

Міністерство освіти і науки України

Запорізький національний університет

(повне найменування вищого навчального закладу)

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

(повна назва факультету)

Кафедра металургійного обладнання

(повна назва кафедри)

ВИПУСКНА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА БАКАЛАВРА

на тему «Модернізація шпindelного вузла приводу чистової кліті
безперервного тонколистового стана «1680
в умовах цеху гарячої прокатки ПАТ «Запоріжсталь»»

Виконав: студент групи 6.1331-с

Тіщенко Сергій Сергійович

(ПІБ)

(підпис)

спеціальності 133 Галузеве машинобудування»

(шифр і повна назва)

спеціалізація

(шифр і повна назва)

освітньо-професійна програма

133.00.12 Металургійне обладнання

(шифр і повна назва)

Керівник Шевченко І.А.

(прізвище та ініціали)

(підпис)

Н.контроль Васильченко Т.О.

(прізвище та ініціали)

(підпис)

Запоріжжя – 2024 року

Запорізький національний університет
(повне найменування вищого навчального закладу)

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

Кафедра Металургійного обладнання

Рівень вищої освіти бакалавр
(перший (бакалаврський) рівень)

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування
(шифр і повна назва)

Спеціалізація _____
(шифр і повна назва)

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

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри А.О.Власов

“  2024 року

ЗАВДАННЯ ДО ВИПУСКНОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ БАКАЛАВРА

Тіщенко Сергій Сергійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Модернізація шпindelного вузла приводу чистової кліті безперервного тонколистового стана «1680» в умовах цеху гарячої прокатки ПАТ «Запоріжсталь»
керівник роботи Шевченко І.А., к.т.н., доцент
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
затвердені наказом вищого навчального закладу від 26.12.2023 за №2215-с
2. Термін подання студентом роботи - 11.06.2024.
3. Вихідні дані до роботи: Об'єкт розробки – шпindelний вузол приводу чистової кліті безперервного тонколистового стана 1680; потужність електродвигуна $P=7000\text{кВт}$; частота обертання електродвигуна $n=270\dots500\text{ об./хв.}$; швидкість прокатки $v=1,6\dots2,2\text{ м/с}$; діаметр робочих валків $D=600\text{мм}$.
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): 1. Загальна частина; 2. Спеціальна частина; 3. Експлуатаційна частина; 4. Охорона праці та техногенна безпека; Висновки; Список використаних джерел.
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових складових):
Лист 1 – План ЦППТЛ; Лист 2 - Лінія прокатної кліті №5. Лист 3 - Робоча кліть; Лист 4 - Шпindel верхніх клітей 3-7 НТЛС-1680; Лист 5 - Валок шестеренній нижній; Лист 6 - Вал шпindelний; Лист 7 - Вкладиш; Лист 8 - Вкладиш сторона шестерінчастої кліті; Лист 9 – Розташування обладнання та розводка трубопроводів масло підвалу.

6. Консультанти розділів кваліфікаційної роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1	Шевченко І.А., доцент		
2	Шевченко І.А., доцент		
3	Шевченко І.А., доцент		
4	Шевченко І.А., доцент		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№п/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Прим.
1	Збір матеріалу для роботи	13.05.2024-20.05.2024	
2	Групування та аналіз зібраного матеріалу. Уточнення завдань кваліфікаційної роботи	21.05.2023-27.05.2024	
3	Виконання теоретичної частини роботи	26.05.2024-29.05.2024	
4	Виконання графічної частини роботи	30.05.2024-05.06.2024	
5	Написання та оформлення пояснювальної записки	06.06.2024-10.06.2024	
6	Перевірка кваліфікаційної роботи консультантом	11.06.2024-13.06.2024	
7	Попередній захист	14.06.2024	
8	Оформлення кваліфікаційної роботи	Згідно з графіком	
9	Захист проекту у ДЕК	Згідно з графіком	

Студент

Тіщенко С.С.
(підпис)

Тіщенко С.С.
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

Шевченко І.А.
(підпис)

Шевченко І.А.
(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Тіщенко С.С. Модернізація шпindelного вузла приводу чистової кліті безперервного тонколистового стана «1680» в умовах цеху гарячої прокатки ПАТ «Запоріжсталь».

Кваліфікаційна випускна робота для здобуття ступеня вищої освіти бакалавра за спеціальністю 133 – Галузеве машинобудування, науковий керівник І.А. Шевченко. Інженерний навчально-науковий інститут запорізького національного університету ім. Ю.М. Потебні ЗНУ, кафедра «Металургійне обладнання», 2024.

В роботі запропоновано модернізацію системи мащення бронзових вкладишів та підшипників механізму врівноваження для забезпечення змащення за системою «масло-повітря» для зниження зносу та підвищення тривалості роботи вкладишів шпindelного пристрою.

Ключові слова: ШПИНДЕЛЬ, ПРОКАТНИЙ СТАН, ЧИСТОВА КЛІТЬ, ПРИ ВОД, ВКЛАДИШ, СИСТЕМА ЗМАЩЕННЯ.

ABSTRACT

Tishchenko S.S. Modernization of the spindle assembly of the drive of the finishing cage of the continuous thin-sheet mill "1680" in the conditions of the hot rolling shop of PJSC "Zaporizhstal".

Qualifying thesis for obtaining a bachelor's degree in specialty 133 - Industrial mechanical engineering, scientific supervisor I.A. Shevchenko. Engineering Educational and Scientific Institute of Zaporizhzhia National University named after Y.M. Potebni ZNU, department "Metallurgical equipment", 2024.

The paper proposes modernization of the lubrication system of bronze liners and bearings of the balancing mechanism to ensure lubrication according to the "oil-air" system to reduce wear and increase the life of the spindle device liners.

Key words: SPINDLE, ROLLED CONDITION, CLEAN WIRE, WATER SUPPLY, INSERT, LUBRICATION SYSTEM.

Зміст

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ	6
ВСТУП	7
1 ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА	8
1.1 Стисла характеристика підприємства ВАТ «Запоріжсталь» ...	8
1.2. Структура цеху гарячої прокатки тонкого листа, склад устаткування з короткою технічною характеристикою, вантажопотоки	9
1.3. Опис роботи обладнання станового відділення в технологічній послідовності з короткою характеристикою	13
1.4. Технічний опис головної лінії стану 1680	16
2 СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА	20
2.1.Опис проекту модернізації	20
2.2 Огляд та аналіз існуючих приводів робочих клітей прокатних станів	21
2.3. Аналіз недоліків головної лінії стану 1680 і заходи по ї усуненню	23
2.4 Характерні види відмов головної лінії стану 1680 і їх ремонтпридатність	24
2.5 Заходи по підвищенню надійності і довговічності обладнання головної лінії стану 1680	25
2.6 Вибір електродвигуна робочої кліті стана	27
2.7. Основні кінематичні і силові параметри головної лінії стану 1680	30
2.8 Розрахунок елементів універсального шпинделя	32
2.8.1 Розрахунок лопаті муфти	33
2.8.2 Розрахунок вилки шарніра з боку валка	39
2.8.3 Розрахунок геометричних характеристик перетину I-I	43
2.8.4 Розрахунок геометричних характеристик перетину II-II	48
2.8.5 Розрахунок геометричних характеристик перетину III-III	52
2.8.6 Розрахунок проміжного вала між електродвигуном та редуктором	54
2.8.7 Розрахунок напруги на щоці шпинделя	55

2.8.8 Розрахунок довговічності підшипників шестеренного валка зі сторони редуктора	64
3 ЕКАСПЛУАТАЦІЙНА ЧАСТИНА	66
3.1 Технологія зборки й монтажу металургійного устаткування	66
3.2 Фундаменти	67
3.2.1 Розрахунок фундаменту для установки лінії прокатної кліті	68
3.2.2 Розрахунок анкерних болтів для закріплення редуктора до фундаменту	70
3.3 Розрахунок стропування редуктора	72
3.4 Розрахунок системи рідкого змащення редуктора	76
3.4.1 Вибір сорту масла	76
3.4.2 Аналіз теплового балансу	78
3.4.3 Визначення продуктивності станції рідкого змащення	79
4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОГЕННА ЕЗПЕКА	82
4.1 Характеристика ступеня безпеки технологічного процесу, рівня механізації й автоматизації	82
4.2 Ймовірність аварії в цеху і заходи по її ліквідації	83
4.3 Вимоги охорони праці в аварійних ситуаціях	84
4.4 Інженерний розрахунок піногенераторів масло підвалу	85
ВИСНОВКИ	87
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	89
СПИСОК ВИКОНАНИХ КРЕСЛЕНЬ	91
ДОДАТКИ	92

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

ЦГПТЛ	цех гарячої прокатки прокатки тонкого листа
M_{T1}	моменту тертя в підшипниках
M_{T2}	моменту тертя в передавальних механізмах головної лінії
M_{δ}	моменту деформації
i	передаточне число привода
η	ККД приводу
$P_{\delta\delta}$	потужність електродвигуна
K_{II}	коефіцієнт перевантаження
$\omega_{\delta\delta}$	кутова швидкість двигуна
D	діаметр робочих валків
v	швидкість прокатки
n	частота обертання електродвигуна
b	ширина лопаті
σ	напруга вигину
τ	напруга крутіння
W_K	момент опору при крутінні
β	кут нахилу шпинделя
J	осьовий момент інерції
W_{kpl}	момент опору крученню
e	ексцентриситет
L_h	довговічність підшипника
G	вага
K_H	коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження
f	коефіцієнт тертя
${}^0BU_{50}$	умовна в'язкість масла при температурі 50°С
Q	кількість тепла
t	час

ВСТУП

Для збільшення якості металу, а також технічного обладнання галузі необхідно активно оновлювати застарілі виробничі фонди, упроваджувати прогресивні технології та обладнання, вдосконалювати структуру виробництва.

Для того щоб застарілі машини і агрегати відповідали вимогам сучасного часу, вони повинні мати високі техніко - економічні показники та бути більш продуктивними в порівнянні з машинами цього призначення в світовій практиці. Підвищення техніко - економічних показників досягається за рахунок модернізацій.

Прокатка з усіх способів обробки металів є найбільш розповсюдженим, оскільки має великий відсоток продуктивності та безперервність технологічного процесу.

Сучасні прокатні стани представляють собою повністю механізовані й автоматизовані лінії.

В сучасному металургійному машинобудуванні підвищення зносостійкості, довговічності машин і агрегатів являється одним з актуальних напрямків технологічного прогресу.

Об'єкт розробки - шпindelний вузол приводу чистової кліті безперервного тонколистового стана 1680.

Мета роботи – зниження зносу та підвищення тривалості роботи вкладишів шпindelного пристрою, пропонується модернізація системи змащення бронзових вкладишів та підшипників механізму врівноваження для забезпечення змащення за системою «масло-повітря».

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи бакалавра містить 90 сторінок тексту, 21 рисунок, 7 таблиць, 12 додатків. Бібліографічний список містить 29 найменувань використаних літературних джерел.

1 ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА

1.1 Стисла характеристика підприємства ВАТ «Запоріжсталь»

Сьогодні ПАТ «Запоріжсталь» - індустріальний гігант, продукція якого розповсюджена більш ніж в 100 країнах світу [1,2].

За обсягом виробництва металургійний комбінат входить до четвірки найбільших підприємств України. Комбінат є виробником високоякісної металопродукції – чавуна, сталі, листового прокату з вуглецевих, низьколегованих, легованих і нержавіючих сталей, гнутого профілю, жерсті, будівельних матеріалів і товарів народної потреби.

Комбінат є одним з основних постачальників листового прокату і гнутих профілів для українського машинобудування, жерсті для харчової промисловості.

Сьогодні велику увагу приділяють якості продукції, яка випускається комбінатом. Для цього виконується контроль над виконанням встановлених технологій на всіх стадіях виробництва, а також над якістю сировини, матеріалів і продукції.

В склад металургійного виробництва входять агломераційний (6 агломашин), доменний (5 печей), мартенівський (8 печей і 1 сталеплавильний агрегат) цехи. Прокатне виробництво має в складі 4 цехи для виробництва гаряче та холоднокатаної листової сталі, жерсті, гнутих профілів. Загальна виробнича потужність по виробництву листової сталі - 3,5 млн. тон в рік і 600 тис. тон холоднокатаних профілів.

В агломераційному цеху виробляється основний залізорудний агломерат. Практично всі процеси автоматизовані.

На п'яти доменних печах комбінат щорічно виплавляє 3,5 млн. тон чавуна високої якості для виробництва сталі, чавунного лиття і товарного чавуну.

В мартенівському цеху працюють 9 печей об'ємом 250-500 тон загальною потужністю 4,35 млн. тон в рік. Сталь виробляється скрап-рудним процесом на рідкому чавуні.

На обтискному стані «Слябінг 1150» прокатуються зливки з вуглецевої, легованої сталі.

Цех гарячої прокатки обладнаний агрегатами для забезпечення постачання прокату в листах та рулонах 850-1500x2-8мм

В цеху холодної прокатки №1 виробляється холоднокатаний лист, стрічки з вуглецевої, легованої, нержавіючої сталей. Цех обладнаний засобами для дресирування, поперечного та повздовжнього різання.

Цех холодної прокатки №3 обладнаний унікальним станом 2800 для виробництва великогабаритного холоднокатаного листа.

ВАТ «Запоріжсталь» зв'язують міцні ділові відносини з найбільшими в Україні підприємствами трубної промисловості, сільського господарства, транспортного машинобудування.

Здійснюючи співробітництво більш ніж з 5000 вітчизняних і закордонних споживачів, колектив ВАТ «Запоріжсталь» зарекомендував себе надійним партнером, що забезпечує своєчасне постачання за договорами і високу якість продукції, біля 70% якої йде на експорт.

1.2. Структура цеху гарячої прокатки тонкого листа, склад устаткування з короткою технічною характеристикою, вантажопотоки

Цех гарячої прокатки тонкого листа введений в експлуатацію 1 травня 1938 року. За час свого існування був істотно модернізований. Виробництво гарячекатаного листа, вперше в країні, було переведено на рулонний спосіб; стан був оснащений безконтактним вимірювачем товщини листа та рентгенівським шириноміром; була реконструйована система гідравлічного зняття окалини; були встановлені нові моталки для змотування

двадцятитонних рулонів; упроваджена система прямої прокатки слябів без їх підігріву із обтискного цеху в ЦГПТЛ. Модернізація цеха гарячої прокатки тонкого листа продовжується і у наш час [1].

ЦГПТЛ призначений для отримання товарних і переробних гарячекатаних рулонів та листів.

Цех має чотири відділення в яких розміщено основне та допоміжне обладнання: пічне; станове; транспортування та обробки рулонів; складських приміщень.

Схема цеха представлена на рисунку 1.1.

В цех подаються зливки зі швидкістю до 2 м/с від обтискного цеху по верхньому пічному рольгангу 1 до нагрівальних печей 2. Нагрів слябів виконується в п'яти печах до температури 1200-1800°C. Після нагріву до заданої температури, сляби почергово виштовхуються з печі на нижній пічний рольганг 3, по якому сляби зі швидкістю 1-2 м/с подаються до чорнової групи клітей. Для зняття окалини з підкату використовується кліть ДУО 4.

Чорнова група складається з чотирьох чотиривалкових клітей 5 та трьох вертикальних двовалкових клітей (еджерів) 6 для бокового обтискання. Швидкість прокатки – 2-5 м/с. Окрім робочих клітей, в склад чорнової групи клітей входять пристрої для гідравлічного збивання окалини 7 з поверхні металу водою під великим тиском(110-130 кг·см/см²), робочі рольганги 8, направляючі лінійки 9 і проміжний рольганг 10.

До складу чистової групи клітей входять: одна двохвалкова кліть окалиновідламувача 11, шість чотирьохвалкових клітей «кварто» (№№ 5, 6, 7, 8, 9,10), а також летючі важільні (25x1700 мм) та барабанні ножиці (28x1550 мм) 12, для відрізки переднього та заднього кінця штаби (прокату) перед чистовою групою та проміжно-перемотувальний пристрій «коілбокс» 13, який необхідний для врівноваження температурного режиму прокатки та для покращення якості прокату. Швидкість прокатки гарячої штаби складає: від 0,99 м/с на виході із чорнового окалиновідламувача до 11,25 м/с – на

виході із кліті №10. При прокатці використовують валки із кованої сталі марки 50 ХН, 9ХФ, чавуна відбіленого двошарового діаметрами від 610 мм до 1320 мм.

Для вирівнювання температури по довжині штаби, прокатка в чистовій групі ведеться з прискоренням.

Після прокатки в чистовій групі клітей, штаба поступає на рольганг 14, де в процесі її транспортування піддають охолодженню водою зверху. Далі штаби змотують в рулони однією з моталок 15 і по конвеєру 16 поступають у відділення транспортування та оброблення рулонів. Необхідна температура при змотуванні штаби регулюється інтенсивністю охолодження.

До складу відділення транспортування та оброблення рулонів входить конвеєр 17, який транспортує рулони від моталок на оброблення до ЦХП – 1, через підйомно-поворотний стіл 18,19 та рольганг-ваги, рулони транспортуються на склад. В цьому відділенні є ділянка листообробки: два агрегати поперечного різання 20, 21 ; два агрегати повздовжнього різання 22, 23; піч 24; допоміжне обладнання.

До складу цеха входить машинний зал, який приводить у дію робочі кліті за допомогою силового редуктору 25, шестерної кліті 26, шпинделів 27. У приміщенні цеха розташований травильний агрегат 28, миючий агрегат 29. До будівлі ЦГПТЛ прилягає цех ремонту прокатного обладнання.

У відділенні складських приміщень знаходиться запасне обладнання для станів. У цеху передбачено ділянку підготовки обладнання до ремонту. Опорні та робочі валки шліфуються на шліфувальних станках. Також тут проводиться збирання, ремонт валків, ремонт підшипників та їх ревізія. Під основними відділеннями цеха знаходяться маслопідвали, в яких встановлено насоси для подавання мастила. На ділянці енергослужби розміщені насоси високого тиску води для системи гідравлічного збивання окалини.

Технологічне переміщення вантажу відбувається за допомогою 25 електромостових кранів (Q до 40 т). До складу цеху входить велика кількість складських приміщень, різноманітних майстерень та побутових приміщень.

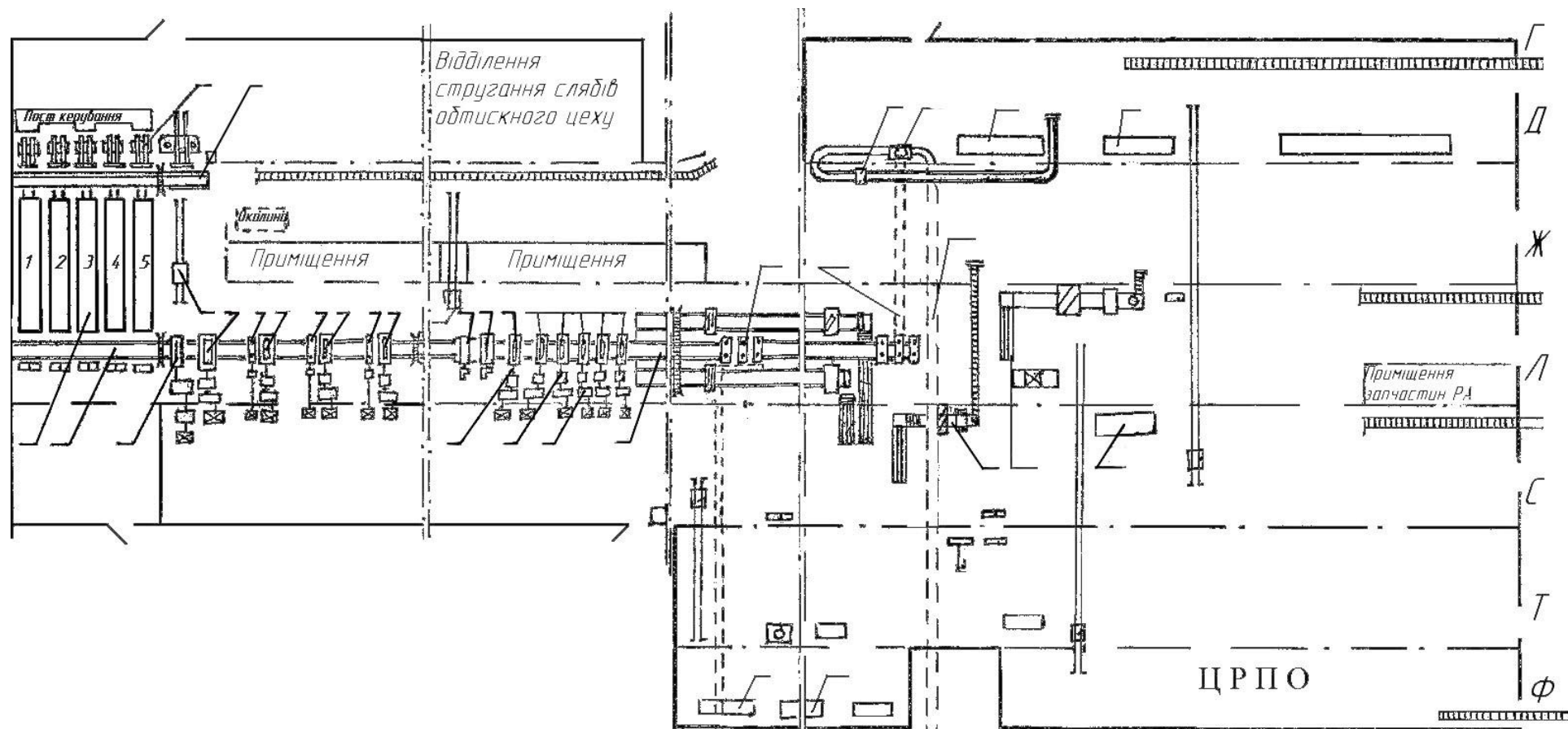


Рисунок 1.1 - Схема розташування обладнання ЦГПТЛ.

1.3. Опис роботи обладнання станового відділення в технологічній послідовності з короткою характеристикою

В склад станового відділення входить наступне обладнання: нижній пічний рольганг, гідравлічний збивач окалини, чорновий окалинозломлювач, чорнова та чистова групи клітей «кварто», вертикальні кліті(еджери), робочий рольганг, чистовий окалинозломлювач, луппери, барабанні ножиці.

Нижній пічний рольганг призначений для приймання зливків з печі і їх транспортування до чорнової групи клітей. Рольганг складається з шести секцій, в складі кожної секції по 15-20 роликів. Привод роликів груповий. Для запобігання зходження слябу з рольгангу передбачені бокові направляючі сталеві плитовини.

Сляб проходить через гідравлічний збивач окалини, принцип якого заснований на подаванні води під тиском на поверхню гарячого металу.

Основним робочим органом прокатного стану є валки, які обертаються у підшипниках, встановлених в робочих клітях. Привод валків здійснюється від електродвигуна через проміжні передавальні механізми і пристрої. Обладнання головної лінії складається з робочої кліті, передавальних механізмів і головного електродвигуна. В процесі прокатки валки повинні займати визначене положення в кліті. Саме з цією метою робочі кліті обладнані механізмами вертикального і осьового регулювання валків. Тихохідний натискний механізм має привод від електродвигуна через глобоїдні черв'ячні передачі.

Після чорнового окалинозломлювача сляб переміщується по робочому рольгангу до робочих клітей чорнової групи – горизонтальних та вертикальних. Горизонтальні кліті мають два валки малого діаметру – робочі валки, які виконують безпосередньо деформацію металу, та два валки великого діаметру – опорні валки, які не контактують з металом. В чорновій групі стана розкат знаходиться одночасно тільки в одній кліті.

Таблиця 1.1 – Допустимі максимальні обтиснення по клітям чорнової групи в залежності від ширини слябу.

Кліть	Максимальне обтиснення при прокатці вуглецевих і низьколегованих сталей, %	
	Ширина сляба до 1250 мм	Ширина сляба більше 1250 мм
ДУО	25	20
№1	37	35
№2	40	37
№3	40	37
№4	40	37

Вертикальні двовалкові робочі кліті необхідні для формування ширини штаби. Вони мають груповий привод з конічним редуктором. Швидкість прокатки – 2-5 м/с. Проміжний рольганг обладнаний направляючими лінійками для запобігання сходження металу з рольгангу.

Проміжний рольганг транспортує метал до барабанних ножиць з двома ножами, які призначені для відсікання кінців прокату. Швидкість різання барабанних ножиць – 0,4-2 м/с.

Чистова група у своєму складі має 6 клітей, швидкість обертання робочих валків збільшується в кожній наступній кліті, що пов'язано із зменшенням товщини металу.

Таблиця 1.2 – Допустимі обтиснення в клітях чистової групи при прокатці штаб різної товщини з вуглецевих і низьколегованих сталей, %.

№№ клітей	Ширина штаби, мм	
	до 1250	Від 1250 до 1500
5,6	50	45
7,8	40	35
9	25	25
10	15	15

Між чистовими клітями розташовані маніпулятори, які призначені для натягнення металу в процесі прокатки; пристрої для гідравлічного збивання окалини, які використовуються також для зниження температури металу; направляючі лінійки 14.

Перед змотуванням штаби в рулони, вона охолоджується. Охолодження штаб виконується в душирувальній установці. Душирувальна установка призначена для пришвидшеного охолодження штаб. Тип охолодження – камерне. При цьому вода з ванн верхніх секцій подається на штаби по типу «водяної завіси», а з ванн нижніх секцій – по типу «водяного стовпа».

Температуру змотування штаби оператор моталок регулює шляхом увімкнення визначеної кількості верхніх і нижніх ванн душирувальної установки. Змотування штаби в рулони забезпечує щільне притискання витків рулону одного до іншого з телескопічністю в межах стандартів, технічних потреб та стандартів підприємства.

Швидкість обертів роликів моталки, при змотуванні не перевищує швидкість прокатки в десятій кліті. Товщина змотаної штаби від 1,8 до 6,0 мм; ширина від 600 до 1510 мм; максимальна вага рулону – 7500 кг; максимальна температура змотаної штаби – 600 °С.

Після змотування штаби, рулон виштовхується на рiг кантувача і далі кантується на приймальний візок.

Рулон на приймальному візку транспортується до конвеєра, де, за допомогою приймача рулонів встановлюється на конвеєрі. Швидкість руху ланцюгів конвеєра від 4,5 до 9,0 м/хв.; кількість ланцюгів – 2 шт.

Рулон по транспортувальному конвеєру рухається до підйомно-поворотного столу №1: час повороту столу на 90⁰ – 7,5 секунд; вантажопід'ємність – 25 тон; хід столу – 550 мм; швидкість задачі рулону на стіл від 4,5 до 9,0 м/хв.

Рулони, призначені для подальшого перероблення в ЦГПТЛ, транспортуються по поворотному конвеєру і поступають на транспортувальний конвеєр в відділення складу рулонів.

1.4. Технічний опис головної лінії стану 1680

Прокатний стан – комплекс машин для деформування металу в обертаючих валках і виконання допоміжних операцій(транспортування, нагрів, термічна обробка) [3,9].

Обладнання для деформування металу називається основним і розташовується на головній лінії прокатного стану(лінії робочих клітей).

Таблиця 1.3 – Технічна характеристика клітей чистової групи стану 1680

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

Головна лінія прокатного стану 1680 складається з робочої кліті 1 і лінії приводу, яка включає двигун 3, редуктор 5, шестеренну кліть 4, муфти 6,7, шпинделі 2, проміжні вали.

В якості двигуна 3 використовують двигун постійного струму.
Технічна характеристика електродвигуна:

Тип	МП-16 600
Потужність	P=2,576 МВт
Частота обертання	n=175/400 об./хв.

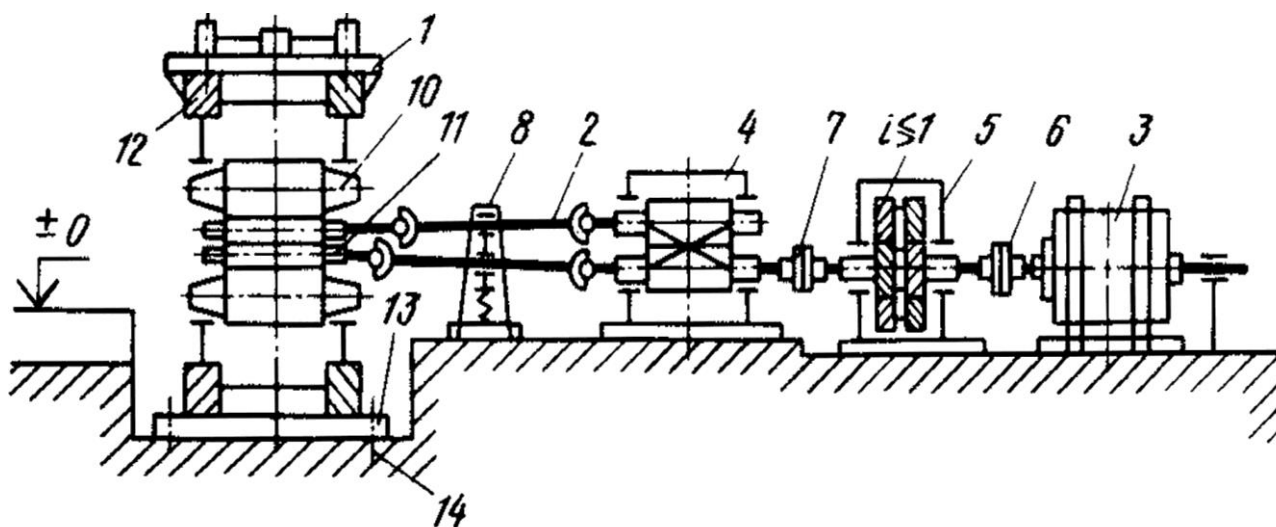


Рисунок 1.2 - Головна лінія кліті стану 1680

Редуктор 5 використовується для зміни числа обертів при передачі руху від двигуна 3 до валків 11. Зубчасті колеса – шевронні з нахилом 30 градусів.

Головна муфта з'єднує вихідний вал силового редуктора з валом шестеренної кліті. По конструкції – це проміжна муфта, яка має вал і дві зубчастих напівмуфти.

Шестеренна кліть 4 призначена для розподілення крутного моменту двигуна між валками. Це одноступінчатий редуктор, передаточне відношення якого дорівнює одиниці, а роль зубчастих коліс виконують шестеренні валки.

Технічна характеристика:

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

Шпинделі 2 призначені для передавання крутного моменту від шестеренної кліті 4 прокатним валкам 11 при відхиленні від співвісності.

При значному переміщенні в вертикальній площині використовують універсальні шпинделі, які можуть передавати крутний момент робочим валкам при перекосі до 10-12 градусів.

Шпиндельні пристрої 8 призначені для врівноваження універсальних шпинделів 2.

Технічна характеристика

Допустимий обертаючий момент на один шпиндель, кНм	– 800
Максимальний робочий обертаючий момент на один шпиндель, кНм	– 560
Режим роботи	– безперервний
Діаметр головок шпинделя, мм	– 580
Діаметр тіла шпинделя, мм	– 320
Довжина шпинделя по осям шарнірів, мм	– 2200
Допустимі межі осьового здвигу валків, мм	– ± 20
Максимальний кут перекоосу в шарнірах	– 3°
Система врівноваження	– пружинна
Максимальний тиск повітря в опорі врівноваження шпинделя, мПа	– 0,02- 0,04

Прокатні валки 11 встановлені в робочій кліті 1, яка сприймає тиск прокатки. Основною характеристикою робочої кліті є розміри прокатних валків: довжина бочки і її діаметр. Кліть в своєму складі має чотири валки, два з яких робочі, два опорні. Опорні валки 10 мають більший діаметр і не контактують з прокатом.

Основні елементи робочої кліті – валки прокатні, підшипникові вузли, механізми для встановлення валків, станина, натискні гвинти.

Робоча кліть складається з двох масивних сталевих литих станин 12, встановлених на плитовини 13, що кріпляться до фундаменту анкерними бовтами 14. В станинах встановлюються подушки з підшипниками і валками, а також пристрої для переміщення верхнього валка по висоті, його осьової

фіксації. Підшипники робочої кліти працюють при дуже великих навантаженнях. Підшипники кочення встановлюються в масивних корпусах, які називаються подушками, що розташовують в проемах станини. Подушки – це спеціальні сталеві відливки, які призначені для збереження точного положення валків відносно станини кліти. Щоб скомпенсувати термічне розширення валків, подушки закріплюють тільки з однієї сторони – протилежній приводу.

Таблиця 1.4 – Технічна характеристика валків чистових клітей стану гарячої прокатки «1680»

Кліти	Тип валків	Матеріал валків	Діаметр бочки, мм		Довжина бочки, мм	Загальна довжина, мм	Діаметр р шийки, мм	Діаметр трефу, мм	Початкова вага валка, т
			Поч.	Кінц.					
№5-10	Опорні	Сталь 9ХФ	1240	1170	1680	4320	650	–	22,7
№5-10	Робочі	Чавун відбілений	600	580	1680	3730	396	360	5,62

Станина 12 робочої кліти сприймає все зусилля, що виникає при прокатці металу і тому виконується масивною – до 60-120 т. Матеріал станини – сталеве лиття з 0,25-0,35% вуглецю. Натискний пристрій призначений для притиснення робочих валків під час проходження листа, що прокочується, між робочими валками, тобто регулювання зазору між робочими валками.

3 СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА

2.1.Опис проекту модернізації

З метою підвищення надійності та довговічності шпindelного вузла, пропонується модернізація системи змащення бронзових вкладишів та підшипників механізму врівноваження для забезпечення змащення за системою «масло-повітря».

Бронзові вкладиші дефіцитні, дорого коштують та мають незначний термін експлуатації тому, на основі передових наукових розробок, можлива заміна їх на високоякісні вкладиші з армованих полімерів. Що в комплексі з модернізацією системи змащення дозволяє отримати збільшення терміну експлуатації вузла третя більш ніж в два рази. Також підвищується стійкість до ударних динамічних навантажень, з'являється властивість розподілення навантаження, при цьому такі вкладиші мають малий шум та вагу.

Масло-повітряні масляні системи (рис.2.1) мають важливу перевагу в порівнянні зі змащенням системою «масляного туману»: дуже незначна і точно дозована кількість мастила надходить в кожен окремий вузол тертя (підшипник, бронзовий вкладиш) за допомогою стисненого повітря, що дозволяє різко знизити втрати мастила в навколишнє середовище. Надходження за такою системою мінімальної кількості мастила (витрати в 100 раз менші, ніж при змащенні пластичним мастилом) дозволяє підшипникам працювати при таких низьких температурах і на таких високих швидкостях, які не може забезпечити жоден інший спосіб змащування. В нашому випадку ця система дозволяє значно зменшити зношення бронзових вкладишів та збільшити термін експлуатації шпindelів (без проведення ремонту) з 1-го до 3-х місяців.

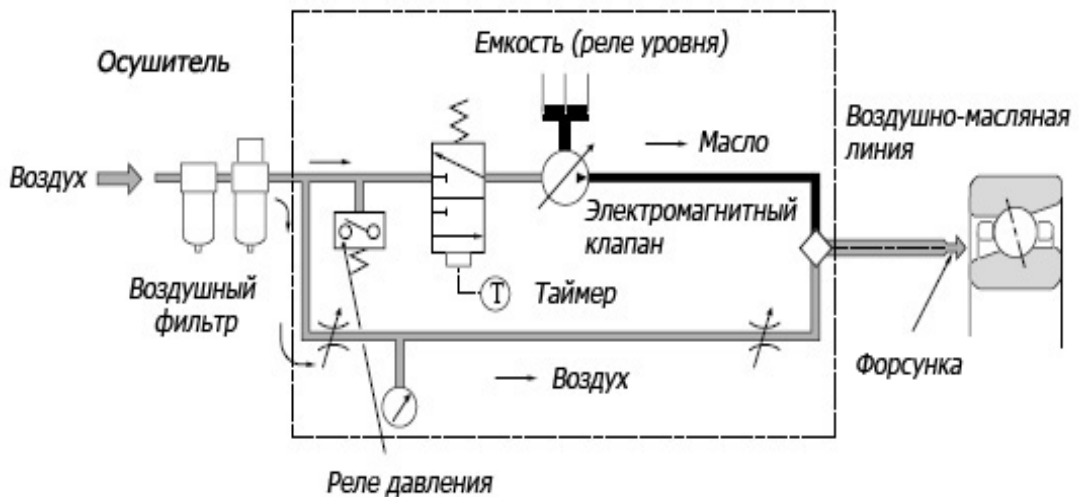


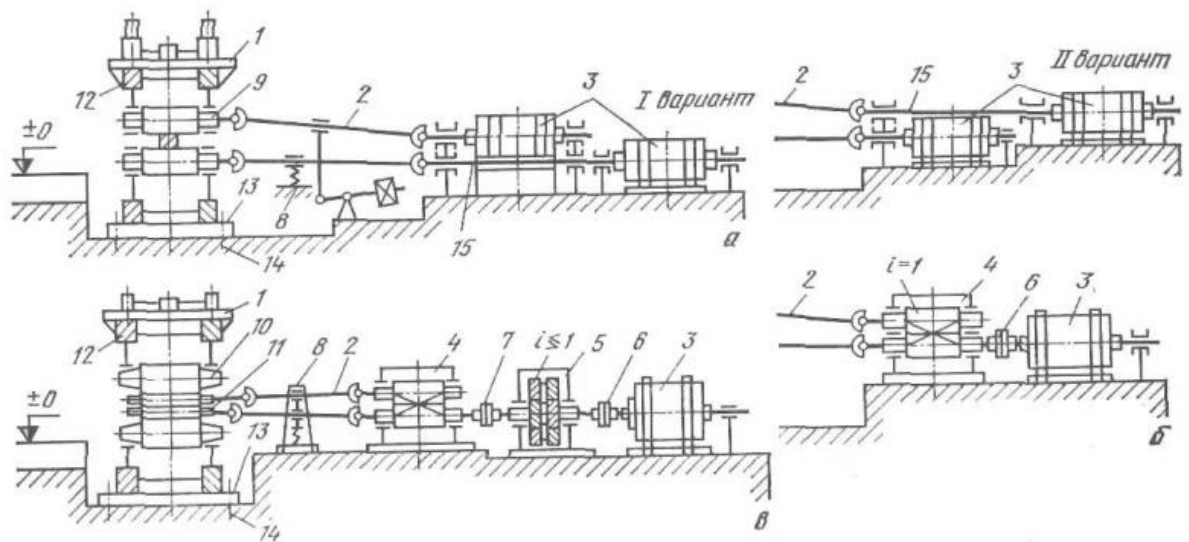
Рисунок 2.1 – Масло-повітряна система змащення

2.2 Огляд та аналіз існуючих приводів робочих клітей прокатних станів.

Основним робочим органом (інструментом) кожного прокатного стану є валки, що обертаються в підшипниках, встановлених в робочих клітях. Привід валків здійснюється від електродвигуна через проміжні передавальні механізми та пристрої. Механізми та пристрої, призначені для передачі обертання валкам і сприйняття, виникаючих при пластичній деформації (обтисненні) металу зусиль і крутять моментів, складають головну лінію робочої кліті (рис 2.2) [6,7,10].

Обладнання, яке входить в головну лінію, складається з робочої кліті 1, передавальних механізмів 2,4,5,6 і 7 та головного електродвигуна 4.

Робоча кліть складається з двох масивних литих станин 12, встановлених на плитовини 13, прикріплені до фундаменту анкерними болтами 14. В станинах змонтовані подушки з підшипниками і валками 9,10 і 11, а також пристрої для переміщення верхнього валу по висоті і його осьової фіксації, направляючі проводки для металу і т.д.



- 1 – робоча кліть; 2 – шпindelь; 3 - двигун; 4-шестирінчата кліть;
 5-редуктор; 6,7-муфти; 8-урівноважуючий пристрій; 10-опорний валок;
 11-робочий валок; 12-станина; 13-плита; 14-анкерні болти.
- а - індивідуальний привід валків від головних електродвигунів;
 б - привід валків від електродвигуна через шестеренну кліть;
 в- привід валків від електродвигуна через редуктор та шестеренну кліть.

Рисунок 2.2 - Схема головних ліній робочих клітей

Передавальні механізми та пристрої залежно від призначення і конструкції прокатного стану можуть бути різними. На великих станах, а також на станах, прокочується метал з великою швидкістю, застосовують індивідуальний привід робочих валків від окремих електродвигунів; в цьому випадку передавальним пристроєм є універсальні шпинделі 2, проміжний вали 15 і муфти. На інших станах привід робочих валків здійснюється від одного електродвигуна через шестеренну кліть 4 з передавальним числом i ; в цьому випадку між електродвигуном і робочою кліттю в одну лінію розташовані моторна муфта 6, шестернева кліть 4 і універсальні шпинделі 2 з пристроєм для врівноваження 8. Якщо швидкість електродвигуна не відповідає частоті обертання валком, то в лінії приводу валків встановлюють редуктор 5 і корінну муфту 7.

В якості головного електродвигуна прокатного стану використовуються двигуни спеціального (металургійного) типу з повітряним продувається охолодженням; для станів з постійною швидкістю прокатки (чорнових клітей безперервних станів) застосовують з регульованою швидкістю прокатки встановлюють двигуни постійного струму великої потужності, що живляться від спеціальних перетворювачів.

2.3. Аналіз недоліків головної лінії стану 1680 і заходи по її усуненню

Основним недоліком головної лінії кліті стану є зачеплення Новікова в шестеренному редукторі. Пропонується провести заміну шестеренної кліті з виконанням наступних змін: шестеренну кліть раціонально встановити на плитовину, виключаючи безпосередній контакт станини кліті з фундаментом, що дасть змогу використовувати агрегатний метод ремонту, і, як наслідок, значно зменшити тривалість ремонту.

Для регулювання співвідношення валків шестеренної кліті доцільно ввести клиновий метод регулювання, який дозволяє виконувати легкий та швидкий контроль співвідношення шляхом забивання, вибивання клинів.

Підшипники валків доцільно розмістити в подушках, які в свою чергу будуть встановлені в станину шестеренної кліті – це дає змогу виключити безпосередній контакт підшипника з корпусом кліті і виключити багаторазове напавлення посадочних місць підшипників.

Сьогодні шестеренна кліть на основі евольвентного зубчастого зачеплення із шліфованими загартованими зубцями – це виріб на порядок більш високого класу ніж зачеплення Новікова. Вони переважають по всім ключовим параметрам – навантаженню, точності, шумності, габаритам. Всі ці переваги забезпечує саме фінішна обробка поверхні зубців (гартування з послідуною цементациєю). Також параметри евольвентної передачі можна коректувати, пристосовуючи її до особливостей механізму, для якого вона створюється. В зачепленні Новікова таких можливостей не може бути.

Евольвентне зачеплення з високою точністю обробки поверхні зубців дає змогу рівномірно і тонким шаром утримувати змащувальний матеріал на поверхні зубців, при цьому помітно зменшуючи знос зубців та їх викришування.

2.4 Характерні види відмов головної лінії стану 1680 і їх ремонтпридатність

Відмова – це подія, в результаті якої наступає зникнення працездатності. Відмови обладнання можуть бути постійними або ж аварійними. Постійні відмови зазвичай виникають у зв'язку з особливостями експлуатації, або ж певними недоліками при проектуванні, неточними розрахунками, що призводять до виходу з ладу однієї якоїсь частини. Більш серйозною є аварійна відмова в процесі роботи стана, зазвичай це призводить до повної його зупинки і простою [4,5].

Серед характерних відмов деталей та вузлів приводу чистової кліті «кварто» можна виділити:

- викришування зубців шевронних валків шестеренної кліті, це пов'язане з тим, що агрегат працює у важкому режимі або ж певними порушеннями у роботі системи змащування. У випадку поламавання зубців шеврона, його повністю замінюють на новий. Так як це відповідальний вузол, тому профіль зубця не відновлюється;
- інтенсивне зношування бронзових вкладишів універсального шпинделя під дією значного динамічного навантаження та великого коефіцієнта тертя. При незначному зношенні вкладиші, під час ремонту, міняють місцями та продовжують експлуатацію. При зношенні більше гранично допустимих розмірів, вкладиш замінюють на новий;
- ослаблення кріплення зубчастих муфт. В наслідок цього відбувається інтенсивне зношення муфт, отворів під кріплення та виникають динамічні навантаження в механізмах приводу чистової кліті. Ліквідують

- спрацювання підтяжкою, чи заміною послабленого кріплення під час планово попереджувальних ремонтів;
- при виході з ладу підшипників шестеренної кліті, пристроїв врівноваження шпинделів та підшипників редуктора, виконується їх заміна на нові;
 - зубчасті колеса редуктора підлягають заміні при зносі зубів по товщині, виміряній по дузі ділильного кола, більше 20%. Зубчасті колеса, у яких знайдені тріщини на маточині, ободі або диску, як правило замінюють новими. Якщо в передачі зламаний зуб, то його допускається ремонтувати зварюванням. Для цього поламаний зуб вирубують вщент, потім по довжині зуба просвердлюють декілька отворів, нарізують в них різьблення і встановлюють шпильки, після чого наплавляють за мідними шаблонами. Також можливе відновлення зламаних зубів шляхом постановки ремонтних вставок. Після наплавлення зубчасте колесо відпалюють, обробляють на металоріжучих верстатах і остаточно підганяють обкаткою.

Ремонтопридатність – властивість виробу, яка міститься в його пристосуванні для попередження причин виникнення відмов та ліквідації їх наслідків, шляхом проведення технічного обслуговування і ремонтів.

Механізми приводу чистової кліті – ремонтнопридатні, так як всі деталі і вузли підлягають заміні або поновленню.

Ремонтопридатність приводу чистової кліті №5 визначається її якісним технічним обслуговуванням, своєчасним виявленням дефектів у роботі обладнання та їх ліквідації.

2.5 Заходи по підвищенню надійності і довговічності обладнання головної лінії стану 1680

Довговічність – це властивість об'єкту зберігати працездатність по настанню граничного стану при встановленій системі технічного обслуговування і ремонтів.

Надійність приводу чистової кліті «кварто» визначається досконалістю конструкції та технологією виготовлення деталей, багато в чому залежить від умов експлуатації.

Знос є причиною виходу зі строю більшості вузлів і деталей, тому велику увагу доводиться приділяти збільшенню довговічності.

Основними способами підвищення надійності при механічному зносі є: правильний вибір матеріалу для виготовлення деталі, системи змащування та самого мастила, збільшення твердості контактуючих поверхонь.

Основною деталлю шестеренної кліті є шестеренний валок, виготовлений з легованої сталі Сталь 20ХН3А. Для підвищення надійності трибових валків доцільно використати поверхнєве гартування зубців валків до твердості 500-550 НВ.

Універсальний шпindel виготовляється з легованої сталі 34ХН3МА. Доцільно застосувати гартування з високим відпуском до твердості 250-280 НВ.

Бронзові вкладиші універсальних шпindelів працюють із значним коефіцієнтом тертя при постійному навантаженні, виготовляються з високоміцної прокованої бронзи марки Бр АЖ9- 4 або латуні ЛАЖМц66-6-3-2. Підвищення їх довговічності передусім досягається завдяки якісному контролю за змащенням. При граничній спрацьованості робочих поверхонь – відновленню та ремонту не підлягають. Перед кожною їх заміною на нові, необхідно видалити всі подряпини та вибоїни на контактній поверхні головки шпинделя способом шліфування.

Основним робочим органом стану є робочі валки, збільшення поверхневої твердості яких буде ефективним. Валки виготовляються з високо вуглецевих сталей, легованих та спеціальних марок чавуну. Для підвищення надійності і стійкості валків виконується поверхнєве гартування на глибину 3 мм. Отримуємо твердість 600 НВ і збільшений строк експлуатації.

Для виготовлення зубчастих муфт використовують вуглецеві якісні сталі 40-50-55, а також леговані сталі. Зубчасті муфти являються високо

навантаженими передачами, також вони працюють при високих швидкостях тому до них висувають значні вимоги до габаритів та високу точність виготовлення. Для збільшення надійності та довговічності використовують наступні види термічної обробки: цементація та нітроцементація із загартовуванням.

Шарнір універсального шпинделя на підшипниках ковзання утворюється лопаттю (як з боку робочих валків , так і з боку приводу) ; головкою шпинделя має спеціальну циліндричну розточку під вкладиші; бронзовими сегментними вкладишами і каменем, що дозволяє фіксувати бронзові вкладиші щодо лопаті .

З боку робочої кліті шарнір зроблений «плаваючим» в осьовому напрямку. Така конструкція необхідна для компенсації кутів нахилу шпинделя, які постійно змінюються при зміні відстані між робочими валками, а також це полегшує роботу при частій зміні валків. Особливості конструкції «плаваючого» шарніра в тому , що в лопаті передбачається проріз для переміщення каменю. Шарнір з боку приводу виконаний фіксованим. У лопаті передбачено отвір для каменю.

Камінь , що встановлюється в « плаваючому» шарнірі має з двох сторін цапфи , що дозволяють фіксувати на них вкладиш. Камінь у фіксованому шарнірі виконаний з одного цапфою, з іншого боку в тілі каменю виконується різьбовий отвір для кріплення каменю гвинтом з діаметром різьблення M18.

Для зниження зносу каменів , на їх поверхню наплавляється бронза. Мастило універсальних шарнірів - заставна, через передбачені для цього мастильні канавки.

2.6 Вибір електродвигуна робочої кліті стана

Момент $M_{\partial e}$ під час прокатки, наведений до вала електродвигуна складається з:

- M_{δ} - моменту деформації;
- M_{T1} - моменту тертя в підшипниках;
- M_{T2} - моменту тертя в передавальних механізмах головної лінії;
- M_{xx} моменту холостого ходу.

Момент деформації визначають по методу плеча моменту, виразивши плече рівнодіючої сили прокатки через коефіцієнт плеча моменту ψ :

$$M_{\delta} = 2 \cdot P \cdot \psi \cdot l_{\delta}, \quad (2.1)$$

де ψ - коефіцієнт плеча, приймається в межах 0,5...0,25;

$P = 30$ МН – мінімальне розрахункове припустиме зусилля;

$l_{\delta} = 45,23$ мм – довжина дуги деформації.

$$M_{\delta} = 2 \cdot 30 \cdot 0,25 \cdot 0,04523 = 0,64 \text{ МНм}$$

Момент тертя в підшипниках:

$$M_{T1} = P \cdot f_{\Pi} \cdot d_{\Pi} \frac{D_P}{D_O}, \quad (2.2)$$

де $f_{\Pi} = 0,004$ – коефіцієнт тертя в підшипниках валків;

$d_{\Pi} = 840$ мм – діаметр тертя в підшипниках валків;

$D_O = 1240$ мм – діаметр бочки опорного валка;

$D_P = 620$ мм – діаметр бочки робочого валка;

$$M_{T1} = 11,8 \cdot 0,004 \cdot 0,840 \cdot \frac{0,620}{1,240} = 0,048 \text{ МНм.}$$

Момент тертя в передавальних механізмах головної лінії, визначається за допомогою коефіцієнта корисної дії й рівняється:

$$M_{T2} = \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right) \cdot \frac{M_{\delta} + M_{T1}}{i}, \quad (2.3)$$

де $i = 7,23$ - передаточне число привода;

$\eta = 0,9$ - ККД приводу.

$$M_{T2} = \left(\frac{1}{0,9} - 1 \right) \cdot \frac{0,64 + 0,048}{7,23} = 0,01 \text{ МНм}$$

Потрібно враховувати також момент, використовуваний тільки для привода валків, тобто момент холостого ходу, що дорівнює:

$$M_{xx}=0,02 \cdot (M_{\delta} + M_{T1} + M_{T2}), \quad (2.4)$$

$$M_{xx} = 0,02 \cdot (0,64 + 0,048 + 0,01) = 0,014 \text{ МНм}$$

Таким чином, момент під час прокатки, наведений до вала електродвигуна дорівнює:

$$M_{ДВ} = \frac{M_{\delta} + M_{T1}}{\eta \cdot i} + M_{T2} + M_{xx}, \quad (2.5)$$

$$M_{ДВ} = \frac{0,64 + 0,048}{0,9 \cdot 7,23} + 0,01 + 0,014 = 0,13 \text{ МНм}$$

Потужність електродвигуна під час прокатки визначається:

$$P_{\delta\delta} = M_{\delta\delta} \cdot \omega_{\delta\delta}, \quad (2.6)$$

де $\omega_{\delta\delta} = 65,94 \text{ хв}^{-1}$ – кутова швидкість двигуна:

$$n_{\delta\delta} = 630 \text{ хв}^{-1}.$$

$$P_{\delta\delta} = 0,13 \cdot 65,94 = 8,572 \text{ МВт} = 8572 \text{ кВт}$$

Коефіцієнт перевантаження по потужності визначаємо за формулою:

$$K_{\Pi} = \frac{P_{ДВ}}{P_{НОМ}} \leq [K_{\Pi}], \quad (2.7)$$

де $P_{\delta\delta} = 8572 \text{ кВт}$ – розрахункова потужність;

$P_{НОМ} = 7000 \text{ кВт}$ – номінальна потужність;

$[K_n] = 2$ – припустимий коефіцієнт перевантаження.

$$K_{\Pi} = \frac{8572}{7000} = 1,23 < [K_{\Pi}] = 2$$

Умова виконана.

Обираємо електродвигун AMZ 1600 FF 12 з паспортними даними, наведеними в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Паспортні дані електродвигуна постійного струму з незалежним порушенням типу AMZ 1600 FF 12.

Потужність двигуна, P , кВт	Напруга, V , В	Сила струму, I , А	Частота обертання вала, n , об/хв.		Напруга обмотки незалежного збудження, V	Номінальна сила струму обмотки незалежного збудження, I_{06} , А
			min	Max		
7000	3000	2330	50	630	145	40

2.7 Основні кінематичні і силові параметри головної лінії стану 1680.

Вихідні дані:

Потужність електродвигуна	$P = 7000$ кВт
Частота обертання електродвигуна	$n = 270 \dots 500$ об./хв.
Швидкість прокатки	$v = 1,6 \dots 2,2$ м/с
Діаметр робочих валків	$D = 600$ мм

Рішення

1) Частота обертання робочих валків:

$$n_p = \frac{60 \cdot v}{\pi D_p} = \frac{60 \cdot (1,6 \dots 2,2)}{3,14 \cdot 0,6} = 51 \dots 68 \text{ хв}^{-1}$$

2) Передавальне число приводу

$$U = \frac{n}{n_p} = \frac{270 \dots 500}{51 \dots 68} = 5,29 \dots 7,35$$

3) За каталогом вибираємо редуктор циліндричний одноступінчатий спеціальний з шевронною передачею Ц1Ш – 2568. Міжцентрова відстань $a_{\omega} = 2568$ мм. Загальне передаточне число $u = 7,23$;

4) Характеристика зубчатого зачеплення редуктора:

Число зубців шестерні	$z_1 = 26$
Число зубців колеса	$z_2 = 188$
Ширина колеса	$B = 1400$ мм

5) Частота обертання і кутова швидкість вхідного валу силового редуктора

$$n_1 = n_{\text{дв}} = 270 \dots 500 \text{ об./хв.}$$

$$\omega_1 = \frac{n}{9,55} = \frac{270 \dots 500}{9,55} = 28,3 \dots 52,4 \text{ рад/с}$$

6) Частота обертання шпинделів робочих валків і кутова швидкість:

$$n_p = 48 \text{ хв}^{-1}$$

$$\omega_p = \frac{n_p}{9,55} = \frac{48}{9,55} \text{ рад/с}$$

7) Крутний момент на валу електродвигуна

$$M_1 = \frac{P}{\omega_1} \eta_m,$$

де: η_m – ККД муфти, $\eta_m = 0,9$, [10];

$$M_1 = \frac{7000}{28,3 \dots 52,4} \cdot 0,9 = 120 \dots 222,6 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

8) Частота обертання, кутова швидкість вихідного валу редуктора та крутний момент, що передається цим валом.

$$n_2 = \frac{n_1}{U_p} = \frac{270 \dots 500}{7,23} = 37,3 \dots 69 \text{ об./хв}$$

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{U_p} = \frac{28,3 \dots 52,4}{7,23} = 3,9 \dots 7,24 \text{ рад/с}$$

$$M_2 = M_1 \cdot U_p \cdot \eta_p,$$

де η_p – ККД редуктора з урахуванням коефіцієнту, що враховує втрати у підшипниках кочення, $\eta_p = 0,96$.

$$M_2 = (120 \dots 222,6) \cdot 7,23 \cdot 0,96 = 834,3 \dots 1545 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

9) Частота обертання, кутова швидкість та крутний момент вхідного валу шестеренної кліті:

$$n_{\text{ш}} = n_2 = 37,3 \div 69 \text{ об./хв.};$$

$$\omega_{ш} = \frac{n}{9,55} = \frac{37,3...69}{9,55} = 3,9...7,23 \text{ рад/с};$$

$$M_{ш.к.} = M_2 \cdot \eta_m,$$

де η_m – ККД муфти, $\eta_m = 0,87$, [11, ст. 314];

$$M_{шк} = (834,3...1545) \cdot 0,87 = 725,8...1344,2 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

10) Частота обертання, кутова швидкість та крутний момент, що передається робочим валкам:

$$n_p = n_{ш} = 37,3...69 \text{ об/хв}$$

$$\omega_p = \omega_{ш} = 3,9 \div 7,23 \text{ рад/с};$$

$$M_p = \frac{M_{шк}}{\eta_{шк} \cdot \eta_{шп}},$$

де $\eta_{ш.к.}$ – ККД шестеренної кліти з урахуванням коефіцієнту, що враховує втрати у підшипниках кочення; $\eta_{ш.к.} = 0,93$;

$\eta_{шп.}$ – ККД універсальних шпинделів $\eta_{шп.} = 0,99$ [8].

$$M_p = \frac{725,8...1344,2}{0,93 \cdot 0,99} = 788...1460 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

2.8 Розрахунок елементів універсального шпинделя

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

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

Вихідні дані:

Тип шпинделя - шарнірний із бронзовими вкладишами.

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

Максимальний короточасний обертовий момент – 400 кН·м.

Режим роботи - нереверсивний.

Зрівноважування шпинделя - пружинне.

Максимальний робочий кут перекосу в шарнірах - 3° .

2.8.1 Розрахунок лопаті муфти

Матеріал 40ХНМ2МА, ГОСТ 4543-71 ($\sigma_T \geq 600$ МПа) ($\sigma_B \geq 750$ МПа).

Ескіз лопаті із вказівкою перетинів, у яких визначаються напруги, наведений на рисунку 3.7.

Лопаті шарніра сприймають із боку вкладиша тиск, розподілений приблизно по трапеції (рис 3.4). Тому рівнодіюча P тиску на одну галузь лопаті буде зміщена від центра її перетину. Отже, у небезпечних перерізах I-I, III-III, крім напруг вигину будуть також напруги крутіння.

Зусилля P при цьому можна визначити з вираження:

$$P = \frac{M}{2 \cdot f_0}, \quad (2.8)$$

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

$$f_0 = \frac{b_0}{3} \cdot \frac{1 - (C_0/b_0)^3}{1 - (C_0/b_0)^2} \quad (2.9)$$

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

$C_0 = 0,10$ м - ширина прорізу.

Підставивши значення у вираз (3.19), одержимо:

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

Згинальний момент від дії сили P , при цьому рівняється

$$M_{зг} = P \cdot x, \quad (2.10)$$

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

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

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

Підставивши значення у вираз (2.20), визначимо згинальний момент у перетині I-I:

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

Обертний момент у небезпечному перерізі I-I дорівнює (рис.2 4,б)

$$M_{кр} = P \cdot e, \quad (2.11)$$

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

Підставивши значення у вираження 2.21, одержимо:

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

Напряга вигину й крутіння для небезпечного перерізу I-I визначаються по формулах:

$$\sigma = \frac{6 \cdot M_{зг}}{b \cdot S^2}, \quad (2.12)$$

$$\tau = \frac{M_{кр}}{\eta \cdot S^3}, \quad (2.13)$$

де $b=0,23$ м – ширина лопаті;

S - товщина перетину лопаті;

η – коефіцієнт при підрахунку моменту опору крутінню, що залежить від відношення b/S і рівний (з урахуванням запасу моменту опору крутінню у вигляді ηS^3):

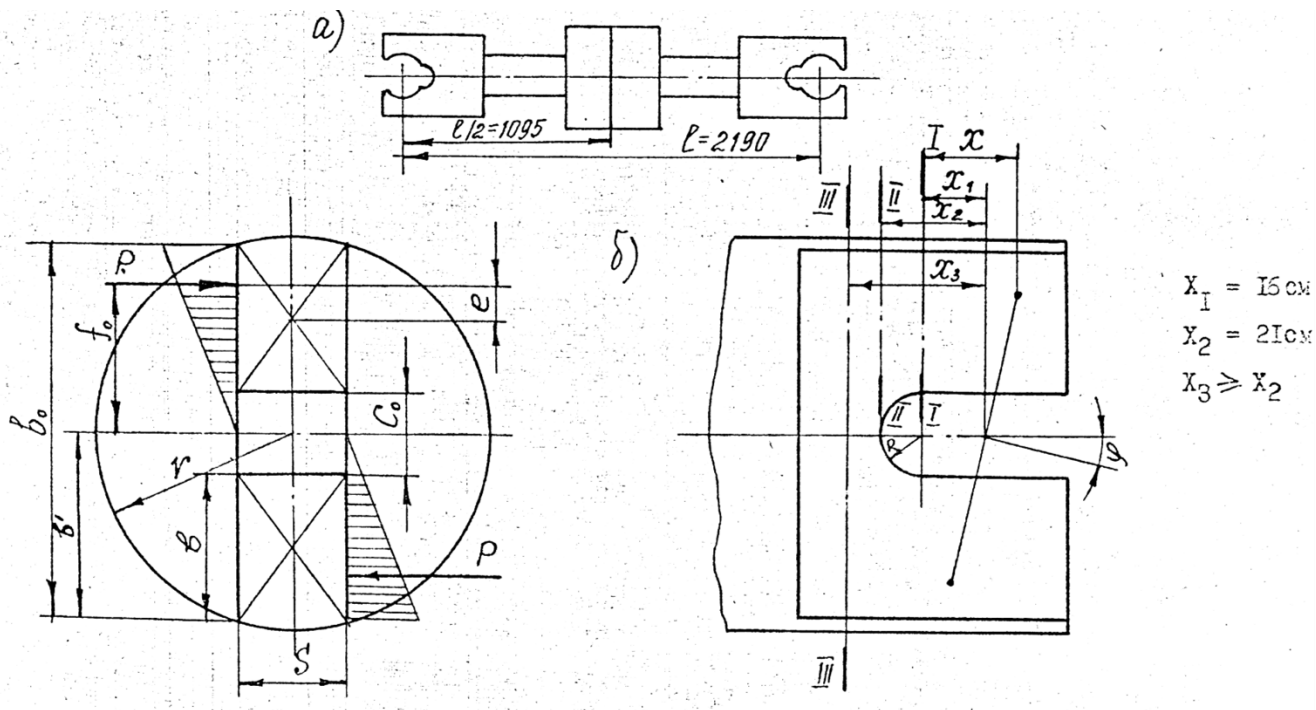


Рисунок 2.3 – Ескіз лопати з небезпечними перерізами

Таблиця 2.2 – Значення коефіцієнтів

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

Для перетину I-I:

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

Підставивши значення у вирази (2.12) і (2.13), визначимо напругу вигину й кручення:

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

$$\tau = \frac{0,0544 \cdot 10^6}{0,348 \cdot 0,15^3} = 46,3 \cdot 10^6 \frac{H}{m^2} = 46,3 \text{ МПа}$$

Наведена напруга визначається з вираження:

$$\sigma_{ПРИВ} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2}, \quad (2.14)$$

де σ - напруга вигину;

τ - напруга крутіння.

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

Напруги, що діють у перетині II-II $x=0,359$ м, при $x_2=0,21$ м, визначимо з виражень 2.22 й-2.23.

Згинальний момент від дії сили P , за виразом (2.20) :

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

Напруга вигину для небезпечного перерізу II - II визначимо з виразу (2.22):

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

при $b=0,28$ м (рис 2.7) – ширина перетину II-II:

$$\frac{b}{S} = \frac{0,28}{0,15} = 1,85 \quad \eta = 0,385 \quad (\text{таблиця 2.3})$$

Обертовий момент у перетині II-II визначимо з виразу (2.11):

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

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

Напруги крутіння в перетині II-II визначимо з виразу (2.13):

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

Наведена напруга в перетині II-II визначимо з вираження 2.14:

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

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

$$\tau = \frac{M}{W_K}, \quad (2.15)$$

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

W_K – момент опору при крутінні.

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

$$W_K = \eta \cdot b_0 \cdot S^2, \quad (2.16)$$

де η залежить від відношення b_0/S (таблиця 3.1); $\frac{b_0}{S} = \frac{0,56}{0,15} = 5,733$; $\eta = 0,894$

Підставивши числові значення вираження 2.16, 2.15, 2.14, одержимо:

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

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

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

Запаси міцності в перетинах I- I, II- II, III- III по межі міцності σ_B і границі текучості σ_T при максимальному робочому обертовому моменті переданим одним шпинделем $M_{кр}=280$ кНм:

$$n_B = \frac{\sigma_B}{\sigma_{ПРИВ}}, \quad (2.17)$$

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{ПРИВ}}, \quad (2.18)$$

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

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

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

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

$$\sigma_{max} = \sigma_{ПРИВ} \cdot \frac{M_{max}}{M_{кр}}, \quad (2.19)$$

де $\sigma_{прив}=198,5$ МПа - наведена напруга в перетині II-II;

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

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

Підставивши значення у вираз (2.29), одержимо:

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

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

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

Значень запасу міцності досить навіть при дії максимального короточасного обертового моменту, $[n]=2$ - граничне припустиме значення запасу міцності.

2.8.2 Розрахунок вилки шарніра з боку валка

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

Ескіз вилки з $\varnothing 580$ мм із вказівкою перетинів, у яких визначається напруга, представлений на рисунку 2.8.

З огляду на те, що кліті стана 1680 нереверсивні й момент прокатки передається в шпинделі, як показано на рисунку 2.5 (перетин А-А), силове навантаження вилки шпинделя при розрахунку робимо з уточненням моменту опору при крутінні для перетину А-А (рис.2.5).

На рисунку 2.5 дана схема дії сил на щоки вилки шпинделя при передачі їм обертового моменту M . Вилка кожною своєю щокою сприймає з боку вкладиша тиск, розподілений приблизно по трапеції в перетині А-А, перпендикулярному площини лопаті.

Відстань від осі вилки до крапки додатка рівнодіючої тиску P (до центра ваги трапеції питомих тисків) визначається по формулі:

$$f = \frac{b}{3} \cdot \frac{1-(c/b)^3}{1-(c/b)^2}, \quad (2.20)$$

де $b = 0,2539$ м – ширина щоки;

$c = 0,14$ м - ширина прорізу.

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

Отже, величина рівнодіючої P (рис. 2.9) визначається з вираження:

$$P = \frac{M}{2 \cdot f}. \quad (2.21)$$

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

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

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

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

Якщо по осі $y'-y'$ перетину А-А (рис. 2.5) прикласти дві зустрічні сили P_1 і P_2 , то можна зробити вивід, що на щокі вилки діє пари сил P і P_1 , момент якої дорівнює Pf і сила P_2 , що викликає в щокі вилки напруги вигину, розтягання й крутіння. В остаточному підсумку напруги в довільному перетині Б-Б щокі вилки будуть визначатися наступними моментами й силами:

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

$$M_{xx} = P \cdot x, \quad (2.22)$$

де x – плече сили P .

2) силою, що розтягує, N

$$N = P \cdot \sin(\varphi + \beta), \quad (2.23)$$

де β - кут нахилу перетину Б-Б;

β - кут нахилу шпинделя,

3) згинальним моментом щодо осі в перетину:

$$M_{yy} = \frac{M}{2} \cdot \sin(\varphi + \beta), \quad (2.24)$$

4) обертовим моментом.

$$M_{кр} = \frac{M}{2} \cdot \cos(\varphi + \beta), \quad (2.25)$$

Напруги в перетині Б-Б досягають найбільшого значення звичайно на лінії EF , у точці B або E й F .

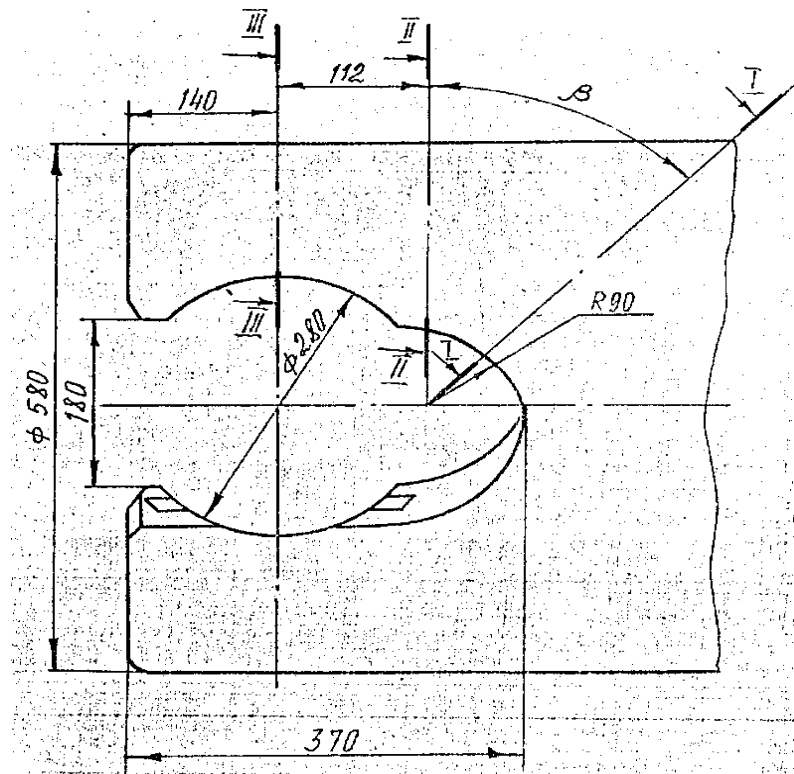


Рисунок 2.4 – Ескіз качани з $\varnothing 580$ мм із небезпечними перерізами

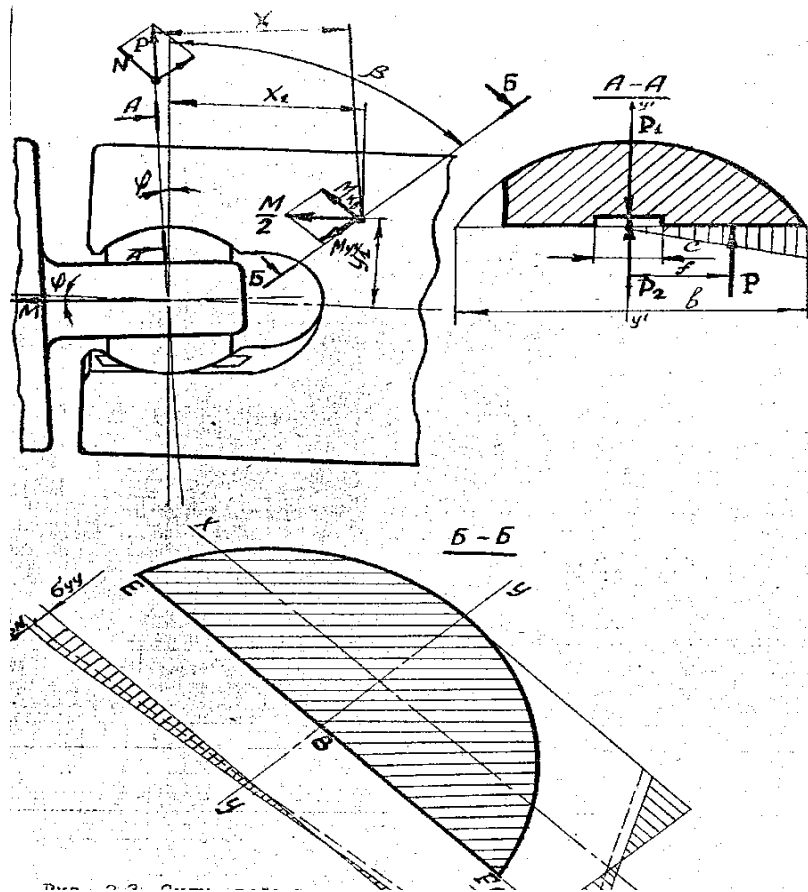


Рисунок 2.5 – Сили, що діють на вилку шарніра

Складові цих напруг будуть наступні:

- 1) напруги вигину від основного згинального моменту M_{xx} , які на внутрішній поверхні щоки качани, тобто на лінії EF рівні:

$$\sigma_{xx\text{вн}} = \frac{M_{xx}}{W_{xx\text{вн}}}, \quad (2.26)$$

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

- 2) напруги розтягання від сили N :

$$\sigma_N = \frac{N}{F}, \quad (2.27)$$

де F – площа перетину Б-Б.

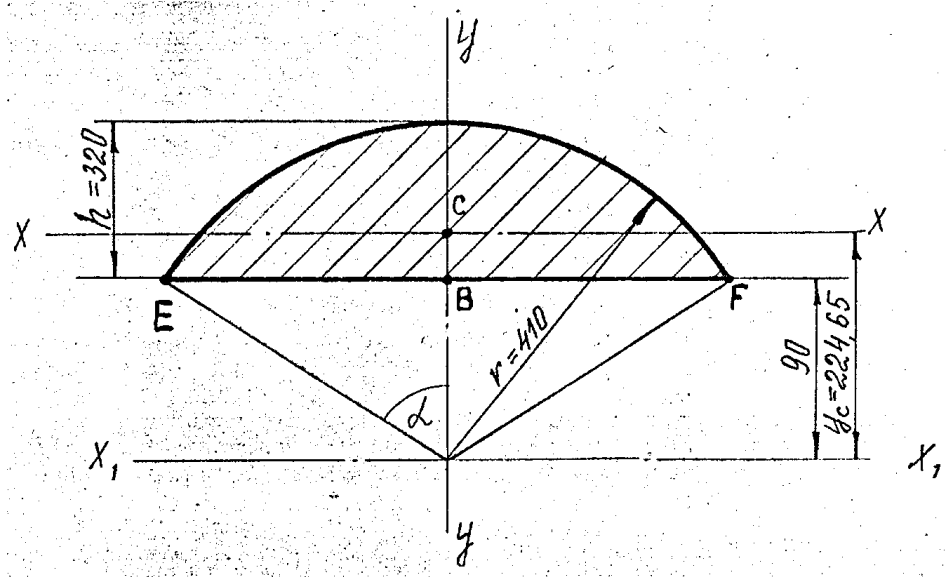


Рисунок 2.6 – Перетин I-I

3) напруги вигину від моменту M_{yy} в точці E або F

$$\sigma_{yy} = \frac{M_{yy}}{W_{yy}}, \quad (2.28)$$

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

4) напруги крутіння, що досягають максимуму в точці B :

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

де $W_{крB}$ – момент опору крутінню для точки B перетині Б-Б.

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

2.8.3 Розрахунок геометричних характеристик перетину I-I

Розрахунок геометричних характеристик перетину I-I буде відбуватися згідно даним представленим на рисунку 2.4:

$$\cos \alpha = 1 - \frac{h}{r}; \quad \cos \alpha = 1 - \frac{32}{41} = 0,219513; \quad \sin \alpha = 0,9772;$$

$$\alpha = 77^\circ 44' = 1,3495 \text{ рад}$$

Площа перетину:

$$F = \frac{r^2}{2}(2\alpha - \sin 2\alpha), \quad (2.30)$$

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

Координати центра ваги перетину:

$$y_c = \frac{4}{3} \cdot \frac{r \cdot \sin^3 \alpha}{2\alpha - \sin 2\alpha}, \quad (2.31)$$

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

Осьовий момент інерції щодо осі x_{I-xI} :

$$J_{xI} = \frac{F \cdot r^2}{4} \left[1 + \frac{2 \cdot \sin^3 \alpha \cdot \cos \alpha}{\alpha - \sin \alpha \cdot \cos \alpha} \right], \quad (2.32)$$

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

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

$$J_x = J_{xI} - F \cdot y_c^2, \quad (2.33)$$

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

Осьовий момент інерції щодо осі y :

$$J_y = \frac{F \cdot r^2}{4} \left[1 - \frac{2}{3} \cdot \frac{\sin^3 \alpha \cdot \cos \alpha}{\alpha - \sin \alpha \cdot \cos \alpha} \right], \quad (2.34)$$

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

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

$$W_{xx \text{ в н}} = \frac{J_x}{y_c - (r-h)}, \quad (2.35)$$

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

Момент опору перетину щодо осі y :

$$W_{yy} = \frac{J_y}{r \cdot \sin \alpha}, \quad (2.36)$$

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

Момент опору крутінню для точки B перетини може бути визначений по формулі С.В. Єнгалічева [8,9,10]:

$$W_{кр. B} = \frac{r^3}{2,86} \cdot \left(\frac{h}{r} \right)^{2,81}, \quad (2.37)$$

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

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

Визначаємо момент і сили в перетині I-I.

Координати нейтральної лінії перетину I-I ($\beta = 45^\circ$, рис. 2.7 і 2.8)

$$x_1 = 0,2988 \text{ м};$$

$$y_1 = 0,1588 \text{ м}.$$

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

Підставивши чисельні значення в вираз (2.22), визначимо згинальний момент щодо осі $x-x$ при дії $M_{кр}=280$ кНм:

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

Підставивши чисельні значення у вираз (2.23), визначимо силу, що розтягує:

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

Підставивши чисельні значення у вираз (2.24), визначимо згинальний момент щодо осі y :

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

Підставивши чисельні значення у вираз (2.25), визначимо обертовий момент:

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

Підставивши чисельні значення у вирази (2.26-2.29), визначимо складових напруг у перетині I-I:

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

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

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

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

Наведена напруга в точці B перетину I-I:

$$\sigma_{ПРИВ} = \sqrt{(\sigma_{xx_{вн}} + \sigma_N)^2 + 3\tau_{кр.В}^2}, \quad (2.38)$$

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

Сумарне що розтягує й наведена напруга в точках E й F перетину I-I можна визначити як суму $\sigma_{xx,вн}$, σ_{yy} , σ_{NN} :

$$\sigma_{сум} = \sigma_{xx,вн} + \sigma_{yy} + \sigma_{NN}, \quad (2.39)$$

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

Наведена напруга в точці E дорівнює:

$$\sigma_{прив.Е} = \sqrt{\sigma_{сум}^2 + 3 \cdot \tau_{КРВ}^2}, \quad (2.40)$$

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

Коефіцієнт запасу по межі міцності σ_B і границі текучості σ_T :

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

Зробимо розрахунок напруг при короткочасному максимальному моменті $M = 400$ кН·м для перетину I-I.

Величина рівнодіючої сили P визначається з виразу (2.21):

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

Крутний момент визначаємо з виразу (2.25):

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

Згинальний момент щодо осі $x-x$ визначимо з виразу (2.22):

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

Сила, що розтягує, визначається з виразу (2.23):

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

Згинальний момент щодо осі y визначається з виразу (2.24):

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

Складові напруг:

$$\sigma_{\text{хх в н}} = \frac{0,6017 \cdot 10^6}{0,00953} = 63,1 \text{ МПа}$$

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

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

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

Наведена напруга в точці B перетину I-I визначається з виразу (2.38):

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

Сумарна розтягуюча і зведена напруга в точках E і F перетину I-I визначаються з виразів (2.39) і (2.40):

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

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

Коефіцієнт запасу по границі міцності й границі текучості в точці B перетину I-I:

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

2.8.4 Розрахунок геометричних характеристик перетину II-II

Для визначення характеристик перетину II-II скористаємося математичними залежностями, викладеними в п.2.7.2 й 2.7.3.

Вихідні значення $h=0,2$ м; $r=0,29$ м.

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

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

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

Площа перетину визначимо з виразу (2.40):

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

Координати центра ваги перетину II-II:

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

Осьовий момент інерції щодо осі x_{I-xI} :

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

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

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

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

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

Момент опору крутінню для точки B перетину визначаємо по формулі Єнгаличева, вираз (2.37):

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

Визначаємо моменти й сили в перетині II-II.

Координати нейтральної лінії перетину $x_1 = 0,112$ м; $y_1 = 0,17$ м.

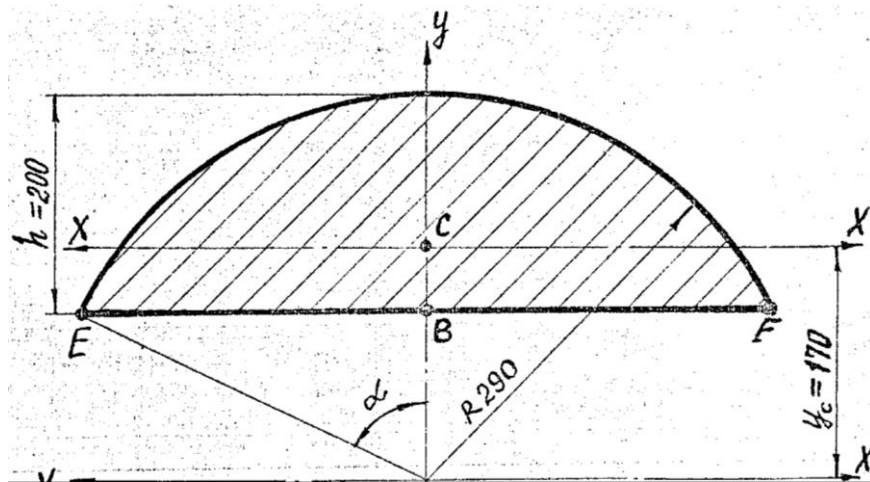


Рисунок 2.7 – Перетин II-II

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

Підставивши чисельні значення у вираз (2.22), визначимо згинальний момент щодо осі $x-x$ при дії $M_{кр} = 280$ кНм:

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

Підставивши чисельні значення у вираз (2.25), визначимо обертовий момент:

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

Підставивши чисельні значення у вирази (2.26-2.29), визначимо складових напруг у перетині II-II:

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

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

Наведена напруга для перетину II-II визначимо з виразу (2.37) при $\sigma_{NN} = 0$:

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

Коефіцієнт запасу по межі міцності σ_B і границі текучості σ_T :

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

Зробимо розрахунок напруг при короткочасному максимальному моменті $M = 400$ кН·м для перетину II-II.

Величина рівнодіючої сили P визначається з виразу (2.21):

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

Крутний момент визначаємо з виразу (2.25):

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

Згинальний момент щодо осі $x-x$ визначимо з виразу (2.22):

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

Складові напруг з виразів (2.26-2.29):

$$\sigma_{xx \text{ в н}} = \frac{0,23684 \cdot 10^6}{0,003654585} = 64,8 \text{ МПа}$$
$$\tau_{кр.В} = \frac{0,19952 \cdot 10^6}{0,0029906} = 66,7 \text{ МПа}$$

Зведена напруга перетину II-II:

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

Коефіцієнт запасу по межі міцності й границі текучості перетину II-II при $M_{кр}=400$ кНм:

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

2.8.5 Розрахунок геометричних характеристик перетину III-III

Для визначення характеристик перетину III-III скористаємося математичними залежностями, викладеними в п.2.7.2 й 2.7.3. Схема перетину III-III представлена на рисунку 2.9.

Вихідні дані для розрахунку наступні:

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

Координати центра ваги вило $\kappa=0,2058 \text{ м}$.

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

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

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

Згинальний момент щодо осі $x-x$ визначимо з виразу (2.22):

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

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

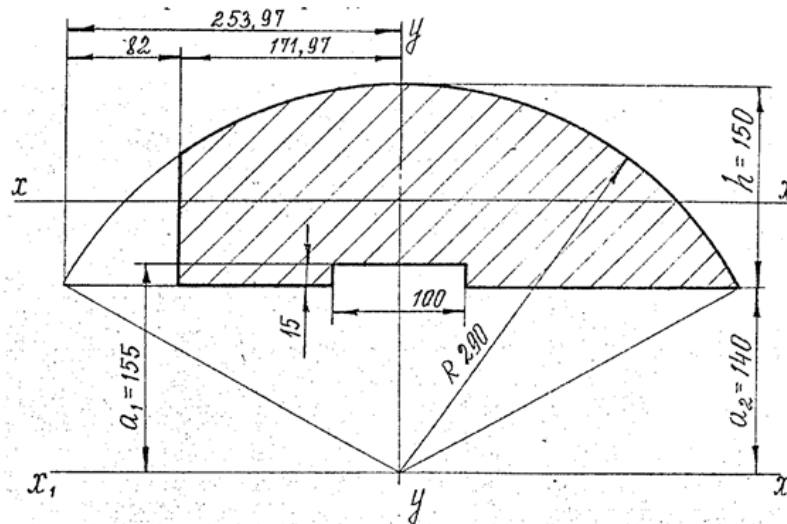


Рисунок 2.8 - Перетин III-III

Підставивши чисельні значення у вираз (2.25), визначимо обертовий момент:

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

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

Складові напруг визначимо з виразів (2.26-2.29):

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

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

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

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

Наведена напруга для перетину III-III дорівнює:

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

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

Коефіцієнт запасу по межі міцності σ_B і границі текучості σ_T :

При $M=280$ кНм

При $M=400$ кНм

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

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

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

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

Умови виконано.

2.8.6 Розрахунок проміжного вала між електродвигуном та редуктором

Вихідні дані:

Обертаючий момент, кН·м;	$M = M_1 = 223$
Частота обертів вала, об/хв.	$n = n_{об} = 270 \div 500$
Матеріал валу	сталь 45
Термічна обробка	гартування
Межа міцності, МПа	$\sigma_s = 570$
Границя текучості, МПа	$\sigma_m = 390$
Номінальний діаметр небезпечного перетину, мм	$d = 320$

Рішення:

1) Вал працює на кручення:

$$\tau_{кр} = \frac{M}{0,2 d^3} \leq [\tau_{кр}], [11]; \quad (2.41)$$

де $\tau_{кр}$ - розрахункове напруження кручення в небезпечному перетині вала;

$0,2 d^3$ – полярний момент опору в поперечному перетині вала;

$[\tau_{кр}]$ – допустиме напруження при крученні;

$$[\tau_{кр}] = 0,5 \cdot [\sigma_{зг}], [11];$$

де $[\sigma_{зг}]$ – допустиме напруження на згинання;

$$[\sigma_{зг}] = 80 \text{ МПа}, [11];$$

$$[\tau_{кр}] = 0,5 \cdot 80 = 40 \text{ МПа};$$

$$\tau_{кр} = \frac{223 \cdot 10^6}{0,2 \cdot 320^3} = 34 \text{ МПа};$$

$$\tau_{кр} < [\tau_{кр}], \quad 34 < 40;$$

Висновок: міцність проміжного вала на кручення забезпечена.

2) Розрахунок проміжного вала на витривалість:

$$n = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{n_\tau}\right)^2}} \geq [n], [11]; \quad (2.42)$$

де $[n]$ – допустимий коефіцієнт запасу міцності; $[n] = 1,5 \div 2,5$, [11];

τ – коефіцієнт запасу міцності при крученні;

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau \cdot \tau_a}{\varepsilon \beta} + \psi_\tau \tau_m}, \text{ [11], де:} \quad (2.43)$$

τ_{-1} - межа витривалості при крученні при симетричному циклі зміни напружень; $\tau_{-1} = 0,25 \cdot \sigma_b$, [11]; $\tau_{-1} = 0,25 \cdot 570 = 142,5$ МПа;

τ_a - амплітуда циклу при крученні; $\tau_a = \tau_{кр} = 34$ МПа, [10];

τ_m - середнє напруження циклу при крученні; $\tau_m = 0$, [10];

k_τ - ефективний коефіцієнт концентрації напружень при крученні; $k_\tau = 1,12$, [11];

ε - коефіцієнт, який враховує вплив розмірів перетину вала на його міцність; $\varepsilon = 0,58$, [11];

β - коефіцієнт зміцнення; $\beta = 1$, [11];

ψ_τ - коефіцієнт, який враховує вплив асиметрії циклу напружень на міцність вала при крученні; $\psi_\tau = 0$, [11];

$$n_\tau = \frac{142,5}{\frac{1,12 \cdot 34}{0,58 \cdot 1}} = 2,2; \quad n = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{2,2}\right)^2}} = 2,2 > [n] = 1,5;$$

Висновок: діаметр проміжного вала $d = 320$ мм – забезпечує його витривалість.

2.8.7 Розрахунок напруги на щоді шпинделя

Оскільки зчленування шпинделя з шестернею має бути більш міцне і гарантовано від поломок оскільки шестерня є більш дорогою деталлю ніж валок, то розмір шарніра шпинделя з боку шестеренної кліті необхідно виконати більше, ніж з боку валків. Тому розрахунок проводиться для шарніра з боку робочої кліті.

При передачі шпинделем крутного моменту $M_{кр}$ на щоді головки шпинделя діє зусилля P_{III} (рис.2.9), що виникає в результаті тиску лопаті

на бронзовий вкладиш і бронзового вкладиша на щоку по циліндричній поверхні їхнього зіткнення .

Момент, переданий шпинделем

$$M_{кр} = P_{ун} \cdot a , \quad (2.44)$$

де $P_{ун}$ - зусилля, з яким нижній бронзовий вкладиш тисне на нижню щоку головки шпинделя а верхній вкладиш - на верхню щоку, кН;

a - відстань між точками прикладання сил, м.

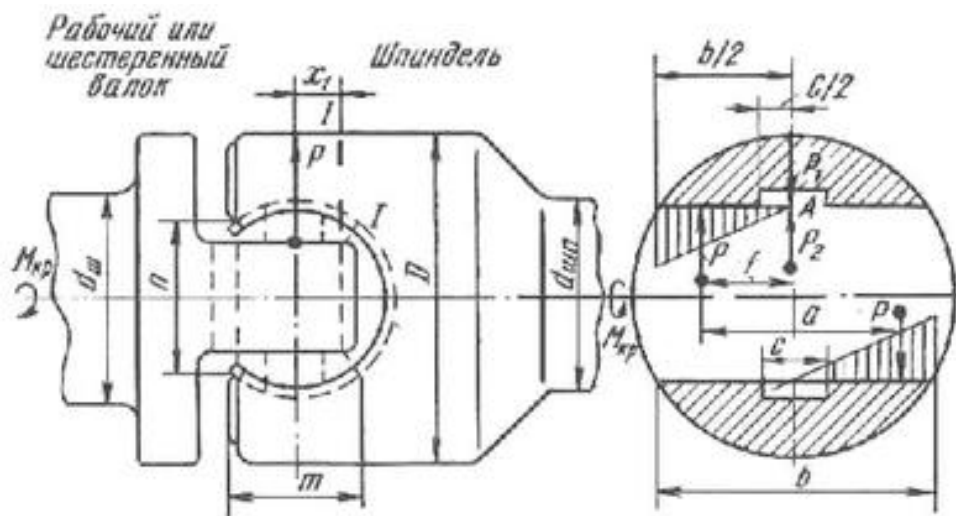


Рис 2.9 - Схема прикладання сил

Приймаємо, що питомі тиску вкладиша на щоку шарніра розподіляються по трапеції і сила $P_{шп}$, прикладена в площині центра ваги цієї трапеції.

Зазвичай:

$$c \approx \frac{b}{4} = 145 \text{ мм} ; \quad f = 0,35b = 203 \text{ мм} ; \quad a = 0,7b = 406 \text{ мм} .$$

Таким образом, з формули 2.44 отримуємо:

$$P_{ун} = \frac{M_{кр}}{a} = \frac{730}{0,406} = 1800,6 \text{ кН} . \quad (2.45)$$

Розраховуємо напруги в щоці шпинделя.

Для отримання більш точних результатів розрахунку, його необхідно провести для декількох перерізів.

Визначаємо напруження кручення в перетині I-I:

$$\tau_{крI} = \frac{M_{крI}}{2W_{крI}}, \quad (2.46)$$

де: $W_{крI}$ - момент опору крученню перерізу I-I, m^3 .

Для визначення моменту опору крученню за заданими розмірами головки шпинделя перетин I-I зображено окремо у вигляді сегмента.

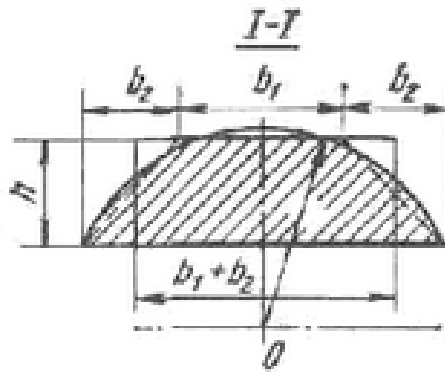


Рисунок 2.10 - Перетин I-I.

Для більш простого визначення моменту опору крученню перерізу, прирівнюємо сегмент до рівного за площею прямокутника висотою h і шириною $b_1 + b_2$.

Визначаємо момент опору крученню:

$$W_{крI} = x_I \cdot (b_1 + b_2) \cdot h^2, \quad (2.45)$$

де x_I - коефіцієнт, залежний від відношення ширини прямокутника до його

висоті, при $\frac{(b_1 + b_2)}{h} = 2 \div 6$ величина $x_I = 0,25 \div 0,3$

$$\frac{200}{65} = 3, \text{ тоді } x_I = 0,26;$$

$$W_{крI} = 0,26 \cdot 0,2 \cdot 0,065^2 = 0,00022 \text{ м}^3;$$

$$\tau_{крI} = \frac{40000}{2 \cdot 0,00022} = 91 \text{ МПа} .$$

Визначаємо напругу вигину в перетині I-I:

$$\sigma_{ззI} = \frac{M_{ззI}}{W_{ззI}} , \quad (2.46)$$

де: $M_{ззI}$ - момент вигину в перетині I-I, Н·м

$$M_{ззI} = 1,43 \cdot \frac{M_{кр}}{b} \cdot x_1 = 1,43 \cdot \frac{40000}{0,25} \cdot 0,03 = 6864 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.47)$$

де: x_1 – плече, м;

$W_{ззI}$ - момент опору вигину в перетині I-I, м³.

Для більш простого визначення моменту опору вигину перетину, прирівнюємо сегмент до рівної за площею трапеції з основою $b_1 + 2b_2$ і висотою h .

Момент опору вигину перетину трапеції

$$W_{ззI} = \frac{3b_1^2 + 6b_1b_2 + 2b_2^2}{6(3b_1 + 4b_2)} \cdot h^2 , \quad (2.48)$$

$$W_{ззI} = \frac{3 \cdot 0,14^2 + 6 \cdot 0,14 \cdot 0,055 + 2 \cdot 0,055^2}{6(3 \cdot 0,14 + 4 \cdot 0,055)} \cdot 0,065^2 = 0,000105 \text{ м}^3 ,$$

$$\sigma_{ззI} = \frac{6864}{0,000105} = 64,4 \text{ МПа} .$$

Розрахункове напруження в перетині I-I від дії згину та кручення

$$\sigma_{розр} = \sqrt{\sigma_{ззI}^2 + 3\tau_{крI}^2} = \sqrt{66,4^2 + 3 \cdot 91^2} = 171 \text{ МПа} \quad (2.49)$$

$$\sigma_{расч} \leq [\sigma] \quad (2.50)$$

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\epsilon}}{n} = \frac{1180}{5} = 236 \text{ МПа} \quad (2.51)$$

де σ_s - границя міцності сталі з якої виготовлений шпindel, 40ХН2М

$$\sigma_s = 1180 \text{ МПа} [3];$$

n – запас статичної пружності, $n=5$.

$$171 < 236 \text{ МПа}$$

Умова міцності виконується.

Для визначення моменту опору крученню за заданими розмірами головки шпинделя перетин II-II зображено на 2.12.

Для більш простого визначення моменту опору крученню перерізу, прирівнюємо сегмент до рівного за площею прямокутника висотою h і шириною $b_1 + b_2$.

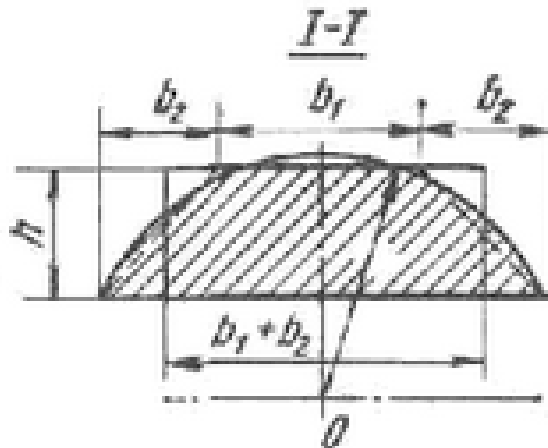


Рисунок 2.11 Перетин II-II.

Визначаємо момент опору крученню за формулою 2.4

$$\frac{193}{63} = 3, \text{ тоді } x_{II} = 0,26;$$

$$W_{крII} = 0,26 \cdot 0,243 \cdot 0,063^2 = 0,00025 \text{ м}^3.$$

Визначаємо напруження кручення в перетині II-II за формулою (2.46)

$$\tau_{крII} = \frac{40000}{2 \cdot 0,00025} = 80 \text{ МПа}.$$

Визначаємо момент вигину перетину II-II за формулою (2.47)

$$M_{згII} = 1,43 \cdot \frac{40000}{0,243} \cdot 0,01 = 2354 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Для більш простого визначення моменту опору вигину перетину, прирівнюємо сегмент до рівної за площею трапеції з основою b_1+2b_2 і висотою h .

Момент опору вигину перетину трапеції визначаємо за формулою (2.48)

$$W_{згII} = \frac{3 \cdot 0,143^2 + 6 \cdot 0,143 \cdot 0,05 + 2 \cdot 0,05^2}{6(3 \cdot 0,143 + 4 \cdot 0,05)} \cdot 0,063^2 = 0,000115 \text{ м}^3,$$

Визначаємо напругу вигину в перетині II-II за формулою (2.44)

$$\sigma_{згII} = \frac{2354}{0,000115} = 20,5 \text{ МПа}.$$

Визначаємо напругу вигину в перетині II-II за формулою (2.45)

$$\sigma_{розрх} = \sqrt{20,5^2 + 3 \cdot 80^2} = 140 \text{ МПа}$$

$$140 < 236 \text{ МПа}$$

Умова міцності виконується.

Для визначення моменту опору крученню за заданими розмірами головки шпинделя перетин III-III зображено на рисунку 2.12.

Для більш простого визначення моменту опору крученню перерізу, прирівнюємо сегмент до рівного за площею прямокутника висотою h і шириною $b_1 + b_2$.

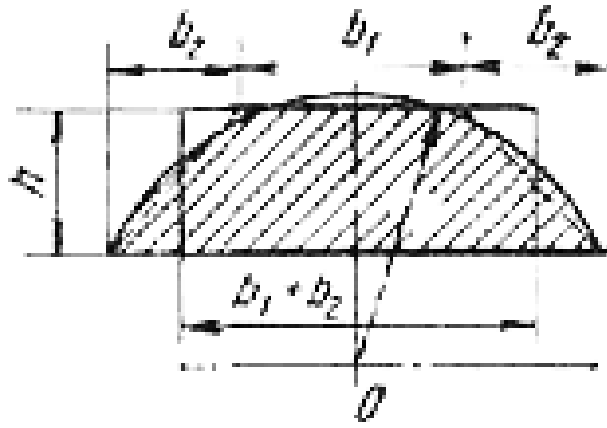


Рисунок 2.12 - Перетин III-III.

Визначаємо момент опору крученню за формулою (2.59)

$$\frac{195}{78} = 2,5, \text{ тоді } x_{III} = 0,255;$$

$$W_{крIII} = 0,255 \cdot 0,195 \cdot 0,078^2 = 0,0003 \text{ м}^3.$$

Визначаємо напруження кручення в перетині III-III за формулою (2.47)

$$\tau_{крIII} = \frac{40000}{2 \cdot 0,0003} = 66,7 \text{ МПа}.$$

Визначаємо момент вигину перетину III-III за формулою (2.48)

$$M_{узIII} = 1,43 \cdot \frac{40000}{0,255} \cdot 0,04 = 8972,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Для більш простого визначення моменту опору вигину перетину, прирівнюємо сегмент до рівної за площею трапеції з основою $b_1 + 2b_2$ і висотою h .

Момент опору вигину перетину трапеції визначаємо за формулою (2.48)

$$W_{зIII} = \frac{3 \cdot 0,135^2 + 6 \cdot 0,135 \cdot 0,06 + 2 \cdot 0,06^2}{6(3 \cdot 0,135 + 4 \cdot 0,06)} \cdot 0,078^2 = 0,00017 \text{ м}^3,$$

Визначаємо напругу вигину в перетині III-III за формулою (2.49)

$$\sigma_{згIII} = \frac{8972,5}{0,00017} = 52,8 \text{ МПа} .$$

Розрахункове напруження в перетині III-III від дії згину та кручення визначаємо за формулою (2.645)

$$\sigma_{розрах} = \sqrt{52,8^2 + 3 \cdot 66,7^2} = 127 \text{ МПа}$$

$$127 < 236 \text{ МПа}$$

Умова міцності виконується.

Тіло шпинделя працює тільки на крутіння, і напруга в будь-якому перетині по довжині шпинделя між його шарнірами одно

$$\tau_{кр.шп} = \frac{M_{кр}}{0,2d_{шп}^3} \leq [\tau_{кр}], \quad (2.52)$$

де $d_{шп}$ – діаметр тіла шпинделя, м.

$$\tau_{кр.шп} = \frac{40000}{0,2 \cdot 0,15^3} = 59,2 \text{ МПа} .$$

Допустима напруга кручення сталі 40ХН2М $[\tau_{кр}] = 190 \text{ МПа}$ [1].

$$59,2 < 190 \text{ МПа}$$

Умова міцності виконується.

Питомі тиску від вкладиша (рис.2.13) розподіляються на поверхні кожної вилки по трапеції.

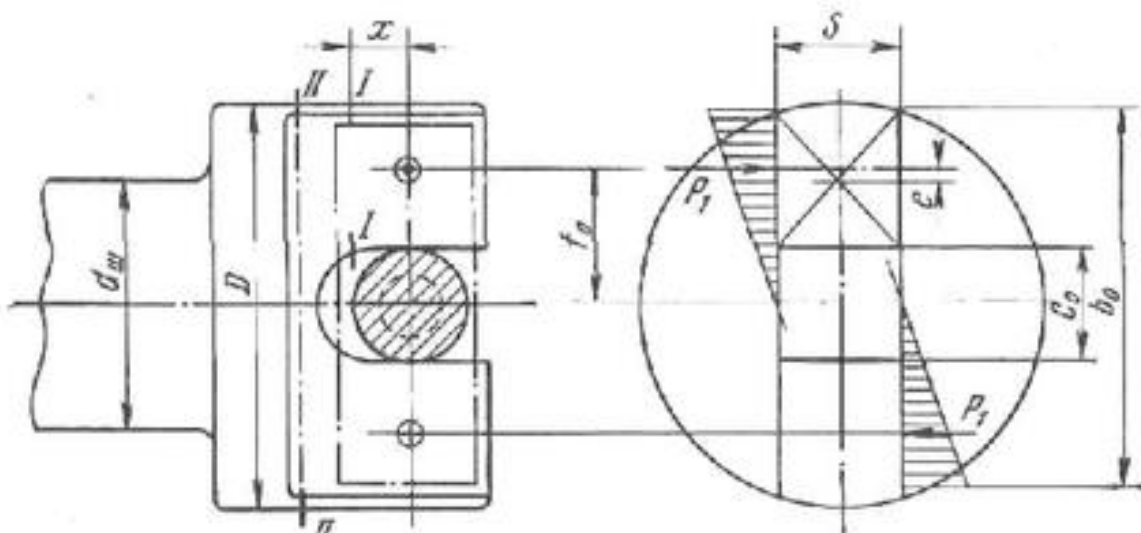


Рисунок 2.13 - Напруження в лопаті.

Визначаємо силу діючу на вилку при передачі лопаттю крутного моменту

$$P_1 = \frac{M_{кр}}{2f} = P_{ун} = 228600 \text{ Н} \quad (2.53)$$

Сила P_1 прикладена ексцентрично щодо центру перерізу вилки. Ця сила буде скручувати перетин вилки моментом

$$M_{кр.с} = P_1 \cdot e = 228600 \cdot 0,008 = 1829 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.54)$$

де e – ексцентриситет прикладання сили P_1 відносно центра ваги перерізу вилки, м.

Визначаємо напруження кручення в перетині I-I

$$\tau_{крI} = \frac{M_{кр.с}}{W_{крI}}, \quad (2.55)$$

Для визначення моменту опору перерізу II, прирівнюємо це перетин прямокутнику висотою S_6 і шириною $\left(\frac{b_0 - c_0}{2}\right)$:

$$W_{крI} = x_0 \cdot \left(\frac{b_0 - c_0}{2}\right) \cdot S_6^2 = 0,03 \cdot \left(\frac{0,25 - 0,06}{2}\right) \cdot 0,07^2 = 0,000018 \text{ м}^3 \quad (2.56)$$

$$\tau_{крI} = \frac{1829}{0,000018} = 101,6 \text{ МПа}$$

Визначаємо напругу вигину в перетині I-I

$$\sigma_{ззI} = \frac{M_{ззI}}{W_{ззI}} \quad (2.57)$$

Згинальний момент

$$M_{ззI} = P_1 \cdot x_0 = 228600 \cdot 0,03 = 6858 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.58)$$

Момент опору вигину прямокутного перерізу лопаті

$$W_{ззI} = \left(\frac{b_0 - c_0}{2} \right) \cdot \frac{S_6^2}{6} = \left(\frac{0,25 - 0,06}{2} \right) \cdot \frac{0,07^2}{6} = 0,000083 \text{ м}^3 \quad (2.59)$$

$$\sigma_{ззI} = \frac{6858}{0,000083} = 82,6 \text{ МПа}$$

Розрахункове напруження в перетині I-I від дії згину та кручення

$$\sigma_{расч} = \sqrt{\sigma_{уззI}^2 + 3\tau_{крI}^2} = \sqrt{82,6^2 + 3 \cdot 101,6^2} = 194 \text{ МПа} \quad (2.60)$$

$$194 < 236 \text{ МПа}$$

Умова міцності виконується.

Визначаємо напруження кручення в перетині II-II

$$\tau_{крII} = \frac{M_{кр.в}}{W_{крII}} = \frac{1829}{0,0004} = 4,6 \text{ МПа}$$

Момент опору на кручення цього прямокутного перерізу

$$W_{крII} = x \cdot b_0 \cdot S^2 = 0,27 \cdot 0,27 \cdot 0,07^2 = 0,0004 \text{ м}^2$$

де δ - коефіцієнт залежить від ставлення ширини перерізу b_0 до його висоти S

$$\frac{270}{70} = 3,86, \text{ тоді } x = 0,27 ;$$

$$4,6 < 190 \text{ МПа}$$

Умова пружності виконується.

2.8.8 Розрахунок довговічності підшипників шестеренного валка зі сторони редуктора

Для шестеренного валка зі сторони редуктора по ДОСТ -3189 вибираємо два радіально-упорних конічних роликотідшипники, дворядні серії 97180 ЛМ.

Вихідні дані:

Діаметр шийки, мм	$d_1=400$
Зовнішній діаметр підшипника, мм	$D = 600$ мм
Ширина підшипника, мм	$T=205$
Динамічна вантажопід'ємність	$C = 2100$ кН

Рішення:

1) Еквівалентне навантаження:

$$P = V \cdot P_r \cdot K_\sigma \cdot K_m, \quad [11], \quad (2.61)$$

де V – коефіцієнт обертання внутрішнього кільця; $V = 1$ [11];

$$P_r – \text{радіальне навантаження; } P_r = \frac{R_A \cdot l_1}{2} = \frac{1175,8 \cdot 0,355}{2} = 208,7 \text{ кН;}$$

K_σ - коефіцієнт безпечності, який враховує характер навантаження на підшипник; $K_\sigma = 0,8$, [11];

K_m – коефіцієнт тертя в кільцях підшипника; $K_m = 1,2$, [11];

$$P = 1 \cdot 208,7 \cdot 0,8 \cdot 1,2 = 200,35 \text{ кН;}$$

2) Розрахункова довговічність, млн. об.:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^{3,33}, \quad [11]; \quad (2.62)$$

$$L = \left(\frac{2100}{200,35} \right)^{3,33} = 112,8 \text{ млн.об.}$$

3) Розрахункова довговічність, год.:

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60n}, [11],$$

де n - частота обертів шестеренного валка;

$$n = n_2 = 37,3 \div 69 \text{ об/хв.; об/хв.};$$

$$L_h = \frac{112,8 \cdot 10^6}{60 \cdot 69} = 13,8 \cdot 10^3 \text{ год.}$$

Ресурс довговічності підшипника $L_h = 27,2 \cdot 10^3$ год.

Висновок: ресурс довговічності підшипника $L_h > 10000$ годин. Умова довговічності – виконана.

3 ЕКАСПЛУАТАЦІЙНА ЧАСТИНА

3.1 Технологія зборки й монтажу металургійного устаткування

Надійність машин залежить від якості конструкторських, технологічних і складальних робіт. Погрішності в розмірах, конфігурації, взаємному розташуванні деталей можуть привести до неприпустимого росту сил й аварійних відмов. Для металургійного устаткування такі погрішності часто проявляються при зборці, під якою розуміють сукупність операцій по з'єднанню деталей у виріб [15,16].

Технологія зборки залежить від характеру виробництва. У масовому виробництві машини збирають із взаємозамінних деталей на конвеєрах, у серійному на декількох робочих місцях з деталей, що вимагають незначного пригону, а в індивідуальному на тимчасових фундаментах.

Монтаж - це комплекс робіт, пов'язаних з остаточною зборкою, налагодженням і пуском машин в експлуатацію. У сучасних умовах об'єктом монтажу є цех (агрегат) металургійного підприємства, що складається з одного або декількох складових частин, у яких розміщене механічне й електричне устаткування, системи змащення. Кожен об'єкт будують десятки спеціалізованих організацій, об'єднаних за принципом сполученого ведення робіт. Високим темпам монтажу устаткування сприяють два основних фактори: а) організація такої взаємодії суміжних організацій, при якому монтаж починається в можливо ранній термін; б) завчасна установка проектних мостових кранів і спеціальних вантажопідйомних пристроїв.

Необхідність якнайшвидшого переозброєння металургійної промисловості сприяла вдосконалюванню й розвитку організації й розвитку монтажу, технічного обслуговування й ремонту металургійного устаткування. Технічний прогрес в області монтажу агрегатів й устаткування характеризується значним підвищенням рівня індустріалізації й механізації монтажних робіт, застосуванню великоблочного монтажу, підвищенням

точності монтажу завдяки застосуванню лазерної техніки, нових методів установки й закріплення устаткування на фундаментах, прогресивних методів зборки й інших найбільш сучасних і високопродуктивних методів виробництва монтажних робіт.

Науково-технічна революція в металургії значно підвищила вимоги до надійності агрегатів й устаткування. Висока експлуатаційна надійність устаткування досягається завдяки застосуванню найбільш сучасних методів технічного обслуговування й ремонту: централізація ремонтів і ремонтних сил; удосконалюванню організації, планування, виробництва й забезпечення запасними частинами; застосуванню методів підвищення довговічності деталей; індустріальних методів ремонту - крупно вузлового й агрегатного; удосконалюванню системи змащення.

Технічний прогрес у чорній металургії забезпечується шляхом подальшої концентрації виробництва, збільшення одиничної потужності агрегатів, інтенсифікації технологічних процесів, впровадження нових процесів й устаткування, механізації й автоматизації виробництва.

Одними з важливим елементів при розрахунках металургійного устаткування є розрахунки фундаментів для установки устаткування.

3.2 Фундаменти

Фундаменти призначені для передачі зусиль на ґрунт і зменшення вібрації машин при експлуатації. Їх виконують із бетону у вигляді блоків, розділених деформаційними швами різного призначення (осадові, усадочні й ін.). Вихідними показниками для проектування фундаментів є параметри й габаритні розміри підстав машин, схема навантаження фундаменту, дані про геологію, гідрогеологію й фізико-механічні властивості ґрунту, схеми прив'язки фундаменту до будинку, розташування заставних частин, приямків і каналів.

3.2.1 Розрахунок фундаменту для установки лінії прокатної кліті

Відповідно до рекомендацій [17,18] на 1 тону ваги встановлюваного обладнання необхідно 3-5 м³ бетону. Отже, при загальній вазі встановленого обладнання, лінії прокатної кліті, $G_{об}=450$ т, обсяг фундаменту складе $V_{\phi} = 4 \cdot 450 = 1800$ м³, при щільності бетону $\gamma = 2,1$ т/м³ загальна вага фундаменту, рівняється:

$$G_{\phi} = V_{\phi} \cdot \gamma = 1800 \cdot 2,1 = 3780 \text{ т} = 3780000 \text{ кг}$$

Визначимо розміри фундаменту з умови, що загальні габарити складуть: $a = 28000$ мм, $b = 7400$ мм

$$a' = a + 2n_1, \quad (3.1)$$

$$a'' = a' + 2n_2, \quad (3.2)$$

$$b' = b + 2n_1, \quad (3.3)$$

$$b'' = b' + 2n_2, \quad (3.4)$$

де $n_1 = 1000$ мм - величина збільшення розміру фундаменту;

$n_2 = 1000$ мм - величина збільшення розміру фундаменту;

a', a'', b', b'' - розміри фундаменту, мм.

Підставивши значення у вирази (3.1-3.4), одержимо:

$$a' = 28000 + 2 \cdot 1000 = 30000 \text{ мм}, \quad a'' = 30000 + 2 \cdot 1000 = 32000 \text{ мм},$$

$$b' = 7400 + 2 \cdot 1000 = 9400 \text{ мм}, \quad b'' = 9400 + 2 \cdot 1000 = 11400 \text{ мм}.$$

Визначимо тиск на ґрунт створюваний встаткуванням:

$$\rho = \frac{G_{об} + G_{\phi}}{a'' \cdot b''} + \frac{M_{кр}}{W} \leq [\rho], \quad (3.5)$$

де $G_{об} = 450000$ кг - вага обладнання;

$G_{\phi} = 3780000$ кг - маса фундаменту за середнім значенням обсягу;

a'', b'' - розміри фундаменту, 3200, 1140 см, відповідно;

$M_{кр}$ - максимальний крутний момент переданий редуктором,

$$M_{KP} = M_{ДВ} \cdot i_{РЕД} \cdot \eta_{РЕД} = 210 \cdot 7,23 \cdot 0,96 = 1458 \text{ кНм};$$

$M_{KP} = 1458 \text{ кНм} = 14.580.000 \text{ кг см}$ - максимальний крутний момент переданий редуктором,

W - момент опору фундаменту повороту в ґрунті, см:

$$W = \frac{(a'')^2 \cdot b''}{6} = \frac{(3200)^2 \cdot 1140}{6} = 1945600000 \text{ см}^3.$$

$[\rho] = 2 \text{ кг/см}^2$ - припустимий тиск на ґрунт для Запорізької області

Підставивши значення у вираз (3.5), одержимо:

$$\rho = \frac{450000 + 3780000}{3200 \cdot 1140} + \frac{14580000}{1945600000} = 1,16 \text{ кг/см}^2 < [\rho] = 2 \text{ кг/см}^2,$$

Висота фундаменту:

$$V_{\phi} = a'' \cdot b'' \cdot H_{\phi} \cdot \frac{1}{5} + a' \cdot b' \cdot H_{\phi} \cdot \frac{4}{5}, \quad (3.6)$$

де a' , a'' , b' , b'' – габарити фундаменту, м

$$V_{\phi} = 32 \cdot 11,4 \cdot H_{\phi} \cdot \frac{1}{5} + 30 \cdot 9,4 \cdot H_{\phi} \cdot \frac{4}{5} = 300 H_{\phi}$$

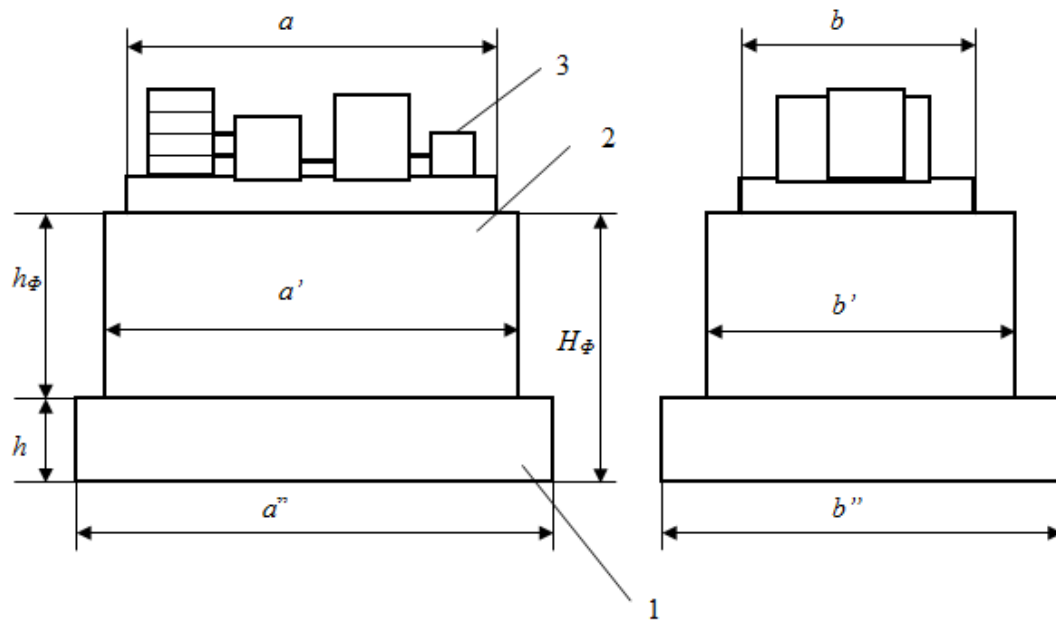
Підставивши значення обсягу бетону, одержимо висоту фундаменту

$$H_{\phi} = \frac{1800}{300} = 6 \text{ м}.$$

Висота підшви фундаменту:

$$h_n = \frac{1}{5} \cdot H_{\phi}, \quad (3.7)$$

$$h_n = \frac{6}{5} = 1,2 \text{ м}.$$



1 - підшва фундаменту; 2 - властиво фундамент; 3 - обладнання

Рисунок 3.1 - Схема фундаменту

Висота властиво фундаменту:

$$h_{\phi} = H_{\phi} - h_n, \quad (3.8)$$

$$h_{\phi} = 6 - 1,2 = 4,8 \text{ м.}$$

Виходячи з даного розрахунку, можна зробити вивід, що буде потрібно 437 м³ бетону марки Б-50 й 1363 м³ бетону марки Б-200.

3.2.2 Розрахунок анкерних болтів для закріплення редуктора до фундаменту

Розрахуємо анкерні болти під редуктор у випадку максимального навантаження на тихохідний вал крутним моментом.

Анкерні болти вибираються з умови:

$$K_y = \frac{M_{\text{вiдн}}}{M_{\text{ОПР}}} \geq 1,4$$

тоді $M_{\text{вiдн}} = 1,4 \cdot M_{\text{ОПР}}$

де K_y - коефіцієнт стійкості;

$M_{опр}$ - перекидающий момент,

$$M_{опр} = \frac{M_{кр} \cdot b}{a_б} = \frac{1458000 \cdot 3600}{6400} = 820125 \text{ Нм};$$

$b=3600$ мм;

$M_{відн}$ - момент, що відновлює $M_{відн} = G_{об} \cdot 0,5 \cdot a_б + Q_б \cdot a_б \cdot n_{ряд}$;

$$Q_б = \frac{1,4 \cdot M_{опр} - G_р \cdot 0,5 \cdot a_б}{a_б \cdot n_{ряд}}, \quad (3.9)$$

де $a_б = 6,4$ м – відстань між анкерними болтами;

$G_р$ – вага редуктора; $G_р = m_{об} \cdot g = 112000 \cdot 9,81 = 1098720 \text{ Н}$;

$n_{ряд} = 2$ – число анкерних болтів з однієї сторони редуктора.

Підставивши значення у вираз (3.11), одержимо:

$$Q_б = \frac{1,4 \cdot 820125 - 1098720 \cdot 0,5 \cdot 6,4}{6,4 \cdot 2} = -184980 \text{ Н}.$$

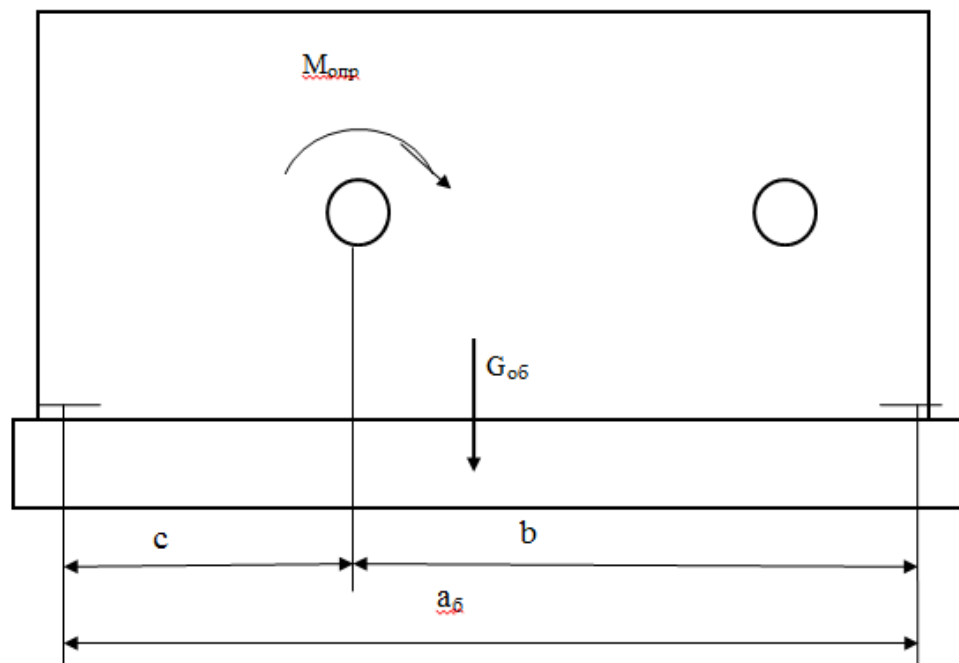


Рисунок 3.2 - Схема до визначення перекидного і відновлюючого моментів

З розрахунку видно, що Q отримане з негативним значенням, це означає, що устаткування може бути встановлене без закріплення (перекидаючий момент менший ніж той що відновлює). Однак з міркувань надійності закріплюємо устаткування анкерними болтами пропорційними габаритами устаткуванню.

Приймаємо для закріплення анкерний болт М140, кількість рядів 2, кількість болтів у ряді 2.

Виходячи із цього перерахуємо максимальне зусилля затягування:

$$Q_B = \frac{\pi \cdot d_1^2 \cdot [\sigma]}{4} = \frac{3,14 \cdot 135,093^2 \cdot 120}{4} = 1719161 \text{ Н} \approx 1719 \text{ кН} .$$

3.3 Розрахунок стропування редуктора

Полягає у виборі канату, а також визначенні довжин строп і висоти стропування [19,20,22].

Вихідними даними для розрахунку стропування є: вага устаткування (G_P) і кут між горизонтальною площиною й площиною в якій лежить строп(α).

Визначимо максимальний натяг у канаті:

$$S_{\max} = \frac{G_{PK}}{n \cdot \sin \alpha} K_H , \quad (3.10)$$

де $G_{PK}=31,5 \text{ т} = 315 \text{ кН}$, – вага устаткування (корпус редуктора);

$n = 4$ - число строп;

$\alpha = 45^0$ - кут між горизонтальною площиною й площиною в якій лежить строп;

$K_H = 1,4$ - коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження.

$$S_{\max} = \frac{315}{4 \cdot \sin 45^{\circ}} \cdot 1,4 = 156 \text{ кН} .$$

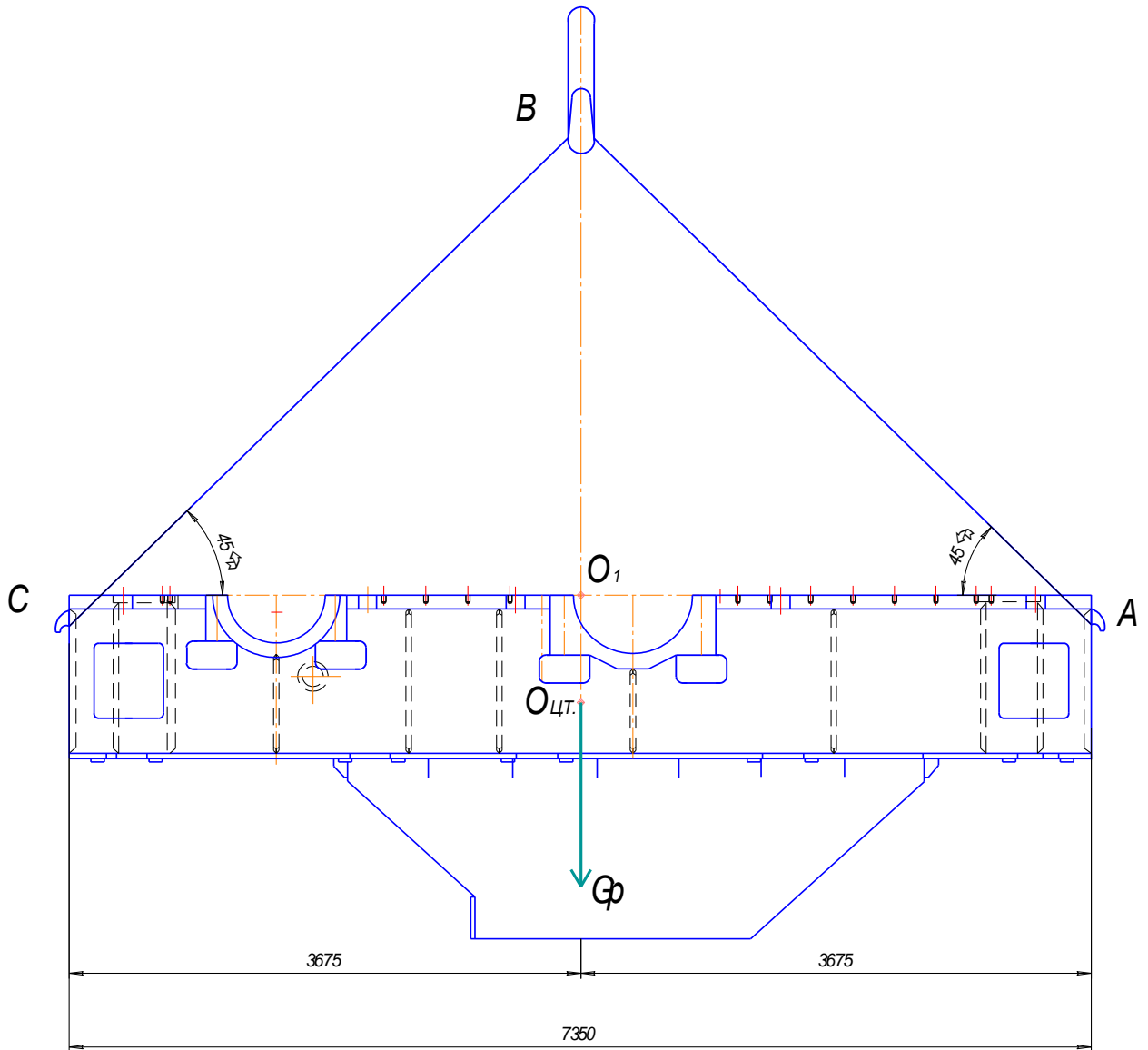


Рисунок 3.3 - Схема стропування корпусу редуктора

По знайденому зусиллю визначаємо розривне зусилля канату:

$$P_p = k \cdot S_{\max} , \quad (3.11)$$

де $k = 6$ - коефіцієнт запасу міцності канату.

$$P_p = 6 \cdot 156 = 936 \text{ кН}.$$

По знайденому розривному зусиллю визначаємо тип канату використовуваного в такелажній роботі, по довіднику визначаємо, що для групи маркуванням 1372 МПа, при діаметрі канату $d_K=50$ мм, розривне зусилля канату в цілому становить $[P_p]=1060$ кН (канат подвійний звивки типу ТЛК-0 конструкції 6х37(1+6+15+15)+1 о. с. за ГОСТ 3079-80).

$$[P_p] = 1060 \text{ кН} > P_p = 936 \text{ кН}.$$

Умова виконується.

Як правило строп являє собою канат з обох кінців маючий петлі. Для утворення й утримання петель використовують за батіг або стиски.

Кількість стисків використовуваних при виготовленні стропа залежить від вантажопідйомності й вибирається з довідкових величин.

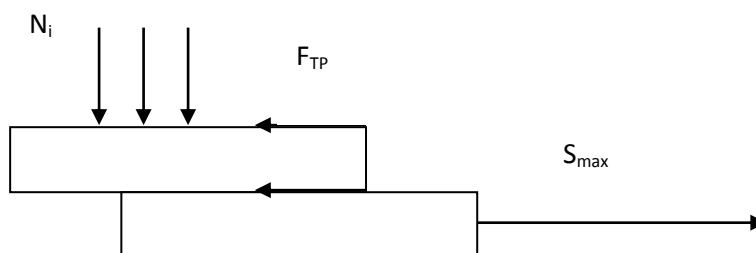


Рисунок 3.4 - Схема зусиль у стиску

Визначаємо кількість затискачів z_{CT} :

$$z_{CT} = \frac{k \cdot F_{кр}}{2 \cdot F_p \cdot f} \geq 3, \quad (3.12)$$

де k – коефіцієнт надійності кріплення: $k = 1,5$;

$F_{кр}$ - зусилля в канаті в місці його кріплення, $F_{кр} = 156$ кН (рівне S_{MAX});

F_p - зусилля, що діє уздовж осі різьбової скоби затискача, з урахуванням напруг, що виникають при затягуванні кріплення, Н.

$$F_p = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot \frac{[\sigma_p]}{1,3}, \quad (3.13)$$

де $d_1 = 68,319$ мм – внутрішній діаметр різьбової частини скоби М48;

$[\sigma_p]$ - допустиме напруження, матеріалу скоби на розтягання,
 $[\sigma_p] = 1,2 \cdot 10^8$ Па;

f - коефіцієнт тертя канату по канату, $f = 0,15 \dots 0,20$.

$$F_p = \frac{3,14 \cdot 0,044319^2}{4} \cdot \frac{1,2 \cdot 10^8}{1,3} = 142330 \text{ Н.}$$

Підставивши отримані значення у вираз (3.12), одержимо:

$$z_{CT} = \frac{1,5 \cdot 156000}{2 \cdot 142330 \cdot 0,2} = 4,15.$$

Приймаємо число затисків $z_{CT} = 5$.

Крок розташування затисків: $t = 6 \cdot d = 6 \cdot 48 = 288$ мм.

Визначимо довжину заготівки канату використовуваного для виготовлення одного стропа:

$$L_{3AG} = 2[L_1 + L_2(Z_{CЖ} - 1) + L_3] + L_{СТP}, \quad (3.14)$$

де L_1, L_2, L_3 – довжини частин стиску, обумовлені емпірично;

$L_{СТP}$ – довжина стропа.

Її можна визначити:

$$L_{СТP BC} = \frac{CO_1}{\cos \alpha} = \frac{3675}{\cos 45^\circ} = 5197 \text{ мм}; \quad L_{СТP BA} = \frac{AO_1}{\cos \alpha} = \frac{3675}{\cos 45^\circ} = 5197 \text{ мм};$$

$$L_1 = 7 \cdot d_B = 7 \cdot 48 = 336 \text{ мм}; \quad L_2 = 6 \cdot d_B = 6 \cdot 48 = 288 \text{ мм}; \quad L_3 = 250 \text{ мм};$$

$$L_{3AG BC} = 2 \cdot [336 + 288 \cdot (5 - 1) + 250] + 5197 = 8673 \text{ мм} \approx 8700 \text{ мм};$$

$$L_{3AG BA} = 2 \cdot [336 + 288 \cdot (7 - 1) + 250] + 5197 = 8673 \text{ мм} \approx 8700 \text{ мм}.$$

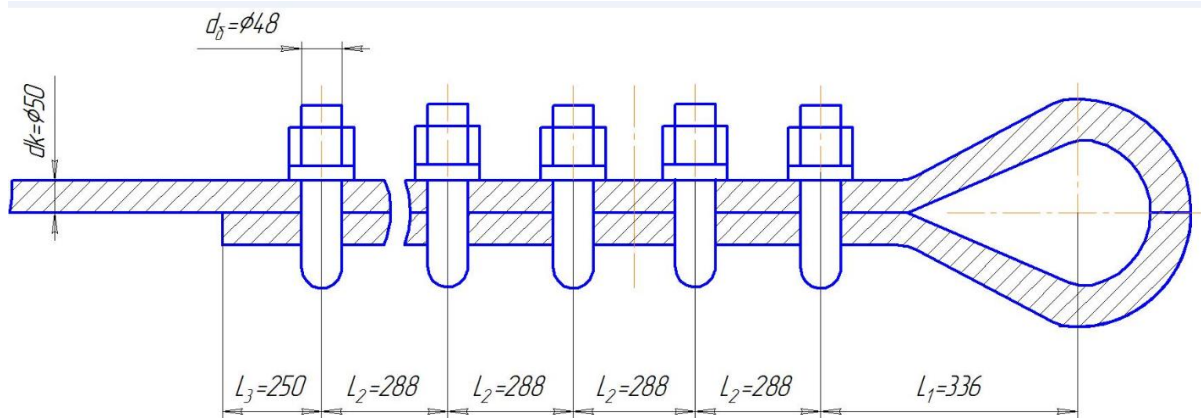


Рисунок 3.5 - Схема стисків стропа

3.4 Розрахунок системи рідкого змащення редуктора

і. Вибір сорту масла

Вихідні дані:

- потужність передана редуктором $N=7686$ кВт;
- максимальний момент на тихохідному валу $M_{max}=1458$ кНм;
- число обертів швидкохідного вала $n_1=350$ хв⁻¹;
- передаточне число редуктора $i=7,23$;
- число обертів тихохідного вала $n_2=48,4$ хв⁻¹;

Діаметри коліс редуктора наведені на кінематичній схемі редуктора (рисунок 3.7):

$$d_1 = 624\text{мм}; d_2 = 4512\text{мм};$$

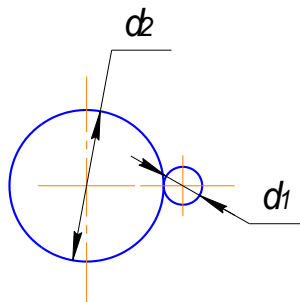


Рисунок 3.6 - Кінематична схема редуктора

Передаточне число редуктора: $i_1 = \frac{d_2}{d_1} = \frac{4512}{624} = 7,23$

Число обертів на валах редуктора:

$$n_1 = 350 \text{ об}^{-1};$$
$$n_2 = \frac{n_1}{i_1} = \frac{350}{7,23} = 48,4 \text{ об}^{-1}.$$

Визначимо лінійну швидкість колеса редуктора:

$$V_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,624 \cdot 350}{60} = 11,4 \text{ м/с};$$

Ширина зубців колеса: $B_2 = 136 \text{ см};$

Визначимо тиск на одиницю довжини зуба:

$$q = \frac{102 N}{V \cdot B}, \quad (3.15)$$

де $N = 7686 \text{ кВт}$ – потужність приводу;

V - окружна швидкість, $V = 11,4 \text{ м/с};$

B – ширина зубчастого колеса, $B = 136 \text{ см}.$

$$q_1 = \frac{102 \cdot 7686}{11,4 \cdot 136} = 505 \text{ кН/м};$$

Для вибору мастильного матеріалу використаємо формулу:

$${}^0BV_{50} = \frac{q \cdot m}{20}, \quad (3.16)$$

де ${}^0BV_{50}$ – умовна в'язкість масла при температурі 50°C ;

m – коефіцієнт, що залежить від окружної швидкості ($m = 1$, при $V > 10 \text{ м/с}$)

У такий спосіб:

$${}^0BV_{50}^1 = \frac{505 \cdot 1}{20} = 25;$$

$$\nu = 7,4 \cdot {}^0BV_{50}^1 = 7,4 \cdot 25 = 185 \text{ мм}^2/\text{с}.$$

В наслідок великої тихохідності редуктора визначити сорт мастила не вдалося. Експериментально встановлено, що для змащення редуктора краще використовувати мастило ИГП-72 («Азмол»).

У результаті розрахунків вибираємо масло ИГП-72 (ГОСТ 17479.4 ISO3448-100) з параметрами:

В'язкість кінематична при 50 ⁰ С	110-125 мм ² /с
Температура застигання	-15 ⁰ С
Температура спалаху	+220 ⁰ С
Масова частка активних елементів	
фосфор	0,1%
сірка	<1%
Зольність	0,2
Показник зношування, D_{II}	0,4

ii. Аналіз теплового балансу

Кількість тепла, що виділяється у вузлах тертя, до $Дж / год$:

$$Q_1 = 860(1 - \eta)N \cdot 4,1868 \quad (3.17)$$

де $\eta = 0,96$ – ККД редуктора;

$N = 7686$ кВт – потужність, що передається редуктором.

Підставивши значення в (3.17), одержимо:

$$Q_1 = 860(1 - 0,97) \cdot 7686 \cdot 4,1868 = 830237 \text{ кДж} / год.$$

Кількість тепла, що може бути відведене від вузлів тертя в навколишній простір визначаємо по формулі:

$$Q_2 = k(t_m - t_g)A \quad (3.18)$$

де $k = 40 \text{ кДж} / (\text{м}^2 \cdot \text{град} \cdot \text{год})$ – коефіцієнт теплопередачі;

$t_m = 50 \text{ }^\circ\text{C}$ – температура масла;

$t_g = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ – температура повітря навколишнього середовища;

$A = 117 \text{ м}^2$ – площа поверхні теплообміну з навколишнім середовищем [6].

Підставивши значення у вираз (3.18), одержимо:

$$Q_2 = 40 \cdot (50 - 20) \cdot 177 = 212400 \text{ кДж/год}.$$

Оскільки $V_{max} = 20,5 \text{ м/с} > 10 \text{ м/с}$ і $Q_1 > Q_2$ вибираємо циркуляційну систему змащення.

3.4.3 Визначення продуктивності станції рідкого змащення

Визначимо продуктивність станції рідкого мастила з урахуванням теплообміну редуктора із зовнішнім середовищем, $\text{дм}^3/\text{год}$:

$$P = \frac{Q_1 - Q_2}{c \cdot \gamma \cdot \Delta t_m \cdot \xi} \quad (3.19)$$

де $Q_1 = 830237 \text{ кДж/год}$;

$Q_2 = 212400 \text{ кДж/год}$;

$c = 2 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{град)}$ – питома теплоємність масла;

$\gamma = 0,92 \text{ кг/дм}^3$ – щільність масла;

$\Delta t_m = 12 \text{ }^\circ\text{C}$ – припустиме розрахункове підвищення температури масла;

$\xi = 0,7$ – коефіцієнт враховуюче неповне використання масла для охолодження.

Підставивши значення у вираз (3.19), одержимо:

$$P = \frac{830237 - 212400}{2 \cdot 0,92 \cdot 12 \cdot 0,7} = 39973 \text{ дм}^3/\text{год} = 665 \text{ дм}^3/\text{хв}.$$

З огляду на можливу інтенсифікацію роботи встаткування, приймемо: редуктор не віддає через корпус надлишкове тепло. Визначимо продуктивність станції рідкого мастила без обліку теплообміну редуктора із зовнішнім середовищем, тобто $Q_2 = 0$:

$$P' = \frac{Q_1}{c \cdot \gamma \cdot \Delta t_m \cdot \xi} \quad (3.20)$$

одержимо:

$$P' = \frac{830237}{2 \cdot 0,92 \cdot 12 \cdot 0,7} = 53716 \text{ дм}^3 / \text{год} = 895 \text{ дм}^3 / \text{хв} .$$

P, P' – розрахункова продуктивність станції рідкого мастила з обліком і без обліку теплообміну редуктора із зовнішнім середовищем, $\text{дм}^3/\text{год}$.

Прийmemo шестеренний насос Г12-10А з продуктивністю $1000 \text{ дм}^3/\text{хв}$.

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОГЕННА ЕЗПЕКА

4.1 Характеристика ступеня безпеки технологічного процесу, рівня механізації й автоматизації

Прокатне виробництво характеризується складністю й різноманітністю механічного встаткування, у зв'язку, із чим у виробничому процесі в основному мають місце небезпечні фізичні фактори; фізико-хімічні фактори є основними тільки при нагріванні металу перед прокаткою й вогневому зачищенню поверхні прокату [24-28].

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

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

$$B = \frac{M}{M + R} \cdot 100\% = \frac{2}{2 + 6} \cdot 100\% = 25\% \quad (4.1)$$

де B - рівень механізації праці, %;

$M=2$ год - сума людино-годин механізованої праці;

$R=6$ год - сума людино-годин ручної праці.

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

З даних розрахунку рівня механізації можна дати висновок, що в виробництві використовується ручний, механізований та сумісний труд: рівень механізації електрогазозварювальників та слюсарів відноситься до професій ручної праці (<40% механізації); рівень механізації стропальників відноситься до професій сумісної праці (~50% механізації); рівень механізації

кранових машиністів та операторів стану – відноситься до професій механізованої праці (>60% механізації).

Таблиця 4.1 - Розрахунок рівня механізації праці

№ п/п	Професія робітників	Штат робітників	Кількість відпрацьованих людино-годин у добу			% механізованої праці	% ручної праці
			Вручну	За допомогою машин	Усього		
1	Електрогазо-зварювальник	1	6·1=6	2·1=2	8	25	75
2	Слюсар ремонтник	4	6·4=24	2·4=8	32	25	75
3	Стропальник	4	4·4=16	4·4=16	32	50	50
3	Оператор стану	1	1·1=1	7·1=7	8	87,5	12,5
4	Крановий машиніст	5	0,5·5=2,5	7,5·5=37,5	40	93,75	6,25

4.2 Ймовірність аварії в цеху і заходи по її ліквідації

Будь-яку машину чи механізм можна розглядати як систему, що складається з окремих елементів - деталей. Аварія – результат відмови одного чи декількох елементів. Прокатний стан має багато деталей з різними термінами використання.

Ймовірність аварії дорівнює:

$$Q = 1 - \prod_{i=1}^n (1 - Q_i), \quad (4.2)$$

де Q_i - імовірність відмови кожного елемента.

$$Q_i = \lambda_i \cdot \tau, \quad (4.3)$$

де λ_i - інтенсивність відмови і-го елемента;

τ - загальний час роботи даного елемента за аналізований період часу.

Розрухуємо імовірність аварії на ділянці чистових клітей стану БШШС 1680 системи пожежегасіння за один рік. Відомо що $\lambda_i = 2 \cdot 10^{-4} \text{ рік}^{-1}$, $\tau = 1$ рік.

$$Q_i = \lambda_i \cdot \tau = 2 \cdot 10^{-4} \cdot 1 = 2 \cdot 10^{-4} \text{ рік}^{-1}.$$

$$Q = 1 - (1 - 2 \cdot 10^{-4})^3 = 0,0006 = 0,06\%.$$

Імовірність виникнення аварії дуже низька, складає 0,06%, застосування захисних засобів для попередження аварії не потрібне.

4.3 Вимоги охорони праці в аварійних ситуаціях

При виникненні аварій і ситуацій, які можуть привести до аварій і нещасних випадків, необхідно:

- 1 негайно припинити роботи й сповістити керівника робіт.
- 2 Під керівництвом керівника робіт оперативно вжити заходів по усуненню причин аварій або ситуацій, які можуть привести до аварій або нещасних випадків.

При виникненні пожежі, задимленні:

- 1 негайно повідомити по телефоні «101» у пожежну охорону, сповістити працюючих, довести до відома керівника підрозділу, повідомити про загоряння на пост охорони.
- 2 Відкрити запасні виходи з будинку, знеструмити електроживлення, закрити вікна й прикрити двері.
- 3 Приступитися до гасіння пожежі первинними засобами пожежогасіння, якщо це не сполучено з ризиком для життя.
- 4 Організувати зустріч пожежної команди.
- 5 Покинути будинок і перебувати в зоні евакуації.

При нещасному випадку:

- 1 негайно організувати першу допомогу потерпілому й при необхідності доставку його в медичну організацію.
- 2 Вжити невідкладних заходів по запобіганню розвитку аварійної або іншої надзвичайної ситуації й впливи факторів, що травмують, на інших осіб.

3 Зберегти до початку розслідування нещасного випадку обстановку, який вона була на момент події, якщо це не загрожує життю й здоров'ю інших осіб і не веде до катастрофи, аварії або виникнення інших надзвичайних обставин, а у випадку неможливості її збереження - зафіксувати сформовану обстановку (скласти схеми, провести інші заходи).

4.4 Інженерний розрахунок піногенераторів маслопідвалу

Визначимо кількість піногенераторів, порошку й води, необхідних для гасіння маслопідвалу, у якому розміщуються маслопроводи, апаратура, баки та насоси живлення ділянки чистових клітей рідкої системи змащення.

Вихідні дані, розмір маслопідвалу: $L=26$ м, $B=10$ м.

1 Визначимо площу охоплену пожежею:

$$F = L \cdot B = 26 \cdot 10 = 260 \quad (4.4)$$

2 Секундна витрата хімічної піни:

$$q = F \cdot i = 260 \cdot 0,5 = 130 \text{ дм}^3 / \text{с} \quad (4.5)$$

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

3 Необхідна кількість піногенераторів:

$$n = \frac{q}{q_0} = \frac{130}{5} = 26 \text{ шт}, \quad (4.6)$$

де q_0 – продуктивність пеногенератору, $\text{дм}^3/\text{с}$.

Приймаємо пеногенератор типу ПГ-50 з $q_0=4,5 \dots 5,0 \text{ дм}^3/\text{с}$.

приймаємо 26 штук.

4 Потреба в піногенераторному порошку:

$$Q = q_1 \cdot t \cdot n = 1,2 \cdot 20 \cdot 26 = 624 \text{ кг}. \quad (4.7)$$

де $q_1 = 1,2$ кг/с- витрата порошку піногенератора ПГ-50;

$t = 20$ с - час гасіння;

$n = 26$ - кількість пеногенераторів.

5 Потреба води при гасінні пожежі для утворення піни:

$$W = n \cdot q_2, \quad (4.8)$$

де $q_2 = 10$ дм³/с – витрата води на утворення піни, що подається в резервуар піногенератору ПГ-50.

ВИСНОВКИ

1. Основною причиною недосконалості шпindelного пристрою є інтенсивний знос вкладишів.
2. Масло-повітряні масляні системи мають важливу перевагу в порівнянні зі змащенням системою «масляного туману»: дуже незначна і точно дозована кількість мастила надходить в кожен окремий вузол тертя (підшипник, бронзовий вкладиш) за допомогою стисненого повітря, що дозволяє різко знизити втрати мастила в навколишнє середовище. Надходження за такою системою мінімальної кількості мастила (витрати в 100 раз менші, ніж при змащенні пластичним мастилом) дозволяє підшипникам працювати при таких низьких температурах і на таких високих швидкостях, які не може забезпечити жоден інший спосіб змащування.
3. Для підвищення надійності та довговічності шпindelного вузла пропонується модернізація системи змащення бронзових вкладишів та підшипників механізму врівноваження для забезпечення змащення за системою «масло-повітря». Враховуючи всі причини зносу вкладиша було запропоновано замінити систему змащення «масло – туман» на більш ефективну «масло – повітря», що дозволить значно зменшити зношення бронзових вкладишів та збільшити термін експлуатації шпindelів (без проведення ремонту) з 1-го до 3-х місяців.
4. У результаті розрахунків устаткування для його установки (лінії робочої кліті) знадобиться 437 м³ бетону марки Б-50 й 1363 м³ бетону марки Б-200; для стропування корпусу редуктора знадобиться 4 канати довжиною 8700 мм групи маркуванням 1372 МПа, діаметром канату $d_k=50$ мм, розривним зусиллям канату $[P_p]=1060$ кН (канат подвійний звивки типу ТЛК-0 конструкції 6x37(1+6+15+15)+1 о. с. за ГОСТ 3079-80), для закріплення редуктора до фундаменту знадобляться анкерні болти М140 довжиною 2500 мм; для змащення редуктора потрібен був би

шестеренний насос Г12-10А з продуктивністю 1000 дм³/хв ГОСТ 11700–73.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Офіційний сайт ПАТ «Запоріжсталь». URL : <https://zaporizhstal.com>.
2. Вікіпедія ПАТ «Запоріжсталь» . URL : <https://uk.wikipedia.org/wiki/Запоріжсталь>
3. Никберг І.М., Райко В.І. Будова та експлуатація прокатних станів Металургія, 1986. 324 с.
4. Гребенник В.М., Гордиєнко А.В., Цапко В.К. Підвищення надійності металургійного обладнання : довідник. Металургія, 1988. 688с.
5. Гедик П.Ф. Машення металургійного обладнання. Металургія, 1984. 146 с.
6. Бур'янов В.Ф. Розрахунок потужності електродвигунів прокатних станів. Металургія, 1961.– 360 с.
7. Жук А.Я. Желябіна Н.К. Механічне устаткування цехів по виробництву металів та сплавів: Навчальний посібник. / Запоріжжя: Видавництво ЗДІА, 1998, 216 с.
8. Жук А.Я., Малишев Г.П., Желябіна Н.К, Таратута К.В.. Технічне обслуговування металургійного обладнання. Видавництво «Кондор», 2017. 288 с. ISBN 978-617-7582-07-5.
9. Жук А.Я. Желябіна Н.К. Механічне устаткування цехів по виробництву металів та сплавів : навчальний посібник. Запоріжжя : Видавництво ЗДІА, 1998, 216 с.
10. Жук А.Я., Желябіна Н.К. Теорія і практика приводів. В 3-х книгах. Запоріжжя : ЗДІА, 2001. 398с.
11. Васильченко Т.О., Шевченко І.А., Гречаний М.О. Опір матеріалів : навчально-методичний посібник. Запоріжжя : ЗНУ, 2020. 263 с.
12. Машини та агрегати металургійних заводів. В 3-х. Т.1. Машини та агрегати доменних цехів : посібник / Целіков А.И., Полухін П. М., Гребеник В.М та ін.. Металургія, 1987. 440с.

13. Машини та агрегати металургійних заводів. В 3-х т. Т.2. Машини та агрегати сталеплавильних цехів : посібник / Целіков А.И., Полухін П. М., Гребеник В.М та ін.. Металургія, 1988. 432с.
14. Машини та агрегати металургійних заводів. В 3-х т. Т. 3 Машини та агрегати для виробництва та оздоблення прокату : посібник / Целіков А.И., Полухін П. М., Гребеник В.М та ін.. Металургія, 1988. 576с.
15. Білодієнко С.В., Біліченко Г.М., Гануш В.І. Періодичність діагностування механічних систем навчальний посібник. Дніпро НМетАУ, 2017. 8с.
16. Седуш В.Я. Надійність, ремонт і монтаж металургійних машин: підручник. Донецьк, 2008. 379с.
17. Жук А.Я., Малишев Г.П., Желябіна Н.К., Таратута К.В. Монтаж металургійного обладнання : навчальний посібник. Видавничий дім «Кондор», 2018. 382 с.
18. Свістунов Е.А., Чиченов Н.А. Розрахунок деталей та вузлів металургійних машин : довідник. Металургія, 1985. 184с.
19. Корольовв А.А. Конструкція та розрахунок машин та механізмів прокатних станів : навчальний посібник. Металургія, 1985. 376с.
20. Гольдштейн В.С., Мороховский К.К. Гідро- та пневмоприводи обладнання прокатних станів. Металургія, 1978. 175 с.
21. Динаміка та міцність прокатного обладнання : навчальний посібник / Ф.К. Іванченко, П.И. Полухін, М.А. Тилкін, В.П. Полухін. Металургія, 1970. 487 с.
22. Куріс Ю.В., Грицай В.П., Малишев Г.П. Механічне обладнання металургійних підприємств : навч. - метод. посібник. ЗДІА. Запоріжжя : ЗДІА, 2011. 134 с.
23. Мамчиц Е.К., Потапенков А.П. Прокатне обладнання. Збірник задач : навчальний посібник. Київ : Вища школа, 1990. 183 с.

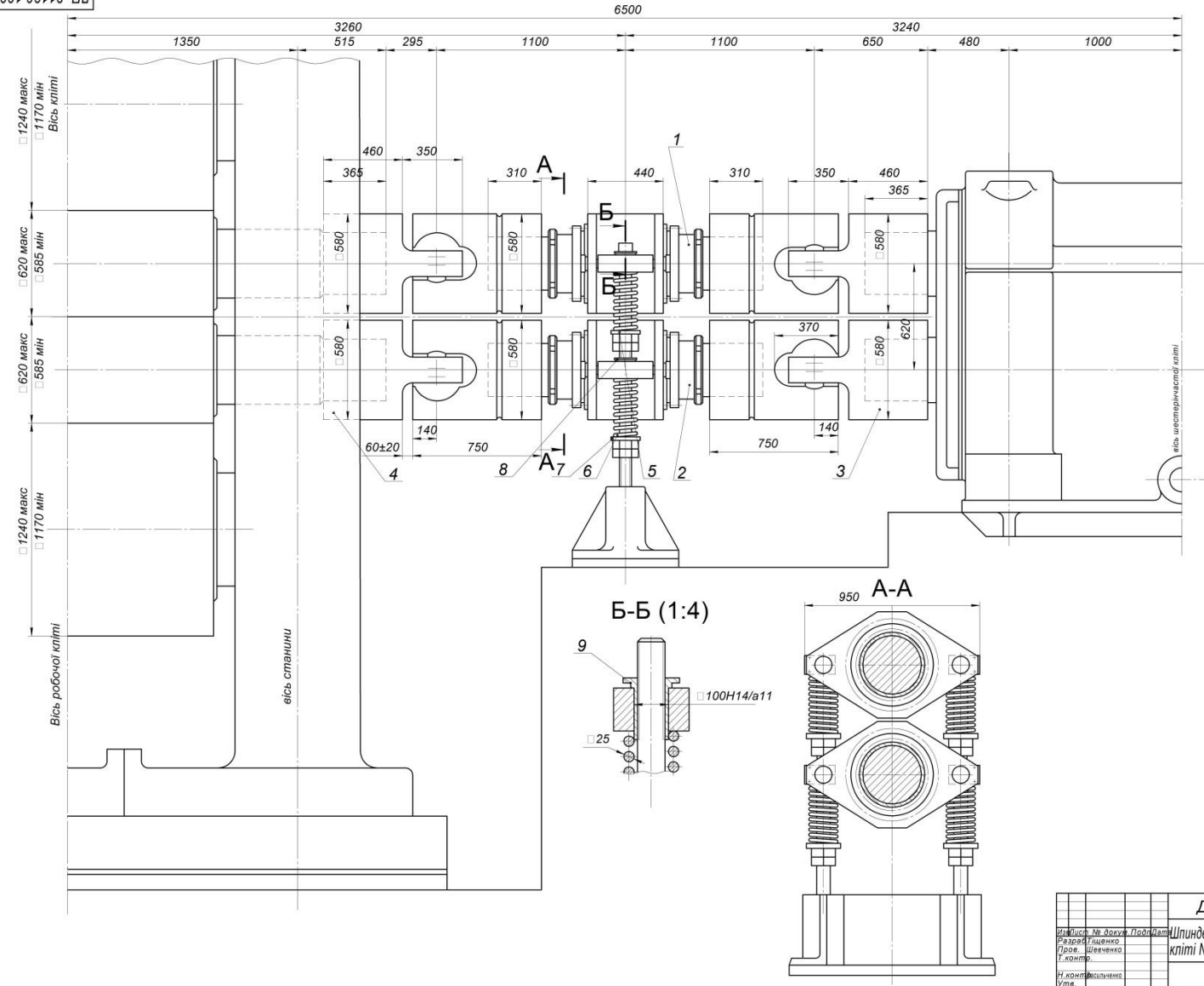
24. Улучшение эксплуатационных свойств деталей прокатного оборудования / В. В. Бобров, В. Д. Коваленко, А. С. Михайлусь та ін... Київ : Техніка, 1988. 157 с.
25. Ткачук К. Н., Иванчук Д. Ф., Сабарно Р. В., Степанов А. Г. Довідник по охороні праці на промисловому підприємстві. Київ : Техніка, 1991. 185 с.
26. Зиньковский М. М. Техніка безпеки й виробнича санітарія : довідник. Металургія, 1990. 196 с.
27. Безпека виробничих процесів: Довідник / Белов С.В., Бринза В.Н., Вешкін Б.С. й ін. Машинобудування, 1985. 448 с.
28. Жидецький В.И. Основи охорони праці. Львів : Афіша, 2002.
29. Охорона праці та техногенна безпека. Методичні вказівки до виконання розділу дипломного проекту. Укладачі : Румянцев В.Р. та інші. Запоріжжя, 2011.

СПИСОК ВИКОНАНИХ КРЕСЛЕНЬ

№ п/п	Найменування	Кількість листів	Формат
1	План ЦГПТЛ	1	A1
2	Лінія прокатної кліті №5	1	A1
3	Робоча кліть	1	A1
4	Шпindel ь верхніх клітей 3-7 НТЛС-1680	2	A1
5	Валок шестеренній нижній	1	A1
6	Полий вал	1	A1
7	Вал шпindel ьний	1	A1
8	Вкладиш	1	A2
9	Вкладиш сторони шестерінчастої кліті	1	A2
10	Розташування обладнання та розводка трубопроводів масло підвалу	1	A1

ДОДАТКИ

ДП. 21190.100 СК

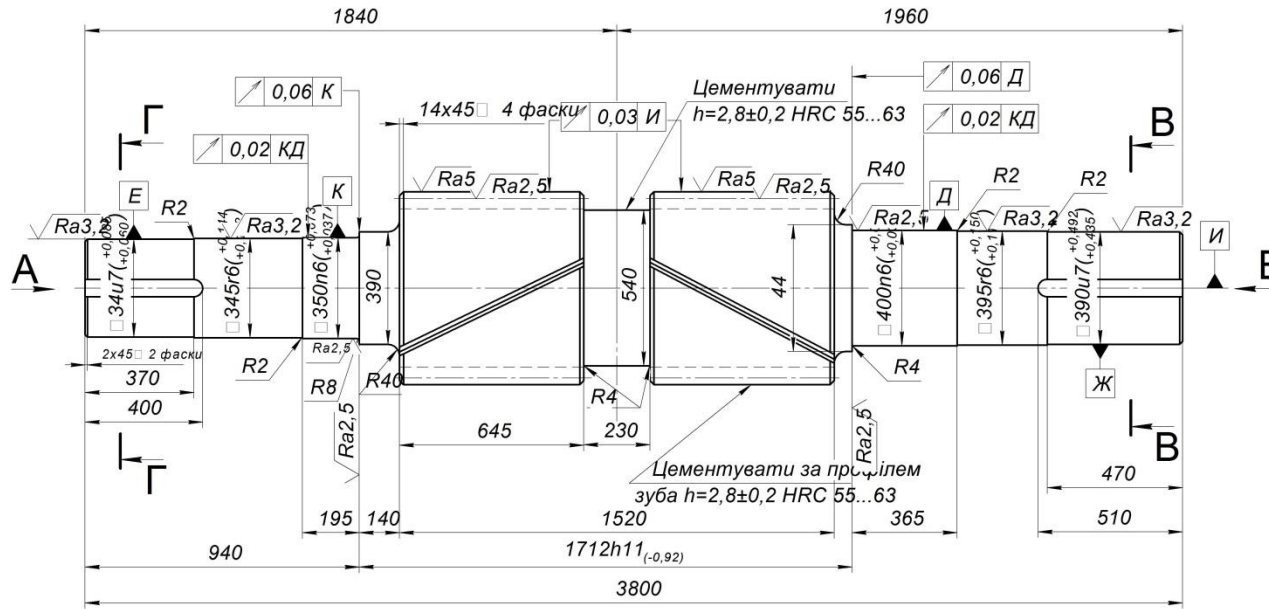


Листове №
 Форма №
 Діаг. № 21190.100 СК

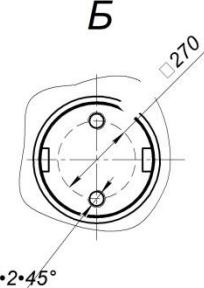
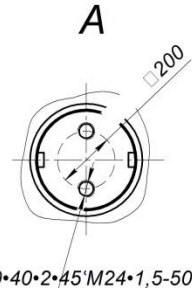
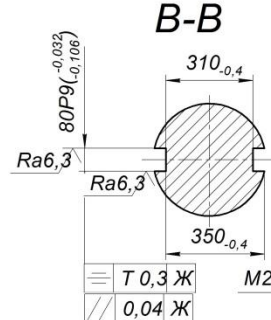
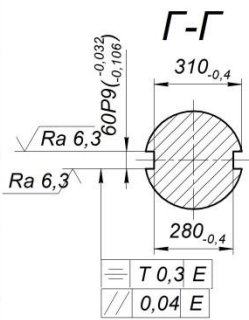
ДП. 21190.100 СК			
Діаг. № 21190.100 СК	Лист	Макс	Масштаб
Розроб. Шевченко	№	11800	1:10
Проєк. Шевченко	Лист	Листове	т
Т.контр.	гр. 6.1331-с		
Н.контр. Шевченко	Формат А1		
Утв.	Копіював		

ДП.21190

√Ra12,5 (✓)



Модуль	m	28
Число зубців	z	20
Кут нахилу	α	25° 24' 52"
Напрямок лінії зуба		- шевронне
Нормальний вихідний кут	ГОСТ 13755-	
Коефіцієнт зміщення		0
Ступінь точності за ГОСТ1643-81		7-B
Довжина загальної норми	217,12	
Допуск на коливання довжини загальної норми	±0,06	
Постійна хорда	S _c	38,84
Висота до постійної хорди	20,93	
Дільний діаметр	d	620,00
Кут нахилу на діаметрі вершин зубців колеса	α _a	27° 23'
Діаметр кола нижніх точок активних профілей зубців	d _p	585,14
Осьовий крок	P _x	204,97
Висота зуба (під шліфуванням)		5,80

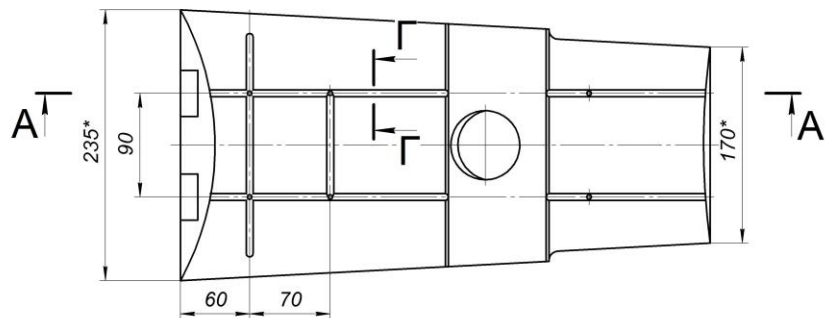
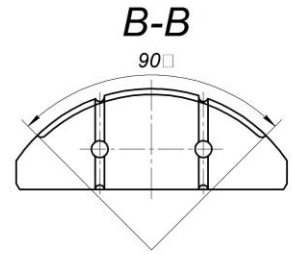
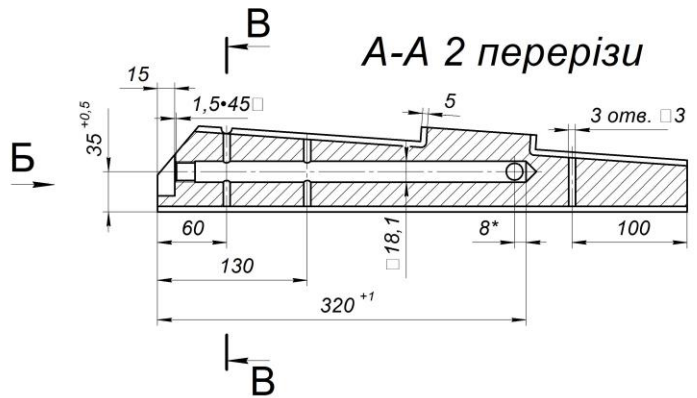


M24•1,5-50•40•2•45° M24•1,5-50•40•2•45°

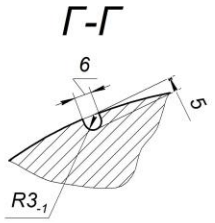
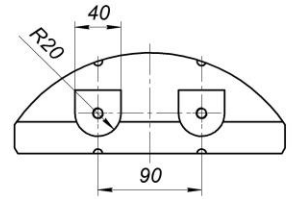
1. Невказані граничні відхилення розмірів: h14, H14, ±
2. Допуск непостійності діаметрів поверхонь D по вздовжньому і поперековому перетинах - 0,018мм.
3. Вісі шпонкових пазів (вигляд А) поєднати з віссю D. Відхилення, що допускається ±1мм.

ДП.21190.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дат.	Валок шестеринний нижній	Лист	Масса	Масштаб
	Разраб.	Тищенко			6300	1:10		
	Пров.	Шевченко						
	Т.контр.							
	Н.контр.	Васильченко			Сталь 20 ХНЗМА ГОСТ 4543-71	Лист	Листов	Т
	Утв.				ЗНУ Каф. МО зр.6.1331-с			
					Копіювал			Формат А2



Вигляд Б \square



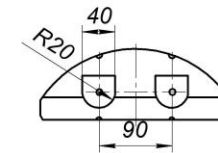
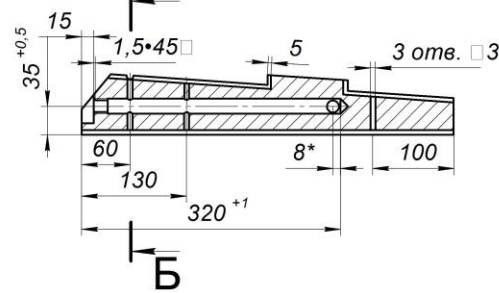
1. * Розміри для справок.
2. Обробку за розмірами в квадратних дужках виконати парним вкладишем.
3. Невказані граничні відхилення розмірів Н14, h14, ± I
4. Маркувати позначення і порядковий номер пари

Унів. № п/д
 Полп. і деталі
 Назв. № змін
 Полп. і деталі
 Слов. №
 Пере. примен.

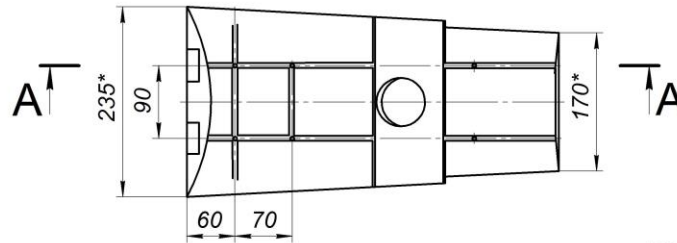
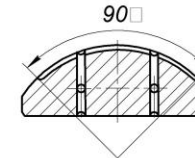
				ДП.21190.			
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Лит	Масса	Масштаб
Разраб	Т	Щенченко			У	35	1:2,5
Прое.	Щенченко				Лист	Листов 1	
Т.контр.							
Н.контр.	Васильченко				ЗНУ Каф.МО Гр. 6.1331-с		
Уте					Бр.АЖ9-4 ГОСТ 18175-78 Копировал Формат А2		

ДП.21190.202

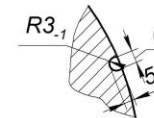
Б-А 2 переріза



Б-Б



В-В (1:1)

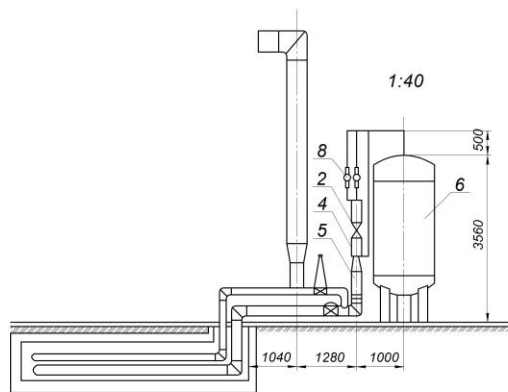
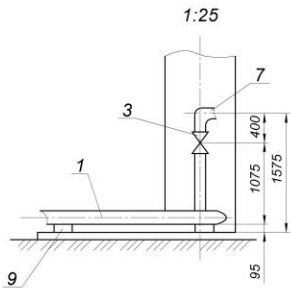
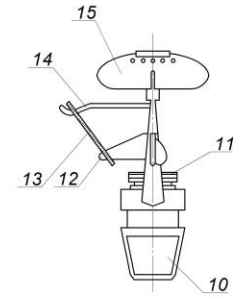
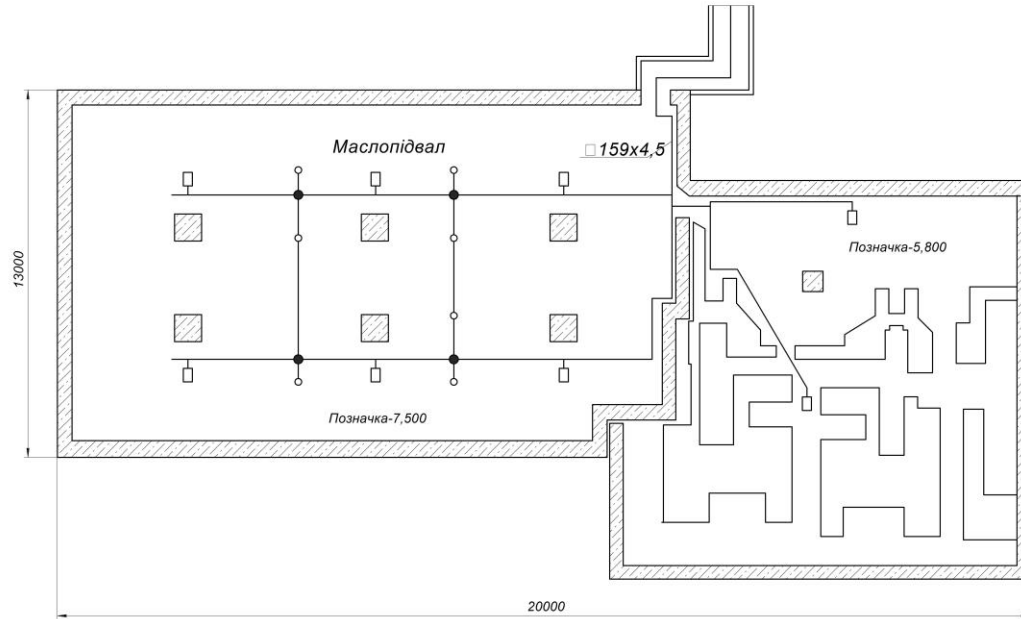


1. * Розміри для довідок
2. Обробку по розмірам у квадратних скопках проводити разом з парним вкладишем
3. Невказані граничні відхилення розмірів $H14, h14, \pm \frac{IT14}{2}$.
4. Маркувати позначення та порядковий

				ДП.21190.202			
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дат.	Лит	Масса	Масштаб
Разраб.	Тіщенко				Д	35	1:2,5
Проект.	Шевченко				Лист	Листов 1	
Т.контр.					ЗНУ, каф. МО,		
Н.контр.	Васильченко				Круг В-10 ГОСТ 2590-88		
Утв.					Круг БраЖ9-4 ГОСТ 18175-78		
				Копировав Формат А3			

номер пари вкладишів

ДП.21190.700



ДП.21190.700		Лист	Масштаб
Розробник: М. Дзюк, П. Павлик	Розташування обладнання	Лист	Масштаб
Проектант: Шевченко	й розводка трубопроводів	1	1:100
Ілюстратор:	маслопідвалу	Лист 1	Листов 1
Н.конт. (визначено)		ЗНУ, каф.МЩ,	
Ул.:		кр. 6 1331-с	
	Копіював	Формат АТ	

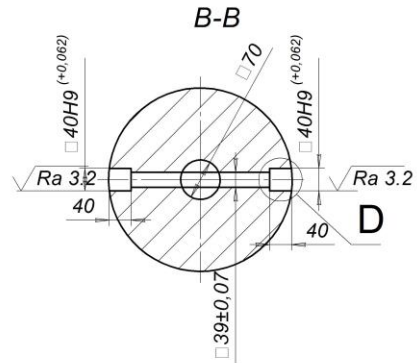
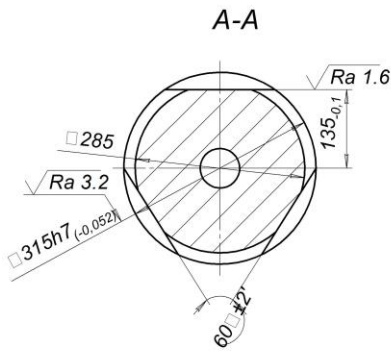
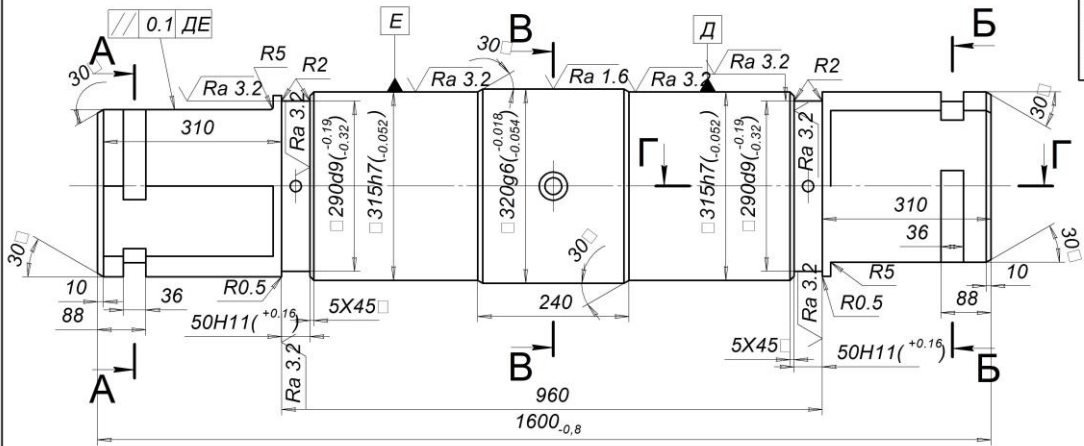
Лист № 1 розробки, кваліфікація, ініціалі, прізвище, ім'я, по батькові, дата

Сторінка №

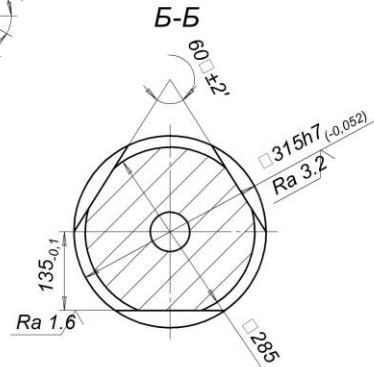
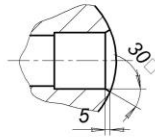
Лист розробки

√ Ra 6.3 (✓)

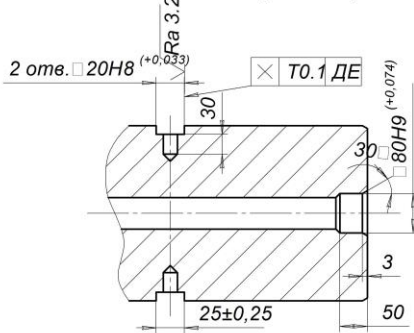
ДП.21190.201



D (2:1)



Г-Г 2 перетину



1. Поковка гр. IV-кп 685 ГОСТ 8479-70
2. Відхилення розмірів Н14, h14, ± $\frac{IT14}{2}$

ДП.21190.201		Лист	Масса	Масштаб
Вал шпиндельний		Д	920	1:5
В-10 ДСТУ 2590-88		Лист 1	Листов 1	
Сталь 34ХН2МА ДСТУ 535-2005		гр.6.1331-с		
Копіював		Формат А2		

Перевіряє: _____
 Справ. №: _____
 Інв. № підпідп. і затв. взам. іл. № зб. підп. і затв. _____

Форма Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание																												
			<u>Документація</u>																														
	1		Верхній пічний рольганг																														
	2		Опускний упор																														
	3		Кінцевий упор																														
	4		Зіштовхувач слябів																														
	5		Підйомний стол																														
	6		Шлепер ціпковий																														
	7		Здвоєний штовхатель																														
	8		Нагрівальна піч																														
	9		Нижній пічний рольганг																														
	10		Рольганг перед "Дуо"																														
	11		Чернова кліть "Дуо"																														
	12		Рольганг перед кліттю №1																														
	13		Чернова кліть №1																														
	14		Рольганг перед кліттю №2																														
	15		Еджер №1 і №2																														
	16		Чернова кліть №2																														
	17		Рольганг перед кліттю №3																														
	18		Чернова кліть №3																														
	19		Рольганг перед кліттю №4																														
	20		Еджер №3																														
	21		Чернова кліть №4																														
	22		Проміжний рольганг																														
	23		Установка летючих ножиць																														
	24		Чистовий окаліноломатель																														
	25		Чистова кліть №5																														
	26		Чистова кліть №6																														
	27		Чистова кліть №7																														
ДП.21190.000 ОЧ																																	
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 15%;">Лист</td> <td style="width: 15%;">№ докум.</td> <td style="width: 15%;">Підп.</td> <td style="width: 15%;">Дата</td> <td style="width: 15%;"></td> <td style="width: 15%;"></td> </tr> <tr> <td>Разраб</td> <td>Тіщенко</td> <td></td> <td></td> <td>Лист</td> <td>Лист</td> </tr> <tr> <td>Пров.</td> <td>Шевченко</td> <td></td> <td></td> <td>№1</td> <td>№2</td> </tr> <tr> <td>Н.контр.</td> <td>Сасольченко</td> <td></td> <td></td> <td colspan="2" rowspan="2">План цеху ЦГПТЛ ЗНУ, каф. МО гр.6.1331-с</td> </tr> <tr> <td>Утв.</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </table>						Лист	№ докум.	Підп.	Дата			Разраб	Тіщенко			Лист	Лист	Пров.	Шевченко			№1	№2	Н.контр.	Сасольченко			План цеху ЦГПТЛ ЗНУ, каф. МО гр.6.1331-с		Утв.			
Лист	№ докум.	Підп.	Дата																														
Разраб	Тіщенко			Лист	Лист																												
Пров.	Шевченко			№1	№2																												
Н.контр.	Сасольченко			План цеху ЦГПТЛ ЗНУ, каф. МО гр.6.1331-с																													
Утв.																																	

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	Перв. примен.	
							Справ. №	Дата
A1			МФМР.111199.100 СК	Складальне креслення				
				Сборочные единицы				
		1		Шпиндель верхній	1	3980 кг		
		2		Шпиндель нижній	1	3980 кг		
				Детали				
		3		Муфта шестерінчастого вала	2	860 кг		
		4		Муфта робочого валка	2	860 кг		
		5		Шайба	2	3,6 кг		
		6		Пружина	4	19 кг		
		7		Шайба	2	3,3 кг		
		8		Втулка	2	2,1 кг		
		9		Втулка	2	4,1 кг		
ДП.21190.100								
Изм. Лист № докум. Подп. Дата							Лит.	Лист Листов
Разраб. _____							н	1
Пров. Шевченко _____								
Н. конт. Васильченко _____								
Утв. _____								
Шпиндельний пристрій кліті №5 БШШС 1680								

Копировал

Формат А4

