша,

$$B_B = \frac{1}{2} e = \frac{1}{2} 842 = 421 \approx 0,41 \text{ м.},$$

$$\text{де } e = 2\sqrt{h \cdot (2 \cdot R - h)} = 2\sqrt{255 \cdot (2 \cdot 475 - 255)} = 842 \text{ мм},$$

$$h = \frac{1}{2} (D - d) = \frac{1}{2} (950 - 440) = 255, \quad R = D/2 = 475 \text{ мм},$$

$k_d = 2$ – коефіцієнт динамічного навантаження;

φ° – максимальний кут нахилу шпинделя, град.

Максимальний робочий кут нахилу шпинделя φ°

$$\text{tg } \varphi^\circ = \frac{1480 - 492}{L} = \frac{988}{10865} = 0,909, \text{ тоді: } \varphi = \text{arctg} \varphi^\circ = 5^\circ 12',$$

звідси підставляючи отримані значення у формулу (2.55) і (2.56)

отримаємо:

$$P_1 = \frac{1,25 \cdot 21 \cdot 10}{42 \cdot 22 \cdot 47,5 \cdot \cos(10^\circ + 5^\circ 12')} = 62,29 \text{ МПа},$$

$$P_{1д} = 62,29 \cdot 2 = 124,58 \text{ МПа}.$$

Найбільша питомий тиск на контактних поверхнях лопаті і вкладишів

Визначаємо за наступними формулами:

$$P_2 = \frac{2,6 \text{ Мкр}}{B_o \cdot B_l \cdot (D - 2/3 B_l)} ; \quad (2.57)$$

$$P_{2д} = P_2 \cdot k_d ; \quad (2.58)$$

де: B_l – величина контактної поверхні лопаті и вкладиша, м,

$$B_l = \frac{1}{2} (v_o - m) = \frac{1}{2} (92 - 18) = \frac{1}{2} \cdot 74 = 0,37 \text{ м},$$

$$\text{де: } v_o = \sqrt{D^2 - C^2} = \sqrt{95^2 - 24^2} = 0,92 \text{ м};$$

m, D, C – обрані з таблиці [1].

Підставивши отримані значення у формулу (2.57) і (2.58), отримаємо:

$$P_2 = \frac{2,6 \cdot 21 \cdot 10}{30 \cdot 37 \cdot (95 - 2/3 \cdot 37)} = \frac{2,6 \cdot 21 \cdot 10}{78033} = 69,97 \text{ МПа},$$

$$P_{2д} = 6997 \cdot 2 = 139,94 \text{ МПа}.$$

Найбільша швидкість ковзання вкладишів:

$$\text{по вилці: } v_1 = r \cdot \omega \cdot \sin \varphi^\circ = 0,22 \cdot 9,3 \cdot \sin 5^\circ 12' = 0,185 \text{ м/с};$$

$$\text{по лопаті: } v_2 = R \cdot \omega \cdot \sin \varphi^\circ = 0,485 \cdot 9,3 \cdot \text{tg } 5^\circ 12' = 0,41 \text{ м/с}.$$

де: ω – кутова швидкість шпинделя, сек^{-1} ,

$$\omega = v_{\text{прок}} / R_{\text{в}} = 4,5 / 485 = 9,3 \text{ сек}^{-1},$$

$R_{\text{в}} = 485 \text{ мм}$ – радіус переточеного валка,

$v_{\text{прок}} = 4,5 \text{ м/с}$ – швидкість прокатки.

Найбільше множення швидкості і питомого тиску на поверхнях вилки та вкладиша визначаємо за формулою:

$$P_1 v_1 = 6229 \cdot 0,185 = 1152 \text{ Н/см}^2 \cdot \text{м/с} = 11,52 \text{ МПа} \cdot \text{м/с};$$

$$P_{1\text{д}} v_1 = 12458 \cdot 0,185 = 2305 \text{ Н/см}^2 \cdot \text{м/с} = 20 \text{ МПа} \cdot \text{м/с};$$

на поверхні лопаті і вкладиша:

$$P_2 v_2 = 6997 \cdot 0,41 = 2869 \text{ Н/см}^2 \cdot \text{м/с} = 28,7 \text{ МПа} \cdot \text{м/с};$$

$$P_{2\text{д}} v_2 = 13994 \cdot 0,41 = 5738 \text{ Н/см}^2 \cdot \text{м/с} = 57,4 \text{ МПа} \cdot \text{м/с};$$

Зазвичай для підшипників загального призначення $Pv = 10 \text{ МПа} \cdot \text{м/с}$.

Для вкладишів шпинделя ця величина перевищує в 3-6 разів, що цілком прийнятно для прокатного обладнання, оскільки розрахунок шпинделя виробляли при максимальному навантаженні.

Напруга в тілі шпинделя визначаємо за формулою:

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{5M_{\text{кр}} \cdot (1 + \sin\varphi^\circ)}{D^3} = \frac{5 \cdot 21 \cdot 10^7 \cdot (1 + \sin 5^\circ 12')}{95^3} = 13,35 \text{ МПа}$$

$$\tau_{\text{крд}} = \tau_{\text{кр}} \cdot K_{\text{д}} = 13,35 \cdot 2 = 26,70 \text{ МПа.}$$

Запас міцності по кручення в тілі шпинделя при динамічному навантаженні.

Визначимо за формулою:

$$n\tau_{\text{шп}} = \frac{[\tau_{\text{кр}}]}{\tau_{\text{крд}}} = \frac{361}{26,7} = 13,5.$$

Обраний нами шпиндель проходить за всіма перевіреними параметрами.

3 Дослідження навантажень та збільшення ресурсу шпинделя головної лінії прокатного стана «Блюмінг»

3.1 Дослідження універсального шпинделя цільної конструкції

Конструктивно вал універсального шпинделя та права і ліва головки виготовляються цільними. В ході експлуатації шпинделя його ресурс поступово зменшується, через знос внутрішньої поверхні головки, а також в наслідок тріщеноутворення.

Проведено дослідження моделі цільної конструкції шпинделя в програмі APM FEM методом скінченних елементів (МСЕ, або FEM- Finite Element Method), з метою визначення напружень та критичних перерізів. Модель універсального шпинделя створена з урахуванням масштабного коефіцієнту. Суть методу полягає в розбитті твердотільної моделі на кінцеве число підобластей (елементів), складанні і подальшому вирішенні системи лінійних алгебраїчних рівнянь. До складу APM FEM входять інструменти підготовки деталей і зборок до розрахунку, завдання граничних умов і навантажень, а також вбудовані генератори кінцевоелементної KE сітки (як з постійним, так і зі змінним кроком) і постпроцесор. Цей функціональний набір дозволяє змоделювати твердотілий об'єкт і комплексно проаналізувати поведінку розрахункової моделі при різних впливах з точки зору статички.

Дослідження полягає у визначенні лінійних переміщень та напружень, що виникають в шпинделі.

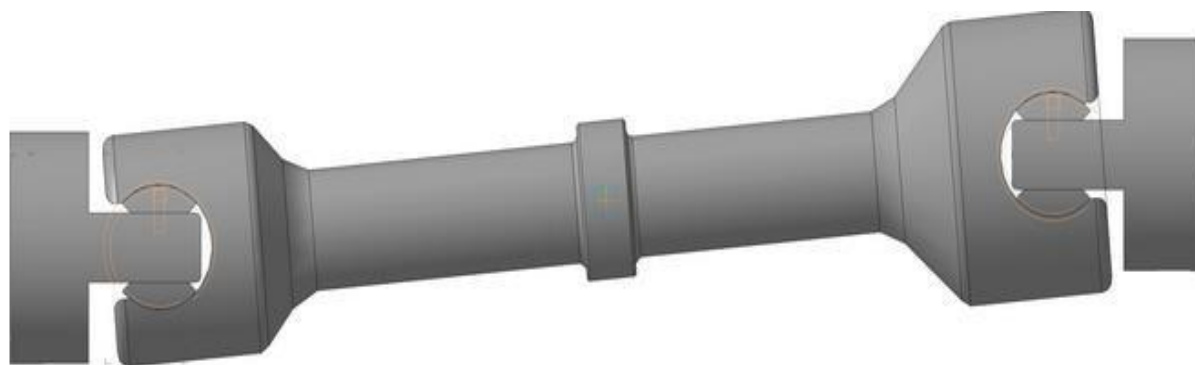


Рисунок 3.1 Модель універсального шпинделя

Таблиця 3.1 Властивості матеріалу, навантаження та характеристики досліджуваного шпинделя

Найменування	Характеристика
Назва матеріалу	Сталь
Межа плинності [МПа]	235
Модуль пружності номінальний [МПа]	200000
Коефіцієнт Пуассона	0.3
Щільність [кг/м ³]	7800
Температурний коефіцієнт лінійного розширення [1/С]	0.000012
Теплопровідність [Вт/(м*С)]	55
Межа міцності на стиск [МПа]	410
Межа витривалості при розтягненні [МПа]	209
Межа витривалості при зкручуванні [МПа]	139

Таблиця 3.2 Характеристика побудови сітки моделі

Найменування	Характеристика
Максимальна довжина сторони елемента [мм]	50
Максимальний коефіцієнт згущення на поверхні	1
Коефіцієнт розрідження обсягом	1.5
Кількість кінцевих елементів	16301
Кількість вузлів	5066

Для визначення напружень та небезпечних перерізів, проводять статичний розрахунок.

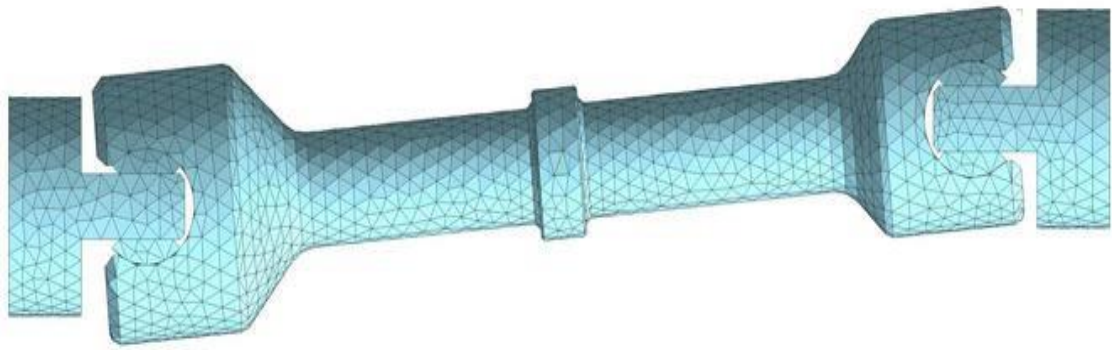


Рисунок 3.2 Об'ємна твердотільна модель сіткового поділу шпинделя

В результаті статичних розрахунків отримали значення напружень, що відображені на епюрі (рис. 3.3).

Числові значення напружень в межах максимальних та мінімальних показників представлені в табл. 3.3.

Таблиця 3.3 Напруження в межах максимальних та мінімальних показників

Найменування	Тип	Мін	Макс
Еквівалентне напруження по Мизесу	SVM [МПа]	0	0.957

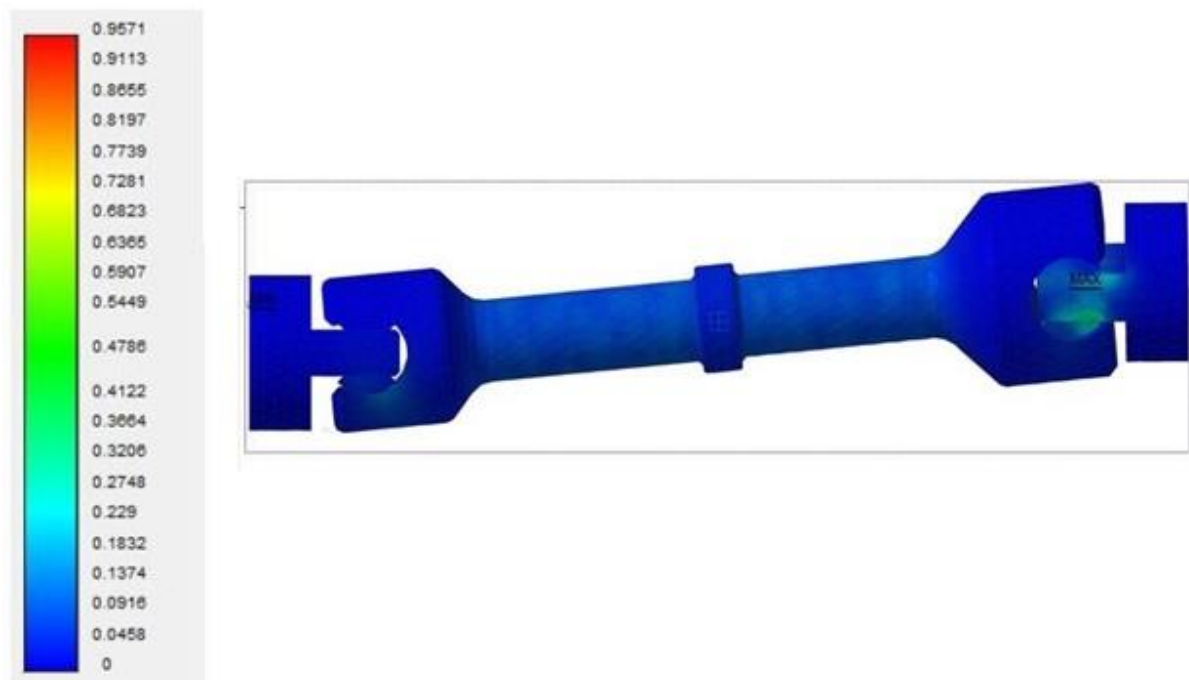


Рисунок 3.3 Епюрі розподілу напружень моделі універсального шпинделя

Таблиця 3.4 Переміщення в межах максимальних та мінімальних показників

Найменування	Тип	Мін	Макс
Сумарне лінійне переміщення	USUM [мм]	0	0.0064



Рисунок 3.4 Епюри розподілу переміщень моделі універсального шпинделя

Таблиця 3.5 Запас міцності за плинністю в межах максимальних та мінімальних показників

Найменування	Тип	Мін	Макс
Коефіцієнт запасу за плинністю	-	24.6	100

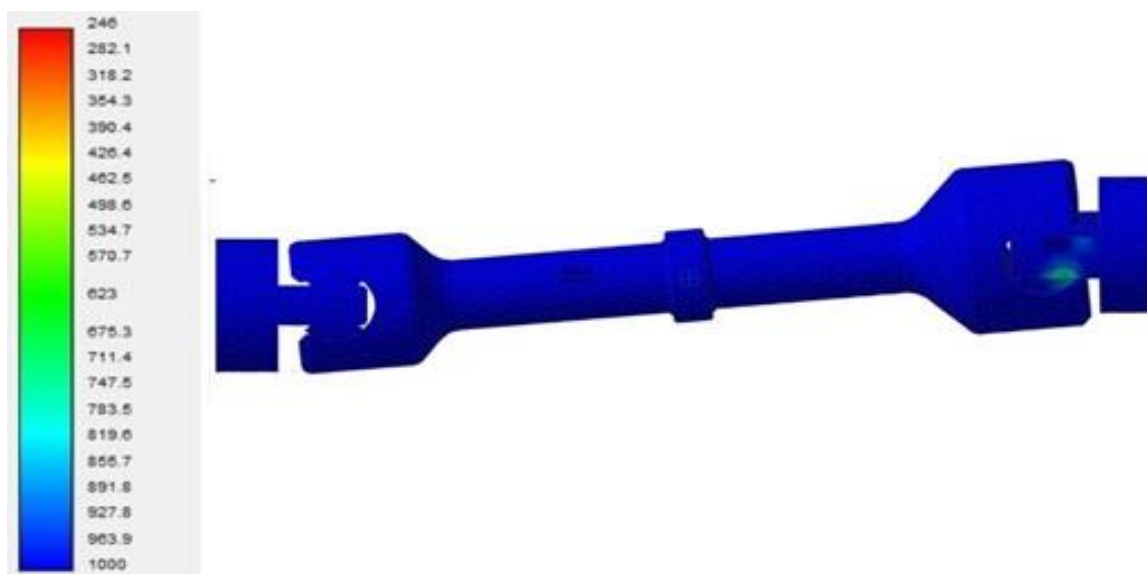


Рисунок 3.5 Епюри запасу за текучістю моделі універсального шпинделя

Таблиця 3.6 Запас за міцністю в межах максимальних та мінімальних показників

Найменування	Тип	Мін	Макс
Коефіцієнт запасу за міцністю	-	42.9	100

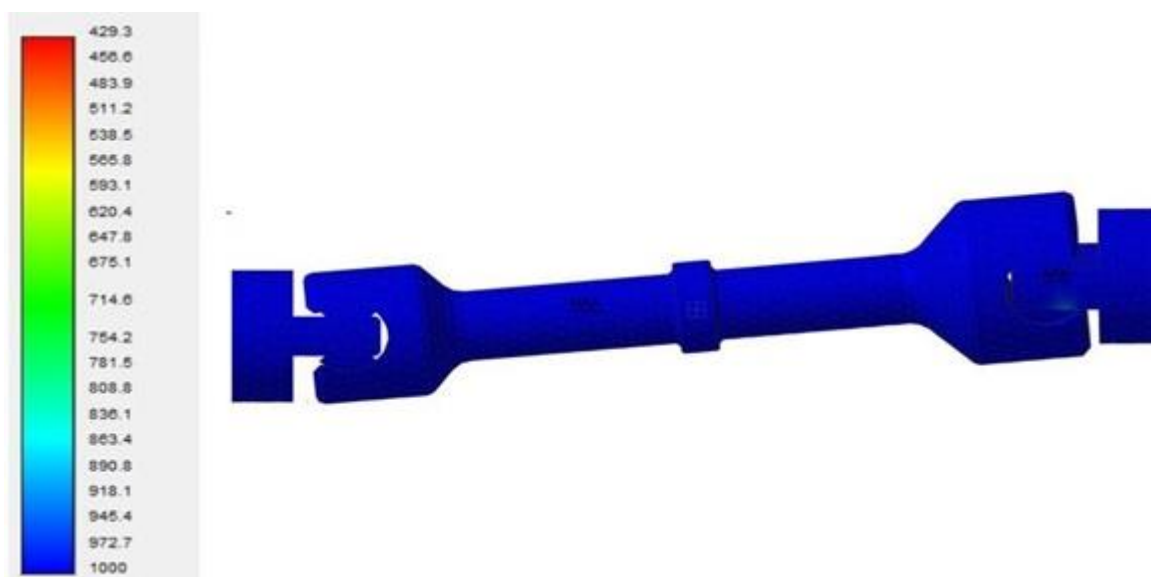
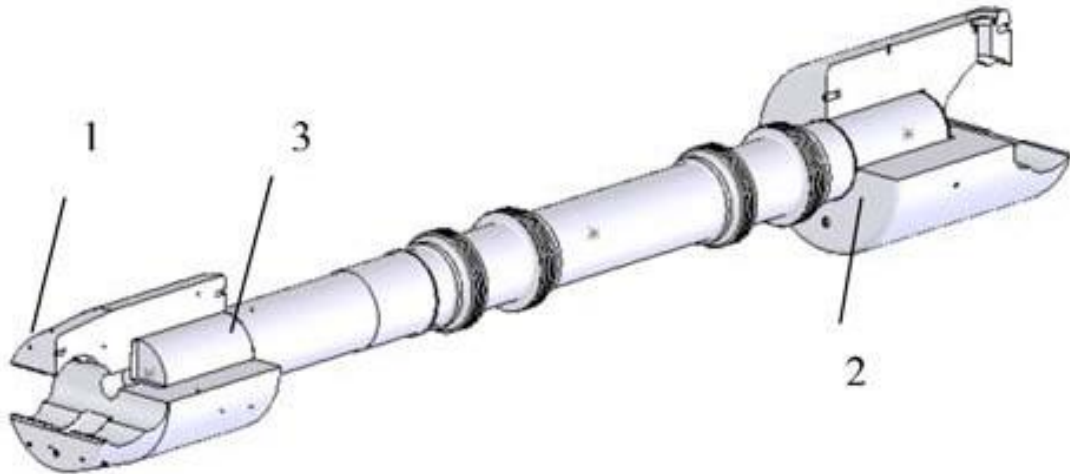


Рисунок 3.6 Епюри запасу за міцністю моделі універсального шпинделя

3.2 Дослідження універсального шпинделя збірної конструкції

Універсальні шпинделі обтискних прокатних станів після відпрацювання номінального ресурсу мають об'ємний знос по робочих поверхнях до 0,5 % загальної маси. Вибраковка шпинделів на переробку у вторинну сировину в більшості випадків, не доцільна, оскільки стан їх такий, що дозволяє розглядати питання їх повторного використання.

В роботі пропонується відновлювання універсальних шпинделів шляхом виготовлення збірної конструкції зі шпинделя з відпрацьованим ресурсом з використанням термічного нагрівання. Такий підхід дозволяє збільшити ресурс при складанні деталей шпинделя з термічним нагріванням з урахуванням необхідних критеріїв міцності.



1- головка, 2 – хвостовик, 3 – вал шпинделя

Рисунок. 3.7 . Загальна схема складеного універсального шпинделя головної лінії прокатного стану

При розгляді конструкції шпинделя в суцільному виконанні, залежно від виду та форми дефекту на головці (або головках) шпинделя, виріб може бути використаний повторно як деталь «вала шпинделя». Після додаткової обробки вал шпинделя використовується для аналогічного виробу при виконанні конструкції в збірному варіанті. У подальшому виконується комплекс операцій зі збирання валу шпинделя з знову виготовленими головками.

Основні положення маршрутної технології відновлення суцільного шпинделя в збірний варіант проводиться за наступними етапами. Відновлення валу шпинделя проводиться шляхом зрізання ушкоджених головок з подальшим торцюванням та проточкою у розмір з встановленими допусками. Головки шпинделя виконуються з нових поковок з внутрішнім отвором, що відповідає посадковій поверхні шпинделя. Складання шпинделя проводиться шляхом нагрівання головок шпинделя до температури 300 °С з подальшим центруванням і напресуванням лівої та, відповідно, правої головок на вал шпинделя. В процесі охолодження складеного шпинделя забезпечується з'єднання деталей з натягом.

Для надійного з'єднання вала шпинделя з головками проводимо розрахунок з'єднань з натягом

Натягом називають позитивну різницю розміру валу d_B і отвору d_o до збірки [6]:

$$N = d_B - d_o > 0 \quad (3.1)$$

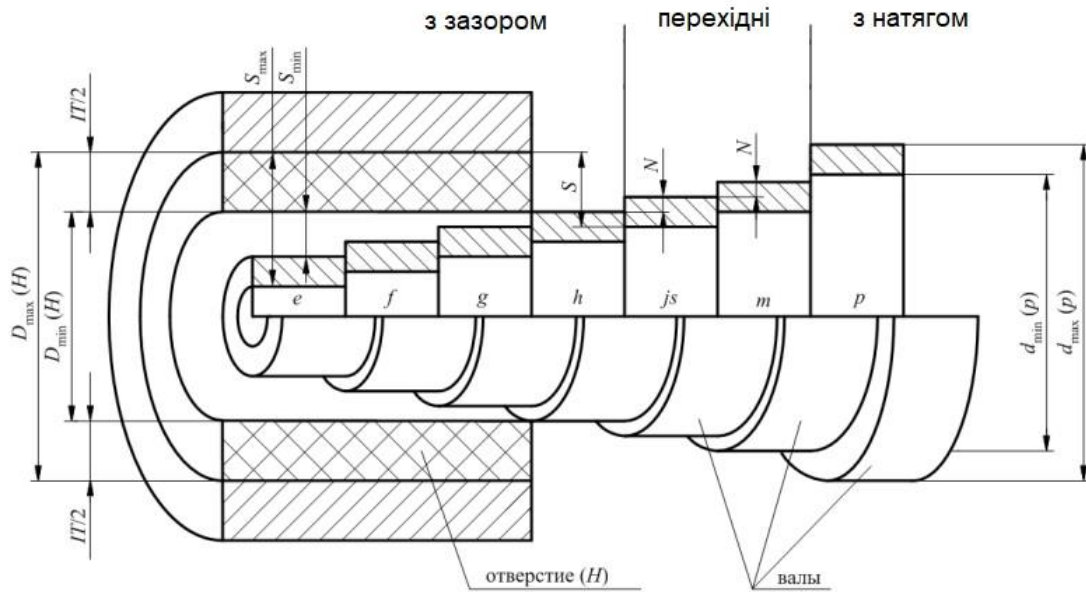


Рис. 3.8. Схема в системі отвір найбільш поширених посадок

При розрахунку посадок з гарантованим натягом тиск p на поверхні, що сполучаються має бути таким, щоб сили тертя виявилися більшими зовнішніх навантажень і забезпечили нерухомість з'єднуючих деталей після прикладення зовнішніх зусиль. Нерухомість з'єднання при навантаженні з'єднання осьовою силою і обертовим моментом забезпечується за рахунок сил тертя F_f за умови, що

$$F_f \geq f \sqrt{\left(10^3 \cdot \frac{2T}{D}\right)^2 + F_a^2} \quad (3.2)$$

де f - коефіцієнт зчеплення; T - крутний момент, Нм; d - діаметр посадочної поверхні, мм; F_a - осьова сила, Н.

При розрахунках з'єднань сталевих і чавунних деталей коефіцієнт

зчеплення приймають: при збірці з запресовкою $f = 0,08$ і при складанні з нагріванням, що охоплює деталі, $f = 0,14$. Якщо одна з деталей, що з'єднуються сталева або чавунна, а інша - латунна або бронзова, то рекомендується приймати $f = 0,05$. [12]

Розрахунковий натяг циліндричного з'єднання N пов'язаний з посадковим тиском p наступної залежністю, яка витікає з формули Ляме, висновок якої наведено в курсі опору матеріалів:

$$N = pd \left(\frac{l_1}{E_1} + \frac{l_2}{E_2} \right), \quad (3.3)$$

$$E_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2} - \mu_1 \quad E_2 = \frac{1 + \left(\frac{d_2}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_2}{d}\right)^2} - \mu_2, \quad (3.4)$$

де d - посадковий діаметр; d_1 - діаметр отвору охоплюємої деталі (для вала суцільного перетину $d_1 = 0$); d_2 - зовнішній діаметр деталі, що охоплює; E_1 і E_2 - модулі пружності матеріалів деталей; μ_1, μ_2 - коефіцієнти Пуассона матеріалів що охоплюється і охоплюємої деталей (для сталі $\mu_1 \approx 0,3$, для чавуну $\mu_1 \approx 0,25$, для бронзи $\mu_1 \approx 0,35$). [6]

При складанні з'єднання нерівності контактних поверхонь деталей зрізаються і згладжуються; для компенсації цього дійсний натяг з'єднання N_d повинен бути більше розрахункового натягу N . Залежність між N_d і N_p визначається формулою

$$N_d = N_p + 1,2(R_{z1} + R_{z2}), \quad (3.5)$$

де R_{z1} і R_{z2} - висоти нерівностей профілів по десяти точках поверхонь, що сполучаються, що приймаються згідно з ГОСТ 2789-73. За величиною N_d підбирають відповідну стандартну посадку, у якій для надійності з'єднання найменший натяг N_{min} має дорівнювати N_d або дуже близький до нього. [6]

Пресове з'єднання можуть бути отримані трьома способами:

- запресовкою, найпростіший і високопродуктивний спосіб, що забезпечує зручний контроль вимірювання сили запресовки, але пов'язаний

з безпекою пошкодження поверхонь і утрудненню є застосування покриттів;

- нагріванням деталі, що охоплює до температури нижче температури відпустки - спосіб, забезпечує підвищення міцності зчеплення більш ніж в 1,5 рази в порівнянні з запресовкою, так як при запресовуванні нерівності на контактних поверхнях деталей частково зрізаються і згладжуються, що призводить до ослаблення міцності з'єднання. Даний метод особливо ефективний при великих довжинах деталей, що з'єднуються;

- охолодженням охоплюється деталі - спосіб, переважно застосовується для невеликих деталей, наприклад втулок, в масивні корпусу деталей, при цьому забезпечується найбільша міцність зчеплення.

Розрахунок з'єднання включає визначення необхідного натягу для забезпечення міцності зчеплення і перевірку міцності деталей, що з'єднуються.

Нагрівання деталі, що охоплює проводиться в залежності від необхідної температури гарячим маслом, в електричній або газовій печі. Охолодження охоплює деталі роблять рідким повітрям або сухим льодом.

Методика розрахунку з'єднань з натягом по надійності

Актуальність розрахунку надійності цих з'єднань викликається великим розсіюванням [6]:

1) натягів, утворених як різниця двох великих близьких розмірів - діаметрів валу і отвору;

2) коефіцієнтів тертя, що залежать від багатьох факторів - стану поверхні, оксидних плівок, випадкового попадання масла;

3) зовнішніх навантажень.

Граничний по міцності зчеплення момент, (H^*m):

$$T_{lim} = 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot \pi \cdot d^2 \cdot l \cdot p \cdot \frac{f}{k}, \quad (3.6)$$

де d - діаметр з'єднання, мм;

l - довжина з'єднання, мм;

p - тиск на посадочних поверхнях, МПа;

f - коефіцієнт тертя;

$\kappa = 1,5$ - коефіцієнт, що враховує можливість зменшення сил зчеплення з часом (від місцевого зминання і часткового зняття сил тертя).

Середній тиск на посадочних поверхнях:

$$\bar{p} = \frac{(N - U) \cdot E \cdot 10^{-3}}{d \cdot (1 + \psi)}, \quad (3.7)$$

де N - натяг, мкМ;

U - поправка на обминання посадочних поверхонь, мкМ;

E - модуль пружності, МПа;

ψ - коефіцієнт поперечного стиску;

Поправка на обминання посадкових поверхонь залежить від висоти їх мікронерівностей:

$$U = 1,2 \cdot (R_{z1} + R_{z2}), \quad (3.8)$$

де R_{z1} і R_{z2} - висота мікронерівностей валу і отвору, мкМ.

Безрозмірний коефіцієнт, враховуючий співвідношення діаметрів валу та зовнішній діаметр маточини:

$$\psi = \frac{1 + \left(\frac{d}{D}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2}, \quad (3.9)$$

де D - зовнішній діаметр ступиці, мм.

Коефіцієнт варіації граничного моменту:

$$\mathcal{V}_{lim} = \sqrt{\mathcal{V}_p^2 + \mathcal{V}_f^2}, \quad (3.10)$$

де \mathcal{V}_p^2 - коефіцієнт варіації тиску;

\mathcal{V}_f^2 - коефіцієнт варіації коефіцієнта тертя.

Середнє значення тиску \bar{p} обчислюють за вищенаведеною формулою для p , в яку підставляють середнє значення натягу \bar{N} .

Коефіцієнт варіації тиску

$$\mathcal{V}_p = \frac{S_N}{\bar{N}-U} = \mathcal{V}_N \cdot \frac{1}{1-U/\bar{N}}, \quad (3.11)$$

де S_N - середньоквадратичне відхилення натягу;

\mathcal{V}_N - коефіцієнт варіації натягу.

Середнє значення натягу

$$\bar{N} = \bar{e} - \bar{E} = ei + 0,5 \cdot (t_e - t_E) \quad (3.12)$$

де \bar{e} - середнє значення відхилення вала;

\bar{E} - середнє значення відхилення отвору;

ei - нижнє відхилення діаметра вала;

t_e - табличне значення допуску діаметра вала;

t_E - табличне значення допуску діаметра отвору.

Середнє квадратичне відхилення натягу

$$S_N = \frac{1}{6} \cdot \sqrt{t_e^2 + t_E^2} \quad (3.13)$$

Коефіцієнт варіації натягу

$$\mathcal{V}_N = \frac{S_N}{\bar{N}} \quad (3.14)$$

При виготовленні валу і отвору за однаковими квалітетами точності

$$t_e = t_E = t \quad (3.15)$$

де t - допуск з'єднання.

Звідси середнє значення натягу

$$\bar{N} = ei + 0,5(t_e - t_E) \quad (3.16)$$

Коефіцієнт варіації натягу

$$\mathcal{V}_N = \frac{\sqrt{2} \cdot t}{6 \cdot ei} = 0,236 \cdot \frac{t}{ei} \quad (3.17)$$

Розглянемо загальну задачу оцінки надійності з'єднання з натягом під дією моменту із середнім значенням \bar{T} і коефіцієнтом варіації \mathcal{V}_T .

1) Імовірність з P_c безвідмовної роботи з'єднання за критерієм міцності зчеплення визначається по таблиці в залежності від квантіля:

$$U_p = - \frac{\bar{n}_c - 1}{\sqrt{\bar{n}_c^2 \cdot \mathcal{V}_{lim}^2 \cdot \mathcal{V}_T^2}}, \quad (3.18)$$

де \bar{n}_c - коефіцієнт запасу міцності зчеплення з середнім значенням моментів.

$$\bar{n}_c = \frac{\overline{T_{lim}}}{\bar{T}}, \quad (3.19)$$

де $\overline{T_{lim}}$ - середнє значення граничного моменту;

\bar{T} - середнє значення моменту навантаження.

Умова міцності запишеться

$$G_{\text{ЭКВ}} < G_{t_2}, \quad (3.20)$$

де $G_{\text{ЭКВ}}$ - найбільша еквівалентне напруження;

G_{t_2} - межа плинності матеріалу деталі, що охоплює.

Середнє значення еквівалентного напруги

$$\overline{G_{\text{ЭКВ}}} = \frac{2 \cdot \bar{p}}{1 - (d/D)^2}. \quad (3.21)$$

Коефіцієнт варіації $\mathcal{V}_{\text{ЭКВ}}$ напруги $G_{\text{ЭКВ}}$ рівний коефіцієнту варіації \mathcal{V}_p тиску на посадочній поверхні з'єднання p

$$\mathcal{V}_{\text{ЭКВ}} = \mathcal{V}_p. \quad (3.22)$$

Імовірність безвідмовної роботи P_n за критерієм міцності деталей визначаємо в залежності від квантиля

$$U_p = - \frac{\bar{n}_n - 1}{\sqrt{\bar{n}_n^2 \cdot \mathcal{V}_t^2 \cdot \mathcal{V}_{\text{ЭКВ}}^2}}, \quad (3.23)$$

де \bar{n}_n - коефіцієнт запасу міцності по середнім значенням межі плинності і еквівалентної напруги; \mathcal{V}_t - коефіцієнт варіації межі плинності.

Коефіцієнт запасу міцності:

$$\bar{n}_n = \frac{\overline{G_{t_2}}}{\overline{G_{\text{ЭКВ}}}}. \quad (3.24)$$

В цілому надійність пресове з'єднання визначаємо відповідно до квантиля (табл. 8 додаток [6]).

Таблиця 3.8 Рекомендовані посадки із натягом

Випадки використання	Вал	Отвір		
		H6	H7	H8
Тонкостінні деталі, невеликі навантаження, втулки ковзання.	<i>p</i>		6	
Без додаткового кріплення (кінці валів) за невеликих навантажень. Вінці зубчастих та черв'ячних коліс з додатковим кріпленням.	<i>r</i>		6	
Середні та ударні навантаження. Без додаткових кріплень. Блоки коліс із шпонкою.	<i>s</i>		6	7
Важкі та ударні навантаження. Ступиці коліс із зубчастим обідком.	<i>u</i>		7	7
Найбільші гарантовані натяги. Знакозмінні режими за наявності ударів та вібрацій. Пружнопластичні деформації при складання.	<i>xz</i>			8 8

Таблиця 3.9 Результати розрахунку

Позначення посадки	Мін. натяг [мкм]	Макс. натяг [мкм]	Мін. сила запресовки [Н]	Макс. сила запресовки [Н]
H3/s6	177.0000	226.0000	802367.1246	1.798e+006
H4/s6	172.0000	226.0000	700801.6658	1.798e+006
H4/s7	172.0000	247.0000	700801.6658	2.224e+006
H5/s6	165.0000	226.0000	558610.0234	1.798e+006
H5/s7	165.0000	247.0000	558610.0234	2.224e+006
H5/s8	165.0000	279.0000	558610.0234	2.874e+006
H6/s6	154.0000	226.0000	335166.0141	1.798e+006
H6/s7	154.0000	247.0000	335166.0141	2.224e+006
H6/s8	154.0000	279.0000	335166.0141	2.874e+006

Позначен ня посадки	Мін. натяг [мкм]	Макс. натяг [мкм]	Мін. сила запресовки [Н]	Макс. сила запресовки [Н]
H6/s9	154.0000	330.0000	335166.0141	3.91e+006
H3/t6	255.0000	304.0000	2.387e+006	3.382e+006
H4/t6	250.0000	304.0000	2.285e+006	3.382e+006
H4/t7	250.0000	325.0000	2.285e+006	3.809e+006
H5/t6	243.0000	304.0000	2.143e+006	3.382e+006
H5/t7	243.0000	325.0000	2.143e+006	3.809e+006
H5/t8	243.0000	357.0000	2.143e+006	4.459e+006
H6/t6	232.0000	304.0000	1.92e+006	3.382e+006
H6/t7	232.0000	325.0000	1.92e+006	3.809e+006
H6/t8	232.0000	357.0000	1.92e+006	4.459e+006
H6/t9	232.0000	408.0000	1.92e+006	5.495e+006
H7/t6	211.0000	304.0000	1.493e+006	3.382e+006
H7/t7	211.0000	325.0000	1.493e+006	3.809e+006
H7/t8	211.0000	357.0000	1.493e+006	4.459e+006
H7/t9	211.0000	408.0000	1.493e+006	5.495e+006
H7/t10	211.0000	498.0000	1.493e+006	7.323e+006
H8/t6	179.0000	304.0000	842993.3081	3.382e+006
H8/t7	179.0000	325.0000	842993.3081	3.809e+006
H8/t8	179.0000	357.0000	842993.3081	4.459e+006
H8/t9	179.0000	408.0000	842993.3081	5.495e+006
H8/t10	179.0000	498.0000	842993.3081	7.323e+006
H3/u6	377.0000	426.0000	4.865e+006	5.86e+006
H4/u6	372.0000	426.0000	4.763e+006	5.86e+006
H4/u7	372.0000	447.0000	4.763e+006	6.287e+006
H5/u6	365.0000	426.0000	4.621e+006	5.86e+006
H5/u7	365.0000	447.0000	4.621e+006	6.287e+006

Позначення посадки	Мін. натяг [мкм]	Макс. натяг [мкм]	Мін. сила запресовки [Н]	Макс. сила запресовки [Н]
H5/u8	365.0000	479.0000	4.621e+006	6.937e+006
H6/u6	354.0000	426.0000	4.398e+006	5.86e+006
H6/u7	354.0000	447.0000	4.398e+006	6.287e+006
H6/u8	354.0000	479.0000	4.398e+006	6.937e+006
H6/u9	354.0000	530.0000	4.398e+006	7.973e+006
H7/u6	333.0000	426.0000	3.971e+006	5.86e+006
H7/u7	333.0000	447.0000	3.971e+006	6.287e+006
H7/u8	333.0000	479.0000	3.971e+006	6.937e+006
H7/u9	333.0000	530.0000	3.971e+006	7.973e+006
H8/u6	301.0000	426.0000	3.321e+006	5.86e+006
H8/u7	301.0000	447.0000	3.321e+006	6.287e+006
H8/u8	301.0000	479.0000	3.321e+006	6.937e+006
H8/u9	301.0000	530.0000	3.321e+006	7.973e+006
H9/u6	250.0000	426.0000	2.285e+006	5.86e+006
H9/u7	250.0000	447.0000	2.285e+006	6.287e+006
H9/u8	250.0000	479.0000	2.285e+006	6.937e+006
H9/u9	250.0000	530.0000	2.285e+006	7.973e+006
H10/u7	160.0000	447.0000	457044.5646	6.287e+006
H10/u8	160.0000	479.0000	457044.5646	6.937e+006
H10/u9	160.0000	530.0000	457044.5646	7.973e+006
H3/v6	462.0000	511.0000	6.592e+006	7.587e+006
H4/v6	457.0000	511.0000	6.49e+006	7.587e+006
H4/v7	457.0000	532.0000	6.49e+006	8.014e+006
H5/v6	450.0000	511.0000	6.348e+006	7.587e+006
H5/v7	450.0000	532.0000	6.348e+006	8.014e+006
H6/v6	439.0000	511.0000	6.124e+006	7.587e+006

Позначення посадки	Мін. натяг [мкм]	Макс. натяг [мкм]	Мін. сила запресовки [Н]	Макс. сила запресовки [Н]
H6/v7	439.0000	532.0000	6.124e+006	8.014e+006
H7/v6	418.0000	511.0000	5.698e+006	7.587e+006
H7/v7	418.0000	532.0000	5.698e+006	8.014e+006
H8/v6	386.0000	511.0000	5.048e+006	7.587e+006
H8/v7	386.0000	532.0000	5.048e+006	8.014e+006
H9/v6	335.0000	511.0000	4.012e+006	7.587e+006

Посадки виділені в Таблиці 3.9 доцільно використовувати.

Проведемо регресійний аналіз та побудову регресійного рівняння залежності зусилля запресовки від посадки, за даними наведеними в таблицях 3.8 та 3.9.

В основі обробки результатів дослідження за методом чорної скриньки покладено метод найменших квадратів. В регресійному аналізі зазвичай використовують лінійну багатомірну залежність вихідної величини від вхідних факторів:

$$y = a_0 + a_1 x_1 + a_2 x_2 + \dots + a_n x_k,$$

де $a_0, a_1, a_2, \dots, a_k$ - коефіцієнти, що визначають вплив кожного із факторів на вихідну величину.

Для побудови регресійного рівняння використаєм програму Microsoft Excel.

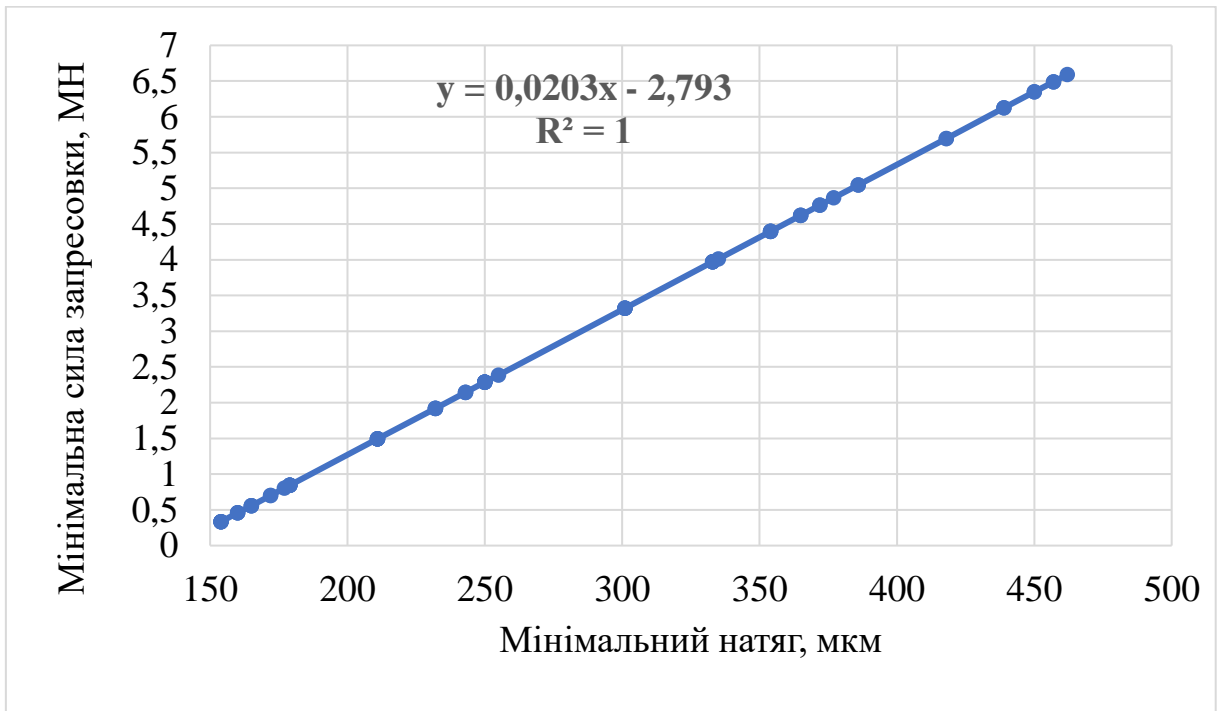


Рисунок 3.10 Залежність мінімальної сили заpresовки [МН] від натягу [мкм]

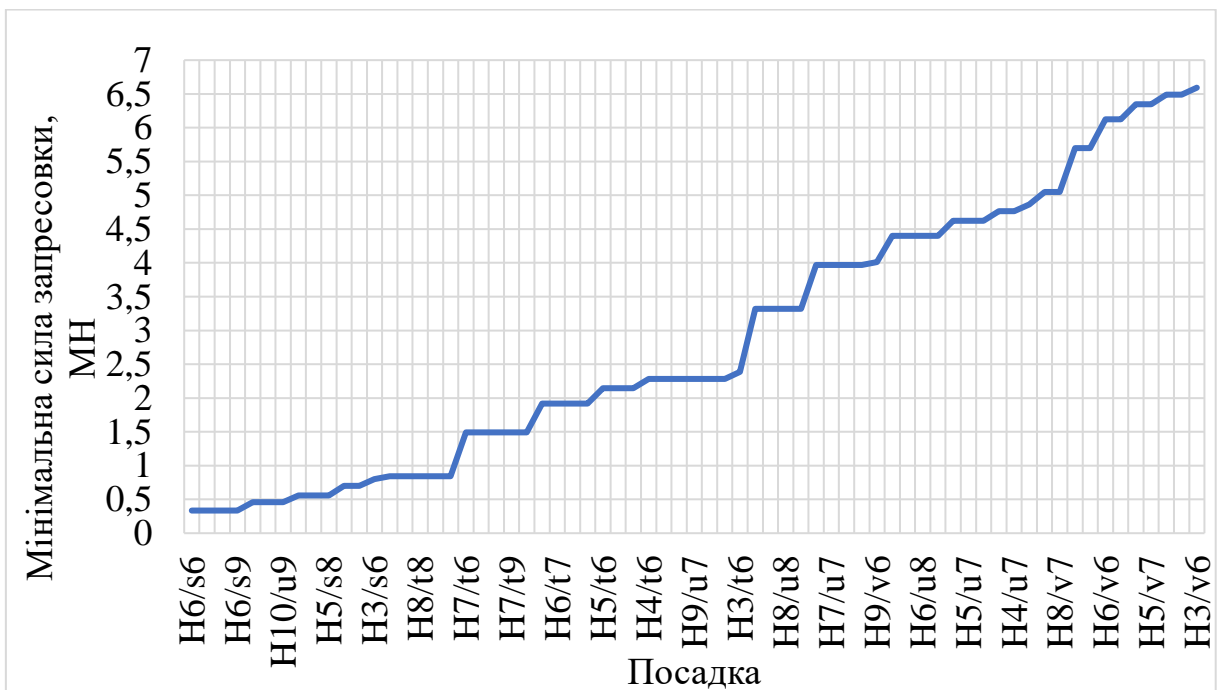


Рисунок 3.11 Залежність мінімальної сили заpresовки [МН] від посадки

Отримане рівняння регресії залежності мінімальної сили заpresовки від натягу мінімальне відхилення від фактичних даних. Тобто модель регресії адекватна.

Для з'єднання деталей з натягом шляхом нагрівання охоплюючої деталі необхідно встановити температуру нагріву. Нагріву буде піддаватись головка шпинделя. Матеріал головки шпинделя – Сталь 34ХНЗ.

При складанні циліндричного з'єднання з нагріванням охоплюючої деталі необхідна різниця температур Δt деталей, що з'єднуються визначається за формулою

$$\Delta t = \frac{N + z_0}{\alpha * d}, \quad (3.25)$$

де N_{max} - найбільший натяг обраної для з'єднання посадки; z_0 - зазор, необхідний для складання з'єднання, що приймається зазвичай рівним найменшому зазору посадки руху ($z=0,01$ мм при $d=30...80$ мм; $z=0,015$ мм при $d=80...180$ мм; $z=0,02$ мм при $d=180...400$ мм; $z=0,025$ мм при $d=400...600$ мм); α - коефіцієнт лінійного розширення деталі що нагрівається, приймається для сталі $\alpha = 12 \cdot 10^{-6}$, для чавуну $\alpha = 10,5 \cdot 10^{-6}$, для олов'яних бронз $\alpha = 17 \cdot 10^{-6}$, для латуні $\alpha = 18 \cdot 10^{-6}$, для алюмінієвих сплавів $\alpha = 23 \cdot 10^{-6}$; d - номінальний посадочний діаметр.

Різниця розмірів валу та отвору до складання, якщо розмір валу більший за розмір отвору, називається натягом N , який визначається за формулою:

$$N = d - D,$$

$$N_{max} = d_{max} - D_{min} \text{ або } N_{max} = es - EI,$$

$$N_{min} = d_{min} - D_{max} \text{ або } N_{min} = ei - ES,$$

де N_{max} , N_{min} – максимальний та мінімальний натяг, відповідно;

ES , es – відповідно, верхнє відхилення отвору та валу:

$$ES = D_{max} - D; es = d_{max} - d,$$

EI , ei – відповідно, нижнє відхилення отвору та валу:

$$EI = D_{min} - D; ei = d_{min} - d.$$

d – діаметр вала;

D – діаметр отвору.

Таким чином, $N_{max} = es - EI = 0,447 - 0 = 0,447$ мм (447мкм).

$$\Delta t = \frac{N + z_0}{\alpha \cdot d} = \frac{0,447 + 0,025}{12 \cdot 10^{-6} \cdot 530} = 153^\circ\text{C},$$

$$T_{гш} = T_{ш} + \Delta t = 30^\circ\text{C} + 153^\circ\text{C} = 183^\circ\text{C},$$

де $T_{гш}$ – температура нагрівання головки шпинделя, $T_{ш}$ – температура валу шпинделя.

У зв'язку з можливим охолодженням головки шпинделя при транспортуванні до місця складання з валом шпинделя необхідно збільшити температуру до 300°C

Розрахунок збірної конструкції універсального шпинделя з'єданого з натягом по надійності.

Середнє значення натягу розрахуємо відповідно до формули (3.12):

$$\bar{N} = 390 \text{ мкм.}$$

Коефіцієнт варіації натягу:

$$v_N = \frac{\sqrt{2} \cdot t}{6 \cdot e_i} = 0,236 \cdot t / e_i = 0,236 \cdot 63 / 333 = 0,045.$$

Поправка на обминання посадкових поверхонь залежить від висоти їх мікронерівностей:

$$U = 1,2 \cdot (R_{z1} + R_{z2}) = 1,2 \cdot (12,5 + 12,5) = 30 \text{ мкм.}$$

Безрозмірний коефіцієнт:

$$\psi = \frac{1 + \left(\frac{d}{D}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2} = \frac{1 + \left(\frac{530}{1030}\right)^2}{1 - \left(\frac{530}{1030}\right)^2} = 3,12.$$

Середній тиск на посадочних поверхнях:

$$p = \frac{(N - U) \cdot E \cdot 10^{-3}}{d(1 + \psi)} = \frac{(390 - 30) \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 10^{-3}}{530(1 + 3,12)} = 34,62 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт варіації тиску на посадочних поверхнях:

$$v_p = \frac{S_N}{N - U} = v_N \frac{1}{1 - U/N} = 0,045 \frac{1}{1 - 30/390} = 0,049.$$

Граничний по міцності зчеплення момент:

$$\bar{T}_{\text{lim}} = 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot \pi \cdot d^2 \cdot l \cdot p \cdot \frac{f}{k} = 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot 3,14 \cdot 530^2 \cdot 710 \cdot 34,62 \cdot \frac{0,5}{1,5} = 3613,4 \text{кН} \cdot \text{м}$$

Коефіцієнт варіації граничного моменту:

$$v_{\text{lim}} = \sqrt{v_p^2 + v_f^2} = \sqrt{0,049^2 + 0,1^2} = 0,111.$$

Коефіцієнт запасу міцності зчеплення з середнім значенням моментів:

$$\bar{n}_c = \frac{\bar{T}_{\text{lim}}}{T} = \frac{3613,4}{2100} = 1,72.$$

Квантиль нормированого нормального розподілу:

$$U_p = -\frac{\bar{n}_c - 1}{\sqrt{\bar{n}_c^2 \cdot v_{\text{lim}}^2 \cdot v_T^2}} = -\frac{1,72 - 1}{\sqrt{1,72^2 \cdot 0,111^2 \cdot 0,12^2}} = -2,726.$$

Імовірність безвідмовної роботи:

$$P_C = 0,9968.$$

Таким чином, з'єднання головки шпинделя з валом, що здійснюється з посадкою натягом та попереднім нагрівом охоплюючої деталі, показують досить високу надійність такого з'єднання. Тому варіант збірної конструкції універсального шпинделя відповідає нормам надійності.

4. Охорона праці та техногенна безпека

4.1. Характеристика потенційних небезпечних та шкідливих виробничих факторів

Прокатне виробництво характеризується складністю і різноманітністю механічного обладнання. У зв'язку з цим виробничий процес має небезпечні фізичні фактори: рушійні елементи електрообладнання (зубчастих, ремінних або ланцюгових передач, обладнання що обертається і переміщується, регулюючого інструменту і т. д.), або обумовлюється можливістю ураження електричним струмом, впливом електромагнітних, лазерних, ультрафіолетових і інфрачервоних випромінювань, шуму, пилу, вібрації, ультразвуку, шкідливих газів, високої температури. Підвищенню безпеки технологічних процесів сприяють гігієнічні умови праці у виробничих приміщеннях: раціональне освітлення робочих місць, інтер'єрів і проходів, шумовий клімат, мікроклімат, загазованість та запиленість повітряного середовища, наявність виробничих випромінювань та інших факторів. У зв'язку з цим рівень небезпечних і шкідливих виробничих факторів на робочих місцях не повинен перевищувати допустимих значень. Ступінь механізації і автоматизації виробничих процесів шляхом встановлення відношення числа робітників, зайнятих обслуговуванням машин і механізмів, до загального облікового числа робітників, а так само числа робітників, обслуговуючих автоматизовані системи, пристрої, до загального числа робітників на виробництві (цеху, дільниці). Досить повне уявлення про рівень механізації можна отримати шляхом визначення відношення затрат (чол.г) механізованого та ручної праці за формулою:

$$V = M / (M + R) \cdot 100\%, \quad (4.1)$$

де V - рівень механізації праці, %;

M - сума чол.г механізованої праці;

R - сума чол.г ручної праці.

Визначимо рівень механізації механослужби ділянки з ремонту механообладнання обтискного прокатного стана прокатного цеху ПАТ “Дніпроспецсталь”. Дані розрахунків зводимо в таблицю 4.1.

Таблиця 4.1 – Розрахунок рівня механізації

№ п/п	Професія робочих	Штат робітників	Кількість відпрацьованих чол.г на добу			% механізованої праці
			вручну	За допомогою машин	всього	
1	Слюсар-ремонтник	6	4·6=24	4·6=24	48	50
2	Електрозварювальник	1	6·1=6	2·1=2	8	25
3	Токар верстатник	1	2·1=2	6·1=6	8	75
5	Машиніст крана	4	4·4=16	4·4=16	32	50
4	Разом	8	48	48	96	50

Підставивши числові значення у формулу (4.1), отримаємо:

$$B=48/(48+48) \cdot 100\% = 50\%.$$

Як видно з таблиці 5.1 на ділянці переважає змішаний працю (рівень механізації 30 - 60%).

4.2 Аналіз потенційно небезпечних і шкідливих факторів виробничого середовища

Розглянемо карту умов праці оператора поста керування обтискної кліті стану «Блюмінг» (таблиця 4.2).

Гігієнічна оцінка умов праці:-умови та характер праці відносяться до 3-го класу третього ступеня.

Оцінка технічного та організаційного рівня відповідає технологічному регламенту і проекту організації праці на робочому місці.

Робоче місце оператора має в наявності: 4 факторів 1-го ступеня, 2 фактор 2-го ступеня, 1 фактора 3-го ступеня. За показниками робоче місце слід вважати із шкідливими і важкими умовами праці, що відповідає показникам списку № 1.

Відповідно до списку № 1 пенсійний вік за пільговими умовами праці становить 50 років, надається додаткова щорічна відпустка в кількості 14 днів, видаються талони на отримання молока, виробляється доплата 12% згідно колективного договору.

Таблиця 4.2 Оцінка факторів виробничого і трудового процесів оператора поста керування обтискної кліті

№ п/п	Фактори виробничого середовища і трудового процесу	Нормативне значення	Фактичне значення	3-й клас - шкідливі і небезпечні умови і характер праці			Час дії, %
				1 ступінь	2 ступінь	3 ступінь	
1	2	3	4	5	6	7	8
1	Шкідливі хім. речовини, мг/м ³ 1 клас безпеки Ангідрид хромовий	0,01	0,012	1,2			92,3
	2 клас безпеки Марганця оксиди	0,3	0,39	1,3			91,3
	3,4 клас безпеки Масла мінеральні нафтові	5,0	9,0	1,8			92,3
2	Пил преімуцест-вено фіброгенної дії, мг/м ³						

№ п/ п	Фактори виробничого середовища і трудового процесу	Нормативне значення	Фактичне значення	3-й клас - шкідливі і небезпечні умови і характер праці			Час дії, %
				1 ступінь	2 ступінь	3 ступінь	
1	2	3	4	5	6	7	8
	Діоксид кремнію - (2 - 10%)	4,0	14,96		3,7		92,3
3	Шум, Дб	80	104			24	100
4	Мікроклімат у приміщенні Температура повітря, 0С	15-21	36,2			15,0	92,3
	Швидкість руху повітря, м / сек	0,4	0,4				92,3
	2	3	4	5	6	7	8
	Відносна вологість повітря,%	75	93	18			92,3
5	Робоча поза Вимушені нахили корпусу більше 300, (раз за зміну)		308		308		
6	Напруженість праці Увага, тривалість зосередження,% до тривалості зміни Щільність сигналів у середньому за годину		72,9 366				
7	Кількість факторів	-	-	4	2	1	-

4.3 Виробнича санітарія основного приміщення цеху, побутових і допоміжних приміщень

Опалення та вентиляція.

В прокатному виробництві має місце випаровування технологічного змащення. Для видалення цих парів над агрегатом встановлюють витяжні парасольки.

Також в прольоті ділянки використовують природну вентиляцію повітря. У такому вигляді вентиляції повітря надходить і видалається через щілини, вікна, двері, ворота, ліхтарі.

Опалення побутових приміщень здійснюється за допомогою панелей (батарей), в яких в якості теплоносія використовують пар.

Освітлення

Залежно від джерела світла виробниче освітлення буває природне, штучне і поєднане.

Природне освітлення - освітлення приміщень світлом неба, проникаючим через світлові прорізи в зовнішніх огорожуючих конструкціях. За своїм спектральному складу воно є найбільш сприятливим. Природне освітлення може бути бічним - через світлові прорізи в зовнішніх стінах (вікна), верхнім - через світлові прорізи в перекритті і ліхтарі, а також через світлові ліхтарі в місцях перепадів висот суміжних будівель.

Штучне освітлення на промислових підприємствах підрозділяється на робоче (для проведення робіт в темний час доби або в місцях без достатнього природного освітлення), аварійне (для проведення робіт при аварійному відключенні робочого освітлення) і охоронне. При необхідності частина світильників того чи іншого виду освітлення може використовуватися для чергового освітлення.

Характер зорової роботи - високої точності, розряд зорової роботи - 3, подразряд роботи - В, контрастність об'єкта з фоном роботи - висока, фон - середній, освітлення - комбіноване з газорозрядними лампами серії ВЛВ, ВЛК, ЛОУ. Освітленість ділянки не менше 300 лк.

Санітарно - побутові приміщення

Відповідно БНіП 2.09.04 - 87 по санітарно-гігієнічної характеристики виробничий процес на стані блюмінг ПАТ «Дніпроспецсталь» відноситься

до групи 26 [15]. Для даної групи побутові приміщення мають гардеробні для зберігання одягу, кожному працівнику виділений подвійний шафа з урахуванням резерву 5%. Для вибору і розрахунку побутових і санітарних приміщень необхідно встановити штат.

Вхідні дані для розрахунків:

- загальна чисельність працівників, які працюють на стані 1100 - 114 чол;
- кількість працівників, що працюють в самій численній зміні - 45 чол.

Розраховуємо, згідно норм, кількість гачків для відкритого зберігання спецодягу:

$$114 \cdot 1 = 114 \text{шт}$$

враховуємо 5% для практикантів, тоді

$$114 \cdot 1,05 = 120 \text{шт.}$$

Кількість ящиків для зберігання домашнього одягу буде такою самою - 120шт.

Решта приміщень розраховуємо виходячи з кількості працівників, що працюють в самій численній зміні.

Число душових кабінок з розрахунку 1 на 3 особи - $45 / 3 = 15$.

Число умивальників з розрахунку 1 на 20 осіб - $45 / 20 = 3$.

Кількість санітарних точок у сан. вузлах визначаємо виходячи з норми 1 точка на 18 осіб. Для цього буде достатнім встановити 2 сан. точки в чоловічому санвузлі і 1 в жіночому.

Питні точки розташовуються не далі 75 метрів від робочих місць. Роздача питної води здійснюється за допомогою фонтанчиків та сатураторів. Одна питна тачка розрахована на обслуговування 100 чоловік.

Харчування працівників здійснюється у виробничих їдалень, з урахуванням того, що одне місце розрахована на обслуговування 4 чоловік у зміну.

Для надання першої медичної допомоги є здоровпункт 2 категорії згідно з БНиП 2.09.04 - 87, який працює цілодобово.

Аналіз і розрахунки санітарно-гігієнічних та побутових приміщень показали їх відповідність цим нормативам.

4.4 Заходи щодо захисту технологічного і обслуговуючого персоналу прокатного стану від небезпечних і шкідливих факторів виробничого середовища

Для захисту від небезпечних і шкідливих факторів виробничого середовища існують способи по їх усуненню.

Для видалення зайвого тепла, що виникає від нагрітого до 1150-1250 °С металу, використовуються аераційні ліхтарі. Пости керування станом, відповідно до ДСТУ 12.2.064-91, мають теплопоглинаючу ізоляцію. Також на постах управління встановлюються кондиціонери для подачі повітря на робоче місце оператора. Для зменшення впливу тепла пости обладнані тепловідвідними екранами.

Для зменшення окаліновиділення і пиловиділення перед зевом валків стану необхідно встановити форсунки, що забезпечують подачу води під високим тиском (1-1.5 МПа/м²).

Для захисту від відлітаючої при прокатці окалини з боку кліті стану, навпроти прорізу станини і з боку прийомних і робочих рольгангів встановлюються запобіжні захисні пристрої.

Для ліквідації парів на ділянці пропонується встановити витяжний вентилятор, трубопровід який відвести до відстійника.

Всі електродвигуни та допоміжне обладнання, яке працює з великим напруженням (до 1000 В), крім того захисту, який передбачений при монтажі обладнання, повинно бути пофарбовано в застережливі кольори і в небезпечних ділянках ураження електрострумом повинні бути встановлені плакати і таблички, що попереджають про небезпеку.

Для зменшення рівня шуму та приведення його до низькочастотних пропонується забезпечити робітників засобами індивідуального захисту від

шуму - навушники або беруші. Для зменшення шуму все обладнання встановлюється на віброгасильних підставах. Також пропонується для зменшення рівня шуму обладнати пости звукопоглинальний ізоляцією.

Для запобігання одержання травм від обертових деталей і механізмів необхідно встановити огорожі та захисні щитки не тільки з боків, але і зверху. Захисні щитки повинні бути дуже міцними, щоб витримувати удари шматків розірваних муфт. Шпинделі стану огорожені міцним бар'єром з облаштуванням майданчика з поручнями для зручності обслуговування. Захисні огорожі та захисні кожухи повинні бути обладнані блокуваннями, для неможливості включення механізму при знятій огорожі або кожусі. Для зручності обслуговування механізмів передбачені містки та майданчики, виконані відповідно до ДСТУ 12.2.094-93. Для попередження травматизму в цеху існує чітка система проходів з виділеними зонами для пішохідного руху з необхідною розміткою, покажчиками і освітленням, містками над рольгангами та іншими небезпечними ділянками.

Індивідуальні засоби захисту

У виробничих умовах засоби індивідуального захисту призначені для захисту людини від впливу шкідливих факторів виробничого середовища. До них відносяться: спецодяг, спецвзуття, діелектричні рукавички і черевики, окуляри, респіратори, навушники, каски і т. д. Основним недоліком засобів індивідуального захисту є незручність у роботі. Найбільш радикальними засобами захисту є механізація і автоматизація стану 1100. Згідно штатного розкладу і типових норм безплатної видачі спецодягу, спецвзуття та інших засобів індивідуального захисту працівники стану 1100 повинні забезпечуватись засобами індивідуального захисту в залежності від професії. Джерело - стандарт підприємства (Організація робіт щодо забезпечення працівників засобами індивідуального захисту) СТП-16-761-88 та (16).

Таблиця 4.3 – Норми видачі та носіння спецодягу.

№ п/п	Професія і посада	Кількість осіб за професією	Спецодяг, спецвзуття та інші засоби індивідуального захисту	Термін носіння, міс.	Загальна кількість на рік
1	2	3	4	5	6
1	Нагрівальник	4	Костюм х/б з вогнезахисною пропиткою Черевики шкіряні з металевим носком Рукавиці брезентові Щиток захисний Окуляри захисні	12 12 0,5 12 12	1 1 24 1 1
2	Вальцювальник	2	Костюм х/б з вогнезахисною пропиткою Черевики шкіряні з металевим носком Рукавиці брезентові Окуляри захисні	12 12 0,5 12	1 1 24 1
3	Оператор ПУ	11	Костюм х/б Рукавиці Черевики шкіряні	12 0,5 12	1 24 1
4	Різник металу	6	Костюм х/б Черевики шкіряні Рукавиці брезентові Окуляри захисні	12 12 0,5 12	1 1 24 1
5	Прибиральник відходів	1	Костюм х/б з вогнезахисною пропиткою Черевики шкіряні з металевим носком Рукавиці брезентові Щиток захисний	12 12 0,5 12	1 1 24 1

4.5 Заходи пожежної безпеки

Пожежі промислових підприємств завдають величезних збитків, тому послідовне здійснення комплексу профілактичних заходів боротьби з пожежами дає можливість успішно запобігати пожежі на промислових підприємствах.

За ступенем пожежної безпеки стан 1100 відноситься до категорії «Г». Згідно з ДБН 1.1.-7.2002, ДСТУ 2272-93 для стану передбачено приміщення 2 ступеня вогнестійкості.

Місця зберігання паливно-мастильних матеріалів обладнані вентиляцією та автоматичною системою пожежогасіння. Протипожежний водопровід розраховується на подачу зазначеної кількості води протягом 3 годин. На ділянці встановлено 5 пожежних кранів з рукавами і брандспойтами. Вуглекислотні вогнегасники призначені для гасіння тільки електроустановок. В електроустановках передбачені наступні заходи пожежної безпеки:

- все частини обладнання, що іскрять укладені в пилонепроникні ковпаки;
- силова розводка виконана прихованою, в трубах;
- силова апаратура забезпечена захистом від короткого замикання.

На видному місці, на ділянці розташовується бойовий розрахунок добровільної протипожежної дружини.

Для захисту від блискавок передбачена система громовідводів. З метою захисту від статичної електрики, передбачається заземлення нетокопровідних електропровідних частин обладнання. Металеві блискавковідводи ставляться через кожні 40 - 50м. Застосовується також зволоження повітря до 65 - 70%, що дозволяє зменшити електризацію матеріалу.

Таблиця 4.4 - Засоби пожегартушіння.

Найменування приміщень, установок	Одиниці виміру	Пінні вогнегас. ОХП-10	Вуглекислотні вогнегасники			Ящики з піском 0,5 м3 з лопатами
			ОУ-2	ОУ-5	УП-1м УП-2м	
1	2	3	4	5	6	7
Виробниче приміщення	2050	10		10		6
Маш.зал				3		
Пости керування				6		1
Електромостовий кран	На 3 каб.			3		
Вентиляційні установки	На 4 уст.	1		1		2

4.6 Інженерний розрахунок кондиціонування поста керування обтискної кліті стану «Блюмінг» з припливом свіжого повітря

Пост керування загальною площею $S = 30\text{м}^2$, висота приміщення $h = 3,2\text{м}$, зазор в підвісній стелі становить 450мм, кількість працівників - 4 людини, кількість точок з електрообладнанням - 4.

Керуючись БНіП 2.04.05-91 (опалення, вентиляція і кондиціонування), в робоче приміщення необхідно подати санітарну норму свіжого повітря: $60\text{м}^3/\text{год}$ на людину. Виходячи з кількості працівників (4 людини), визначаємо кількість припливного повітря:

$$L = 60 \cdot 4 = 240\text{м}^3/\text{год}$$

Розрахунок теплонадлишків в приміщенні.

Теплопотокі, що виникають за рахунок різниці температур усередині приміщення і зовнішнього повітря Q_1 , розраховуються за формулою.

$$Q_1 = V \cdot q_{уд}, \quad (4.2)$$

де $V = S \cdot h$ – об'єм приміщення, $30 \cdot 3,2 = 96\text{м}^3$;

$q_{уд}$ - питоме теплове навантаження, приймаємо 35 Вт/м³

Підставивши числові значення у формулу (4.2), отримаємо

$$Q_1 = 96 \cdot 35 = 3360 \text{ Вт.}$$

Теплопотоки, що виникають за рахунок перебування на посаді точок з електрообладнанням Q_2 , в середньому береться 1 кВт на одну точку

$$Q_2 = 4 \cdot 1000 = 4000 \text{ Вт.} \quad (4.3)$$

Теплопотоки, що виникають від людей, що знаходяться в приміщенні, приймаємо 1 особа - 200 Вт (для людей які займаються фізичною працею)

$$Q_3 = 4 \cdot 200 = 800 \text{ Вт.} \quad (4.4)$$

До підрахованим теплопотокам додається 20% на невраховані теплопотоки

$$Q_{общ} = (Q_1 + Q_2 + Q_3) \cdot 1,2, \quad (4.5)$$

$$Q_{общ} = (3360 + 4000 + 800) \cdot 1,2 = 9792 \text{ Вт.}$$

Для кондиціонування даного приміщення вибираємо спліт - систему з припливною вентиляцією.

За сумарною холодопродуктивності підбираємо модель кондиціонера (з урахуванням запасу) з наступними характеристиками:

- холодопродуктивність - 10,4 кВт;
- теплопродуктивність - 9,7 кВт;
- загальна кількість оброблюваного повітря - 1800 м³/ч.

Загальна кількість повітря складається з кількості повітря, що забирається з вулиці, $L_n = 600 \text{ м}^3/\text{год}$ (що відповідає необхідним санітарним нормам) та кількості рециркуляційного повітря, що забирається з приміщення, $L_v = 1200 \text{ м}^3/\text{ч}$. У холодний період року для підігріву зовнішнього повітря з негативною температурою використовується секція електропідігріву. Причому для економії електроенергії процес підігріву повітря здійснюється після змішування його з рециркуляційним повітрям, має позитивну температуру. Для визначення температури суміші використовують формулу:

$$t_{см} = (t_v L_v + t_n L_n) / (L_v + L_n), \quad (4.6)$$

де t_n - розрахункова температура зовнішнього повітря в холодний період для заданої місцевості (див. БНіП 2.04.05-91), приймаємо - 15°C ;
 T_B - внутрішня температура забирає з приміщення повітря, приймаємо 22°C ;
 L_B - кількість повітря забирається з приміщення на рециркуляцію, $\text{м}^3/\text{год}$;
 L_H - кількість зовнішнього повітря, змішаного з рециркуляційні, $\text{м}^3/\text{год}$.

Підставивши числові значення у формулу (7.6), отримаємо

$$t_{cm} = (22 \cdot 1200 + (-15) \cdot 600) / (1200 + 600) = 9,6^{\circ}\text{C}.$$

Секція електропідігріву з блоком автоматики вибирається на підставі теплотехнічного розрахунку. У поєднанні з теплонасосним блоком секція електропідігріву забезпечує потрібний температурний режим при низьких температурах в зимовий час.

Теплове навантаження на електронагрівач визначається за формулою:

$$Q = C_p \cdot L_{cm} \cdot P \cdot (t_{pr} - t_{cm}), \quad (4.7)$$

де P - щільність повітря, $1,2 \text{ кг}/\text{м}^3$;

t_{pr} - температура подається кондиціонером повітря, 22°C ;

L_{cm} - кількість змішаного повітря, $1800 \text{ м}^3 / \text{год}$;

C_p - теплоємність повітря, $0,28 \text{ ккал} / \text{кг} \cdot ^{\circ}\text{C}$.

Підставивши числові значення у формулу (4.7), отримаємо

$$Q = 0.28 \cdot 1800 \cdot 1.2 \cdot (22 - 9.6) = 7499 \text{ Вт}.$$

Обираємо секцію електропідігріву потужністю 8 кВт .

ВИСНОВКИ

У магістерській роботі наведено опис технологічного процесу та обладнання обтискного прокатного стана «Блюмінг». Виявлені недоліки в роботі головної лінії прокатного стана. Наведено аналіз існуючих конструкцій шпинделів, як основного елемента привода.

Наведено розрахунки найбільш навантажених вузлів і деталей головної лінії обтискного прокатного стана. Детально проведено розрахунок універсального шпинделя з використанням програми АРМ FEM.

З'ясовано, що універсальні шпинделі обтискних прокатних станів після відпрацювання номінального ресурсу мають об'ємний знос по робочих поверхнях до 0,5 % загальної маси. Вибраковка шпинделів на переробку у вторинну сировину в більшості випадків, не доцільна, оскільки стан їх такий, що дозволяє розглядати питання їх повторного використання.

В магістерській роботі запропоновано відновлювання універсальних шпинделів шляхом виготовлення збірної конструкції зі шпинделя з відпрацьованим ресурсом з використанням попереднього термічного нагрівання з'єднаних елементів. Такий підхід дозволяє збільшити ресурс універсального шпинделя з урахуванням необхідних критеріїв міцності.

Відновлення валу шпинделя проводиться шляхом зрізання ушкоджених головок з подальшим торцюванням та проточкою у розмір з встановленими допусками. Головки шпинделя виконуються з нових поковок з внутрішнім отвором, що відповідає посадковій поверхні шпинделя. Складання шпинделя проводиться шляхом нагрівання головок шпинделя до температури 300 °С з подальшим центруванням і напрусуванням лівої та, відповідно, правої головок на вал шпинделя. В процесі охолодження складеного шпинделя забезпечується з'єднання деталей з натягом.

Проведені дослідження збірної конструкції універсального шпинделя показали її високу надійність.

ЛІТЕРАТУРА

1. Целиков А.И. , Полухин П.И. , Гребеник В. М. Машины и агрегаты металлургических заводов. Т.3.-М. : Металлургия, 1989. – 680 с.
2. Королев А.А. Конструкция и расчет машин и механизмов прокатных станов: Учеб. пособие для вузов. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Металлургия, 1985. – 376с.
3. Королев А.А. Механическое оборудование прокатных и трубных цехов: Учеб. пособие для вузов. 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Металлургия, 1987. – 479с.
4. Притыкин Д. П. Надежность, ремонт и монтаж металлургического оборудования. –М.: Металлургия, 1985. – 368 с.
5. Свистунов Е.А., Чиченев Н.А. Расчет деталей и узлов металлургических машин. Справочник. М.: Металлургия, 1985. – 184с.
6. Цеков В.И. Ремонт деталей металлургических машин. Справочник. М.: Металлургия, 1987.- 320с.
7. Мягков В.Д., Полей М.А. , Романов А.Б. и др. Допуски посадки . Справочник. ч.2 Л.: Машиностроение, 1983. - 448с.
8. Борушек С.С. , Волков А.А., Ефимов М.М. и др. Единая система конструкторской документации. Справочное пособие. М.: Машиностроение, 1978.-101с.
9. Гребеник В.М. , Цапко В.К. Надежность металлургического оборудования . Оценка эксплуатационной надежности и долговечности. Справочник. М.: Металлургия, 1989. – 590с.
10. Кирилюк Ю.Е. Допуски и посадки . Справочник . К.: Вища школа, 1989. – 135с.
11. Гребеник В.М. , Иванченко Ф.К. , Ширяев В.И. Расчет металлургических машин и механизмов . К.: Вища школа , 1988.- 383 с.
12. Длоугов В.В. Приводы машин . Справочник. Л. : Машиностроение , 1982 . -383с.

13. Левина, З.М. Контактная жёсткость машин / З.М. Левина, Д.Н. Решетов. - М.: Машиностроение, 1971.- 264 с.
14. Браун Э. Д., Евдокимов Ю. А., Чичинадзе А.В. Моделирование трения и изнашивания. М.: Машиностроение, 1982. — 191 с.
15. Жук А.Я. Теория и практика приводов. В 3 кн. Кн. 1. Электромеханический привод : учеб. пособие для вузов / А. Я. Жук, Н. К. Желябина; ЗГИА. Запорожье : ЗГИА, 2001. 397 с.
16. Напрями творчого проектування та його техніко-економічне обґрунтування. Кн. 1 : навч. посібник для вчз : [рек. М-вом освіти і науки, молоді та спорту України] / А. Я. Жук, Н. К. Желябіна, К. В. Таратута, М. В. Коваль ; ЗДІА. К. : Кондор, 2012. 539 с.
17. Охрана труда в черной металлургии: учебник для вузов / В. Н. Бринза, М. М. Зиньковский. - М. : Металлургия, 1982. - 336 с.
18. Охрана труда в черной металлургии . В 3-х ч. Ч. 1 : справочник / П. Д. Ефанов, Н. Н. Карнаух. - М. : Металлургия, 1998. - 183 с .
19. Охрана труда на предприятиях черной металлургии: учеб.пособие / Б. Д. Ильинский. - 2-е изд., перераб. и доп. - М. : Металлургия, 1979. - 255 с.

ДОДАТКИ

СПИСОК ГРАФІЧНОГО МАТЕРІАЛУ

№ п/п	Найменування	Кільк. листів	Формат
1	Креслення загального виду	1	A1
2	Складальні креслення	2	A1
3	Деталювання	2	A2
4	Плакати дослідницької частини	1	A1

Додаток Б

Значення квантилів нормального розподілу залежно від необхідної ймовірності безвідмовної роботи [6]

№	Квантиль U_p	Вірогідність безвідмовної роботи $P(t)$	№	Квантиль U_p	Вірогідність безвідмовної роботи $P(t)$
1	0,000	0,5000	28	-1,751	0,9600
2	-0,100	0,5398	29	-1,800	0,9641
3	-0,126	0,5500	30	-1,881	0,9700
4	-0,200	0,5793	31	-2,000	0,9772
5	-0,253	0,6000	32	-2,054	0,9800
6	-0,300	0,6179	33	-2,100	0,9821
7	-0,385	0,6500	34	-2,170	0,9850
8	-0,400	0,6554	35	-2,200	0,9861
9	-0,500	0,6915	36	-2,300	0,9893
10	-0,524	0,7000	37	-2,326	0,9900
11	-0,600	0,7257	38	-2,400	0,9918
12	-0,674	0,7500	39	-2,409	0,9920
13	-0,700	0,7580	40	-2,500	0,9938
14	-0,800	0,7881	41	-2,576	0,9950
15	-0,842	0,8000	42	-2,600	0,9953
16	-0,900	0,8159	43	-2,652	0,9960
17	-1,000	0,8413	44	-2,700	0,9965
18	-1,036	0,8500	45	-2,748	0,9970
19	-1,100	0,8643	46	-2,800	0,9974
20	-1,200	0,8849	47	-2,878	0,9980
21	-1,282	0,9000	48	-2,900	0,9981
22	-1,300	0,9032	49	-3,000	0,9986
23	-1,400	0,9192	50	-3,090	0,9990
24	-1,500	0,9332	51	-3,291	0,9995
25	-1,600	0,9452	52	-3,500	0,9998
26	-1,645	0,9500	53	-3,719	0,9999
27	-1,700	0,9554			