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

ВИПУСКНА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА

На тему Дослідження ремонтопридатності приводу вертикальних валків обтискного прокатного стана

Виконав: магістрант групи 8.1333
Олійник В.А.
(ПІБ) (підпис)

спеціальності
133 Галузеве машинобудування
(шифр і назва)
спеціалізація
-
.
(шифр і назва)
Освітньо-професійна програма
Металургійне обладнання
(шифр і назва)

Керівник Таратута К.В.
(прізвище та ініціали) (підпис)
Н.контроль Гречаний О.М.
(прізвище та ініціали) (підпис)

Запоріжжя – 2024 рік

Запорізький національний університет

(повне найменування вищого навчального закладу)

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

Кафедра металургійного обладнання

Рівень вищої освіти магістр

(другий (магістерський) рівень)

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва)

Спеціалізація -

(шифр і назва)

Освітньо-професійна програма Металургійне обладнання

(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри А.О. Власов

_____

“____”_____2024 року

ЗАВДАННЯ

ДО ВИПУСКНОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ МАГІСТРА

Олійник Віталій Анатолійович

(прізвище, ім’я, по батькові)

1. Тема магістерської роботи: Дослідження ремонтопридатності приводу вертикальних валків обтискного прокатного стана

керівник магістерської роботи: доцент, канд. техн. наук Таратута К.В.

затверджені наказом вищого навчального закладу: №359-с від 28.02.2024р.

2. Термін подання студентом роботи 02.12.2024 року.
3. Вихідні дані магістерської роботи техніко-економічні показники роботи обтискного прокатного стану ПАТ «Запоріжсталь»
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): 1. Забезпечення ремонтопридатності приводу прокатного стана «Слябінг 1150». 2. Розрахунок енергосилових параметрів приводу прокатного стана. 3. Розробка заходів по відновленню працездатності. 4.Охорона праці та техногенна безпеки. Висновки та рекомендації.
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов’язкових креслень): 1. Креслення загального виду – А1 ; 2. Складальні креслення та деталювання -2 шт; 3. Креслення та плакати дослідницької частини – 1 шт.

6. Консультанти розділів магістерської роботи

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

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської роботи	Строк виконання етапів магістерської роботи	Примітка
1	Збір матеріалу до кваліфікаційної роботи	01.09.2024 – 02.10.2024	
2	Групування та аналіз зібраного матеріалу. Уточнення завдань кваліфікаційної роботи	02.10.2024 – 15.10.2024	
3	Виконання теоретичної частини кваліфікаційної роботи	15.10.2024 – 20.11.2024	
4	Виконання графічної частини кваліфікаційної роботи	20.11.2024 – 01.12.2024	
5	Написання та оформлення кваліфікаційної роботи	01.11.2024 – 01.12.2024	
6	Перевірка кваліфікаційної роботи консультантами	20.10.2024 – 01.12.2024	
7	Попередній захист кваліфікаційної роботи	20.11.2024	
8	Переплітання роботи	25.11.2024	
9	Захист проекту у ЕК	Згідно з графіком	

Студент _____ Олійник В.А.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник магістерської роботи _____ Таратута К.В.
(підпис) (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Олійник В.А. Дослідження ремонтопридатності приводу вертикальних валків обтискного прокатного стана.

Випускна кваліфікаційна робота для здобуття ступеня вищої освіти магістра за спеціальністю 133 – Галузеве машинобудування, науковий керівник К.В. Таратута. Запорізький національний університет. Інженерний навчально-науковий інститут ім. Ю.М. Потебні. Кафедра металургійного обладнання, 2024.

В роботі проведено огляд заходів щодо забезпечення ремонтопридатності окремих елементів приводу з вибором методу відновлення. Проведені розрахунки технологічних параметрів. Виконано розрахунок на міцність та витривалість редуктора у спеціалізованій програмі KissSoft. Проведено дослідження технології наплавлення за допомогою моделювання в програмі Inventor.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: ПРИВОД, ВАЛ З ЛОПАТТЮ, НАПЛАВЛЕННЯ

ABSTRACT

Oliynyk V.A. Study of the maintainability of the drive of vertical rolls of a crimping rolling mill.

Final qualification work for obtaining a master's degree in 133 - Industrial Engineering, supervisor K.V. Taratuta. Zaporizhzhia National University. Engineering Educational and Research Institute named after Y.M. Potebnya. Department of Metallurgical Equipment, 2024.

The paper reviews the measures to ensure the maintainability of individual drive elements with the choice of a recovery method. The technological parameters were calculated. The strength and durability of the reducer were calculated in a specialised programme KissSoft. The surfacing technology was studied by means of modelling in the Inventor software.

KEYWORDS: DRIVE, SHAFT WITH BLADE, SURFACING.

ЗМІСТ

Умовні позначення…….……....7

Вступ…….…...8

1. Забезпечення ремонтопридатності приводу кліті вертикальних валків прокатного стана «Слябінг 1150»……10

1.1 Конструкція приводу вертикальних валків стана……..10

1.2 Особливості забезпечення ремонтопридатності окремих елементів привода……14

1.3 Методи наплавлення, що використовуються для відновлення прокатного обладнання..…….16

1.4 Визначення напрямку досліджень…….……...17

2. Розрахунок енергосилових параметрів приводу прокатного стана……18

2.1 Розрахунок технологічних параметрів приводу кліті горизонтальних валків……..18

2.2 Розрахунок технологічних параметрів приводу кліті вертикальних валків……..24

2.3 Розрахунок на міцність та витривалість редуктора приводу вертикальних валків……27

3. Розробка заходів по відновленню працездатності після відмови……..68

3.1 Організаційно-технологічні заходи.……68

3.2 Дослідження технології наплавлення за допомогою імітаційного моделювання……...69

4. Охорона праці та техногенна безпека…..……...86

4.1 Характеристика ступеня безпеки технологічного процесу, рівня механізації й автоматизації……86

4.2 Аналіз потенційно небезпечних і шкідливих факторів виробничого середовища дільниці слябів……..87

4.3 Заходи для захисту від виявлених шкідливих і небезпечних факторів виробничого середовища…….89
4.4 Технічні рішення по виробничій санітарії та гігієні праці…….90
4.5 Пожежна безпека……....91
4.6 Техногенна безпека……91
Загальні висновки та рекомендації……...94
Список використаних джерел……...95
Додатки……....97

УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ

Символ	Найменування англійською мовою	Найменування українською мовою
[P]	Power (kW)	Потужність (кВт)
[n]	Speed (1/min)	Частота обертання ($хв^{-1}$)
[T]	Torque (Nm)	Крутний момент (Н·м)
[NL]	Number of load cycles (in mio.)	Число циклів навантаження (млн.)
[H]	Required service life (h)	Необхідний термін служби (год.)
[a]	Center distance (mm)	Міжосьова відстань (мм)
[mn]	Normal module (mm)	Модуль нормальний (мм)
[αn]	Normal pressure angle (°)	Нормальний кут зачеплення (^{0})
[β]	Helix angle at reference circle (°)	Кут нахилу лінії зуба по ділильному колу (^{0})
[z]	Number of teeth	Кількість зубів
[b]	Facewidth (mm)	Ширина зубчатого вінця (мм)
[σFlim]	Infinite life strength for tooth root stress (N/mm^2)	Межа втомної міцності за напруженнями ніжки зуба ($Н/мм^2$)
[σHlim]	Fatigue strength for Hertzian pressure (N/mm^2)	Межа втомлюваності на контактне зминання ($Н/мм^2$)
[E]	Young's modulus (N/mm^2)	Модуль Юнга ($Н/мм^2$)
[ν]	Poisson's ratio	Коефіцієнт Пуассона
[σB]	Tensile strength (N/mm^2)	Межа міцності на розрив ($Н/мм^2$)
[σS]	Yield point (N/mm^2)	Межа плинності ($Н/мм^2$)
[S_{Fmin}]	Required safety for tooth root	Заданий запас міцності ніжки зуба
[S_{Hmin}]	Required safety for tooth flank	Заданий запас міцності бічної поверхні зуба
β	Weibull shape parameter	Параметр форми розподілу Вейбулла

ВСТУП

Актуальність теми.

Прокатне виробництво є заключним етапом виготовлення металургійної продукції технологічного циклу ПАТ «Запоріжсталь». Першою та однією з найвідповідальніших ланок прокатного виробництва – є переділ зливків в сляби. Вся переробка зливків в сляби здійснюється в універсальній прокатній кліті стану «Слябінг 1150 ». Вали з лопатями, які встановлені в редукторі приводу вертикальних валків універсальної прокатної кліті, являють собою відповідальні вузли, від надійної роботи яких залежить безперервне та ритмічне виробництво продукції. Продовження терміну експлуатації валів з лопаттю, за рахунок відновлення методами наплавлення робочих поверхонь, є важливою задачею для зниження собівартості виробництва та підвищення надійності роботи приводу вертикальних валків стану «Слябінг 1150».

Мета та завдання дослідження. Визначення ремонтопридатності валу з лопаттю та вибору технології наплавлення для забезпечення проектних показників роботи деталі шляхом імітаційного моделювання.

Для досягнення поставленої у роботі мети необхідно виконати такі завдання дослідження:

- огляд конструкції приводу вертикальних валків стана;
- розрахунок енергосилових параметрів прокатки слябів;
- розрахунок на міцність та витривалість редуктора;
- дослідження впливу технології наплавлення на механічні характеристики відновленої деталі шляхом порівняння з проектними характеристиками.

Об'єкт дослідження – привод кліті вертикальних валків

Предмет дослідження – дослідження впливу технології наплавлення на механічні характеристики відновленої деталі.

Методи дослідження включають розрахунок в спеціалізованій програмі редуктора приводу вертикальних валків на міцність та витривалість, комп’ютерне моделювання навантажень, що діють на вал з лопаттю, як

проектний, так і відновлений за різними технологіями, обробку результатів досліджень.

Практичне значення одержаних результатів. Проведені дослідження у комплексі розв'язують проблему ремонтопридатності деталі «Вал з лопаттю».

Апробація результатів роботи. Основні положення роботи доповідалися на XVII університетській науково-практичній конференції студентів, аспірантів, докторантів і молодих учених «Молода наука-2024» [1], що проходила 17-22 квітня 2024 року. Особливості перекладу термінів з машинобудування англійською мовою, які застосовувалися у розрахункових програмах, відображені в тезах доповіді до XV Міжнародної наукової конференції «Іноземна філологія у XXI столітті» [2], яка проходила 24 листопада 2024 року у ЗНУ.

Структура та обсяг роботи. Магістерська випускна робота складається зі вступу, 4 розділів, висновків, списку використаних джерел, додатків. Повний обсяг роботи становить 103 сторінки, 15 таблиць, 18 рисунків, 17 використаних джерел, додатків.

1. Забезпечення ремонтопридатності приводу кліті вертикальних валків стану «Слябінг 1150»

1.1 Конструкція приводу кліті вертикальних валків стана

Слябінги призначені для прокатки гарячих зливків у сляби різних розмірів. Основою стану є робоча універсальна кліть, яка складається з кліті вертикальних валків та кліті горизонтальних валків.

На кліті вертикальних валків стана «Слябінг 1150» встановлений електро-механічний привод, основним елементом якого є редуктор з вертикальними валами. Кінематична схема приводу кліті вертикальних валків представлена на рис. 1.1 та включає в себе: редуктор приводу вертикальних валків -1; електро-двигуни (4шт.) -2; муфта на валу електродвигуна -3; муфта шпинделя -4; шпиндель – 5; вузол лівого вертикального валка -6; Вузол правого вертикального валка -7; натискний гвинт (4шт.) -8; гайка -9; лівий редуктор натискного механізму -10; правий редуктор натискного механізму -11; електродвигуни натискного механізму (2шт.) -12; вал синхронізації лівого та правого натискних механізмів -13.

Основні технічні характеристики наведені в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 Технічні характеристики приводу кліті вертикальних валків

Найменування параметру	Значення
Діаметр прокатного валка, мм	680…700
Довжина бочки прокатного валка, мм	1150
Робочий розмір між бочками валків, мм	720…1800
Діаметр і крок нарізання натискного гвинта	320х24
Електродвигун приводу вертикальних валків -4шт	ПВ2 800.175 - 8УЗ
Електродвигун приводу натискного механізму – 2шт.	П129-8К: Р=200кВт n=500 мин$^{-1}$

На кліті вертикальних валків стану «Слябінг 1150» встановлено унікальний за своїми характеристиками редуктор, виробництва НКМЗ. Кінематична схема редуктора наведена на рис. 1.2, ескіз перерізу редуктора наведений на рис. 1.3. Редуктор, який змонтовано під час капітального ремонту в листопаді 1999 року, має характеристики, які представлені в табл. 1.2.

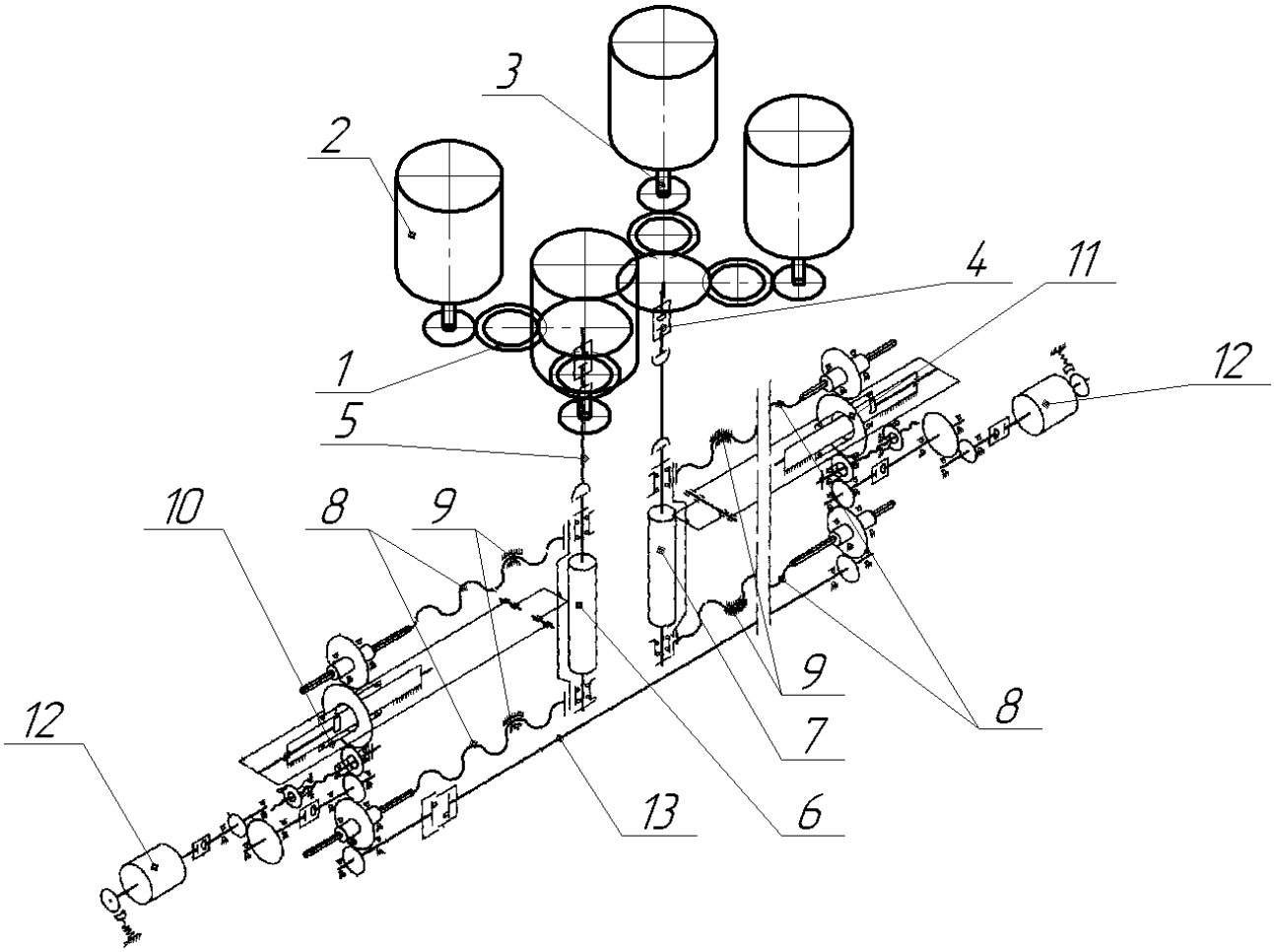


Рисунок 1.1 Кінематична схема приводу кліті вертикальних валків

Таблиця 1.2 Характеристика редуктора привода вертикальних валків

Найменування параметру	Значення
Номінальний крутний момент на вихідному валу, кНм	1200
Передавальне число редуктора, u	3,744
Число обертів на вихідному валу, хв$^{-1}$	133,6
Режим роботи - реверсивний	
Змащування підшипників кочення і зубчастих зачеплень – рідка, циркуляційна	
Витрати мастила, л/хв.	180
Марка мастила	І 100 РС (П8П)
Вага редуктора, кг	158644

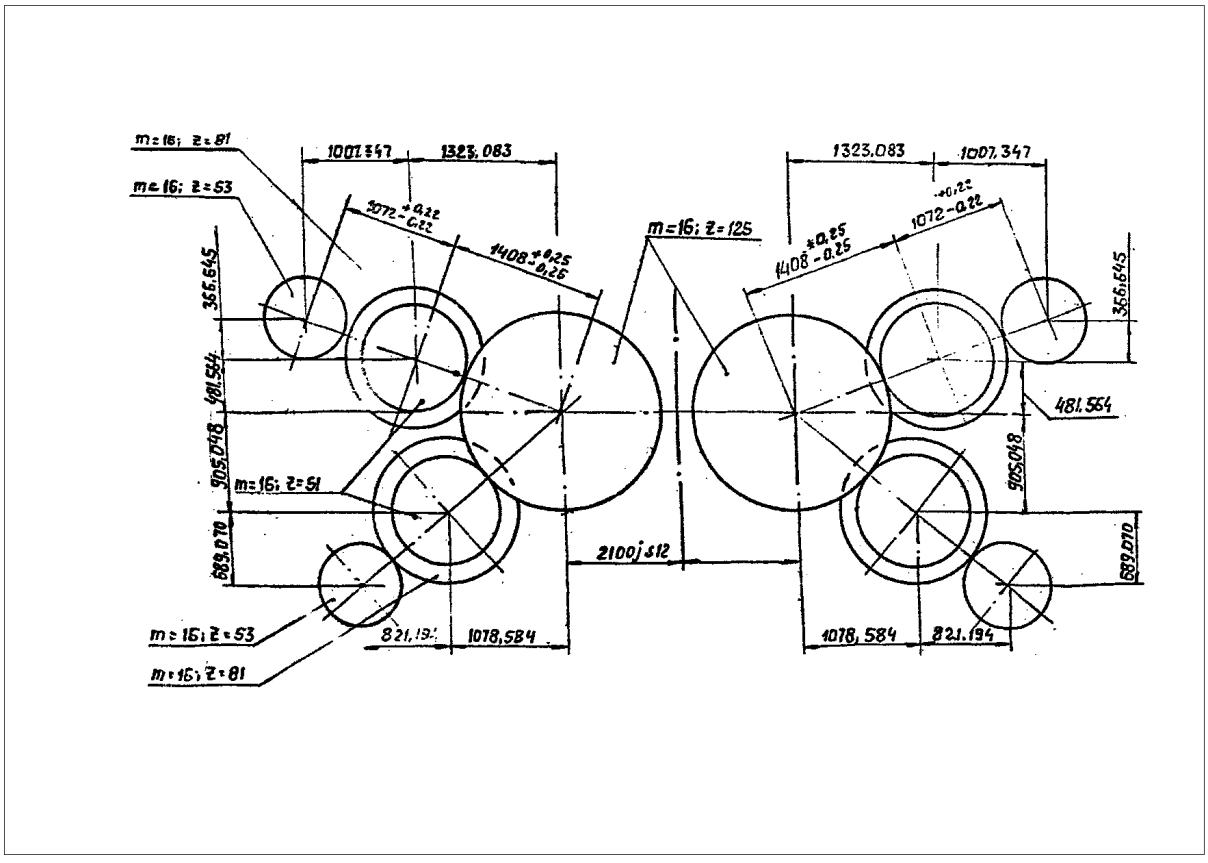


Рисунок 1.2 Кінематична схема редуктора привода вертикальних валків

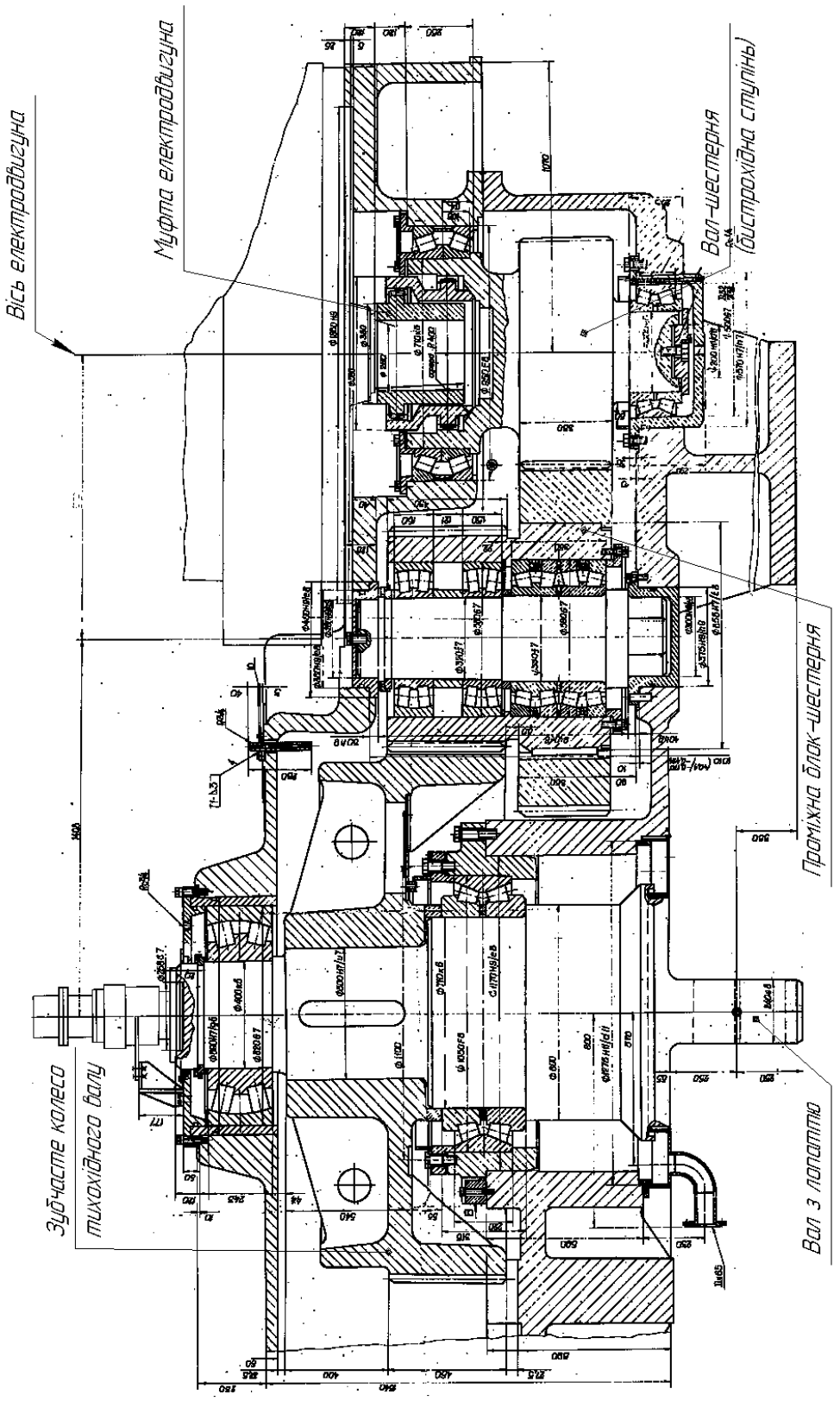


Рисунок 1.3 Схема розрізу редуктора приводу вертикальних валків

Особливості універсальної кліті стану «Слябінг 1150»:

- Наявність двох прокатних клітей (горизонтальної та вертикальної), між якими під час спільного прокатування можлива силова взаємодія через метал (розкат), що прокатується, у вигляді підпору або натягу.
- Реверсивний режим роботи прокатного стану, пов'язаний із прискореннями і уповільненнями великих мас, що здійснюють обертальний (вали, шпинделі, шестерні, валки) і поступальний (метал, що прокатується) рухи.
- Кожен реверс напрямку обертання супроводжується розмиканням і замиканням зазорів у вкладишах шпинделів і зубчастих зачепленнях. Це спричиняє ударні динамічні навантаження, що руйнують поверхні, які контактують, з подальшим збільшенням зазорів і відповідно кінетичної енергії ланок, які зіштовхуються.
- Потужніший електропривод горизонтальної кліті стану "Слябінг 1150" в деяких випадках забезпечував сумарний момент прокатки і переводив електропривод вертикальної кліті в генераторний режим. У таких випадках спостерігаються значні динамічні та статичні навантаження на обладнання стану, що призводять до прискореного зносу і поломок насамперед редуктора вертикальної кліті [3].

1.2 Особливості забезпечення ремонтопридатності окремих елементів привода

Для відновлення геометричних розмірів зношуваних деталей застосовуються різноманітні методи, серед яких можна виділити такі [4]:

- механічний;
- металізація;
- нанесення електролітичних покрить;
- нанесення епоксидних композицій;
- покриття еластомірами;
- зварювання і наплавлення;

- анодно-механічне й електроіскрове нарощування;
- ультразвукова обробка;
- плазмове напилення;
- газотермічне напилення;
- наплавлення (плазмове, вібродугове, під флюсом, індукційне та інше);
- відновлювальне (ремонтне зварювання в захисному та активному середовищах);
- електроконтактне і індукційне припікання порошків;
- холодне зварювання металополімерами Бельзона, Дуристал, Дианант, LOCTITE, Честер, ЛЕО та інші.

Використання цього широкого спектру методів дозволяє відновлювати деталі з будь-якими дефектами. При цьому відремонтовані деталі за якістю не поступаються новим. Тим більш, як показала довголітня практика, вартість ремонту металургійних деталей значно нижче вартості нових [4].

На сьогоднішній день для відновлення деталей приводу вертикальних валків застосовуються наступні механічні методи:

1. Механічна обробка під ремонтний розмір.
2. Використання додаткових ремонтних деталей.
3. Наплавлення.

Метод механічної обробки під ремонтний розмір застосовується для відновлення поверхонь під бронзові вкладиші в головках шпинделей. Проектний діаметр розточування складає ϕ420мм. Для продовження терміну експлуатації застосовується ряд розточувань (залежно від зношування робочої поверхні) до максимального діаметру 440мм. Компенсація розмірів здійснюється за рахунок збільшення тільки зовнішнього діаметру комплекту вкладишів. Розточування на більший діаметр потребує більш ретельного розрахунку на міцність.

Метод використання додаткових ремонтних деталей застосовується для закріплення верхньої кришки фіксації підшипника проміжного валу редуктора, шляхом встановлення штифтів для збільшення площі контакту поверхонь. Після зминання робочої поверхні контакту кришки валу та верхньої кришки редуктора

виконується розточування на ремонтний розмір зі встановленням додаткової деталі типу «втулка».

Перспективним напрямком відновлення робочої поверхні лопаті вихідного валу редуктора привода – є наплавлення. До останнього часу вал з лопаттю не відновлювався, а після відпрацьованої компанії списувався та здавався на металобрухт. Вал виготовлений із сталі 40ХН2МА ДСТУ 7806:2015, яка відноситься до групи важкозварюваних сталей. Для наплавлення поверхонь, які контактують з бронзовими вкладишами, необхідно вибрати технологію, в результаті якої відновлена поверхня мала б механічні характеристики, близькі до характеристик оригінального матеріалу.

1.3 Методи наплавлення, які використовуються для відновлення прокатного обладнання

До зварювальних методів нанесення захисних або зміцнювальних покриттів різного призначення, відносять наплавлення, наварювання та напилення. На відміну від напилення, під час наплавлення та наварювання забезпечується отримання нероз'ємних з'єднань за допомогою встановлення міжатомних зв'язків між основним та наплавленим металами при їхньому місцевому нагріванні до розплавлення. Тобто, монолітність та висока міцність з'єднань при наплавленні досягається за рахунок встановлення фізико-хімічних, атомно-молекулярних зв'язків між елементарними частинками матеріалів, що з'єднуються [5].

Способи наплавлення розділяються на механічні (наплавлення тертям та плакування вибухом), термічні та термомеханічні (плакування прокатуванням, плакування екструдуванням та електроконтактне наплавлювання). Найбільш широко в практиці відновлення прокатного обладнання застосовують термічні методи: електродугове наплавлення, електродугове наплавлення під шаром флюсу, вібродугове наплавлення, газовогневе наплавлення, електрошлакове наплавлення, електроконтакте наплавлення, індукційне наплавлення, плазмове

наплавлення [6].

Електродугове наплавлення за ступенем механізації розділяється на три види: ручне, механізоване (напівавтоматичне) та автоматичне [7].

1.4 Визначення напрямку досліджень

До початку дослідження впливу технології наплавлення на механічні властивості валу з лопаттю, розрахуємо доцільність відновлення через коефіцієнт ефективності за формулою:

$$К_д=(С_в \cdot t_b)/(С_н \cdot t_н), \quad (1.1)$$

де $С_в$ – собівартість відновлення деталі, млн грн;

$С_н$ – собівартість виготовлення нової деталі, млн грн;

t_b – середній термін служби відновленої деталі, рік;

$t_н$ – середній термін служби нової деталі, рік.

Підставивши дані у формулу 1.1, отримаємо:

$$К_д=(0,24 \cdot 2)/(1,6 \cdot 1)=0,3 < 1.$$

Так як коефіцієнт ефективності менше 1, приймаємо рішення про відновлення робочих поверхонь деталі вал з лопаттю методами наплавлення.

Дослідження будемо проводити для наплавлення електродуговим методом, як найбільш доступним та поширеним у одиничному та дрібносерійному виробництві. За основу технології наплавлення візьмем два базові види:

1. Ручне наплавлення штучним електродом с захисним покриттям.
2. Напівавтоматичне наплавлення в середовищі міксу захистних газів.

В якості вихідних даних для дослідження, виконаємо:

1. Розрахунок енергосилових параметрів приводу кліті вертикальних валків.
2. Розрахунок на міцність та витривалість редуктора.
3. На основі даних на витривалість редуктора отримаєм час безвідмовної роботи системи.
4. Розрахуємо на міцність для порівняння проектний вал з лопаттю, наплавлений вал з лопаттю по коефіцієнту запасу міцності.

2. Розрахунок енергосилових параметрів приводу прокатного стану

2.1 Розрахунок технологічних параметрів приводу кліті горизонтальних валків

2.1.1 Визначення максимального розрахункового числа обертів по проходам та середньої швидкості прокатки

Визначення параметрів виконаємо за вказівками, які наведені в методиці професора Ніколаєва В.О. [8].

Вихідні дані для розрахунку: злиток киплячої сталі 08 ПС $\frac{780x1500}{720x1430}$ х2200мм для прокатування на сляб 160х1300мм. Розподіл обтиснень по проходам, згідно технології ПАТ «Запоріжсталь», наведений в таблиці 2.2. [9]

Стан слябінг має діаметр валків D = 1150 мм, довжину бочки $L_б$ = 2000 мм, відстань між осями натискних гвинтів а = 2720 мм, діаметр шийки $d_ш$ = 720 мм, довжина шийки $l_ш$ =720 мм. Потужність головного приводу для кожного валка по $N_{дв}$ = 7200 кВт. Твердість бочки валків ~50 HSD, середня температура зливка перед кліттю дорівнює $t_{зл}$ = 1220°С. Мінімальна температура на кінець прокатки за умовами підприємства становить $t_к$ = 1100°С. Швидкість валків V = 4 м/с.

За методикою професора Ніколаєва В.О. [8], частоти обертання валків за етапами прокатки слябів наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 Орієнтовні величини чисел обертань при захопленні, викиді та максимальні (прокатка одного зливка)

Етапи прокатки сляба	При захопленні $n_з$, об/хв	При викиді $n_в$, об/хв	Максимальне число обертань $n_м$, об/хв
I	10-15	15-20	50-60
II	20-30	25-40	50-60
III	30-40	40-45	50-60
IV	30-40	40-45	50-60

В таблиці 1.2 етап I відповідає початковим проходам, етап II - середнім

проходам, етап III - передостаннім проходам, та етап IV - останньому (випускному) проходу. Максимальна частота обертання валків залежить від величин $n_з$ та $n_в$ і довжини розкату та визначається за відповідними формулами. Якщо швидкісна діаграма містить ділянки t1 та t5, то максимальна частота nmp визначається за формулою [α = 30 об/(хв·с), β = 60 об/(хв·с)].

$$n_{мр} = 49x \sqrt{\frac{L_1 + L_5}{\pi \cdot D} + \frac{n_з^2}{3600} + \frac{n_в^2}{7200}}, \qquad (2.1)$$

де L_1 та L_5 - довжини розкату, відповідні прокатці за час t_1 та t_5;

$n_{мр}$ - розрахункове максимальне значення обертів;

α - прискорення двигуна при наявності розкату в валках.

Оскільки $L_i = L_1 + L_5$, то:

$$n_{мр} = 49x \sqrt{\frac{L_i}{\pi \cdot D} + \frac{n_з^2}{3600} + \frac{n_в^2}{7200}}, \qquad (2.2)$$

де L_i - довжини подвійного розкату в проході.

Довжина Li визначається за формулою:

$$L_i = L_{сл} \cdot \mu_\Sigma, \qquad (2.3)$$

де $L_{сл}$ - довжина зливка;

μ_Σ - сумарний коефіцієнт витяжки за n-е кількість проходів.

Формула використовується для швидкісного режиму, який має ділянки t_1 та t_5 (прискорення та уповільнення зі зливком). Якщо отримане значення $n_{мр}$ за формулою менше зазначеного у таблиці, то в розрахунку середньої швидкості прокатки приймаємо розрахункове значення $n_{мр}$. У випадку, якщо розрахун-кове значення $n_{мр} > n_м$, то приймаємо для подальших розрахунків значення $n_м$ із таблиці. Для заключного проходу максимальне значення числа обертів валків визначаємо за формулою (α = 30 об/(хв·с)):

$$n_{мр} = 60 \sqrt{\frac{L}{\pi \cdot D} + \frac{n_з^2}{3600}}, \qquad (2.4)$$

де L – довжина готового розкату (сляба).

Середню швидкість в вибраному проході, де ν – тут окружна швидкість валків, визначають за формулою:

$$\left.\begin{array}{l}\text{при } n_{мр} < n_м \\ \qquad \nu = \dfrac{D}{38{,}3}\left[n_{мр} + 0{,}5(n_з + n_в)\right]; \\ \text{при } n_{мр} > n_м \\ \qquad \nu = \dfrac{D}{38{,}3}\left[n_м + 0{,}5(n_з + n_в)\right]\end{array}\right\} . \qquad (2.5)$$

Підставивши значення для першого проходу горизонтальних валків у формули 1.2 та 1.5, отримаємо:

$$n_{мр1} = 49\sqrt{\frac{2{,}53}{3{,}14 \cdot 1{,}15} + \frac{100}{3600} + \frac{225}{7200}} = 42 хв^{-1} .$$

Так як середня швидкість (nмр < nм), отримаємо наступний результат:

$$\nu_1 = \frac{1{,}15}{38{,}3}(42 + 12{,}5) = 1{,}7 м/с.$$

2.1.2 Втрати температури по проходам

Температурні втрати в кожному і-му проході обчислюються за формулами:

$$\left.\begin{array}{l}\Delta t_\Sigma = 240(1 - h_i / h_1)^3; \\ t_i = t_1 - \Delta t_\Sigma\end{array}\right\} , \qquad (2.6)$$

де t_i – температура металу в поточному проході;

t_1 – температура розкату після першого проходу;

h_i – товщина розкату після першого проходу;

h_1 – товщина полоси після першого проходу.

Згідно технології виробництва маємо t_1 = 1240°С, тоді для першого проходу отримаємо:

$$\Delta t_1 = 240 \cdot (1\text{-}640/705)^3 = 0{,}18°С \approx 1°С.$$

Округлюємо до $\Delta t_1 \approx 1°С$. Тоді температура металу після проходу:

$$t_1 = 1240 - 1 = 1239\ °C.$$

Визначаємо температуру металу після 6 проходу:

$$\Delta t_6 = 240 \cdot (1\text{-}350/705)3 \approx 30°C.$$

$$t_6 = 1240 - 30 = 1210\ °C.$$

Температура прокатуваного металу по усім проходам наведена в табл. 2.2.

Таблиця 2.2 Розподіл обтиснень по проходам

№ проходу	Горизонтальні валки		Встановлення вертикальних валків	Δhв мм	μ	L, м	V, м/с	l_d, м	t, C
	h мм	Δh мм							
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	705	75	1450	50	1,15	2,53	1,7	216	1240
2	640	65	1450	23	1,093	2,76	1,73	186	1239
3	580	60	1415	20	1,122	3,10	1,95	186	1238
4	520	60	1415	38	1,116	3,46	2,0	186	1237
5	460	60	1380	20	1,37	3,96	2,26	186	1228
6	400	50	1380	45	1,15	4,54	2,26	170	1222
7	350	50	1350	25	1,16	5,26	2,26	170	1210
8	300	50	1350	55	1,167	6,13	2,26	170	1203
9	250	50	1320	35	1,223	7,52	2,26	170	1179
10	210	40	1320	61	1,193	8,96	2,26	153	1157
11	172	35	1300	25	1,218	10,9	2,26	141	1138
12	160	15	1300	52	1,093	11,9	2,26	97	1128
13	160	-	1300	0	1,01	11,92	2,39	-	1114

2.1.3 Визначення межі плинності для напівспокійної сталі 08ПС

Межа плинності розраховується за формулою [10]:

$$\sigma_T = \sigma_{T\delta} \cdot k_1 \cdot k_\varepsilon \cdot k_{и,} \qquad (2.7)$$

де $\sigma_{T\delta}$ – базова напруга течії металу;

k_1, k_ε, $k_и$ – коефіцієнти, які відповідно враховують температуру металу, відносне обтиснення, швидкість деформації.

Базова межа плинності металу маловуглецевої сталі розраховується за формулою:

$$G_{T\delta}=80+25\cdot[1-\{(5-N_1)/4,5\}^{1,8}], \quad (2.8)$$

де N_1 – вуглецевий еквівалент сталі.

Вуглецевий еквівалент сталі розрахуємо за формулою:

$$N_1 = C + Si + Mn + Cr + Ni. \quad (2.9)$$

Хімічний склад сталі 08СП %: 0,11C; 0,03Si; 0,5Mn; 0,1Cr; 0,25Ni, підставивши дані у формулу 2.9, отримаємо:

$$N_1 = 0,11+0,03+0,5+0,1+0,25=0,99\ \%.$$

Базова межа плинності:

$$\sigma_{T\delta}=80+25[1-\{(5-0,99)/4,5\}^{1,8}]=80+25\cdot0,19=84,8\ Н/мм^2.$$

Коефіцієнти k визначимо із залежності:

$$\left.\begin{aligned} k_t &= 1,66-1,1\left(\frac{t}{400}-2\right)^{0,7};\\ k_\varepsilon &= 1+0,43\cdot\left[1-6,3(0,5-\varepsilon)^2\right];\\ k_u &= 0,22+0,072\cdot(7+1nu). \end{aligned}\right\}, \quad (2.10)$$

Підставивши дані у залежності 2.10, отримаємо результат:

$$k_t=1,55-1,1\left(\frac{1240}{400}-2\right)^{0,7}=0,45;$$

$$k_\varepsilon=1+0,43[1-6,3(0,5-0.103)^2]=0.95;$$

$$u=1700\cdot0,103/216=0,83c^{-1};$$

$$k_u=0,22+0,072(7-0,186)=0,71.$$

Підставляємо дані у формулу 2.7 та отримаємо результат:

$$\sigma_T = 84,8x0,45x0,95x0,71=25,7\ Н/мм^2.$$

2.1.4 Середнє контактне напруження розраховується за формулою:

$$p_{ср} = 1,15 \cdot \sigma_T(1+0,145 \cdot l_d/h_{ср})[1+(1,1- l_d/h_{ср})^2], \quad (2.11)$$

де $l_d/h_{ср}$ =0,29– параметр деформації.

Результат розрахунку середнього контактного напруження:

$$P_{ср} = 1,15 \cdot 25,7(1+0,145 \cdot 0,29)[1+(1,1-0,29)2] = 47,4 \text{ Н/мм}^2.$$

2.1.5 Сила прокатки розраховується за формулою:

$$P = p_{ср} \cdot l_d \cdot B \cdot 10^{-6} \text{МН}; \quad (2.12)$$

$$P = 47,4 \cdot 216 \cdot 1300 \cdot 10^{-6} = 13,3 \text{ МН}.$$

2.1.6 Коефіцієнт положення рівнодіючих сил ψ визначається за формулою:

$$\psi = 0,79 - 0,887\frac{l_d}{h_{ср}} + 0,444\left(\frac{l_d}{h_{ср}}\right)^2. \quad (2.13)$$

Підставивши значення в формулу 2.13, отримаємо:

$$\psi = 0,79-0,887 \cdot 0,29+0,444 \cdot 0,29^2 = 0,57.$$

2.1.7 Момент прокатки на одному валку визначимо за формулою:

$$M = \psi \cdot l_d \cdot D=0,57 \cdot 0,216 \cdot 13,3=1,61 \text{ МН} \cdot \text{м}. \quad (2.14)$$

2.1.8 Визначення потужності двигунів для 2-х валків

$$N_{дв} = 2 \cdot 960 \cdot M \cdot v/R \cdot \eta, \quad (2.15)$$

де η=0,95 – КПД приводу.

Після підстановки значень, отримуємо результат для проходу:

$$N_{дв} = 2 \cdot 960 \cdot 1,61 \cdot 1,7/0,575 \cdot 0,95 = 9620 \text{ кВт} \leq [N_{дв}]=14400 \text{ кВт}.$$

Отримана потужність двигунів менша за фактично встановлені.

Аналогічно проводимо розрахунок енергосилових параметрів по іншим проходам. Результати розрахунку зводимо в табл. 2.3.

Таблиця 2.3 Енергосилові параметри прокатування в горизонтальних валках сляба 160х1300мм

№ проходу	$\sigma_т$, Н/мм^2	$p_{ср}$, Н/мм^2	P, МН	ψ	2M, МН·м	2Nдв, кВт
1	25,7	47,4	13,3	0,57	3,32	9620
2	22,5	45,2	11,3	0,58	2,63	8106
3	23,3	44	11,5	0,56	2,4	8270
4	25,7	53,2	12,3	0,55	2,44	8800
5	34,1	57,2	13,7	0,51	2,5	9300
6	34,5	60,6	14,2	0,5	2,46	9600
7	37,1	63,0	14,5	0,47	2,41	9610
8	37,6	65,3	14,3	0,44	2,18	8740
9	44,6	67,8	14,5	0,41	2,05	8040
10	48,5	72,5	14,8	0,39	1,81	7730
11	53,0	76	14,5	0,33	1,35	5550
12	43,0	68,5	8,7	0,41	0,70	2810

2.2 Розрахунок технологічних параметрів приводу кліті вертикальних валків

Кліть вертикальних валків стану «Слябінг-1150» знаходиться попереду кліті горизонтальних валків. Привод кліті вертикальних валків здійснюється від 4-х електродвигунів (по 2 на валок) ПВ2 800.175-8У3, потужністю по 1250 кВт кожен та частотою обертання 300/500 хв$^{-1}$, через спеціальний редуктор з передаточним числом u=3,744. Валки мають діаметр Dв = 700 мм та довжину бочки Lв = 1150 мм. У парних та непарних проходах, навантаження на валки відрізняються амплітудою. Обтиснення $\Delta h_в$ вертикальними валками у парних проходах витрачається на обтиск подвійного уширення після проходу у

горизонтальних валках. У непарних проходах обтиск виконується для зменшення ширин розкату.

2.2.1 Розрахунок номінального моменту прокатку

$$M_{ном} = \frac{N_{дв} \cdot \eta 1 \cdot \eta 2}{100 \cdot n}, \quad (2.16)$$

де $N_{дв}$=2500 кВт – потужність 2-х електродвигунів;

$\eta_1=\eta_2$=0,96 – КПД першого та другого ступеню редуктора;

n=81хв$^{-1}$ – число обертів вертикальних валків.

Підставивши значення в формулу 2.16, отримаємо наступний результат:

$$M_{ном} = \frac{2500 \cdot 0{,}96 \cdot 0{,}96}{100 \cdot 81} = 0{,}277 \text{ МН·м.}$$

2.2.2 Розрахунок геометричних та кінематичних параметрів деформації

Дані по геометричним параметрам деформації при прокатуванні металу приймаємо із технологічної інструкції ПАТ «Запоріжсталь» [2]. Розрахунок ведемо для третього та четвертого проходу.

Базова межа плинності металу для сталі марки 08ПС згідно формули 2.8 дорівнює $\sigma_{T\delta}$=84,8Н/мм^2. Коефіцієнти k_t, k_ε і $k_и$ з виразу дорівнюють:

$$K_{\grave{e}} = 0{,}22 + 0{,}072(7 - 0{,}633) = 0{,}7.$$

Межа плинності за формулою 2.7 дорівнює:

$$\sigma_T = 84{,}8 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}82 \cdot 0{,}7 = 24{,}01 \text{ Н/мм}^2.$$

Середнє нормальне напруження за формулою 2.11

$$P_{ср} = 1{,}15 \cdot 24{,}1(1+0{,}145 \cdot 0{,}075)[1+(1{,}1-0{,}075)2] = 56{,}6 \text{ Н/мм}^2.$$

Силу прокатки розраховуємо за формулою 2.12:

$$P = 56{,}6 \cdot 107 \cdot 550 \cdot 10^{-6} = 2{,}525 \text{ МН.}$$

Коефіцієнт положення рівнодіючих сил ψ визначаємо за формулою 2.13:

$$\psi = 0{,}79 - 0{,}887 \cdot 0{,}075 + 0{,}444 \cdot 0{,}0752 = 0{,}742.$$

Момент прокатки для одного валку розрахуємо за формулою 2.14:

$$M = 0,742 \cdot 0,107 \cdot 3,33 = 0,145 \text{ МН·м} < M_{ном}=0,277 \text{ МН·м}.$$

Потужність прокатки (для двох валків):

$$N = 2 \cdot 960 \cdot 0,15 \cdot 2/0,35 \cdot 0,95 = 1838,4 \text{ кВт} < N_{дв}=2500 \text{ кВт}.$$

Аналогічно виконуємо розрахунку по усім проходам та зводимо результати в табл. 2.4

Таблиця 2.4 Енергосилові параметри прокатки в вертикальних валках

валках сляба 160х1300мм

№ проходу	Швидкість прокатки v, м/с	Довжина дуги контакту l_d, мм	Відносне обтиснення ε	Межа плинності $\sigma_т$, Н/мм^2	Середнє контактне нормальне напруження $p_{ср}$, Н/мм^2	Сила прокатки P, МН	Коефіцієнт положення рівнодіючої сил ψ	Крутний момент M, МН · м	Потужність прокату (два двигуни на сторону) $N_{дв}$,кВт
1	1,682	83,656	0,014	22,76	54,88	3,847	0,731	0,221	2050
2	1,763	81,538	0,013	23,01	55,64	3,188	0,73	0,19	1881,5
3	2,137	77,126	0,012	23,61	57,22	2,85	0,743	0,164	1935,8
4	2,204	77,136	0,012	24,01	56,6	2,525	0,74	0,145	1838,4
5	2,211	85,722	0,015	24,9	59,96	2,731	0,738	0,173	1012,4
6	2,211	85,722	0,016	25,27	60,79	2,476	0,729	0,161	1031,75
7	2,218	93,531	0,019	26,13	62,48	2,449	0,72	0,167	1039,8
8	2,223	89,985	0,021	26,88	64,115	2,321	0,731	0,170	1041,45
9	2,227	102,46	0,022	27,61	65,59	2,149	0,721	0,158	995,45
10	2,608	98,985	0,021	28,37	67,61	1,841	0,727	0,129	971,75
11	2,617	105,73	0,024	29,55	69,97	1,80	0,71	0,131	949,7
12	2,607	97,111	0,021	29,66	70,55	1,40	0,71	0,101	755,6
13	2,552	0	0	-	-	-	-	-	-

2.3 Розрахунок на міцність та витривалість редуктора приводу вертикальних валків

Розрахунок на міцність та витривалість 1-го та 2-го ступенів редуктора приводу вертикальних валків виконаємо у програмному продукті KissSoft 2022.

Розробником програмного комплексу KissSoft є швейцарська компанія Kisssoft AG, яка в свою чергу є підрозділом американської компанії Gleason Corporation. Програми для розрахунків KISSsoft і KISSsoft System Module володіють широкими можливостями і завдяки модульній структурі можуть використовуватися в різних галузях: промислові редуктори, автомобіле-будування, виготовлення підшипників і зачеплень, точна механіка, виробниц-тво пластмас, виготовлення турборедукторів, вітрова енергетика, суднобуду-вання та інші спеціальні галузі.Основні можливості розрахунків KissSoft 2022:

- Зубчасті колеса: розрахунок зубчастого колеса застосовується до всіх основних типів коліс, таких як циліндричні, конічні, гіпоїдні, черв'ячні, гвинтові, кругові та корончасті зубчасті колеса. Міцність розраховується на основі стандартів ISO, DIN, AGMA, VDI;
- Підшипники: розраховуються підшипники кочення та ковзання, міцність валів і термін служби підшипників, зокрема з урахуванням внутрішньої геометрії (ISO TS 16281);
- З'єднання вал-ступиця: усі модулі розрахунку мають функції визначення розмірів, які дають змогу виконувати розрахунок геометричних розмірів, що відіграють важливу роль для забезпечення міцності, і максимального переданого крутного моменту.
- Болтове з’єднання;
- Пружини всіх типів;
- Ремені та ланцюги.

2.3.1 Розрахунок зубчатої передачі 1-го ступеня редуктора

Для розрахунку будемо використовувати вихідні дані з конструкторської документації НКМЗ: міжосьова відстань a=$1072^{+0,22}_{-0,22}$ мм; модуль зубчатого зачеплення m=16. Шестерня: число зубців z_1=53, ширина зубчатого вінця b_1=350 мм; ступінь точності 7-В; коефіцієнт зміщення вихідного контуру x=0; матеріал Сталь 20ХН3А ДСТУ 7806:2015, термообробка зубців Цементація з твердістю HRC 55…63. Зубчате колесо: число зубців z_2=81, ширина зубчатого вінця b_1=350 мм; ступінь точності 9-В; коефіцієнт зміщення вихідного контуру x=0; матеріал Сталь 40ХН2МА ДСТУ 7806:2015, поковка НВ 262…287, загартування бокової поверхні зубців СВЧ до HRC 42…52.

Згідно розрахунку енергосилових параметрів приводу: потужність на зубчатому колесі та число обертів:

$$N_2=N_{дв}\cdot\eta_1=1250\cdot0,97=1212,5\ кВт; \quad (2.17)$$

$$n_2 = n\cdot(\frac{Z4}{Z3})=81\cdot\frac{125}{51}=198,5\ хв^{-1}. \quad (2.18)$$

Результати обчислення в програмі KissSoft заносимо в табл. 2.5.

2.3.2 Розрахунок зубчатої передачі 2-го ступеня редуктора

Для розрахунку будемо використовувати вихідні дані з конструкторської документації НКМЗ: міжосьова відстань a=$1408^{+0,25}_{-0,25}$ мм; модуль зубчатого зачеплення m=16. Шестерня: число зубців z_3=51, ширина зубчатого вінця b_3=450 мм; ступінь точності 9-В; коефіцієнт зміщення вихідного контуру x=0; матеріал Сталь 40ХН2МА ДСТУ 7806:2015, поковка НВ 262…287, загартування бокової поверхні зубців СВЧ до HRC 42…52. Зубчате колесо: число зубців z_4=125, ширина зубчатого вінця b_4=450 мм; ступінь точності 8-В; коефіцієнт зміщення вихідного контуру x=0; матеріал Сталь 35ХМФЛ, об’ємна термообробка до НВ 250…290.

Результати обчислення в програмі KissSoft заносимо в табл. 2.6.

Таблиця 2.5 Результат розрахунку зубчатої передачі 1-го ступеня редуктора редуктора приводу вертикальних валків

KISSsoft

Cylindrical gear pair, spur

Розрахунок першого ступеня редуктора приводу вертикальних валків

Changed on	30.10.2024, 11:52:30
Changed by	Онійчик В.А.

KISSsoft Release 2022 - SP3

1/15

Продовження таблиці 2.5

Contents

1 Messages
2 Overview
3 Tooth geometry
4 Materials
4.1 Roughnesses
4.2 Lubrication
5 Geometry
5.1 Reference profiles
5.2 Basic data
5.3 Diameters and their allowances
5.4 Tip clearances and tooth heights
5.5 Roll angle
5.6 Tooth thickness and pitch
5.7 Sliding
5.8 Contact ratios
6 General influence factors
6.1 Forces and circumferential speed
6.2 Contact stiffness
6.3 Calculation of K factors
6.4 K factors
7 Calculation of tooth root strength (fracture)
7.1 Safety factors
8 Calculation of flank strength (pitting)
8.1 Safety factors
9 Micropitting
10 Scuffing load capacity
10.1 Flash temperature-criteria
10.2 Integral temperature-criteria
11 Measurements for tooth thickness
11.1 Tooth thickness tolerances and inputs
11.2 Base tangent lengths
11.3 Measurement over balls and pins
11.4 Tooth thickness
11.5 Backlash
12 Toothing tolerances
13 Modifications and determination of the tooth form
13.1 Data for the tooth form calculation
14 Supplementary data
14.1 Masses, stiffnesses and moments of inertia
14.2 Wear, power loss, sound pressure level
15 Service life, damage
15.1 Damage
16 Reliability calculation
16.1 Calculation method
16.2 Factors
16.3 Resulting reliabilities and service lives
17 Remarks
17.1 Conventions
17.2 Calculations and factors

Продовження таблиці 2.5

1 Messages

No messages occurred during the calculation.

2 Overview

Calculation method		ISO 6336:2019	
Drawing or article number:			
Gear 1:		1-312025	
Gear 2:		46 2509 092	
		------- Gear 1	---------- Gear 2 -----
--			
Power (kW)	[P]	1212.500	
Speed (1/min)	[n]	303.4	198.5
Number of load cycles (in mio.)	[NL]	491.533	321.620
Torque (Nm)	[T]	38160.6	58321.0
Application factor	[KA]	2.00	
Required service life (h)	[H]	27000.00	
Gear driving (+) / driven (-)		+	-
Working flank Gear 1:		Right flank	
Gear 1 direction of rotation:		Clockwise	

3 Tooth geometry

Geometry calculation according to ISO 21771:2007

		------- Gear 1	---------- Gear 2 -----
--			
Center distance (mm)	[a]	1072.000	
Center distance tolerance		ISO 286:2010 Measure js10	
Normal module (mm)	[mn]	16.0000	
Normal pressure angle (°)	[αn]	20.0000	
Helix angle at reference circle (°)	[β]	0.0000	
Number of teeth	[z]	53	81
Facewidth (mm)	[b]	350.00	350.00
Hand of gear		Spur gear	
Inner diameter (mm)	[di]	0.00	0.00
Inner diameter of gear rim (mm)	[dbi]	0.00	0.00

Продовження таблиці 2.5

4 Materials

Gear 1
Сталь 20ХН3А ДСТУ 7806:2015, Case hardening steel, case-hardened, ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), Core hardness >=25HRC Jominy J=12mm<HRC28

Gear 2
Сталь 40ХН2МА ДСТУ 7806:2015, Through hardened steel, flame/ind. hardened, ISO 6336-5 Figure 11/12 (MQ) Flank & root hardened

		------- Gear 1	---------- Gear 2 -------
Surface hardness		HRC 55...63	HRC 42...52
Material treatment according to ISO 6336:2006 Normal, Life factors Z_{NT} and $Y_{NT} \geq 0.85$			
Infinite life strength for tooth root stress (N/mm²)	[σFlim]	430.00	370.00
Fatigue strength for Hertzian pressure (N/mm²)	[σHlim]	1500.00	1220.00
Young's modulus (N/mm²)	[E]	206000	206000
Poisson's ratio	[ν]	0.300	0.300
Tensile strength (N/mm²)	[σB]	1200.00	1100.00
Yield point (N/mm²)	[σS]	850.00	900.00

4.1 Roughnesses

		------- Gear 1	---------- Gear 2 ----- --
Roughness average value DS, flank (µm)	[RAH]	0.60	0.60
Roughness average value DS, root (µm)	[RAF]	3.00	3.00
Mean roughness height, Rz, flank (µm)	[RZH]	4.80	4.80
Mean roughness height, Rz, root (µm)	[RZF]	20.00	20.00

4.2 Lubrication

Lubrication type	Oil bath lubrication		
Type of oil	ISO-VG 100		
Lubricant base	Mineral-oil base		
Oil nominal kinematic viscosity at 40°C (mm²/s)	[ν40]	100.00	
Oil nominal kinematic viscosity at 100°C (mm²/s)	[ν100]	11.10	
Specific density at 15°C (kg/dm³)	[ρ]	0.901	
Oil temperature (°C)	[TS]	70.000	

Продовження таблиці 2.5

5 Geometry

5.1 Reference profiles

5.1.1 Information on pre-machining

Gear reference profile 1

Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ГОСТ 13755-81		
Final machining stock (mm)	[q]	0.215	
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250	
Root radius factor	[ρfP*]	0.380	
	[ρfPmax*]	0.472	
Addendum coefficient	[haP*]	1.000	
Tip radius factor	[ρaP*]	0.000	
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	
Protuberance angle	[αprP]	0.000	
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	
Ramp angle	[αKP]	0.000	
	not topping		
Smallest radius of curvature, root rounding (mm)	[ρmin.e/i]	6.509 /	6.520

Gear reference profile 2

Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ГОСТ 13755-81		
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250	
Root radius factor	[ρfP*]	0.380	
	[ρfPmax*]	0.472	
Addendum coefficient	[haP*]	1.000	
Tip radius factor	[ρaP*]	0.000	
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	
Protuberance angle	[αprP]	0.000	
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	
Ramp angle	[αKP]	0.000	
	not topping		
Smallest radius of curvature, root rounding (mm)	[ρmin.e/i]	6.397 /	6.410

5.1.2 Reference profile of the final tooth form

		------- Gear 1	---------- Gear 2 -----
--			
Dedendum reference profile	[hfP*]	1.211	1.250
Tooth root radius Refer. profile	[ρfP*]	0.380	0.380
Addendum Reference profile	[haP*]	1.000	1.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	0.000
Protuberance angle (°)	[αprP]	0.000	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	0.000
Ramp angle (°)	[αKP]	0.000	0.000

Продовження таблиці 2.5

Data for final machining:			
Depth of immersion	[hgrind*]	1.026	
Radius at cutter head	[rgrind*]	0.100	
Grinding only flank (0), flank & root (1)		0	
Generation grinding (0), form grinding (1)		0	
Type of profile modification: none (only running-in)			
Tip relief by running in (µm)	[Ca L/R]	2.0 /2.0	3.4 /3.4

5.2 Basic data

Overall transmission ratio	[itot]	-1.528	
Gear ratio	[u]	1.528	
Transverse module (mm)	[mt]	16.000	
Transverse pressure angle (°)	[αt]	20.000	
Working pressure angle (°)	[αwt]	20.000	
(°)	[αwt.e/i]	20.031 /19.969	
Working pressure angle at normal section (°)	[αwn]	20.000	
Base helix angle (°)	[βb]	0.000	
Helix angle at operating pitch circle (°)	[βw]	0.000	
Reference center distance (mm)	[ad]	1072.000	
Sum of profile shift coefficients	[Σxi]	0.0000	
		------- Gear 1	---------- Gear 2 -------
Profile shift coefficient			
Information on pre-machining	[x]	0.0394	0.0000
Information on final machining	[x]	0.0000	0.0000
Generating profile shift coefficient			
Information on pre-machining	[xE.e/i]	0.0138/ -0.0546	0.0030 -0.0364/
Information on final machining	[xE.e/i]	-0.0255/ -0.0546	-0.0364 -0.0364/
Virtual gear no. of teeth	[zn]	53.000	81.000
Involute length (mm)	[l_dFa-l_dFf]	31.170	32.466

5.3 Diameters and their allowances

		------- Gear 1	---------- Gear 2 -----
--			
Reference diameter (mm)	[d]	848.000	1296.000
Base diameter (mm)	[db]	796.859	1217.842
Tip alteration (mm)	[k*mn]	0.000	0.000
Tip diameter (mm)	[da]	880.000	1328.000
(mm)	[da.e/i]	880.000 /879.870	1328.000 /1327.850

Продовження таблиці 2.5

Tip diameter allowances (mm)	[Ada.e/i]	0.000 /-0.130	0.000 /-0.150
Tip form diameter (mm)	[dFa]	880.000	1328.000
(mm)	[dFa.e/i]	880.000 /879.870	1328.000 /1327.850
Active tip diameter (mm)	[dNa]	880.000	1328.000
(mm)	[dNa.e/i]	880.000 /879.870	1328.000 /1327.850
Operating pitch diameter (mm)	[dw]	848.000	1296.000
(mm)	[dw.e/i]	848.166 /847.834	1296.254 /1295.746
Root diameter (mm)	[df]	809.260	1256.000
Generated root diameter with xE (mm) (calculated with pre-machining tool)	[df.e/i]	808.443 /808.095	1254.834 /1254.254
Active root diameter (mm)	[dNf]	822.488	1269.910
(mm)	[dNf.e/i]	822.887 /822.185	1270.346 /1269.562
Root form diameter (mm)	[dFf]	821.613	1267.055
(mm) (calculated with final machining tool)	[dFf.e/i]	821.034 /820.790	1266.118 /1265.655

5.4 Tip clearances and tooth heights

		------- Gear 1 ----------	Gear 2 -------
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	4.000	3.370
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	5.148 /4.373	4.238 /3.569
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]	1.048 /0.575	2.345 /1.722
Addendum, $m_n(h_{aP}*+x+k)$ (mm)	[ha]	16.000	16.000
(mm)	[ha.e/i]	16.000 /15.935	16.000 /15.925
Dedendum, $m_n(h_{fP}*-x)$ (mm)	[hf]	19.370	20.000
(mm)	[hf.e/i]	19.779 /19.953	20.583 /20.873
Tooth height (mm)	[h]	35.370	36.000

5.5 Roll angle

		------- Gear 1 ----------	Gear 2 -----
--			
Roll angle at dFa (°)	[ξFa.e/i]	26.847 /26.825	24.915 /24.897
Roll angle to dNf (°)	[ξNf.e/i]	14.763 /14.560	17.005 /16.875
Roll angle at dFf (°)	[ξFf.e/i]	14.220 /14.147	16.292 /16.212

Продовження таблиці 2.5

5.6 Tooth thickness and pitch

		------- Gear 1 ----------	---------- Gear 2 -------
Tooth thickness, arc, in module	[sn*]	1.5708	1.5708
Normal tooth thickness at tip circle (mm)	[san]	12.462	12.791
(mm)	[san.e/i]	12.212 /12.022	12.420 /12.140
Normal tooth thickness at tip form circle (mm)	[sFan]	12.462	12.791
(mm)	[sFan.e/i]	12.212 /12.022	12.420 /12.140
Normal space width at root circle (mm)	[efn]	13.394	12.114
(mm)	[efn.e/i]	13.522 /13.578	12.222 /12.277
Pitch on reference circle (mm)	[pt]	50.265	50.265
Base pitch (mm)	[pbt]	47.234	47.234
Transverse pitch on contact-path (mm)	[pet]	47.234	47.234

5.7 Sliding

		------- Gear 1 ----------	---------- Gear 2 -------
Max. sliding velocity at tip (m/s)	[vga]	2.191	2.268
Specific sliding at the tip	[ζa]	0.369	0.412
Specific sliding at the root	[ζf]	-0.701	-0.586
Mean specific sliding	[ζm]	0.391	
Sliding factor on tip	[Kga]	0.163	0.168
Sliding factor on root	[Kgf]	-0.168	-0.163

5.8 Contact ratios

		---------- Pair ----------	
Minimal length of contact line (mm)	[Lmin]	350.000	
Transverse contact ratio	[εα]	1.796	
	[εα.e/m/i]	1.809 /1.792/	1.776
Overlap ratio	[εβ]	0.000	
Total contact ratio	[εγ]	1.796	
	[εγ.e/m/i]	1.809 /1.792/	1.776
Length of path of contact (mm)	[ga]	84.832	
(mm)	[ga.e/i]	85.446 /83.877	

		------- Gear 1 ----------	---------- Gear 2 -------
Addendum contact ratio	[ε]	0.882	0.914
	[ε.e/i]	0.887 /0.874	0.922 /0.902

Продовження таблиці 2.5

Length T1-A and T2-A (mm)	[T1A,T2A]	101.860	264.786
(mm)	[.e/i]	101.245 /102.662	264.786 /264.598
Length T1-B and T2-B (mm)	[T1B,T2B]	139.458	227.188
(mm)	[.e/i]	139.458 /139.304	226.574 /227.955
Length T1-C and T2-C (mm)	[T1C,T2C]	145.017	221.629
(mm)	[.e/i]	144.774 /145.259	221.258 /222.000
Length T1-D and T2-D (mm)	[T1D,T2D]	149.094	217.552
(mm)	[.e/i]	148.480 /149.896	217.552 /217.363
Length T1-E and T2-E (mm)	[T1E,T2E]	186.692	179.954
(mm)	[.e/i]	186.692 /186.538	179.339 /180.721
Length T1-T2 (mm)	[T1T2]	366.646	
(mm)	[.e/i]	366.031 /367.259	
Diameter of single contact point B (mm)	[d-B]	844.262	1299.845
(mm)	[d-B.e/i]	844.262 /844.161	1299.415 / 1300.381
Diameter of single contact point D (mm)	[d-D]	850.824	1293.234
(mm)	[d-D.e/i]	850.394 /851.387	1293.234 / 1293.107

6 General influence factors

6.1 Forces and circumferential speed

		------- Gear 1	---------- Gear 2 -------
Nominal circum. force at pitch circle (N)	[Ft]	90001.5	
Axial force (N)	[Fa]	0.0	0.0
Radial force (N)	[Fr]	32757.9	32757.9
Normal force (N)	[Fnorm]	95777.6	95777.6
Nominal circumferential force per mm (N/mm)	[w]	257.15	
Only as information: Forces at operating pitch circle:			
Nominal circumferential force (N)	[Ftw]	90001.5	
Axial force (N)	[Faw]	0.0	0.0
Radial force (N)	[Frw]	32757.9	
Circumferential speed reference circle (m/s)	[v]	13.47	
Circumferential speed operating pitch circle (m/s)	[v(dw)]	13.47	

6.2 Contact stiffness

Running-in value (µm)	[yp]	3.0
Running-in value (µm)	[yf]	2.5

Tolerances f_{pe}, f_f and $f_{H\beta}$, matching the tolerances in section 7

Продовження таблиці 2.5

Correction factor	[CM]	0.800
Gear blank factor	[CR]	1.000
Basic rack factor	[CBS]	0.985
Material coefficient	[E/Est]	1.000
Singular tooth stiffness (N/mm/µm)	[c']	14.769
Meshing stiffness (N/mm/µm)	[cγα]	23.585
Meshing stiffness (N/mm/µm)	[cγβ]	20.047
Reduced mass (kg/mm)	[mRed]	1.72750
Resonance speed (min-1)	[nE1]	666

6.3 Calculation of K factors

Running-in value (µm)	[yα]	3.0
Bearing distance l of pinion shaft (mm)	[l]	700.000
Distance s of pinion shaft (mm)	[s]	70.000
Outside diameter of pinion shaft (mm)	[dsh]	350.000
Load in accordance with Figure 13, ISO 6336-1:2006 0:a), 1:b), 2:c), 3:d), 4:e)	[-]	1
Coefficient K' according to Figure 13, ISO 6336-1:2006	[K']	-0.80
Without stiffening		
Tooth trace deviation (active) (µm)	[Fβy]	5.48
from deformation of shaft (µm)	[fsh*B1]	4.17
fsh (µm)	[fsh]	4.17
B1	[B1]	1.00
fHβ5 (µm)	[fHβ5]	12.00
Tooth without flank line modification		
Position of contact pattern:	favorable	
from production tolerances (µm)	[fmα*B2]	0.00
B_2=1.00		
Tooth trace deviation, theoretical (µm)	[Fβx]	6.45
Running-in value (µm)	[yβ]	0.97

6.4 K factors

Factor K_v entered		
Dynamic factor	[Kv]	1.400
Width factors		
- Flank	[KHβ]	1.076
- Tooth root	[KFβ]	1.068
- Scuffing	[KBβ]	1.076
Transverse load factors		
- Flank	[KHα]	1.355
- Tooth root	[KFα]	1.355

Продовження таблиці 2.5

Scuffing	[KBα]	1.355	
Application factor	[KA]	2.000	
Distribution factor	[Kγ]	1.000	

7 Calculation of tooth root strength (fracture)

Calculation of Tooth form coefficients according method: B

		------- Gear 1	---------- Gear 2 -------
Calculated with generating profile shift coefficient	[xE.i]	0.0030	-0.0546
Tooth form factor	[YF]	1.13	1.19
Stress correction factor	[YS]	2.16	2.16
Grinding notch tg/ρg	[tg/ρg]	0.005	0.000
Grinding notch depth (mm)	[tg]	0.02	0.00
Grinding notch radius (mm)	[ρg]	4.17	0.00
Additional coefficient for grinding notch	[Yg'=YSg/YS]	1.03	1.00
Load application angle (°)	[αFen]	18.92	19.44
Load distribution influence factor	[fε]	1.000	
Load application diameter (mm)	[d_{en}]	850.824	1299.845
Bending moment arm (mm)	[hF]	14.27	15.61
Tooth thickness at root (mm)	[sFn]	34.90	35.61
Tooth root radius (mm)	[ρF]	8.14	7.87
Bending moment arm (-)	[hF/mn]	0.892	0.976
Tooth thickness at root (-)	[sFn/mn]	2.181	2.226
Tooth root radius (-)	[ρF/mn]	0.509	0.492
Calculation cross section diameter (mm)	[d_{sFn}]	814.563	1260.752
Tangents on calculation cross section (°)	[α_{sFn}]	30.000	30.000
Notch parameter	[q_s]	2.143	2.262
Helix angle factor	[Yβ]	1.000	
Deep tooth factor	[YDT]	1.000	
Gear rim factor	[YB]	1.00	1.00
Effective facewidth (mm)	[beff]	350.00	350.00
Nominal stress at tooth root (N/mm²)	[σF0]	40.64	41.21
Tooth root stress (N/mm²)	[σF]	164.66	166.98
Permissible bending stress at root of Test-gear			
Notch sensitivity factor	[YdrelT]	0.997	0.998
Surface factor	[YRrelT]	0.957	0.957
Size factor, tooth root	[YX]	0.890	0.890
Life factor	[YNT]	0.903	0.911
$Y_{drelT}*Y_{RrelT}*Y_X*Y_{NT}$		0.766	0.774
Alternating bending factor, mean stress influence coefficient	[YM]	1.000	1.000
Stress correction factor	[YST]	2.00	
YST*σFlim (N/mm²)	[σFE]	860.00	740.00

Продовження таблиці 2.5

Permissible tooth root stress σFG/SFmin (N/mm²)	[σFP]	470.63	408.90
Limit strength tooth root (N/mm²)	[σFG]	658.88	572.46

7.1 Safety factors

		------- Gear 1	---------- Gear 2 -------
Required safety	[SFmin]	1.40	1.40
Safety for tooth root stress	[SF=σFG/σF]	4.00	3.43
Transmittable power (kW)	[kWRating]	3465.57	2969.07

Calculation of flank strength(pitting)

		------- Gear 1	---------- Gear 2 -----
Zone factor	[ZH]	2.495	
Elasticity factor (√N/mm²)	[ZE]	189.812	
Contact ratio factor	[Zε]	0.857	
Helix angle factor	[Zβ]	1.000	
Effective facewidth (mm)	[beff]	350.00	
Nominal contact stress (N/mm²)	[σH0]	287.45	
Contact stress at operating pitch circle (N/mm²)	[σHw]	580.84	
Single tooth contact factor	[ZB,ZD]	1.01	1.00
Contact stress (N/mm²)	[σHB, σHD]	585.01	580.84
Lubricant coefficient for N_L	[ZL]	0.966	0.966
Speed factor at N_L	[ZV]	1.009	1.009
Roughness factor for N_L	[ZR]	1.020	1.020
Material hardening factor for N_L	[ZW]	1.000	1.000
Life factor	[ZNT]	0.932	0.945
	[ZL*ZV*ZR*ZNT]	0.927	0.939
Limited pitting is permissible: No			
Size factor (flank)	[ZX]	1.000	1.000
Permissible contact stress, σHG/SHmin (N/mm²)	[σHP]	1390.09	1145.42
Pitting stress limit (N/mm²)	[σHG]	1390.09	1145.42

8.1 Safety factors

		------- Gear 1	---------- Gear 2 -----
Required safety	[SHmin]	1.00	1.00
Safety factor for contact stress on operating pitch circle	[SHw]	2.39	1.97
Safety against pressure, σHG/σHBD Single contact	[SHBD]	2.38	1.97
Safety regarding transmittable torque	[SHBD²]	5.65	3.89
Transmittable power (kW)	[kWRating]	6846.02	4715.12

Продовження таблиці 2.5

9 Micropitting

Calculation method according to ISO/TS 6336-22:2018
Calculation has not been carried out, lubricant: Load stage micropitting test not known

10 Scuffing load capacity

Calculation method according to ISO/TS 6336-20/21:2017

		------- Gear 1	---------- Gear 2 -------
Thermal contact coefficient (N/mm/s^.5/K)	[BM]	13.780	13.780
Relevant tip relief (µm)	[Ca]	2.00	3.40
Optimal tip relief (µm)	[Ceff]	34.82	
C_a taken as optimal in the calculation. 0=no, 1=yes		0	0

		---------- Pair ----------
Helical load factor for scuffing	[KBγ]	1.000
Lubrication coefficient for lubrication type	[XS]	1.000
Scuffing test and load stage	[FZGtest]	FZG - Test A / 8.3 / 90 (ISO 14635 - 1) 12
Multiple meshing factor	[Xmp]	1.000
Relative structural factor, scuffing	[XWrelT]	1.000
Effective facewidth (mm)	[beff]	350.000
Applicable circumferential force/facewidth (N/mm)	[wBt]	1049.929
$K_{B\gamma}$ = 1.000, $w_{Bt}*K_{B\gamma}$ = 1049.929		
Angle factor	[Xαβ]	0.978
ε_1 =0.882, ε_2 =0.914		

10.1 Flash temperature- criteria

		---------- Pair ----------
Lubricant factor	[XL]	0.854
Tooth mass temperature (°C)	[θMi]	76.81
$\theta_{Mi} = \theta_{oil} + X_S*0.47*X_{mp}*\theta_{flm}$		
Average flash temperature (°C)	[θflm]	14.49
Scuffing temperature (°C)	[θS]	356.72
Γ coordinates (point of highest temperature)	[Γ]	-0.298
[Γ.A]= -0.298, [Γ.E]= 0.287		
Maximum contact temperature (°C)	[θB]	103.66
Flash factor (°K*N^-.75*s^.5*m^-.5*mm)	[XM]	50.058
Approach factor	[XJ]	1.083
Load sharing factor	[XΓ]	0.467
Dynamic viscosity (mPa*s)	[ηM]	23.45 (70.0 °C)

Продовження таблиці 2.5

Coefficient of friction	[μ_m]	0.042
Required safety	[SBmin]	2.000
Margin of safety for scuffing, flash temperature	[SB]	8.518

10.2 Integral temperature- criteria

		Pair	
Lubricant factor	[XL]	1.000	
Tooth mass temperature (°C)	[θMC]	73.72	
$\theta_{MC} = \theta_{oil} + X_S*0.70*\theta_{flaint}$			
Integral scuffing temperature (°C)	[θSint]	363.29	
Flash factor (°K*N^-.75*s^.5*m^-.5*mm)	[XM]	50.058	
Running-in factor, well run in	[XE]	1.000	
Contact ratio factor	[Xε]	0.243	
Dynamic viscosity (mPa*s)	[ηOil]	23.45	(70.0 °C)
Mean coefficient of friction	[μ_m]	0.026	
Geometry factor	[XBE]	0.168	
Meshing factor	[XQ]	1.000	
Tip relief factor	[XCa]	1.144	
Mean flash temperature (°C)	[θflaint]	5.31	
Integral tooth flank temperature (°C)	[θint]	81.69	
Required safety	[SSmin]	1.800	
Safety factor for scuffing (intg.-temp.)	[SSint]	4.447	
Safety factor for transmitted moment (int.-T.)	[SSL]	25.093	

11 Measurements for tooth thickness

11.1 Tooth thickness tolerances and inputs

11.1.1 Information on pre-machining

		Gear 1	Gear 2
Tooth thickness allowance, final machining (mm)	[As.e/i]	-0.298 /-0.424	
Input for final machining stock, per flank (mm)	[q]	0.215	
Additional measure for pre-machining (mm)	[ΔAs_p.e/i]	0.459 /	0.459
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[As_p.e/i]	0.161 /	0.034

11.1.2 Information on final machining

Tooth thickness tolerance		Own Input	Own Input
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[As.e/i]	-0.298 /-0.424	-0.424 /-0.636

Продовження таблиці 2.5

11.2 Base tangent lengths

		------- Gear 1	---------- Gear 2 -------
11.2.1 Information on pre-machining			
Number of teeth spanned	[k]	6.000	
Base tangent length with allowance (mm)	[Wk.e/i]	271.816 /271.697	
(mm)	[ΔWk.e/i]	0.151 /0.032	
11.2.2 Information on final machining			
Number of teeth spanned	[k]	6.000	10.000
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	271.664	466.875
Base tangent length with allowance (mm)	[Wk.e/i]	271.385 /271.266	466.476 /466.278
(mm)	[ΔWk.e/i]	-0.280 /-0.399	-0.399 /-0.597
Diameter of measuring circle (mm)	[dMWk.m]	841.785	1304.088

11.3 Measurement over balls and pins

		------- Gear 1	---------- Gear 2 -------
11.3.1 Information on pre-machining			
Effective diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	28.000	
Diametral measurement over two balls (mm)	[MdK.e/i]	888.208 /887.893	
Measurement over 3 pins with allowance (mm)	[Md3R.e/i]	887.831 /	887.515
11.3.2 Information on final machining			
Theoretical diameter of ball/pin (mm)	[DM]	27.045	26.939
Effective diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	28.000	28.000
Radial single-ball measurement backlash free (mm)	[MrK]	444.092	668.191
Radial single-ball measurement (mm)	[MrK.e/i]	443.720 /443.561	667.644 /667.371
Diameter of measuring circle (mm)	[dMMr.m]	849.201	1297.113
Diametral measurement over two balls without clearance (mm)	[MdK]	887.807	1336.137
Diametral measurement over two balls (mm)	[MdK.e/i]	887.063 /886.745	1335.043 /1334.496
Diametral measurement over pins without clearance (mm)	[MdR]	887.807	1336.137
Measurement over pins according to DIN 3960 (mm)	[MdR.e/i]	887.063 /886.745	1335.043 /1334.496
Measurement over 3 pins without play (mm)	[Md3R]	887.430	1335.891
Measurement over 3 pins (mm)	[Md3R.e/i]	886.686 /886.368	1334.797 /1334.250

Продовження таблиці 2.5

11.4 Tooth thickness

		------- Gear 1	---------- Gear 2 -------
11.4.1 Information on pre-machining			
Chordal tooth thickness in reference circle (mm)	[sc.e/i]	25.289 /25.164	
Reference chordal height from da.m (mm)	[ha]	16.155	
Tooth thickness, arc (mm)	[sn.e/i]	25.294 /25.167	
11.4.2 Information on final machining			
Reference chordal height from da.m (mm)	[ha]	16.154	16.084
Chordal tooth thickness (mm)	[sc]	25.129	25.131
(mm)	[sc.e/i]	24.835 /24.709	24.710 /24.500
Tooth thickness, arc (mm)	[sn]	25.133	25.133
(mm)	[sn.e/i]	24.835 /24.708	24.708 /24.497

11.5 Backlash

		---------- Pair ----------
Circumferential backlash from Aa (mm)	[jtw_Aa.e/i]	0.153 /-0.153
Radial backlash (mm)	[jrw.e/i]	1.674 /0.785
Circumferential backlash (transverse section) (mm)	[jtw.e/i]	1.213 / 0.569
Normal backlash (mm)	[jn.e/i]	1.140 /0.535
Center distance allowances (mm)	[Aa.e/i]	0.210 /-0.210
Backlash free center distance (mm)	[aControl.e/i]	1071.005 /1070.536
Backlash free center distance, allowances (mm)	[jta]	-0.995 /-1.464

		------- Gear 1	---------- Gear 2 -------
dNf.i with aControl (mm)	[dNf0.i]	820.399	1267.499
Reserve (dNf0.i-dFf.e)/2 (mm)	[cF0.i]	-0.317	0.690
Tip clearance (mm)	[c0.i(aControl)]	3.119	2.315

Torsional angle on input with output fixed:		
Total torsional angle (°)	[j.tSys]	0.1639/ 0.0769

Продовження таблиці 2.5

12 Toothing tolerances

		------- Gear 1	---------- Gear 2
According to GOST 1643-81			
Accuracy grade	[Q-GOST1643]	7	9
Profile form deviation (µm)	[ff]	33.00	0.00
Total profile deviation (µm)	[Ff]	33.00	0.00
Total helix deviation (µm)	[Fb]	28.00	71.00
Total deviation of the path of contact (µm)	[Fk]	50.00	125.00
Normal base pitch deviation (µm)	[fpb]	26.00	53.00
Single pitch deviation (µm)	[fpt]	28.00	56.00
Total cumulative pitch deviation (µm)	[Fp]	140.00	0.00
Sector pitch deviation (µm)	[Fpk/6]	90.00	0.00
Runout (µm)	[Fr]	112.00	160.00
Single flank composite, total (µm)	[Fc]	100.00	0.00
Single flank composite, tooth-to-tooth (µm)	[fi']	63.00	0.00
Radial composite, total (µm)	[Fi"]	140.00	224.00
Radial composite, tooth-to-tooth (µm)	[fi"]	40.00	71.00
Periodic deviation of the gear pair	[fzz0]	30.00	0.00

13 Modifications and determination of the tooth form

13.1 Data for the tooth form calculation

Data not available.
Please run the calculation in the "Tooth form" tab and open the main report again.

14 Supplementary data

14.1 Masses, stiffnesses and moments of inertia

		------- Gear 1	---------- Gear 2 -------
Mass (kg)	[m]	2450	2052

Продовження таблиці 2.5

14.2 Wear, power loss, sound pressure level

Torsional stiffness at driving gear with fixed driven gear:		
Torsional stiffness (MNm/rad)	[cr]	1113.859
Torsion when subjected to nominal torque (°)	[δcr]	0.002
Average coefficient of friction according to Niemann	[μ_m]	0.022
Wear sliding coef. by Niemann	[ζw]	0.702
Loss factor	[HV]	0.080
Gear power loss (kW)	[PVZ]	2.186
Meshing efficiency (%)	[ηz]	99.820
Sound pressure level based on Masuda, without PPTE/δs	[dB(A)]	107.178

15 Service life, damage

Required safety for tooth root	[S_{Fmin}]	1.40
Required safety for tooth flank	[S_{Hmin}]	1.00
Required service life	[H]	27000.00

Service life (calculated with required safeties):

System service life (h)	[H_{att}]		>	1000000

		------- Gear 1	---------- Gear 2 -------
Tooth root service life (h)	[H_{Fatt}]	1e+06	1e+06
Tooth flank service life (h)	[H_{Hatt}]	1e+06	1e+06

Note: The entry 1e+006 h means that the Service life > 1,000,000 h.

15.1 Damage

Damage relative to the required service life (H, 27000.0 h)

F_1 (%)	F_2 (%)	H_1 (%)	H_2 (%)
0.0000	0.0000	0.0000	0.0000

Продовження таблиці 2.5

16 Reliability calculation

16.1 Calculation method

Calculation method according to B. Bertsche, Reliability in Automotive and Mechanical Engineering, Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2008

16.2 Factors

Reliability of material data for σ_{Hlim} (%) [$R\sigma_{Hlim}$] 99.00
Reliability of material data for σ_{Flim} (%) [$R\sigma_{Flim}$] 99.00

Calculation of coefficients for reliability R(t)
$R(t) = 100 * Exp(-((t*fac - t_0)/(T - t_0))^{\beta})$ (%)

Gear	Type	fac	β	t_0	T	R(H)
		cycles/h		cycles	cycles	%
1	Tooth root	18205	1.800e+00	9.627e+29	1.443e+30	100.0000
1	Tooth flank	18205	1.500e+00	8.778e+29	3.501e+30	100.0000
2	Tooth root	11912	1.800e+00	9.627e+29	1.443e+30	100.0000
2	Tooth flank	11912	1.500e+00	8.778e+29	3.501e+30	100.0000

fac = Number of load cycles per hour
β = Weibull shape parameter
t_0 = Failure-free number of load cycles
T = Characteristic service life (in load cycles) for 63.2% failure probability
R(H) = Reliability for required service life

16.3 Resulting reliabilities and service lives

Required service life (h) [H_{min}] 27000.0000
Reliability R, tooth roots subsystem (%)[R_{subF}] 100.0000
Reliability R, tooth flanks subsystem (%)[R_{subH}] 100.0000
Reliability R, gears subsystem (%) [R_{subG}] 100.0000

Required reliability (%) [R_{min}] 99.9000
Service life H, tooth roots subsystem (h)[H_{subF}] > 1'000'000
Service life H, tooth flanks subsystem (h)[H_{subH}] > 1'000'000
Service life H, gears subsystem (h) [H_{subG}] > 1'000'000

Продовження таблиці 2.5

17 Remarks

17.1 Conventions

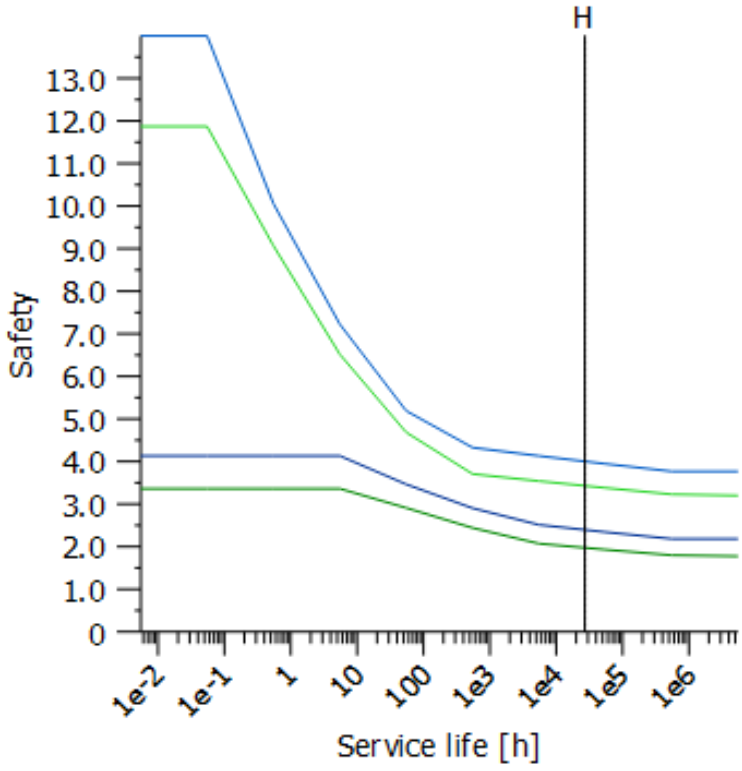
- Specifications with **.e/i** mean: Maximum value **.e** and Minimum value **.i**, taking all tolerances into account.
- Specifications with **.m** mean: Mean value within tolerance.

- The center distance tolerances and the tooth thickness allowance are taken into account for the backlash tolerance. The maximum and minimum clearance corresponding to the largest and smallest allowances are shown. The calculation is performed for the operating pitch circle.

17.2 Calculations and factors

- Details of calculation method:
  c_γ according to Method B
  $K_{H\beta}$ and $K_{F\beta}$ according to Method C
  $f_{m\alpha}$ according to equation 66, f_{sh} according to 59/60, $F_{\beta x}$ according to 54/55/57
  $K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$ according to Method B
- The logarithmically interpolated value must be entered for factors Z_L, Z_V, Z_R, Z_W, Z_X, Y_{drelT}, Y_{RrelT} and Y_X. This value is calculated from the infinite life strength and static strength values, based on the number of load cycles.

End of report (lines: 669)——



Таблиця 2.6 Результат розрахунку зубчатої передачі 2-го ступеня редуктора редуктора приводу вертикальних валків

KISSsoft

Cylindrical gear pair, spur

Розрахунок другого ступеня редуктора приводу вертикальних валків

Changed on	30.10.2024, 14:41:53
Changed by	Олійник В.А.

KISSsoft Release 2022 - SP3

1/16

Продовження таблиці 2.6

Contents

1 Messages
2 Overview
3 Tooth geometry
4 Materials
4.1 Roughnesses
4.2 Lubrication
5 Geometry
5.1 Reference profiles
5.2 Basic data
5.3 Diameters and their allowances
5.4 Tip clearances and tooth heights
5.5 Roll angle
5.6 Tooth thickness and pitch
5.7 Sliding
5.8 Contact ratios
6 General influence factors
6.1 Forces and circumferential speed
6.2 Contact stiffness
6.3 Calculation of K factors
6.4 K factors
7 Calculation of tooth root strength (fracture)
7.1 Safety factors
8 Calculation of flank strength (pitting)
8.1 Safety factors
9 Micropitting
10 Tooth flank fracture
11 Scuffing load capacity
11.1 Flash temperature-criteria
11.2 Integral temperature-criteria
12 Measurements for tooth thickness
12.1 Tooth thickness tolerances
12.2 Base tangent lengths
12.3 Measurement over balls and pins
12.4 Tooth thickness
12.5 Backlash
13 Toothing tolerances
14 Modifications and determination of the tooth form
14.1 Data for the tooth form calculation
15 Supplementary data
15.1 Masses, stiffnesses and moments of inertia
15.2 Wear, power loss, sound pressure level
16 Service life, damage
16.1 Damage
17 Reliability calculation
17.1 Calculation method
17.2 Factors
17.3 Resulting reliabilities and service lives
18 Remarks
18.1 Conventions
18.2 Calculations and factors

Продовження таблиці 2.6

1Messages

No messages occurred during the calculation.

2Overview

Calculation method ISO 6336:2019

Drawing or article number:
Gear 1: 0.000.0
Gear 2: 0.000.0

		------- Gear 1	---------- Gear 2 -----
Power (kW)	[P]	2352.250	
Speed (1/min)	[n]	198.5	81.0
Number of load cycles (in mio.)	[NL]	321.618	131.220
Torque (Nm)	[T]	113143.6	277312.8
Application factor	[KA]	2.20	
Required service life (h)	[H]	27000.00	
Gear driving (+) / driven (-)		+	-
Working flank Gear 1:		Right flank	
Gear 1 direction of rotation:		Clockwise	

3 Tooth geometry

Geometry calculation according to ISO 21771:2007

		------- Gear 1	---------- Gear 2 -------
Center distance (mm)	[a]	1408.000	
Center distance tolerance	ISO 286:2010 Measure js10		
Normal module (mm)	[mn]	16.0000	
Normal pressure angle (°)	[αn]	20.0000	
Helix angle at reference circle (°)	[β]	0.0000	
Number of teeth	[z]	51	125
Facewidth (mm)	[b]	450.00	450.00
Hand of gear	Spur gear		
Inner diameter (mm)	[di]	0.00	1000.00
Inner diameter of gear rim (mm)	[dbi]	0.00	1750.00

4 Materials

Gear 1
Сталь 40ХН2МА ДСТУ 7806:2015, Through hardened steel, flame/ind. hardened, ISO 6336-5 Figure 11/12 (MQ) Flank & root hardened
Gear 2
Сталь 35ХМФЛ, HB250(AGMA), Through hardened steel, alloyed, through hardened, AGMA 2001-C95

Продовження таблиці 2.6

		------- Gear 1	---------- Gear 2 -----
Surface hardness		HRC 56	HB 250
Material treatment according to ISO 6336:2006 Normal, Life factors Z_{NT} and $Y_{NT} \geq 0.85$			
Infinite life strength for tooth root stress (N/mm²)	[σFlim]	370.00	289.00
Fatigue strength for Hertzian pressure (N/mm²)	[σHlim]	1220.00	840.00
Young's modulus (N/mm²)	[E]	206000	206843
Poisson's ratio	[ν]	0.300	0.300
Tensile strength (N/mm²)	[σB]	1100.00	863.00
Yield point (N/mm²)	[σS]	900.00	725.00

4.1 Roughnesses

		------- Gear 1	---------- Gear 2 -----
Roughness average value DS, flank (µm)	[RAH]	0.60	2.40
Roughness average value DS, root (µm)	[RAF]	3.00	2.40
Mean roughness height, Rz, flank (µm)	[RZH]	4.80	16.00
Mean roughness height, Rz, root (µm)	[RZF]	20.00	16.00

4.2 Lubrication

Lubrication type	Oil bath lubrication	
Type of oil	ISO-VG 100	
Lubricant base	Mineral-oil base	
Oil nominal kinematic viscosity at 40°C (mm²/s)	[ν40]	100.00
Oil nominal kinematic viscosity at 100°C (mm²/s)	[ν100]	11.10
Specific density at 15°C (kg/dm³)	[ρ]	0.901
Oil temperature (°C)	[TS]	70.000

5 Geometry

5.1 Reference profiles

Gear reference profile 1

Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ГОСТ 13755-81	
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250
Root radius factor	[ρfP*]	0.380
	[ρfPmax*]	0.472
Addendum coefficient	[haP*]	1.000
Tip radius factor	[ρaP*]	0.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000
Protuberance angle	[αprP]	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000
Ramp angle	[αKP]	0.000
	not topping	
Smallest radius of curvature, root rounding (mm)	[ρmin.e/i]	6.568 /6.596

Gear reference profile 2

Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ГОСТ 13755-81	
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250
Root radius factor	[ρfP*]	0.380

Продовження таблиці 2.6

	[ρfPmax*]	0.472
Addendum coefficient	[haP*]	1.000
Tip radius factor	[ρaP*]	0.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000
Protuberance angle	[αprP]	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000
Ramp angle	[αKP]	0.000
	not topping	
Smallest radius of curvature, root rounding (mm)	[ρmin.e/i]	6.287 / 6.301

5.1.1 Information on final machining

		------- Gear 1	---------- Gear 2 -------
Dedendum reference profile	[hfP*]	1.250	1.250
Tooth root radius Refer. profile	[ρfP*]	0.380	0.380
Addendum Reference profile	[haP*]	1.000	1.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	0.000
Protuberance angle (°)	[αprP]	0.000	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	0.000
Ramp angle (°)	[αKP]	0.000	0.000
Type of profile modification:	none (only running-in)		
Tip relief by running in (µm)	[Ca L/R]	3.4/3.4	6.8/6.8

5.2 Basic data

Overall transmission ratio	[itot]	-2.451
Gear ratio	[u]	2.451
Transverse module (mm)	[mt]	16.000
Transverse pressure angle (°)	[αt]	20.000
Working pressure angle (°)	[αwt]	20.000
(°)	[αwt.e/i]	20.028 /19.972
Working pressure angle at normal section (°)	[αwn]	20.000
Base helix angle (°)	[βb]	0.000
Helix angle at operating pitch circle (°)	[βw]	0.000
Reference center distance (mm)	[ad]	1408.000
Sum of profile shift coefficients	[Σxi]	0.0000

		------- Gear 1	---------- Gear 2 -------
Profile shift coefficient	[x]	0.0000	0.0000
Generating profile shift coefficient	[xE.e/i]	-0.0274/-0.0530	-0.0365/-0.0665
Virtual gear no. of teeth	[zn]	51.000	125.000
Involute length (mm)	[l_dFa-l_dFf]	31.533	33.025

Продовження таблиці 2.6

5.3 Diameters and their allowances

		------- Gear 1	---------- Gear 2 -------
Reference diameter (mm)	[d]	816.000	2000.000
Base diameter (mm)	[db]	766.789	1879.385
Tip alteration (mm)	[k*mn]	0.000	0.000
Tip diameter (mm)	[da]	848.000	2032.000
(mm)	[da.e/i]	848.000 /847.850	2032.000 /2031.800
Tip diameter allowances (mm)	[Ada.e/i]	0.000 /-0.150	0.000 /-0.200
Tip form diameter (mm)	[dFa]	848.000	2032.000
(mm)	[dFa.e/i]	848.000 /847.850	2032.000 /2031.800
Active tip diameter (mm)	[dNa]	848.000	2032.000
(mm)	[dNa.e/i]	848.000 /847.850	2032.000 /2031.800
Operating pitch diameter (mm)	[dw]	816.000	2000.000
(mm)	[dw.e/i]	816.145 /815.855	2000.355 /1999.645
Root diameter (mm)	[df]	776.000	1960.000
Generated root diameter with xE (mm)	[df.e/i]	775.123 /774.304	1958.833 /1957.870
Active root diameter (mm)	[dNf]	790.102	1973.142
(mm)	[dNf.e/i]	790.583 /789.750	1973.694 /1972.697
Root form diameter (mm)	[dFf]	788.915	1969.964
(mm)	[dFf.e/i]	788.316 /787.764	1968.943 /1968.106

5.4 Tip clearances and tooth heights

		------- Gear 1	---------- Gear 2 -----
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	4.000	4.000
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	5.390 /4.334	5.198 /4.189
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]	1.410 /0.717	2.794 /1.877
Addendum, $m_n(h_{aP}*+x+k)$ (mm)	[ha]	16.000	16.000
(mm)	[ha.e/i]	16.000 /15.925	16.000 /15.900
Dedendum, $m_n(h_{fP}*-x)$ (mm)	[hf]	20.000	20.000
(mm)	[hf.e/i]	20.439 /20.848	20.584 /21.065
Tooth height (mm)	[h]	36.000	36.000

Продовження таблиці 2.6

5.5 Roll angle

		------- Gear 1	---------- Gear 2 -----
Roll angle at dFa (°)	[ξFa.e/i]	27.059 /27.033	23.554 /23.538
Roll angle to dNf (°)	[ξNf.e/i]	14.384 /14.126	18.378 /18.278
Roll angle at dFf (°)	[ξFf.e/i]	13.671 /13.493	17.898 /17.812

5.6 Tooth thickness and pitch

		------- Gear 1	---------- Gear 2 -----
Tooth thickness, arc, in module	[sn*]	1.5708	1.5708
Normal tooth thickness at tip circle (mm)	[san]	12.426	13.024
(mm)	[san.e/i]	12.163 /11.784	12.673 /12.236
Normal tooth thickness at tip form circle (mm)	[sFan]	12.426	13.024
(mm)	[sFan.e/i]	12.163 /11.784	12.673 /12.236
Normal space width at root circle (mm)	[efn]	13.293	11.526
(mm)	[efn.e/i]	13.448 /13.599	11.591 /11.646
Pitch on reference circle (mm)	[pt]	50.265	50.265
Base pitch (mm)	[pbt]	47.234	47.234
Transverse pitch on contact-path (mm)	[pet]	47.234	47.234

5.7 Sliding

		------- Gear 1	---------- Gear 2 -----
Max. sliding velocity at tip (m/s)	[vga]	1.215	1.296
Specific sliding at the tip	[ζa]	0.323	0.396
Specific sliding at the root	[ζf]	-0.655	-0.477
Mean specific sliding	[ζm]	0.360	
Sliding factor on tip	[Kga]	0.143	0.153
Sliding factor on root	[Kgf]	-0.153	-0.143

5.8 Contact ratios

		---------- Pair ----------	
Minimal length of contact line (mm)	[Lmin]	450.000	
Transverse contact ratio	[εα]	1.817	
	[εα.e/m/i]	1.832 /1.812/	1.792
Overlap ratio	[εβ]	0.000	
Total contact ratio	[εγ]	1.817	
	[εγ.e/m/i]	1.832 /1.812/	1.792
Length of path of contact (mm)	[ga]	85.809	
(mm)	[ga.e/i]	86.540 /84.639	

Продовження таблиці 2.6

		------- Gear 1	---------- Gear 2 -----
--			
Addendum contact ratio	[ε]	0.879	0.938
	[ε.e/i]	0.884 /0.871	0.949 /0.921
Length T1-A and T2-A (mm)	[T1A,T2A]	95.256	386.308
(mm)	[.e/i]	94.525 /96.250	386.308 /386.045
Length T1-B and T2-B (mm)	[T1B,T2B]	133.831	347.733
(mm)	[.e/i]	133.831 /133.655	347.002 /348.639
Length T1-C and T2-C (mm)	[T1C,T2C]	139.544	342.020
(mm)	[.e/i]	139.332 /139.756	341.501 /342.539
Length T1-D and T2-D (mm)	[T1D,T2D]	142.491	339.074
(mm)	[.e/i]	141.759 /143.484	339.074 /338.811
Length T1-E and T2-E (mm)	[T1E,T2E]	181.065	300.499
(mm)	[.e/i]	181.065 /180.889	299.768 /301.405
Length T1-T2 (mm)	[T1T2]	481.564	
(mm)	[.e/i]	480.833 /482.295	
Diameter of single contact point B (mm)	[d-B]	812.163	2003.937
(mm)	[d-B.e/i]	812.163 /812.047	2003.430 /2004.566
Diameter of single contact point D (mm)	[d-D]	818.034	1997.992
(mm)	[d-D.e/i]	817.526 /818.729	1997.992 /1997.814

6 General influence factors

6.1 Forces and circumferential speed

		------- Gear 1	---------- Gear 2 -----
Nominal circum. force at pitch circle (N)	[Ft]	277312.8	
Axial force (N)	[Fa]	0.0	0.0
Radial force (N)	[Fr]	100933.6	100933.6
Normal force (N)	[Fnorm]	295110.1	295110.1
Nominal circumferential force per mm (N/mm)	[w]	616.25	
Only as information: Forces at operating pitch circle:			
Nominal circumferential force (N)	[Ftw]	277312.8	
Axial force (N)	[Faw]	0.0	0.0
Radial force (N)	[Frw]	100933.6	
Circumferential speed reference circle (m/s)	[v]	8.48	
Circumferential speed operating pitch circle (m/s)	[v(dw)]	8.48	

Продовження таблиці 2.6

6.2 Contact stiffness

Running-in value (µm)	[yp]	6.5	
Running-in value (µm)	[yf]	8.3	
Tolerances f_{pe}, f_f and $f_{H\beta}$, matching the tolerances in section 7			
Correction factor	[CM]	0.800	
Gear blank factor	[CR, bs/b, sr/mn]	0.912	(0.200,6.496)
Basic rack factor	[CBS]	0.975	
Material coefficient	[E/Est]	1.002	
Singular tooth stiffness (N/mm/µm)	[c']	13.621	
Meshing stiffness (N/mm/µm)	[cγα]	21.964	
Meshing stiffness (N/mm/µm)	[cγβ]	18.670	
Reduced mass (kg/mm)	[mRed]	1.93390	
Resonance speed (min-1)	[nE1]	631	
Resonance ratio (-)	[N]	0.315	
Subcritical range			

6.3 Calculation of K factors

Running-in value (µm)	[yα]	8.3	
Bearing distance l of pinion shaft (mm)	[l]	900.000	
Distance s of pinion shaft (mm)	[s]	90.000	
Outside diameter of pinion shaft (mm)	[dsh]	450.000	
Load in accordance with Figure 13, ISO 6336-1:2006 0:a), 1:b), 2:c), 3:d), 4:e)	[-]	0	
Coefficient K' according to Figure 13, ISO 6336-1:2006	[K']	0.48	
With stiffening			
Tooth trace deviation (active) (µm)	[Fβy]	7.65	
from deformation of shaft (µm)	[fsh*B1]	18.36	
fsh (µm)	[fsh]	18.36	
B1	[B1]	1.00	
fHβ5 (µm)	[fHβ5]	14.00	
Tooth without flank line modification			
Position of contact pattern:	favorable		
from production tolerances (µm)	[fmα*B2]	0.00	
B_2=1.00			
Tooth trace deviation, theoretical (µm)	[Fβx]	10.42	
Running-in value (µm)	[yβ]	2.77	

Продовження таблиці 2.6

6.4 K factors

Dynamic factor	[Kv]	1.187
Width factors		
- Flank	[KHβ]	1.044
- Tooth root	[KFβ]	1.041
- Scuffing	[KBβ]	1.044
Transverse load factors		
- Flank	[KHα]	1.115
- Tooth root	[KFα]	1.115
- Scuffing	[KBα]	1.115
Application factor	[KA]	2.200
Distribution factor	[Kγ]	1.000

7 Calculation of tooth root strength(fracture)

Calculation of Tooth form coefficients according method: B

		------- Gear 1	---------- Gear 2 -----
Calculated with generating profile shift coefficient	[xE.i]	-0.0530	-0.0665
Tooth form factor	[YF]	1.20	1.16
Stress correction factor	[YS]	2.09	2.24
Load application angle (°)	[αFen]	18.72	19.65
Load distribution influence factor	[fε]	1.000	
Load application diameter (mm)	[d_{en}]	818.034	2003.937
Bending moment arm (mm)	[hF]	14.74	15.83
Tooth thickness at root (mm)	[sFn]	34.54	36.27
Tooth root radius (mm)	[ρF]	8.43	7.43
Bending moment arm (-)	[hF/mn]	0.921	0.989
Tooth thickness at root (-)	[sFn/mn]	2.159	2.267
Tooth root radius (-)	[ρF/mn]	0.527	0.465
Calculation cross section diameter (mm)	[d_{sFn}]	780.891	1964.282
Tangents on calculation cross section (°)	[α_{sFn}]	30.000	30.000
Notch parameter	[q_s]	2.049	2.440
Helix angle factor	[Yβ]	1.000	
Deep tooth factor	[YDT]	1.000	
Gear rim factor	[YB]	1.00	1.00
Effective facewidth (mm)	[beff]	450.00	450.00
Nominal stress at tooth root (N/mm²)	[σF0]	96.12	99.93
Tooth root stress (N/mm²)	[σF]	291.35	302.87
Permissible bending stress at root of Test-gear			
Notch sensitivity factor	[YdrelT]	0.996	0.999
Surface factor	[YRrelT]	0.957	0.972

Продовження таблиці 2.6

Size factor, tooth root	[YX]	0.890	0.934
Life factor	[YNT]	0.911	0.927
$Y_{drelT}*Y_{RrelT}*Y_X*Y_{NT}$		0.772	0.841
Alternating bending factor, mean stress influence coefficient	[YM]	1.000	1.000
Stress correction factor	[YST]	2.00	
YST*σFlim (N/mm²)	[σFE]	740.00	578.00
Permissible tooth root stress σFG/SFmin (N/mm²)	[σFP]	408.02	347.03
Limit strength tooth root (N/mm²)	[σFG]	571.23	485.84

7.1 Safety factors

		------- Gear 1	---------- Gear 2 -----
Required safety	[SFmin]	1.40	1.40
Safety for tooth root stress	[SF=σFG/σF]	1.96	1.60
Transmittable power (kW)	[kWRating]	3294.28	2695.18

8 Calculation of flank strength(pitting)

		------- Gear 1	---------- Gear 2 -----
Zone factor	[ZH]	2.495	
Elasticity factor (√N/mm²)	[ZE]	190.005	
Contact ratio factor	[Zε]	0.853	
Helix angle factor	[Zβ]	1.000	
Effective facewidth (mm)	[beff]	450.00	
Nominal contact stress (N/mm²)	[σH0]	416.96	
Contact stress at operating pitch circle (N/mm²)	[σHw]	727.19	
Single tooth contact factor	[ZB,ZD]	1.01	1.00
Contact stress (N/mm²)	[σHB, σHD]	736.43	727.19
Lubricant coefficient for N_L	[ZL]	0.935	0.935
Speed factor at N_L	[ZV]	0.990	0.990
Roughness factor for N_L	[ZR]	0.931	0.931
Material hardening factor for N_L	[ZW]	1.000	1.129
Life factor	[ZNT]	0.945	0.971
	[ZL*ZV*ZR*ZNT]	0.814	0.837
Limited pitting is permissible: No			
Size factor (flank)	[ZX]	1.000	1.000
Permissible contact stress, σHG/SHmin (N/mm²)	[σHP]	993.43	794.06
Pitting stress limit (N/mm²)	[σHG]	993.43	794.06

Продовження таблиці 2.6

8.1 Safety factors

		------- Gear 1	---------- Gear 2 -----
Required safety	[SHmin]	1.00	1.00
Safety factor for contact stress on operating pitch circle	[SHw]	1.37	1.09
Safety against pressure, σHG/σHBD Single contact	[SHBD]	1.35	1.09
Safety regarding transmittable torque	[SHBD²]	1.82	1.19
Transmittable power (kW)	[kWRating]	4280.53	2804.70

9 Micropitting

Calculation method according to ISO/TS 6336-22:2018
Calculation has not been carried out, lubricant: Load stage micropitting test not known

10 Tooth flank fracture

Failed to calculate the tooth flank fracture. Please check ISO6336-4_res.TMP file for more information.

11 Scuffing load capacity

Calculation method according to ISO/TS 6336-20/21:2017

		------- Gear 1	---------- Gear 2 -----
Thermal contact coefficient (N/mm/s^.5/K)	[BM]	13.780	13.780
Relevant tip relief (µm)	[Ca]	3.40	6.80
Optimal tip relief (µm)	[Ceff]	99.53	
C_a taken as optimal in the calculation. 0=no, 1=yes		0	0

		---------- Pair ----------
Helical load factor for scuffing	[KBγ]	1.000
Lubrication coefficient for lubrication type	[XS]	1.000
Scuffing test and load stage	[FZGtest]	FZG - Test A / 8.3 / 90 (ISO 14635 - 1) 12
Multiple meshing factor	[Xmp]	1.000
Relative structural factor, scuffing	[XWrelT]	1.000
Effective facewidth (mm)	[beff]	450.000
Applicable circumferential force/facewidth (N/mm)	[wBt]	1874.407
$K_{B\gamma}$ = 1.000, w_{Bt}*$K_{B\gamma}$ = 1874.407		
Angle factor	[Xαβ]	0.978
ε_1 =0.879, ε_2 =0.938		

Продовження таблиці 2.6

11.1 Flash temperature-criteria

		---------- Pair ----------	
Lubricant factor	[XL]	0.854	
Tooth mass temperature (°C)	[θMi]	81.35	
$\theta_{Mi} = \theta_{oil} + X_S*0.47*X_{mp}*\theta_{flm}$			
Average flash temperature (°C)	[θflm]	24.15	
Scuffing temperature (°C)	[θS]	356.72	
Γ coordinates (point of highest temperature)	[Γ]	-0.317	
[Γ.A]= -0.317, [Γ.E]= 0.298			
Maximum contact temperature (°C)	[θB]	133.24	
Flash factor (°K*N^-.75*s^.5*m^-.5*mm)	[XM]	50.083	
Approach factor	[XJ]	1.255	
Load sharing factor	[XΓ]	0.467	
Dynamic viscosity (mPa*s)	[ηM]	23.45	(70.0 °C)
Coefficient of friction	[μ_m]	0.063	
Required safety	[SBmin]	2.000	
Margin of safety for scuffing, flash temperature	[SB]	4.534	

11.2 Integral temperature- criteria

		---------- Pair ----------	
Lubricant factor	[XL]	1.000	
Tooth mass temperature (°C)	[θMC]	75.60	
$\theta_{MC} = \theta_{oil} + X_S*0.70*\theta_{flaint}$			
Integral scuffing temperature (°C)	[θSint]	363.29	
Flash factor (°K*N^-.75*s^.5*m^-.5*mm)	[XM]	50.083	
Running-in factor, well run in	[XE]	1.000	
Contact ratio factor	[Xε]	0.245	
Dynamic viscosity (mPa*s)	[ηOil]	23.45	(70.0 °C)
Mean coefficient of friction	[μ_m]	0.038	
Geometry factor	[XBE]	0.148	
Meshing factor	[XQ]	1.000	
Tip relief factor	[XCa]	1.127	
Mean flash temperature (°C)	[θflaint]	8.00	
Integral tooth flank temperature (°C)	[θint]	87.61	
Required safety	[SSmin]	1.800	
Safety factor for scuffing (intg.-temp.)	[SSint]	4.147	
Safety factor for transmitted moment (int.-T.)	[SSL]	16.658	

Продовження таблиці 2.6

12 Measurements for tooth thickness

12.1 Tooth thickness tolerances

Tooth thickness tolerance		------- Gear 1 ---------- Gear 2 ----- Own Input	Own Input
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[As.e/i]	-0.319 /-0.617	-0.425 /-0.775

12.2 Base tangent lengths

		------- Gear 1 ---------- Gear 2 -------	
Number of teeth spanned	[k]	6.000	14.000
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	271.216	665.671
Base tangent length with allowance (mm)	[Wk.e/i]	270.916 /270.636	665.272 /664.943
(mm)	[ΔWk.e/i]	-0.300 /-0.580	-0.399 /-0.728
Diameter of measuring circle (mm)	[dMWk.m]	813.194	1993.604

12.3 Measurement over balls and pins

		------- Gear 1 ---------- Gear 2 -----	
Theoretical diameter of ball/pin (mm)	[DM]	27.058	26.870
Effective diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	28.000	28.000
Radial single-ball measurement backlash free (mm)	[MrK]	428.082	1020.263
Radial single-ball measurement (mm)	[MrK.e/i]	427.683 /427.310	1019.703 /1019.241
Diameter of measuring circle (mm)	[dMMr.m]	816.918	2001.154
Diametral measurement over two balls without clearance (mm)	[MdK]	855.771	2040.366
Diametral measurement over two balls (mm)	[MdK.e/i]	854.975 /854.227	2039.248 /2038.323
Diametral measurement over pins without clearance (mm)	[MdR]	855.771	2040.366
Measurement over pins according to DIN 3960 (mm)	[MdR.e/i]	854.975 / 854.227	2039.248 /2038.323
Measurement over 3 pins without play (mm)	[Md3R]	855.378	2040.207
Measurement over 3 pins (mm)	[Md3R.e/i]	854.582 /853.835	2039.089/2038.164

Продовження таблиці 2.6

12.4 Tooth thickness

		------- Gear 1	---------- Gear 2 -------
Reference chordal height from da.m (mm)	[ha]	16.156	16.029
Chordal tooth thickness (mm)	[sc]	25.129	25.132
(mm)	[sc.e/i]	24.813 /24.518	24.709 /24.360
Tooth thickness, arc (mm)	[sn]	25.133	25.133
(mm)	[sn.e/i]	24.813 /24.515	24.708 /24.358

12.5 Backlash

		---------- Pair ----------
Circumferential backlash from Aa (mm)	[jtw_Aa.e/i]	0.182 /-0.182
Radial backlash (mm)	[jrw.e/i]	2.173 /0.775
Circumferential backlash (transverse section) (mm)	[jtw.e/i]	1.574 /0.562
Normal backlash (mm)	[jn.e/i]	1.479 /0.528
Center distance allowances (mm)	[Aa.e/i]	0.250 /-0.250
Backlash free center distance (mm)	[aControl.e/i]	1406.975 /1406.077
Backlash free center distance, allowances (mm)	[jta]	-1.025 /-1.923

		------- Gear 1	---------- Gear 2 -----
dNf.i with aControl (mm)	[dNf0.i]	787.453	1969.729
Reserve (dNf0.i-dFf.e)/2 (mm)	[cF0.i]	-0.431	0.393
Tip clearance (mm)	[c0.i(aControl)]	2.661	2.516

Torsional angle on input with output fixed:

Total torsional angle (°)	[j.tSys]	0.2211/ 0.0790

13 Toothing tolerances

		------- Gear 1	---------- Gear 2 -----
According to GOST 1643-81			
Accuracy grade	[Q-GOST1643]	9	8
Profile form deviation (µm)	[ff]	0.00	71.00
Total profile deviation (µm)	[Ff]	0.00	71.00
Total helix deviation (µm)	[Fb]	90.00	56.00
Total deviation of the path of contact (µm)	[Fk]	140.00	90.00
Normal base pitch deviation (µm)	[fpb]	53.00	42.00
Single pitch deviation (µm)	[fpt]	56.00	45.00
Total cumulative pitch deviation (µm)	[Fp]	0.00	280.00
Sector pitch deviation (µm)	[Fpk/6]	0.00	200.00
Runout (µm)	[Fr]	160.00	140.00
Single flank composite, total (µm)	[Fc]	0.00	200.00
Single flank composite, tooth-to-tooth (µm)	[fi']	0.00	112.00

Продовження таблиці 2.6

Radial composite, total (µm)	[Fi"]	224.00	0.00
Radial composite, tooth-to-tooth (µm)	[fi"]	71.00	0.00
Periodic deviation of the gear pair	[fzz0]	0.00	48.00

14 Modifications and determination of the tooth form

14.1 Data for the tooth form calculation

Data not available.
Please run the calculation in the "Tooth form" tab and open the main report again.

15 Supplementary data

15.1 Masses, stiffnesses and moments of inertia

		------- Gear 1	---------- Gear 2 -----
Mass (kg)	[m]	1900	6800

15.2 Wear, power loss, sound pressure level

Torsional stiffness at driving gear with fixed driven gear:

Torsional stiffness (MNm/rad)	[cr]	1234.928
Torsion when subjected to nominal torque (°)	[δcr]	0.005
Average coefficient of friction according to Niemann	[μ_m]	0.036
Wear sliding coef. by Niemann	[ζw]	0.655
Loss factor	[HV]	0.072
Gear power loss (kW)	[PVZ]	6.074
Meshing efficiency (%)	[ηz]	99.742
Sound pressure level based on Masuda, without PPTE/δs	[dB(A)]	110.299

16 Service life, damage

Required safety for tooth root	[S_{Fmin}]	1.40
Required safety for tooth flank	[S_{Hmin}]	1.00
Required service life	[H]	27000.00

Service life (calculated with required safeties):

System service life (h)	[H_{att}]	475239

		------- Gear 1	---------- Gear 2 -------
Tooth root service life (h)	[H_{Fatt}]	1e+06	1e+06
Tooth flank service life (h)	[H_{Hatt}]	1e+06	4.752e+05

Note: The entry 1e+006 h means that the Service life > 1,000,000 h.

Продовження таблиці 2.6

16.1 Damage

Damage relative to the required service life (H, 27000.0 h)

F_1 (%)	F_2 (%)	H_1 (%)	H_2 (%)
0.0000	0.0000	0.0000	5.6814

Damage relative to the system service life (H_{att}, 475239.0 h)

F_1 (%)	F_2 (%)	H_1 (%)	H_2 (%)
0.0000	0.0000	0.0000	100.0000

17 Reliability calculation

17.1 Calculation method

Calculation method according to B. Bertsche, Reliability in Automotive and Mechanical Engineering, Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2008

17.2 Factors

Reliability of material data for σ_{Hlim} (%)	[$R\sigma_{Hlim}$]	99.00
Reliability of material data for σ_{Flim} (%)	[$R\sigma_{Flim}$]	99.00

Calculation of coefficients for reliability R(t)
$R(t) = 100 * Exp(-((t*fac - t_0)/(T - t_0))^{\beta})$ (%)

Gear	Type	fac	β	t_0	T	R(H)
		cycles/h		cycles	cycles	%
1	Tooth root	11912	1.800e+00	9.627e+29	1.443e+30	100.0000
1	Tooth flank	11912	1.500e+00	8.778e+29	3.501e+30	100.0000
2	Tooth root	4860	1.800e+00	9.627e+29	1.443e+30	100.0000
2	Tooth flank	4860	1.500e+00	2.027e+09	8.087e+09	100.0000

fac = Number of load cycles per hour
β = Weibull shape parameter
t_0 = Failure-free number of load cycles
T = Characteristic service life (in load cycles) for 63.2% failure probability
R(H) = Reliability for required service life

Продовження таблиці 2.6

17.3 Resulting reliabilities and service lives

Required service life (h)	[H_{min}]	27000.0000
Reliability R, tooth roots subsystem (%)	[R_{subF}]	100.0000
Reliability R, tooth flanks subsystem (%)	[R_{subH}]	100.0000
Reliability R, gears subsystem (%)	[R_{subG}]	100.0000

Required reliability (%)	[R_{min}]	99.9000
Service life H, tooth roots subsystem (h)	[H_{subF}]	> 1'000'000
Service life H, tooth flanks subsystem (h)	[H_{subH}]	429647.9204
Service life H, gears subsystem (h)	[H_{subG}]	429647.9204

18 Remarks

18.1 Conventions

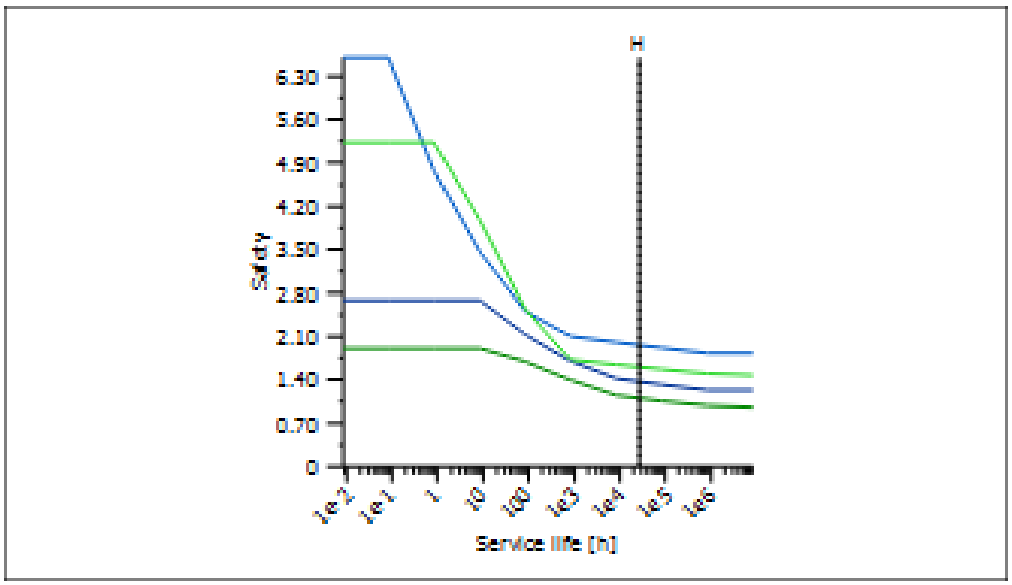
- Specifications with **.e/i** mean: Maximum value **.e** and Minimum value **.i**, taking all tolerances into account.
- Specifications with **.m** mean: Mean value within tolerance.

- The center distance tolerances and the tooth thickness allowance are taken into account for the backlash tolerance. The maximum and minimum clearance corresponding to the largest and smallest allowances are shown. The calculation is performed for the operating pitch circle.

18.2 Calculations and factors

- Details of calculation method:
  c_γ according to Method B
  K_v according to Method B
  $K_{H\beta}$ and $K_{F\beta}$ according to Method C
  $f_{m\alpha}$ according to equation 66, f_{sh} according to 59/60, $F_{\beta x}$ according to 54/55/57
  $K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$ according to Method B
- The logarithmically interpolated value must be entered for factors Z_L, Z_V, Z_R, Z_W, Z_X, Y_{drelT}, Y_{RrelT} and Y_X. This value is calculated from the infinite life strength and static strength values, based on the number of load cycles.

End of report (lines: 639)



На основі результатів розрахунку 1-го ступеня редуктора приводу вертикальних валків отримуємо наступні параметри:

- коефіцієнт запасу міцності за напруженням ніжки зуба [SF=σFG/σF] при заданному значенні 1,4: для шестерні – 4,0, для колеса 3,43;
- коефіцієнт запасу міцності на контактну напругу на бічній поверхні зуба по початковій окружності [SHw] при заданному значені 1,0: для шестерні – 2,39, для колеса – 1,97;
- коефіцієнт запасу потужності щодо переданого крутного моменту [SHBD²]: для шестерні – 5,65, для колеса – 3,89.

Таким чином, характеристики передачі забезпечують надійну та тривалу роботу.

На основі результатів розрахунку 2-го ступеня редуктора приводу вертикальних валків отримуємо наступні параметри:

- коефіцієнт запасу міцності за напруженням ніжки зуба [SF=σFG/σF] при заданному значенні 1,4: для шестерні – 1,96, для колеса – 1,6;
- коефіцієнт запасу міцності на контактну напругу на бічній поверхні зуба по початковій окружності [SHw] при заданному значені 1,0: для шестерні – 1,37, для колеса – 1,1;
- коефіцієнт запасу потужності щодо переданого крутного моменту [SHBD²]: для шестерні – 1,82, для колеса – 1,19.

Таким чином, характеристики передачі забезпечують надійну та тривалу роботу.

3. Розробка заходів по відновленню працездатності після відмови

3.1 Організаційно-технологічні заходи

В гірничо-металургійному комплексі України використовуються наступні стратегії технічного обслуговування і ремонту після відмови [11]:

1. Стратегія ремонтів після відмови. Механічне обладнання експлуатується до виходу з працездатного стану - до відмови. Застосовується в разі використання численних недорогих машин з дублюванням кожного відповідного ділянки технологічного процесу.

2. Стратегія планово-попереджувальних ремонтів. Забезпечує безвідмовну роботу обладнання шляхом примусової заміни вузлів і деталей в терміни, що встановлюються на основі статистичного аналізу відмов. Встановлене середнє значення нормативу заздалегідь зменшує імовірні аварійні відмови одних деталей і заміну інших, які не відпрацювали свій ресурс.

3. Стратегія ремонтів за станом. З цієї стратегії обслуговування стан машин і механізмів контролюється періодично або в залежності від результатів діагнозу і прогнозу технічного стану. Ремонт проводиться в оптимальні терміни, в необхідному обсязі. Основою для цього служить знання фактичного стану механізму. Це дозволяє мінімізувати обсяг ремонтів і забезпечити безаварійну роботу.

4. Проактивна стратегія: передбачає активний випереджаючий вплив на технічний стан обладнання.

В умовах дільниці слябів цеху гарячої прокатки ПАТ «Запоріжсталь» активно застосовується стратегія планово-попереджувальних ремонтів з впровадженням стандарту ISO 9001. На основі накопиченої інформації по термінам служби вузлів редуктора приводу вертикальних валків складений графік з термінами, щодо необхідності заміни. До необхідного терміну заміни, цех подає заявку в відділ обладнання для замовлення на підприємстві-виробнику всіх вузлів

редуктора. Під час капітального ремонту, який відбу-вається раз на рік, начинка редуктора, незважаючи на технічний стан, примусово замінюється.

Основними організаційно-технологічними заходами по відновленню працездатності деталей та вузлів приводу вертикальних валків являються:

- формування комплекту проектних креслень на вузли та деталі;
- мийка та очищення;
- проведення комплексу робіт по дефектації замінених вузлів, зі складенням формулярів вимірювань;
- аналіз та прийняття рішень, стосовно доцільності ремонту;
- організація тендеру на ремонт вузлів, з оформленням технічного завдання на кінцевий результат ремонту;
- розгляд та аналіз технології, запропонованої фірмою-виконавцем ремонту;
- погодження кінцевого результату за обраною технологією ремонту;
- прийняття деталі після ремонту з підписанням акту про відповідність.

3.2 Дослідження технології наплавлення за допомогою імітаційного моделювання

3.2.1 Твердотільне моделювання

Дослідження впливу різних технологій наплавлення на механічні характеристики деталі «Вал з лопаттю» виконаємо шляхом твердотільного моделювання в системі Autodesk Inventor з розрахунком міцності методом кінцевих елементів. Для цього виконаємо імітаційне моделювання навантажень на проектний вал, моделювання навантажень на вал з лопаттю, відновлений за різними технологіями наплавлення та порівняємо результати.

Проектний вал з лопаттю виготовлений із сталі 40ХН2МА ДСТУ 7806:2015, аналогом якої згідно EN 119-74/3 є 40NiCrMo4KD [12] або AISI 4340 350A [13]. Для розрахунку на міцність приймаємо механічні характеристики AISI 4340.

Основні геометричні розміри валу з лопаттю наведені на рис.3.1.

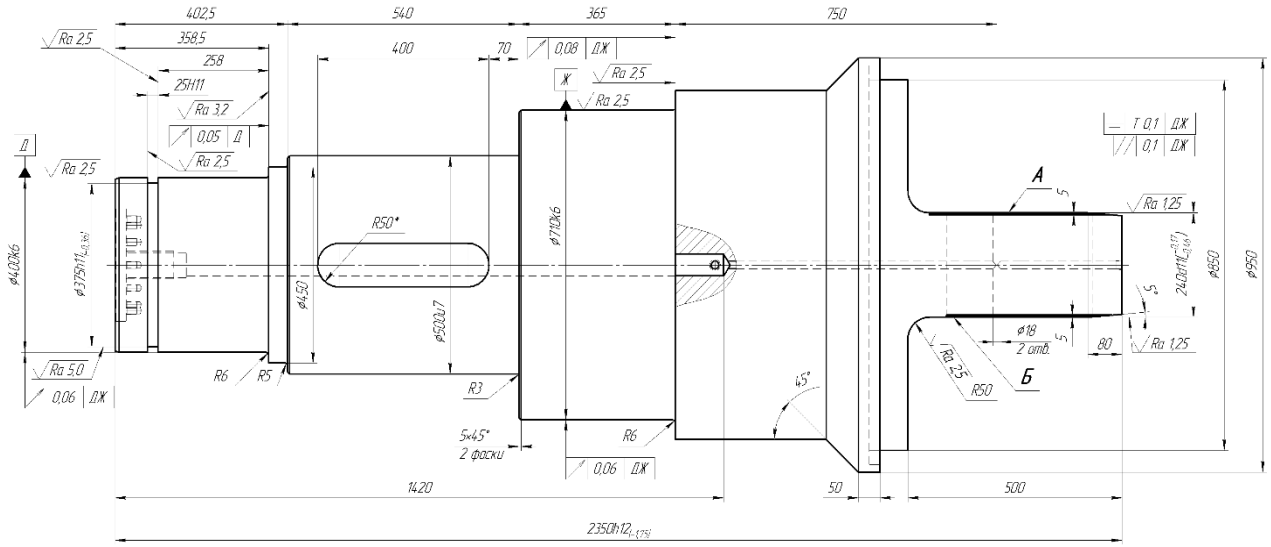


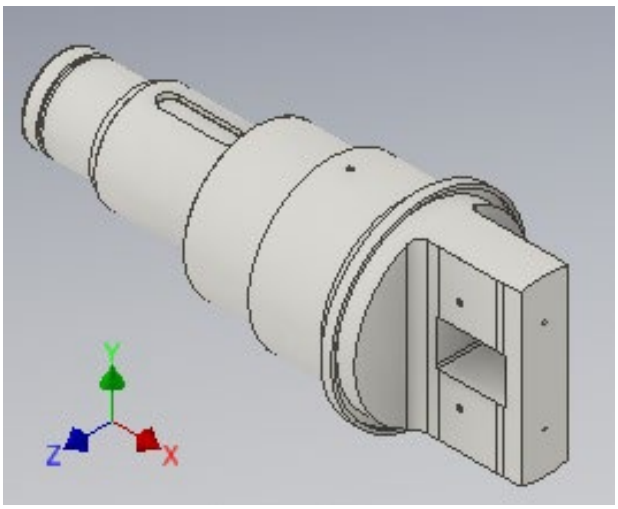
Рисунок 3.1 Схема валу з лопаттю

Вал навантажений крутним моментом, який був розрахований за формулою 2.16, та складає М=0,277 МНм.

За проміжок часу між двома капітальними ремонтами, на поверхні лопатей присутнє зношування 2,5…3,0мм на сторону. Перед виконанням наплавлення, поверхні А та Б (рис. 3.1) повинні бути відфрезеровані до чистого металу. Для дослідження технології наплавлювання, приймаємо глибину фрезерування з перекриттям вироблення поверхні 5мм на сторону. Для відновлення поверхонь «А» та «Б» (рис. 3.1) доцільно застосувати 2 технології електродугового наплавлення:

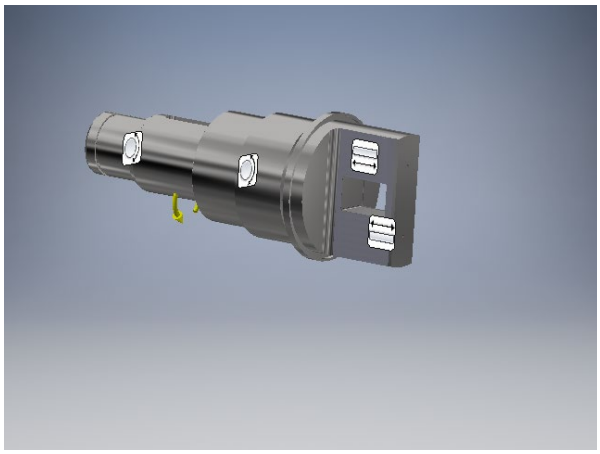
1. Наплавлення аустенітним зварювальним матеріалом.
2. Наплавлення зварювальним матеріалом підвищеної міцності.

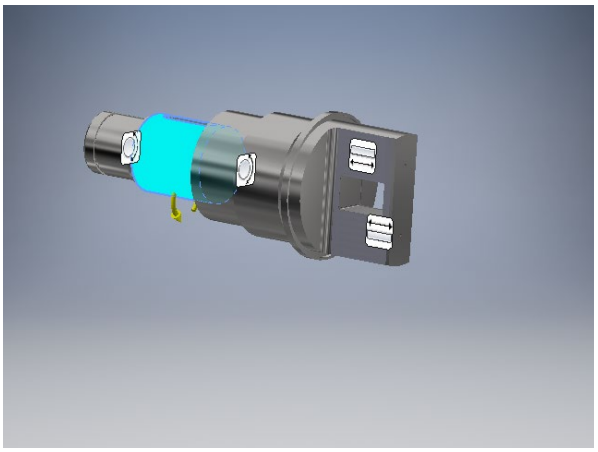
Дослідження технологій наплавлення розпочнемо з формування 3-х мірної моделі деталі Вал з лопаттю (рис. 3.2). Для розрахунку на міцність задамо робочі умови, які відображені на рисунках: навантаження від сили тяжіння (рис.3.3,а) уздовж вісі Х; навантаження від моменту (рис. 3.3, б) відносно вісі Х, що передається зубчатим колесом. Фізичні опори в підшипниках кочення замінюємо реакціями зв’язків: для верхньої опори (рис.3.4, а) та нижньої опори (рис.3.4, б).



Маса	5273,74 кг
Площа	7697640 мм^2
Об’ємм	671830000 мм^3
Центр мас	x=123,145 мм y=-6,76197 мм z=0,0000000000282908 мм

Рисунок 3.2 Модель валу з лопаттю з фізичними параметрами





Сила тяжіння

Тип навантаження	Сила тяжіння
Величина	9810,000 мм/с^2
Вектор X	9810,000 мм/с^2
Вектор Y	0,000 мм/с^2
Вектор Z	0,000 мм/с^2

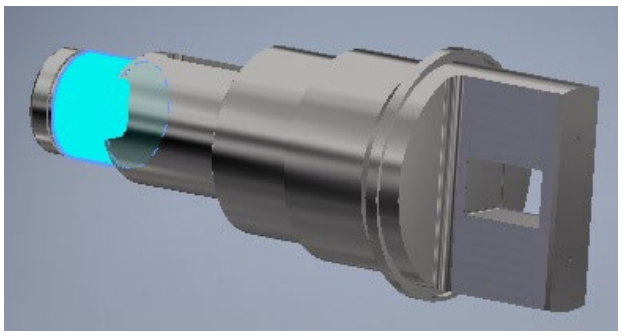
Момент:1

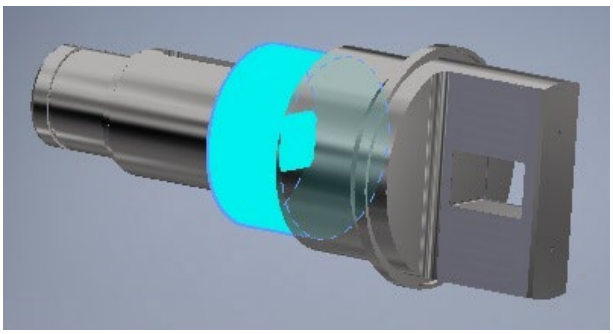
Тип навантаження	Момент
Величина	277312800,000 Н мм
Вектор X	277312800,000 Н мм
Вектор Y	0,000 Н мм
Вектор Z	0,000 Н мм

а б

Рисунок 3.3 Навантаження, які діють на вал з лопаттю

Місця контакту лопаті з бронзовими вкладишами при передачі крутного моменту замінюємо ідеальною опорою (рис.3.5)





Опора:1

Тип опори	Опора1
Фіксувати радіальний напрямок	Так
Фіксувати осьовий напрямок	Ні
Фіксувати дотичний напрямок	Ні

а

Опора:2

Тип опори	Опора2
Фіксувати радіальний напрямок	Так
Фіксувати осьовий напрямок	Так
Фіксувати дотичний напрямок	Ні

б

Рисунок 3.4 Опори валу в підшипниках кочення

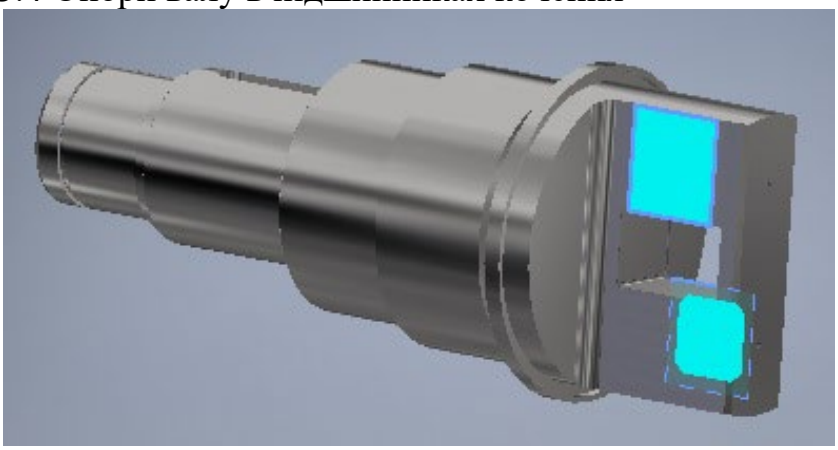


Рисунок 3.5 Опори лопаті в місцях передачі крутного моменту на вкладиші

Згідно наведених вище вихідних даних, виконуємо імітаційне моделювання проектного валу. Вихідні дані по матеріалу наведені в табл. 3.1.

Таблиця 3.1 Дані по матеріалу для розрахунку

Им’я	Сталь AISI 4340 350A, поліпшена загартуванням і відпуском	
Загальні	Масова щільність	7,85 г/см^3
	Межа плинності	1102 МПа
	Остаточна межа міцності розтягнення	1171 МПа
Напруження	Модуль Юнга	207 ГПа
	Коефіцієнт Пуассона	0,33 бр
	Модуль пружності при зсуві	77,8195 ГПа
Найменування деталі	Вал з лопаттю.ipt	

Результати розрахунку сил реакцій та моментів в опорах наведені в табл. 3.2.

Таблиця 3.2 Сили реакції та моменти в опорах

Им’я опори	Сила реакції		Реактивний момент	
	Величина	Компонент (X,Y,Z)	Величина	Компонент (X,Y,Z)
Опора:1	5841,5 Н	1,38518 Н	1074,09 Н м	-0,385862 Н м
		-55,8336 Н		-1074,09 Н м
		5841,23 Н		3,76884 Н м
Опора:2	51393 Н	-51121,7 Н	4643,61 Н м	14,0553 Н м
		-141,933 Н		-4643,54 Н м
		-5271,62 Н		-20,8934 Н м
Ідеальна опора:1	903,239 Н	-632,035 Н	53103,7 Н м	53103,1 Н м
		22,4236 Н		-239,863 Н м
		-644,88 Н		-0,831811 Н м

Результати моделювання навантаження 3-D моделі Вал з лопаттю наведені в табл. 3.3. Розподіл напружень за Мізесом представлений на рис.3.6

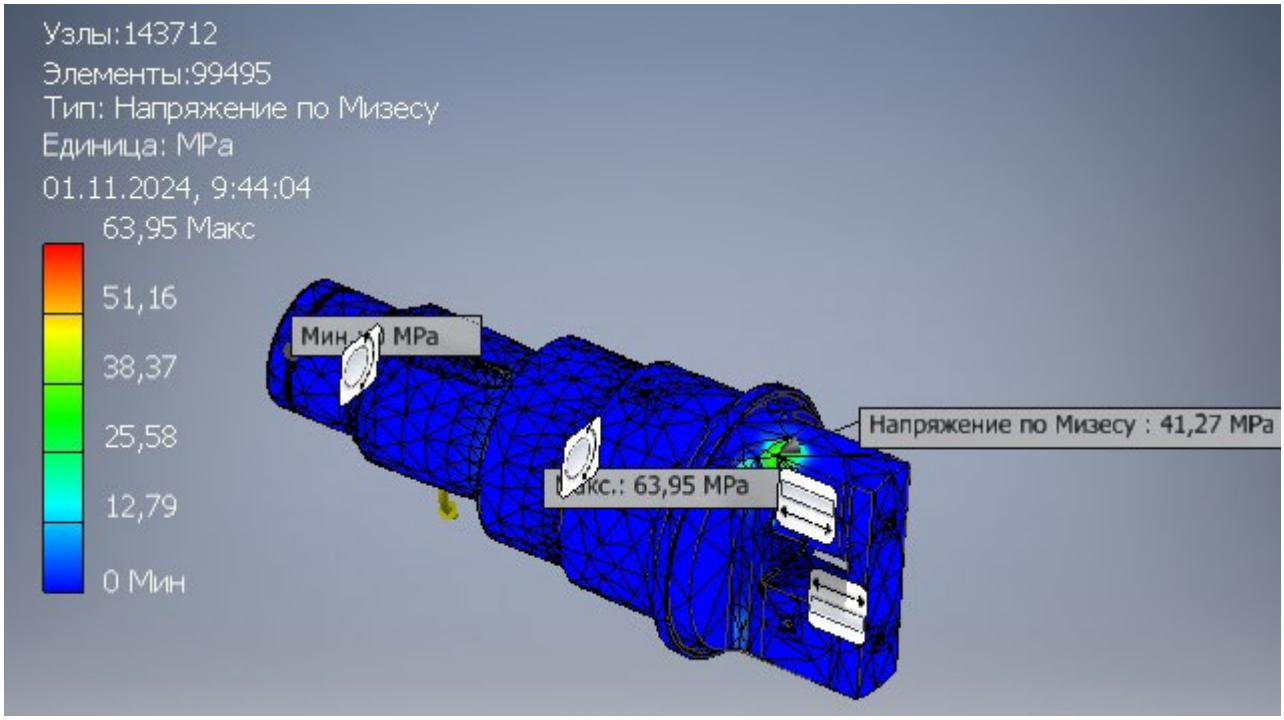


Рисунок 3.6 Розподіл напружень за Мізесом

Таблиця 3.3 Результати моделювання навантаження моделі

Найменування	Min значення	Max значення
Об’єм	671706000 мм^3	
Вага	5272,89 кг	
Напруження по Мізесу	0,000832796 МПа	63,95 МПа
1-е основне напруження	-3,99371 МПа	84,5099 МПа
3-э основне напруження	-42,312 МПа	28,7993 МПа
Зміщення	0,0000721687 мм	0,0955375 мм
Коефіцієнт запасу міцності	10 бр	15 бр
Напруження XX	-22,7483 МПа	47,003 МПа
Напруження XY	-31,0926 МПа	28,4763 МПа
Напруження XZ	-29,3701 МПа	29,9592 МПа
Напруження YY	-26,5643 МПа	30,8353 МПа
Напруження YZ	-24,6344 МПа	23,0666 МПа
Напруження ZZ	-27,1985 МПа	82,2969 МПа
Зміщення по вісі X	-0,010214 мм	0,00835649 мм
Зміщення по вісі Y	-0,0952463 мм	0,0952472 мм
Зміщення по вісі Z	-0,0954268 мм	0,0949505 мм
Еквівалентна деформація	0,00000000364215 бр	0,000273523 бр
1-а основна деформація	-0,0000000634502 бр	0,000287698 бр
3-я основна деформація	-0,000243643 бр	-0,00000000176367 бр
Деформація XX	-0,000082242 бр	0,0000709187 бр
Деформація XY	-0,000199774 бр	0,000182963 бр
Деформація XZ	-0,000188707 бр	0,000192491 бр
Деформація YY	-0,000161678 бр	0,000159355 брр
Деформація YZ	-0,000158279 бр	0,000148206 бр
Деформація ZZ	-0,00016781 бр	0,000273479 бр

Розподіл коефіцієнтів запасу міцності представлений на рис.3.7.

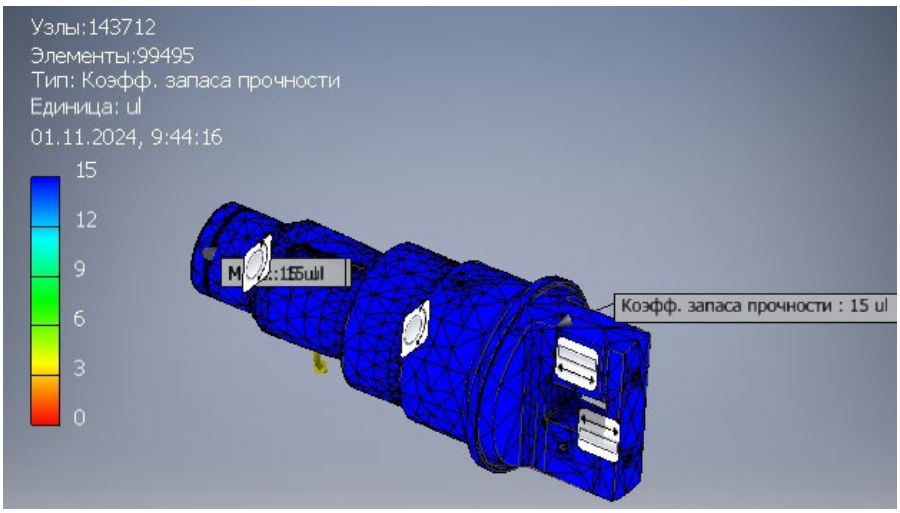


Рисунок 3.7 Розподіл коефіцієнтів запасу міцності

3.2.2 Дослідження впливу технології наплавлення аустенітним зварювальним матеріалом на механічні характеристики валу з лопаттю

Наплавлення поверхонь лопаті виконується електродами FOX CN 23/12-A, диаметром 4мм, з силою струму 140-160А, з попереднім підігрівом до температури t=80…100^{0}С. Електроди цієї марки використовуються для планування поверхонь ферритно-перлітних, низько та середньолегованих сталей, з забезпеченням високої тріщиностійкісті. Для наплавлення використовуються звичайні зварювальні апарати, з перемінною або постійною вихідною напругою. Особливості технології: наплавлення «врозкид», короткою дугою, не перегріваючи основний метал вище температури 120^{0}С, товщина шару наплавленого металу за прохід – 3мм. Для подальшої механічної обробки наплавлення виконується з припуском 3-4мм. Після виконання наплавлення поверхні – термообробка не проводиться. Згідно рекомендацій [14] механічні властивості шару наплавленого металу: межа плинності ≥320 МПа, остаточна межа міцності розтягнення ≥570 МПа. Для проведення дослідження приймаємо матеріал з аналогічними механічними характеристиками наплавленого шару: сталь ASTM A441[13]. Вихідні дані по матеріалам для дослідження технології наплавлення аустенітним матеріалом відображені в табл. 3.4.

Таблиця 3.4 Дані по матеріалам для розрахунку

Найменування	Сталь AISI 4340 350A, поліпшена загартуванням і відпуском	
Загальні	Масова щільність	7,85 г/см^3
	Межа плинності	1102 МПа
	Остаточна межа міцності розтягнення	1171 МПа
Напруження	Модуль Юнга	207 ГПа
	Коефициент Пуассона	0,33 бр
	Модуль пружності при зсуві	77,8195 ГПа
Найменування деталей	Вал зі фрезерованною лопаттю .ipt	
Найменування	Сталь ASTM A441	
Загальні	Масова щільність	7,85 г/см^3
	Межа плинності	379,21 МПа
	Остаточна межа міцності розтягнення	629,462 МПа
Напруження	Модуль Юнга	204,773 ГПа
	Коефіцієнт Пуассона	0,29 бр
	Модуль пружності при зсуві	79,3694 ГПа
Найменування деталей	Наплавлений шар1.ipt Наплавлений шар2.ipt	

Результати розрахунку навантаженої моделі валу з наплавленою лопаттю представлені у табл. 3.5.

Таблиця 3.5 Результати моделювання навантаженої моделі валу з наплавленою аустенітним зварювальним матеріалом лопаттю.

Найменування	Min значення	Max значення
1	2	3
Об’єм	671830000 мм^3	
Маса	5273,86 кг	
Напруження по Мізесу	0,000324126 МПа	123,781 МПа
1-е основне напруження	-46,1293 МПа	59,4941 МПа
3-э основне напруження	-174,7 МПа	11,5315 МПа

Найменування	Min значення	Max значення
1	2	3
Зміщення	0,000117194 мм	0,0943534 мм
Коефіцієнт запасу міцності	3,06356 бр	15 бр
Напруження XX	-73,4858 МПа	21,7677 МПа
Напруження XY	-23,5749 МПа	24,603 МПа
Напруження XZ	-21,554 МПа	24,3166 МПа
Напруження YY	-48,2112 МПа	33,566 МПа
Напруження YZ	-39,3687 МПа	60,9318 МПа
Напруження ZZ	-166,545 МПа	40,222 МПа
Зміщення по вісі X	-0,0080043 мм	0,0104744 мм
Зміщення по вісі Y	-0,0941133 мм	0,0941136 мм
Зміщення по вісі Z	-0,093822 мм	0,0943041 мм
Еквівалентна деформація	0,00000000139589 бр	0,000588522 бр
1-а основна деформація	-0,0000014145 бр	0,000406419 бр
3-я основна деформація	-0,00069645 бр	-0,00000000135009 бр
Деформація XX	-0,000115743 бр	0,0000882169 бр
Деформація XY	-0,000151471 бр	0,000158077 бр
Деформація XZ	-0,000138487 бр	0,000156237 бр
Деформація YY	-0,000140702 бр	0,000212762 бр
Деформація YZ	-0,00024801 бр	0,00038385 бр
Деформація ZZ	-0,000645077 бр	0,000156048 бр
Контактний тиск	0 МПа	86,8948 МПа
Контактний тиск по вісі X	-22,1472 МПа	37,8035 МПа
Контактний тиск по вісі Y	-16,4344 МПа	17,4795 МПа
Контактний тиск по вісі Z	-57,3574 МПа	85,5561 МПа

Розподіл еквівалентних напружень за Мізесом представлений на рис.3.8

Розподіл коефіцієнтів запасу міцності представлений на рис.3.9.

Розподіл значень напружень по XX представлений на рис.3.10.

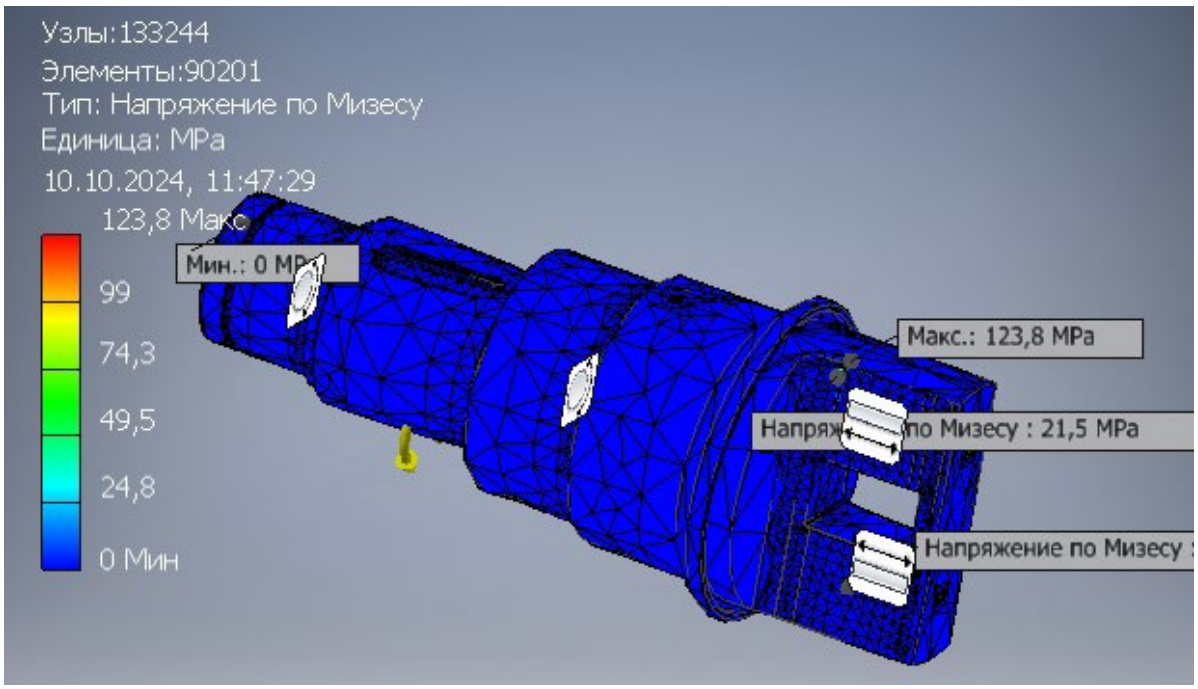


Рисунок 3.8 Розподіл еквівалентних напружень за Мізесом

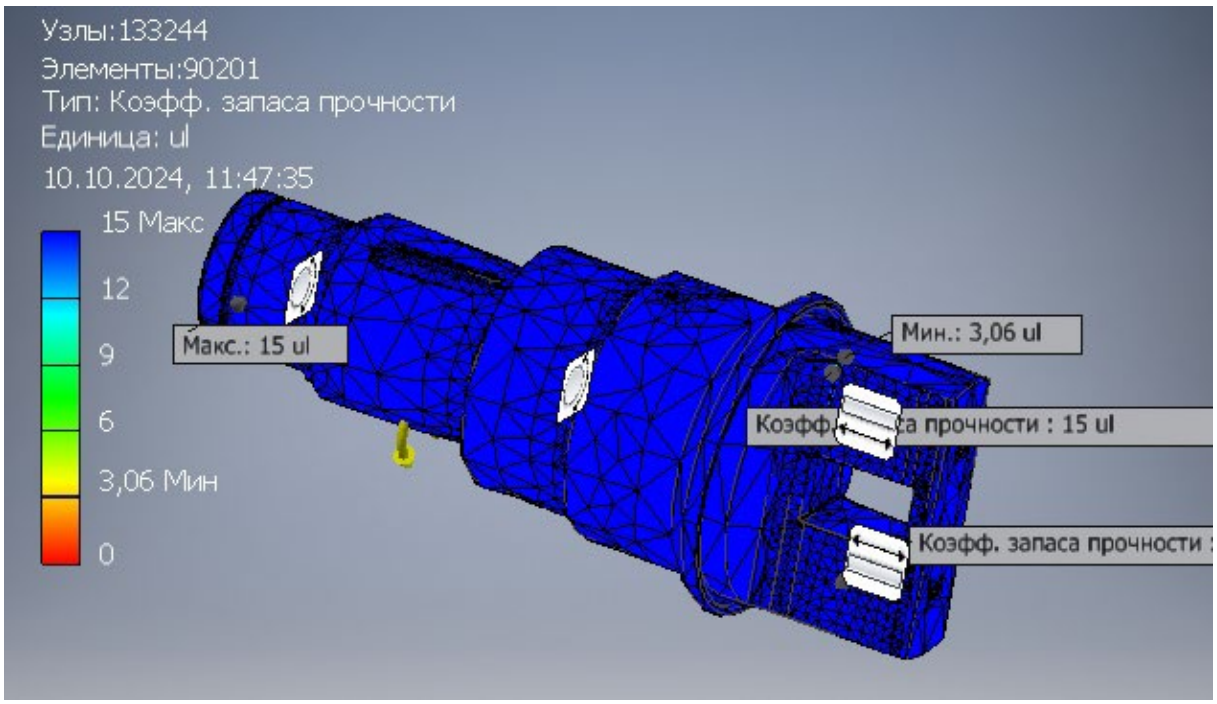


Рисунок 3.9 Розподіл коефіцієнтів запасу міцності

Розподіл значень зміщення по X представлений на рис.3.11.

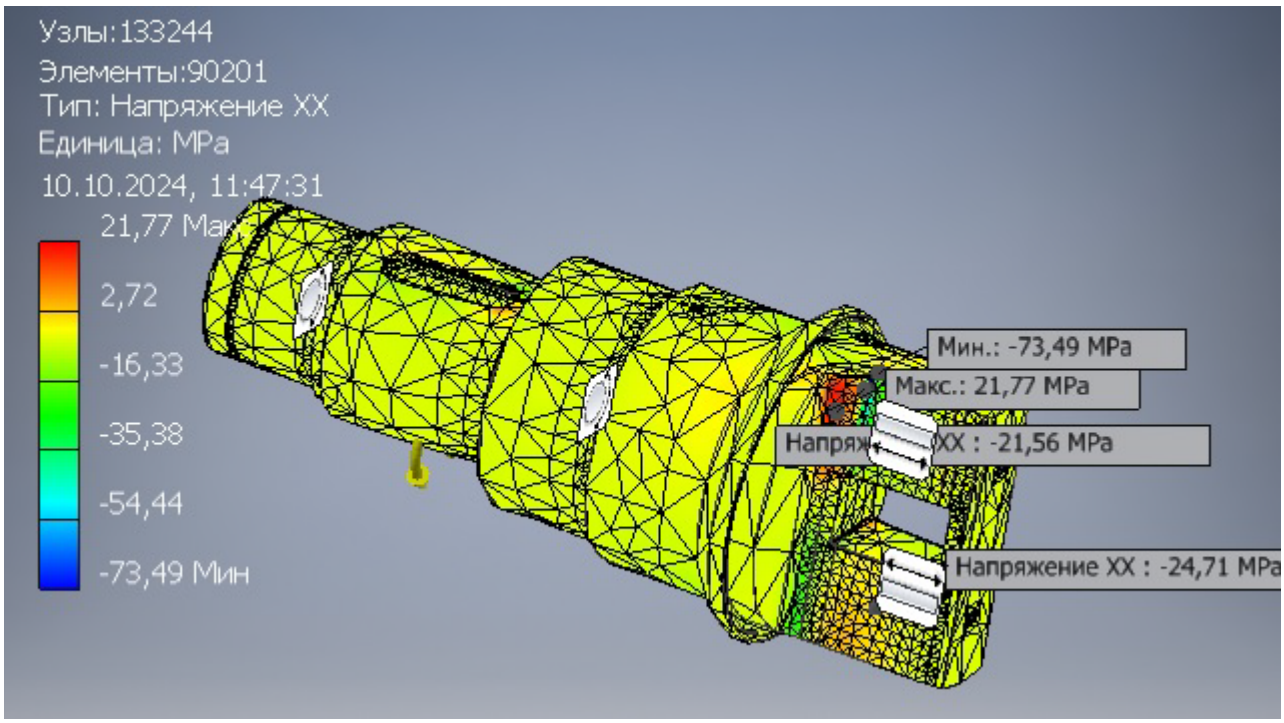


Рисунок 3.10 Розподіл напружень по XX

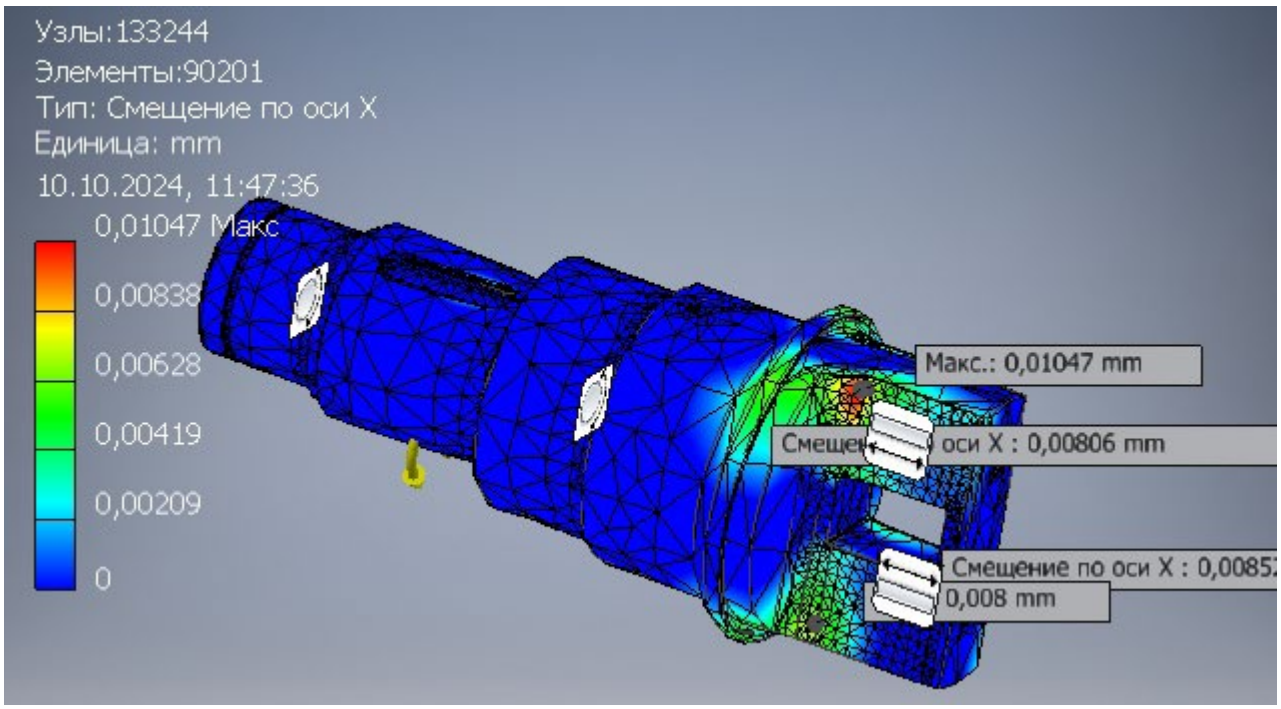


Рисунок 3.11 Розподіл зміщень по X

3.2.3 Дослідження впливу технології наплавлення зварювальним матеріалом підвищеної міцності на механічні характеристики валу з лопаттю

Наплавлення виконується напівавтоматичним зварюванням в середовищі міксу захисних газів $Ar+CO_2$, проволокою Bohler NiCrMo 2.5-IG діаметром 1,2-1,6мм, з попереднім підігрівом поверхонь до температури $t=320…350^0C$. Проволока Bohler NiCrMo 2.5-IG застосовується для зварювання та наплавлення поверхонь високоміцних сталей з забезпеченням твердості без наступної термообробки. Для наплавлення використовують інверторний напівавтоматичний зварювальний апарат, постійної напруги, який залежно від диаметру проволоки, повинен забезпечувати силу струму 180-200 А (проволока диаметром 1,2мм) або 240-260 А (проволока диаметром 1,6мм). Згідно рекомендацій [14] механічні властивості шару наплавленого металу: межа плинності ≥690 МПа, остаточна межа міцності розтягнення 770-960 МПа. Для проведення дослідження приймаємо матеріал з аналогічними механічними характеристиками наплавленого шару: сталь AISI 440C [13]. Вихідні дані по матеріалам для дослідження технології наплавлення матеріалом підвищеної міцності відображені в табл. 3.6.

Таблиця 3.6 Дані по матеріалам для розрахунку

Найменування	Сталь AISI 4340 350A, поліпшена загартуванням і відпуском	
Загальні	Масова щільність	7,85 г/см^3
	Межа плинності	1102 МПа
	Остаточна межа міцності розтягнення	1171 МПа
Напруження	Модуль Юнга	207 ГПа
	Коефіцієнт Пуассона	0,33 бр
	Модуль пружності при зсуві	77,8195 ГПа
Найменування деталей	Вал зі фрезерованною лопаттю .ipt	
Найменування	Сталь, нержавіюча AISI 440C, зварювальна	
Загальні	Масова щільність	7,8 г/см^3

Загальні	Межа плинності	689 МПа
	Остаточна межа міцності розтягнення	861,25 МПа
Напруження	Модуль Юнга	206,7 ГПа
	Коефіцієнт Пуассона	0,27 бр
	Модуль пружності при зсуві	81,378 ГПа
Найменування деталей	Наплавлений шар1.ipt Наплавлений шар2.ipt	

Результати розрахунку навантаженої моделі валу з наплавленою лопаттю представлені у табл. 3.7.

Таблиця 3.7 Результати моделювання навантаженої моделі валу з лопаттю, яка наплавлена зварювальним матеріалом підвищеної міцності

Найменування	Min значення	Max значення
1	2	3
Об’єм	671830000 мм^3	
Вага	5273,74 кг	
Напруження по Мізесу	0,000326445 МПа	126,625 МПа
1-е основне напруження	-41,4698 МПа	58,732 МПа
3-е основное напряжение	-174,031 МПа	10,0823 МПа
Зміщення	0,000117213 мм	0,0943765 мм
Коефіцієнт запасу міцності	5,44124 бр	15 бр
Напруження XX	-70,1748 МПа	21,7682 МПа
Напруження XY	-23,5753 МПа	24,6023 МПа
Напруження XZ	-21,5523 МПа	24,3162 МПа
Напруження YY	-43,4761 МПа	32,4314 МПа
Напруження YZ	-40,3036 МПа	63,3951 МПа
Напруження ZZ	-165,608 МПа	39,3804 МПа
Зміщення по вісі X	-0,00800939 мм	0,0105274 мм
Зміщення по вісі Y	-0,0941364 мм	0,0941366 мм
Зміщення по вісі Z	-0,0938451 мм	0,0943271 мм
Еквівалентна деформація	0,00000000139837 бр	0,000594858 бр
1-а основна деформація	-0,0000014482 бр	0,000405818 бр
3-я основна деформація	-0,000706617 бр	-0,00000000135012 бр
Деформація XX	-0,000121234 бр	0,0000881441 бр

Найменування	Min значення	Max значення
1	2	3
Деформація XY	-0,000151474 бр	0,000158072 бр
Деформація XZ	-0,000138476 бр	0,000156234 бр
Деформація YY	-0,000140703 бр	0,000208324 бр
Деформація YZ	-0,000247632 бр	0,00038951 бр
Деформація ZZ	-0,000654865 бр	0,00015131 бр
Контактний тиск	0 МПа	86,5051 МПа
Контактний тиск по вісі X	-22,3293 МПа	38,0401 МПа
Контактний тиск по вісі Y	-16,5579 МПа	17,7326 МПа
Контактний тиск по вісі Z	-56,8714 МПа	85,2849 МПа

Розподіл еквівалентних напружень за Мізесом представлений на рис.3.12

Розподіл коефіцієнтів запасу міцності представлений на рис.3.13.

Розподіл значень напружень по XX представлений на рис.3.14.

Розподіл значень зміщення по X представлений на рис.3.15.

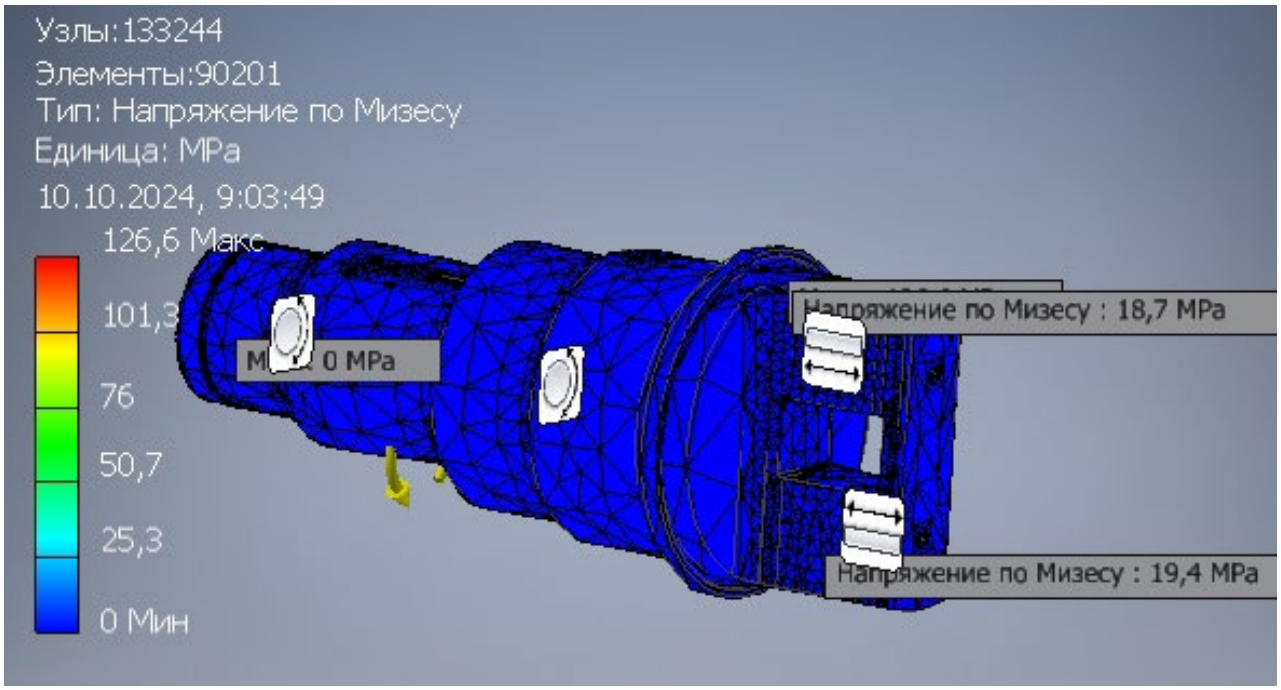


Рисунок 3.12 Розподіл еквівалентних напружень за Мізесом

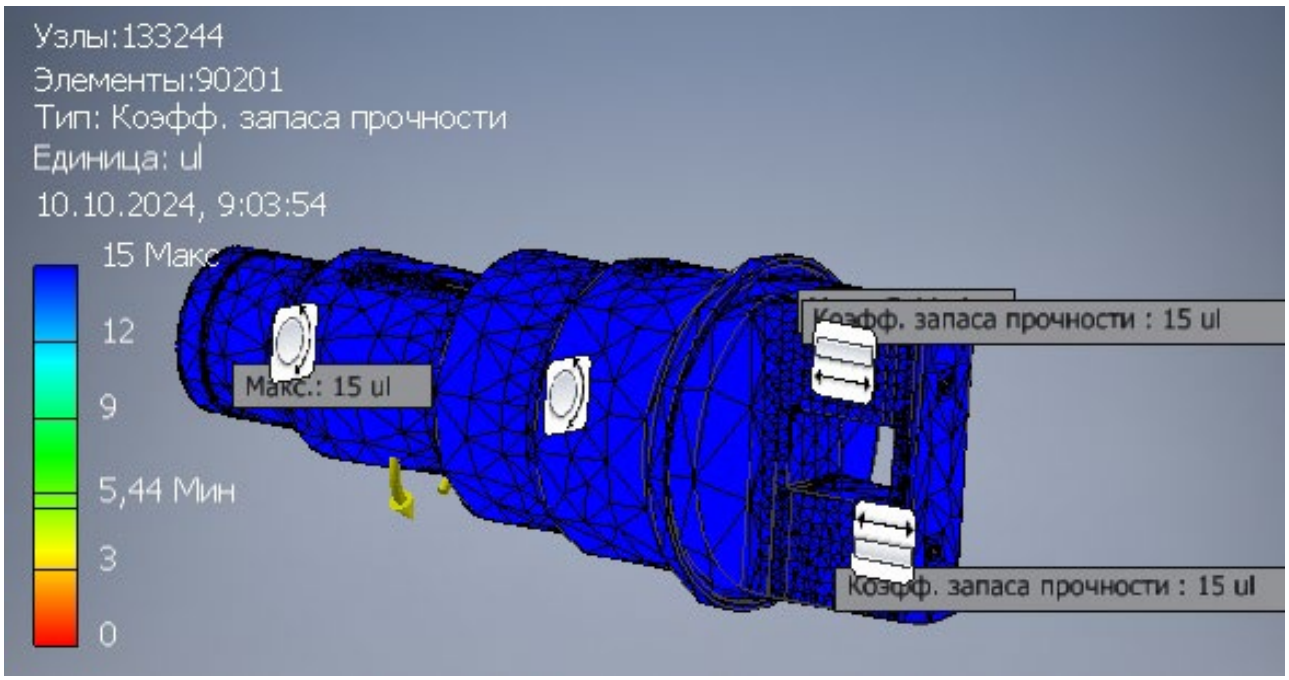


Рисунок 3.13 Розподіл коефіцієнтів запасу міцності

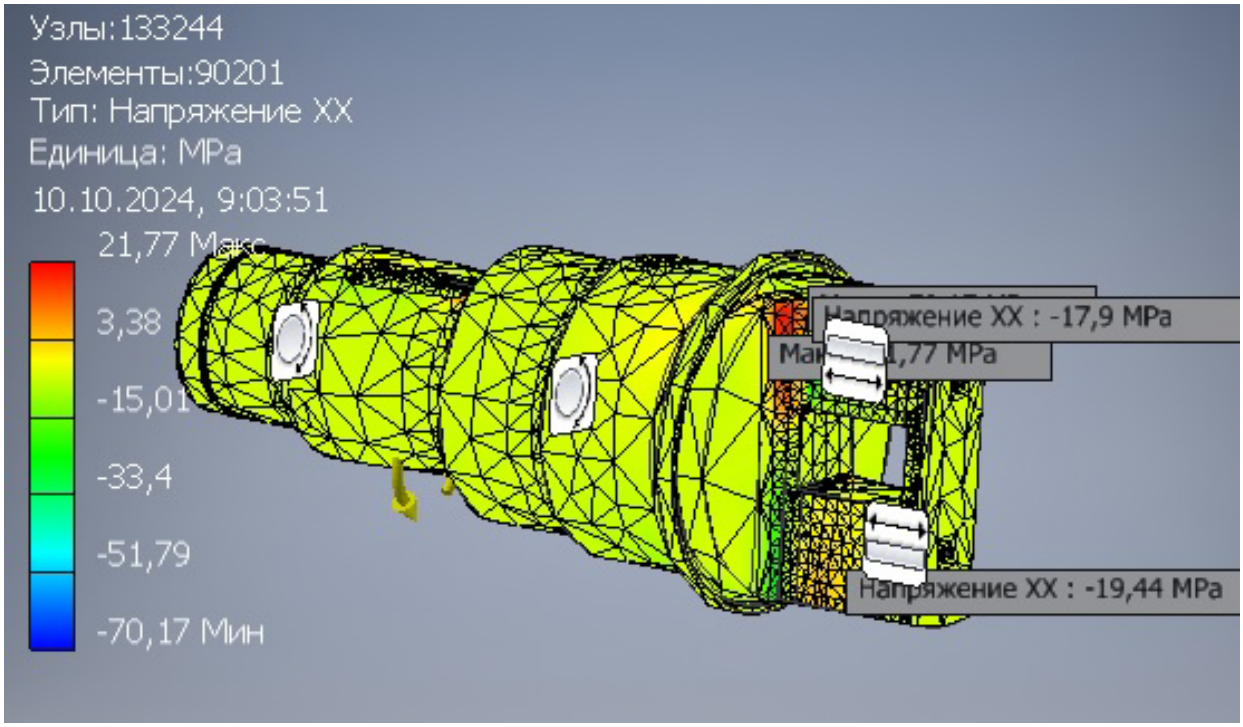


Рисунок 3.14 Розподіл напружень по XX

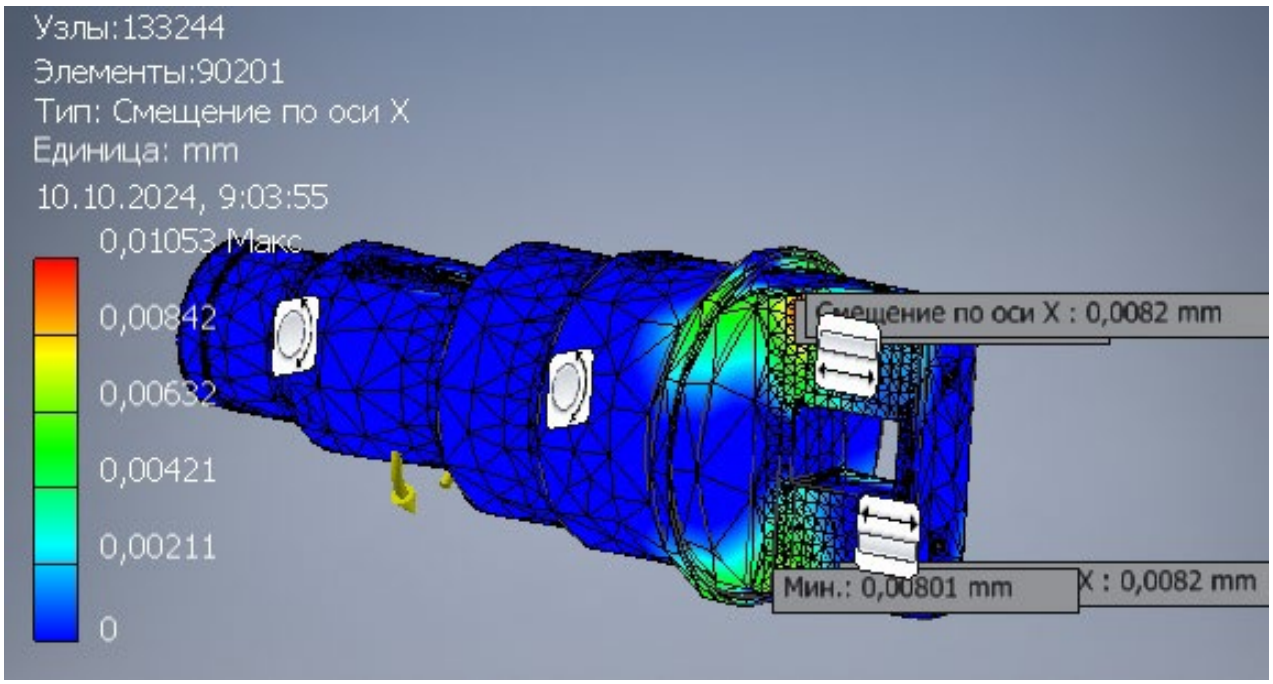
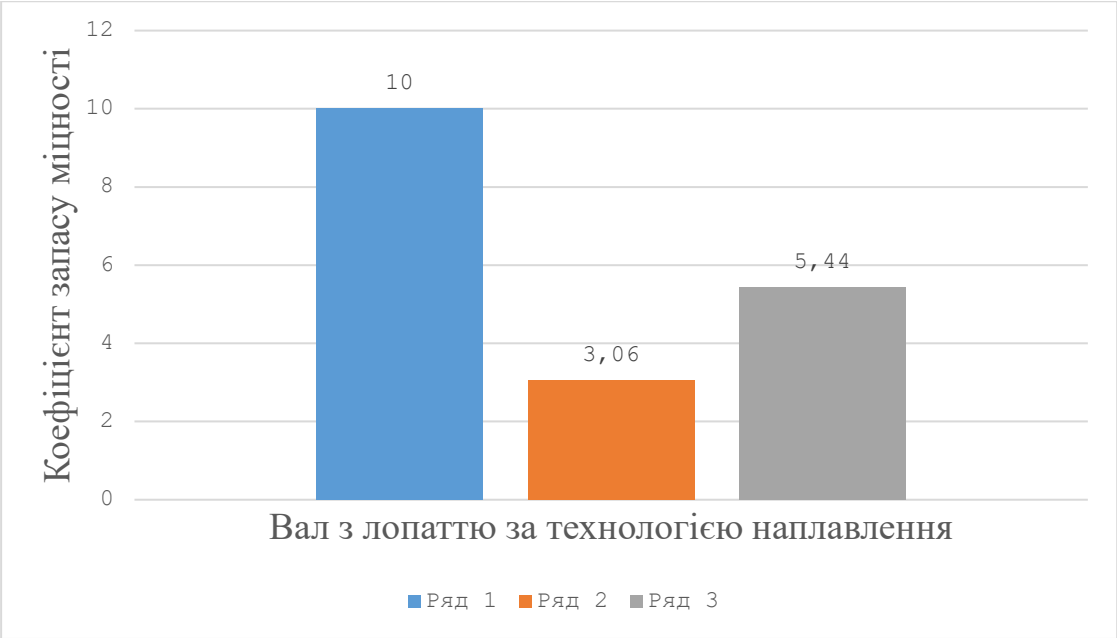


Рисунок 3.15 Розподіл зміщень по X

3.2.4 Результати моделювання

В результаті моделювання впливу робочих навантажень при прокату-ванні слябів на проектний вал методом кінцевих елементів, було отримано коефіцієнт запасу міцності на поверхні лопаті в місці контакту з бронзовими вкладишами рівний 10. Моделюванням підтверджено високу надійність деталі та наявність запасу по міцності для проведення ремонтного впливу. Дослідження технологій наплавлення методом імітаційного моделювання, де дослідний шар металу наплавлення замінювався шаром відомої сталі з аналогічними механічними характеристиками на поверхні, дало адекватні результати для розуміння ремонтопридатності валу. В підсумку, коефіцієнти запасу міцності на поверхні наплавленого шару металу товщиною 5мм (за показами віртуальних датчиків програми Inventor) склали: для технології наплавлення аустенітним зварювальним матеріалом – 3; для технології наплавлення зварювальним матеріалом підвищеної міцності – 5. Результати дослідження відображені на рис.3.16.



Ряд 1 – базовий вал з лопаттю;

Ряд 2 – вал з наплавленою лопаттю аустенітним матеріалом;

Ряд 3 – вал з наплавленою лопаттю матеріалом високої міцності.

Рисунок 3.16 Діаграма розподілу коефіцієнтів запасу міцності

Отже, механічна міцність наплавлених поверхонь лопатей забезпечується та підтверджується високий рівень ремонтопридатності валу в цілому.

4. Охорона праці та техногенна безпека

4.1 Характеристика ступеня безпеки технологічного процесу, рівня механізації й автоматизації

Рівень механізації й автоматизації виробничого процесу напряму впливає на безпечність експлуатації машин і механізмів в відділенні слябів цеху гарячої прокатки.

Рівень механізації праці для обслуговування стану «Слябінг 1150» визначимо за формулою:

$$B=\frac{M}{M+R}x100\%, \qquad (4.1)$$

де M - сума людино- годин механізованої праці;
R - сума людино - годин ручної праці.

Після підстановки значень у формулу 4.1, отримаємо результати рівня механізації, які відображені в табл. 4.1.

Таблиця 4.1 Результати розрахунків рівня механізації праці на дільниці стану «Слябінг 1150»

№ п/п	Професія робітників	Штат робітників	Кількість відпрацьованих людино-годин у зміну			% механізованої праці
			вручну	За допомогою машин	усього	
1	Електрогазо зварювальник	5	6*5=30	2*5=10	40	25
2	Слюсар - ремонтник стану	10	6,5*10=65	1,5*10=15	80	19
3	Слюсар - ремонтник (енергетик)	5	4*5=20	4*5=20	40	50
4	Оператор стану	14	2,5*14=35	5,5*14=77	112	68,75
5	Крановий машиніст	5	1*5=5	7*5=35	40	87,5

На основі результатів, наведених в табл. 4.1, зробимо наступні висновки:

1. Слюсар ремонтник стану і слюсар-ремонтник енергетик відносяться до групи ручної праці (до 30%);
2. Слюсар ремонтник (енергетик) відносяться до групи змішаної праці (30% - 60%);
3. Крановий машиніст і оператор стану відносяться до групи механізованої праці (60» - 100%).

4.2 Аналіз потенційно небезпечних і шкідливих факторів виробничого середовища дільниці слябів

При прокатці слябів на обслуговуючий персонал постійно випливають небезпечні й шкідливі фактори виробничого середовища, а саме:

- рухомі машини та механізми;
- рухомі частини виробничого устаткування;
- пересувні вироби, заготівлі, матеріали;
- підвищена запиленість та загазованість повітря робочої зони;
- Підвищена або знижена температура поверхонь обладнання, матеріалів;
- Підвищена або знижена температура повітря робочої зони;
- Підвищений рівень шуму на робочому місці;
- Підвищений рівень вібрації;
- Підвищена або знижена вологість повітря;
- підвищене значення напруги в електричному ланцюзі, замикання якого може статися через тіло людини;
- відсутність чи нестача природного світла;
- Недостатня освітленість робочої зони;
- Підвищений рівень інфрачервоної радіації;
- гострі кромки, задирки та шорсткість на поверхнях заготовок, інструментів та обладнання;
- Розташування робочого місця на значній висоті щодо поверхні землі (підлоги).

Для аналізу впливу небезпечних і шкідливих факторів виробничого середовища на персонал дільниці, занесемо дані в табл. 4.2.

Таблиця 4.2 Технологічна карта умов праці для чергового та ремонтного персоналу відділення слябів ЦГП

Фактори	Норм а-тивне знач., ГДК, ГДР	Фак - тичне знач.	III клас шкідливих і небезпечних умов. і характер праці			Час дії фак-тора за зміну, %
			1 сту-пінь	2 сту-пінь	3 сту-пінь	
I. Шкідливі хімічні речовини, мг/м^3						
1 клас небезпеки						
Ангідрид хромовий	0,01	0,02	2р			83,1
2 клас небезпеки						
Марганцю оксиди	0,3	0,56	1,87р			83,1
3-4 клас небезпеки						
Масла мінеральні	5,0	6,5	1,3р			83,1
Азоту діоксид	2,0	4,0	2р			83,1
II. Пил переважно фиброгенної дії, мг/м^3						
Зміст кремнію диоксид – 2,5%	4,0	26,4			6,6р	83,1
III. Шум, дБА	75	97			18	100
IV. Мікроклімат у приміщенні						
- температура повітря, °С	27	40,5			13,5	83,1
- швидкість руху повітря, м/с	0,2-0,5	0,27				83,1
- інфрачервоне випромінювання, Вт/м^2	140	794		654		79,8
Важкість праці	IIб					
Напруженність праці	напружений рівень					
Кількість факторів			4	1	3	

На робочих місцях присутні : 3 фактора 3 ступеня, 1 фактор 2 ступеня, 4 фактори 1 ступеня. По показниках робоче місце відноситься до шкідливих і

тяжких умов праці, що відповідає показникам списку №1 пункт 1. Відповідно до списку №1: пенсійний вік по пільгових умовах, дається додаткова відпустка 14 днів і молоко. Шкідливості й небезпеки відносяться до фізичної групи згідно ДСТУ.

4.3 Заходи для захисту від виявлених шкідливих і небезпечних факторів виробничого середовища

У табл. 4.3 наведені фактори виробничого середовища трудового процесу й заходи щодо їхнього усунення на прокатній ділянці обтискного стану.

Таблиця 4.3 Технічні засоби захисту від впливу шкідливих і небезпечних факторів виробничого середовища

№ п/п	Небезпечний або шкідливий фактор виробничого середовища	Захисний пристрій	Тип пристрою	Параметри пристрою	Місце установки
1	Підвищена температура повітря	Аерація через ліхтарі			Дах будівлі цеху
2	Запиленність	Респіратор СІЗОД	ШБ-1М	-	Індивідуально
3	Шум	Навушники противошумові, біруши		Придатний до 110дБА	Індивідуально
4	Температура Холодний період Теплий період року	Утеплена куртка, ватяні штани, костюм з х/б тканини, черевики костюм з х/б тканини, черевики	Тн Ти	Згідно розміру працюючого	Індивідуально
5	Шкідливі хімічні речовини (Ангідрид хромовий, Масла мінеральні та ін..)	Теж що й при запиленність + костюм х/б, рукавиці	Пм	-	Індивідуально
6	Інфрачервоне випромінювання	Захисні екрани, засоби індивідуального захисту	-	-	Пости управління

4.4 Технічні рішення по виробничій санітарії та гігієні праці

Опалення та вентиляція

Під вентиляцією розуміють систему заходів і пристроїв, призначених для забезпечення на робочих місцях, у робітниках і обслуговує зонах приміщень метеорологічних умов і чистоти повітряного середовища. В умовах відділення слябів використовують природну й механічну вентиляцію. За допомогою природної вентиляції тепле повітря видаляється через ліхтарі на даху будівлі цеху. Доступ свіжого повітря здійснюється через жалюзійні грати. Для механічної вентиляції дільниці слябів використовуються місцеві витяжки [15].

Оптимальні норми повітряного середовища наведені в табл. 4.4.

Таблиця 4.4 Оптимальні норми температури й вологості, й швидкості руху повітря

Характеристика виробничого приміщення по надлишковому тепловиділенню ($23 Вт/м^2$)	Категорія роботи по трудомісткості	Холодний і перехідний період року (нижче +10°С)				Теплий період року (вище +10°С)			
		На постійних робочих місцях			Поза робочим місцем	На постійних робочих місцях			Поза робочим місцем
		t°	Вологість	Швидкість повітря		t°	Вологість	Швидкість повіт-ря	
Приміщення що має надлишки тепла	Середня	16 - 18	40 - 60	не більше 0,3	12 - 20	17 - 20	40 - 60	не більше 0,3	не 5°С від середньої

Опалення виробничих приміщень здійснюється за допомогою електропанелей та батарей, у яких в якості теплоносія використовується пар з температурою до 120^0С. Пар по будівлям комбінату подається централізовано.

Освітлення виробничих дільниць

У відділені слябів ЦГП застосовується комбіноване освітлення: у денний час – природнє, у вечірній та нічний час – штучне. Для роботи в гарячих цехах за умов штучного освітлення характерний 4 розряд зорової роботи.

Для штучного освітлення використовується, стельові лампи типу ДРЛ-400 або ДРЛ-500, світильники типу «Астра» і «Альфа» з рівнем освітленості 200лк. Для місцевого освітлення використовується лампи тип МО - 100 наколювання потужністю 150Вт і світильники НСП-0,7 - 1,4.

Виробнича санітарія

Обсяг виробничого приміщення на одного робітника, на дільниці слябів ЦГП, становить не менше 19 $м^3$ (норма 15 $м^3$), фактичне значення площі на одного робітника 4,8 $м^2$, при нормі 4,5 $м^2$.

4.5 Пожежна безпека

Дільниця слябів відноситься до пожежної категорії «Г» [16], яка характеризується використанням у виробництві негорючих речовин та матеріалів у гарячому стані. Будівля дільниці відноситься до II ступені вогнестійкості.

Основними засобами для боротьби за пожежами є:

1. Пожарні гідранти, обладнані рукавами з пожежними стволами типу РС-50 (ствол алюмінієвий)
2. Ручні вогнегасники ОХЛ-10, ОВП-10 – для гасіння невеликих загорянь.
3. Вогнегасники вуглекислотні ОУ-8 – для гасіння в електроустановках.
4. Вогнегасники ОП-5 – для гасіння пожеж на кранах.
5. На всіх дільницях встановлені протипожежні щити, які обладнані всім необхідним приладдям.

4.6 Техногенна безпека

Порядок дій персоналу механослужби у разі виникнення аварійних ситуацій

визначено "Переліком аварійних ситуацій механічного обладнання стану слябінг «1150» та Ножиць – 2000т, з яким працівники ознайомлені під розпис.

Перелік ознак можливих аварійних ситуацій за умов експлуатації механічного устаткування цеху:

- викид олії із систем гідравлічного врівноважування стану Слябінг «1150» та ножиць;
- затоплення водою приямків приводів механізмів стану;
- пробуксування злитка в кліті стану;
- сход електромостового крана з колії;
- виїзд візка нагрівальних колодязів за тупикові упори та вихід зубчастої рейки із зачеплення.

Вищеперелічені ознаки аварійних ситуацій можуть спричинити зупинку механічного устаткування, виникнення та розвитку пожежі.

При виявленні ознак аварії співробітник дільниці повинен:

- у разі розриву маслопроводів системи гідравлічного врівноважування відключити насосну станцію системи, повідомити старшого змінного майстра та вжити заходів щодо усунення розриву маслопроводу, попередньо злив залишки масла із системи;
- у разі затоплення приямків приводів повідомити старшого змінного майстра, вжити заходів щодо усунення затоплення (установити насос для відкачування води з приямків), переконавшись, що відключено подачу електричного струму на електрообладнання, встановлене в приямці;
- у всіх випадках пробуксовування валків стану після зупинки старшим змінним майстром прокату злитків провести огляд стану обладнання горизонтальної та вертикальної кліті;
- у разі виникнення пожежі повідомити безпосереднього керівника (старшого змінного майстра, майстра, начальника дільниці), викликати службу порятунку за тел. 101 (з будь-якого заводського телефону) та розпочати гасіння пожежі;
- у разі сходу електромостового крана з рейкової колії організувати спуск машиніста крана з крана, що зупинився аварійно, виставити безвихідь від

сусідніх кранів, що працюють у прольоті і приступити до усунення аварії, при необхідності персоналом електрослужби повинні бути відключені тролеї крана і встановлена закоротка;

- у разі виїзду візка нагрівальних колодязів за тупикові упори та виходу зубчастої рейки із зачеплення повідомити старшого змінного майстра, дати команду старшому нагрівальнику на перекриття газу в комірку та розпочати усунення аварії.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

1. Ознайомлення з технологією виробництва слябів в цеху гарячого прокату та аналіз обладнання приводу кліті вертикальних валків показало, що редуктор має конструктивні недоліки та нерозв’язані питання щодо ремонтопридатності окремих деталей.

2. У магістерський роботі, на основі аналізу технології виробництва слябів, виконано детальний розрахунок на міцність та довговічність всіх вузлів редуктора приводу. Аналіз отриманих результатів показав доцільність переробки підшипникових вузлів проміжного валу, шляхом заміни підшипників. Для підвищення довговічності роботи зубчатого колеса вихідного валу доцільно оптимізувати технологію термічної обробки сталі для отримання твердості НВ 262…311, замість наявної НВ 250..290.

3. Для продовження терміну експлуатації валу з лопаттю, у магістерській роботі виконано дослідження впливу технології наплавлення зношених поверхонь лопаті на механічні характеристики відновленої деталі. За допомогою імітаційного моделювання, виконані розрахунки на міцність проектного валу, а також відновлених за допомогою наплавлення аустенітним зварювальним матеріалом та матеріалом високої міцності. За результатами дослідження, рекомендовано виконати відновлення робочих поверхонь лопатей за допомогою наплавлення аустенітним зварювальним матеріалом. Використання цієї технології дозволяє отримати твердість наплавленого шару НВ 190…220, без проведення послідуючої термооб-робки, що гарантує відсутність деформації деталі. В результаті розрахун-ку був отриманий коефіцієнт запасу міцності шару наплавленого металу 3 (при коефіцієнту 10 для проектного валу), що дозволяє експлуатацію відновленої деталі. При розрахунку валу, відновленого за допомогою зварювального матеріалу високої міцності, отримано коефіцієнт запасу міцності 5 при НВ 240…260, але за рахунок послідуючої термообробки присутні деформації, що не дозволяє використати цю технологію.

ЛІТЕРАТУРА

1. Олійник В.А., Таратута К.В. Огляд технологій ремонту валу з лопаттю редуктора приводу вертикальних валків прокатного стану «Слябінг 1150». Збірник наукових праць студентів, аспірантів, докторантів і молодих вчених «Молода наука-2024»: у 5т./ Запорізький національний університет. Запоріжжя, 2024. Т.5. 569с.

2. Олійник В.А., Мосієвич Л.В. Особливості перекладу україномовних термінів з машинобудування англійською мовою. Тези доповідей. XV міжнародна наукова конференція «Іноземна філологія у XXI столітті»/ Запорізький національний університет. Запоріжжя, 2023.

3. Обмеження динамічних навантажень обтискного стану засобами електроприводу. А.В. Світличный, А.І. Землянский, А.І. Крівцов, І.М.Качеровский, О.О. Нестеренко. Інформаційні управляючі системи та комп'ютерний моніторинг (ІУС КМ - 2011) - 2011 / Матеріали II міжнародної науково-технічної конференції студентів, аспірантів та молодих вчених. Донецьк, ДонНТУ, 2011, Том 2, с. 132-136.

4. Ремонт металургійного обладнання: Навчальний посібник./ А.Я. Жук, Н.К. Желябіна, Г.П. Малишев, К.В. Таратута. Київ: Видавничий дім: «Кондор», 2017. 236с. ISBN 978-617-7582-08-2.

5. Наплавлення. Управління проплавленням основного металу та формуван-ня наплавлених шарів: монографія/ І.А. Рябцев, Ю.М. Кусков,Є.Ф. Переп-льотчіков, А.А. Бабінец. Київ: Інтерсервіс, 2021. 392с.

6. Рябцев І.А., Сенченков І.К. Теорія та практика наплавочних робіт. Київ: Екотехнологія, 2013. 400с.

7. Конспект лекцій з дисципліни «Наплавлення та напилення» для студентів напряму 6.050504 «Зварювання»/ Укладачі Г.І. Камель, Ю.А.Гасило. Кам'янське: ДДТУ, 2017.106 с.

8. Ніколаєв В.А. Гаряча прокатка листів та смуг. Навчальний посібник. В 2-х частинах. Частина1. Запоріжжя: ЗДІА, 2004. 162с.

9. Виробництво слябів на стані Слябінг 1150 та гарячекатаних смуг на безперервному тонколистовому стану гарячої прокатки «1680». Технологічна інструкція ТІ 226-П.03-ГЛ-01-2023. Запоріжжя: ПАТ«Запоріжсталь»,2023. 254 с.

10. Іванченко Ф.К., Гребеник В.М., Ширяєв В.І. Розрахунки машин та механізмів прокатних цехів. Навчальний посібник. Київ: Вища школа,1994. 455с.

11. Основи планування ремонтних робіт. Методичні вказівки до виконання практичних, контрольних та самостійних робіт для студентів ЗДІА спеціальності 133 «Галузеве машинобудування», рівень вищої освіти – бакалавр / Укл.: К.В.Таратута. С.М. Востоцький. Запоріжжя, 2018. 67с.

12. Шишков М.М. Марочник сталей і сплавів: Довідник. Вид. 3-є, доповне-не. Донецьк: Юго-Восток, 2002. 456с.

13. Wegst C.W. Stahlschlussel (Key to steel). Vertag Stahlschlussel Wegst GmbH, 17-th Edition, 1995. 636p.

14. Bohler welding. Filler metals bestseller for joining application. URL: https://welding-expert.com/uploads/media/Weldingguide_ENGnew.pdf . (дата звернення 15.06.2024).

15. Геврик Є.О. Охорона праці: навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів. Київ: Ельга, Ніка-Центр, 2003. 280с.

16. ДБН В 1.1.7 – 2016. Пожежна безпека об’єктів будівництва. Загальні вимоги. Затверджено наказом №237 Мінрегіону України від 31.10.2016 та введений в дію з 01.06.2017р. Київ: Міністерство регіонального розвитку, будівництва та житлово-комунального господарства України, 2017. 35с.

17. Методичні вказівки до підготовки випускної кваліфікаційної роботи магістра для студентів ЗДІА спеціальності 133 «Галузеве машино-будування» ОПП – «Металургійне обладнання» рівня вищої освіти – магістр. /Огінський Й.К., Таратута К.В., Шевченко І.А., Ковязін О.С., Васильченко Т.О.; Запорізька державна інженерна академія. Запоріжжя: ЗДІА, 2018. 76 с.

ДОДАТКИ

СПИСОК ГРАФІЧНОГО МАТЕРІАЛУ

№ п/п	Найменування	Кількість листів	Формат
1	Привод кліті вертикальних валків. Специфікація	1	А4
2	Привод кліті вертикальних валків. Кресленик загального виду.	1	А2х3
3	Редуктор. Специфікація.	1	А4
4	Редуктор. Складальний кресленик.	1	А1
5	Вал з лопаттю.	1	А1
6	Плакат дослідницької частини	1	А1

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Приме-чание
				Документація		
A1			ІННІ МР.23219.000 ЗВ	Загальний вид		
				Складальні одиниці		
		1		Касета вертикальних		
				валків	2	
		2		Вузол вертикальних		
				шпинделей	1	
		3	ІННІ МР.23219.100	Редуктор	1	
		4		Вузол платформ		
				обслуговування	1	
				Стандартні вироби		
		5		Електродвигун		
				ПВ2 800.175-8У3	4	
		6		Тахогенератор ПДФ-5	2	

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

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.		Олійник		
Пров.		Тарапута		
Н.контр.		Гречаний		
Утв.		Власов		

ІННІ МР.23219.000

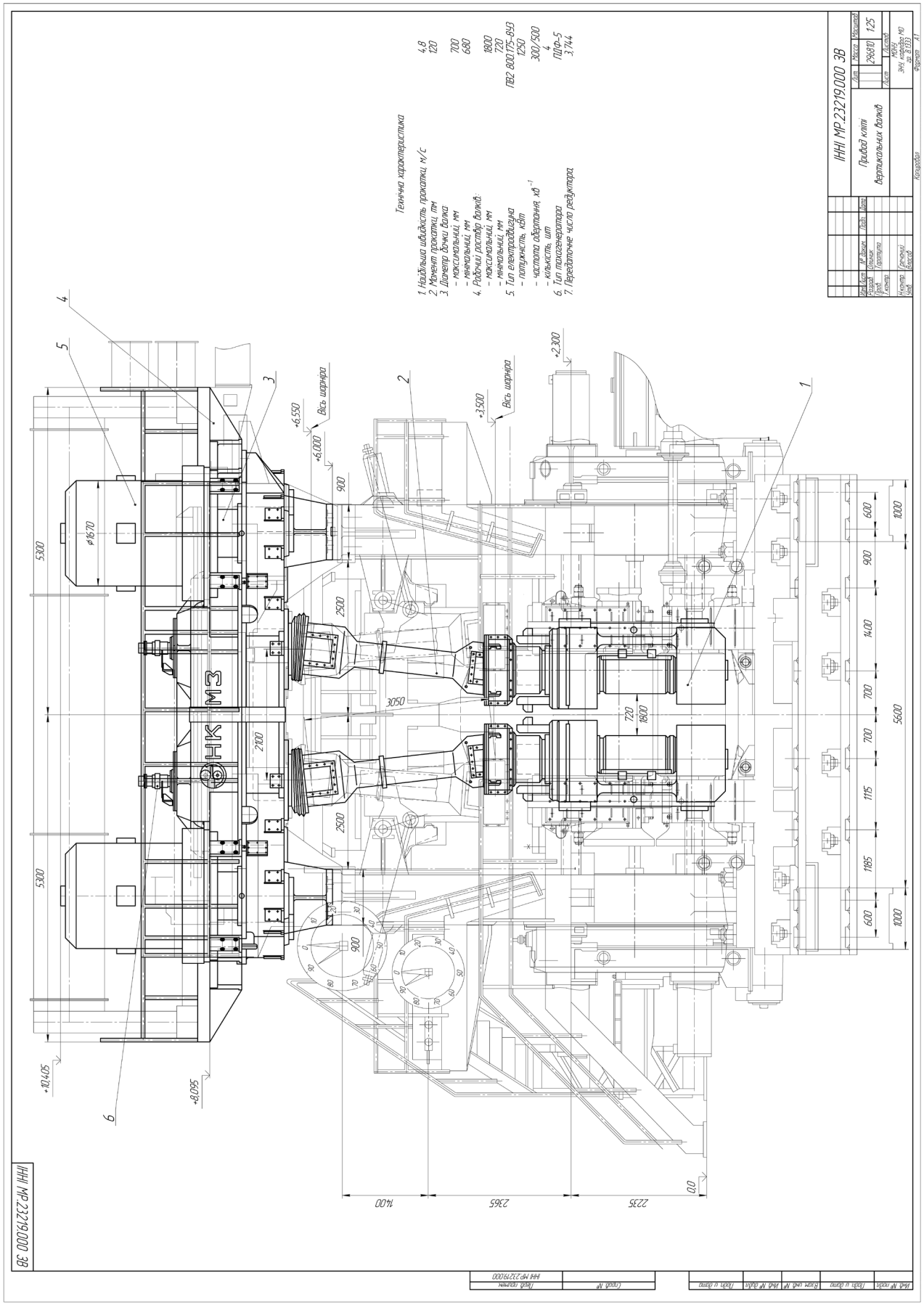
Привод кліті вертикальних валків

Лит.	Лист	Листов
		1

МОНУ
ЗНУ, кафедра МО
гр. 8.1333

Копировал

Формат А4


Технічна характеристика
1. Найбільша швидкість прокатки, м/с 4,8
2. Момент прокатки, тм 120
3. Діаметр бочки валка:
– максимальний, мм 700
– мінімальний, мм 680
4. Робочий розтір валків:
– максимальний, мм 1800
– мінімальний, мм 720
5. Тип електродвигуна 1ПЕ2 800 175–8У3
– потужність, кВт 1250
– частота обертання, хв⁻¹ 300/500
– кількість, шт 4
6. Тип тахогенератора ПВ-5
7. Перебіточне число редуктора 3,744
ІНН І МР.23219.000 ЗВ
Привід кліті вертикальних валків
Маса 29680
Масштаб 1:25
Аркушів
Аркуш
ЗНІ кафедра МО
гр. 8.1333
Копіював
Формат А1
Перший аркуш
Інв. № дубл.
Взам. інв. №
Підп. і дата
Інв. № подл.
Підп. і дата
ІНН МР.232190.00 ЗВ

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Приме-чание
				Документація		
*			ІННІ МР.23219.100 СК	Складальний кресленик		*А2х3
				Складальні одиниці		
		1		Кришка	1	
		2		Корпус	1	
		3		Вал-шестерня	4	
		4		Шестерня проміжна	4	
		5		Вал з лопаттю	2	

Перв. примен. ІННІ МР.23219.000

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.		Олійник		
Пров.		Тарапута		
Н.контр.		Гречаний		
Утв.		Власов		

ІННІ МР.23219.100 СК

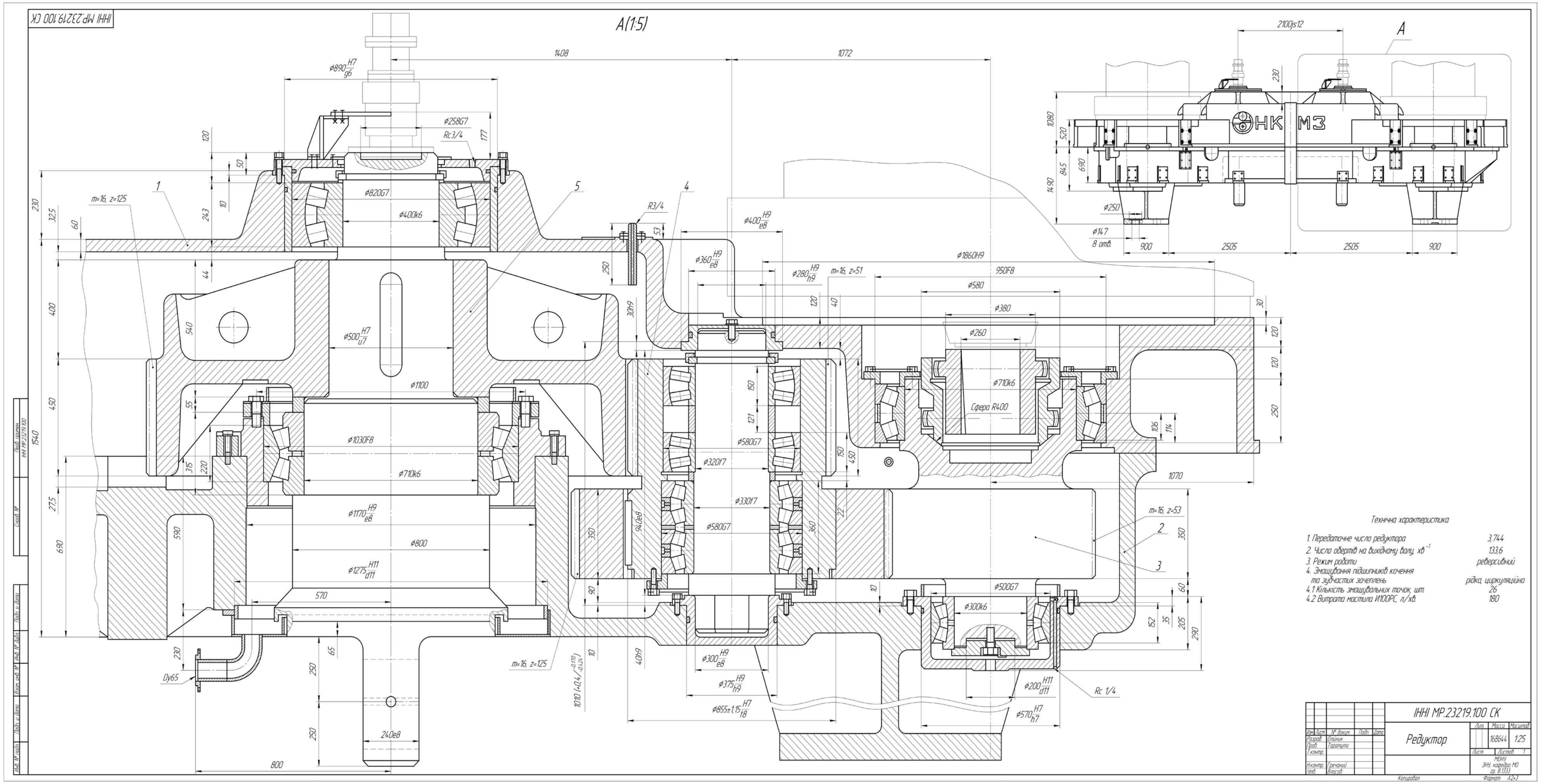
Редуктор

Лит.	Лист	Листов
		1

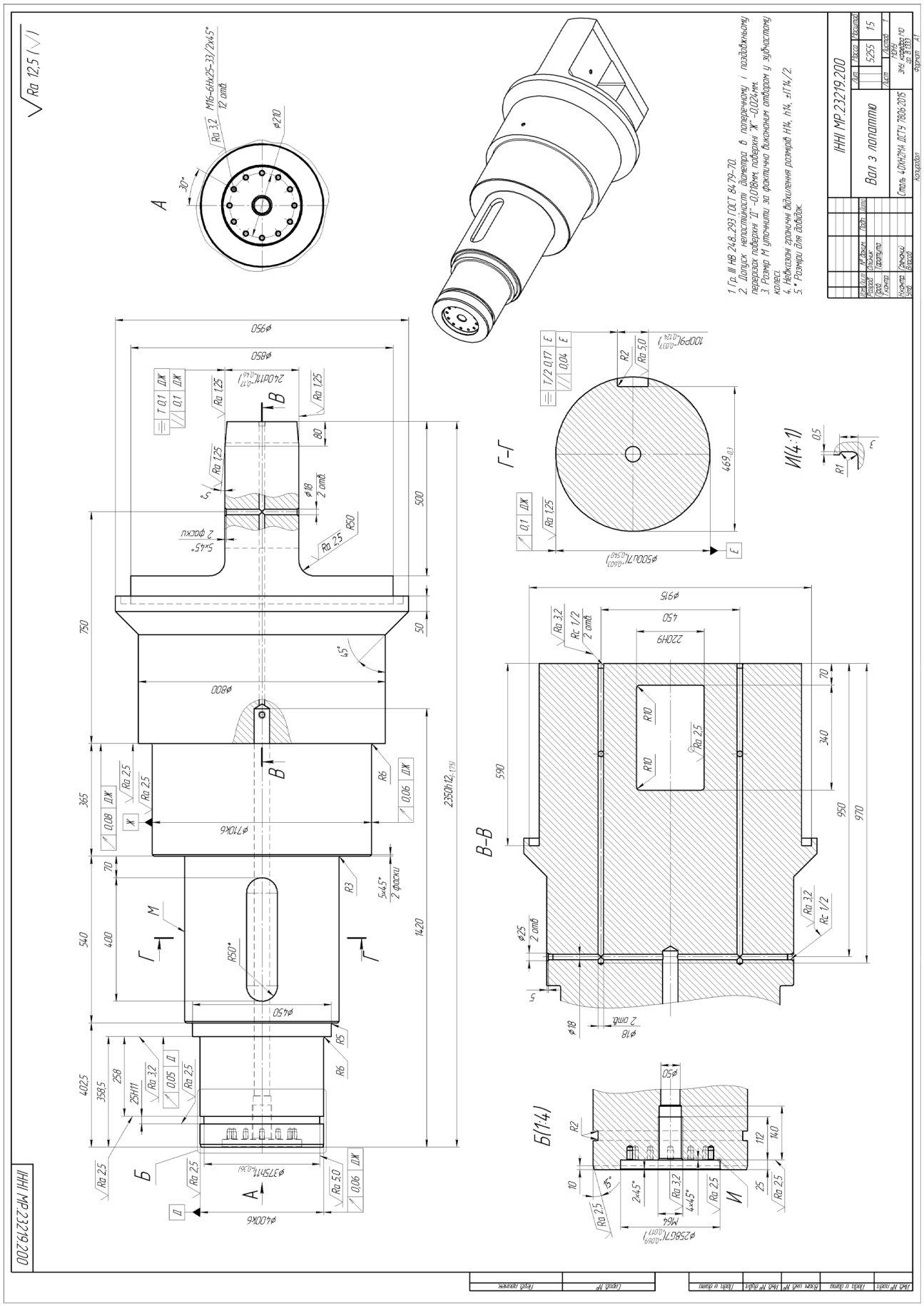
МОНУ
ЗНУ, кафедра МО
гр. 8.1333

Копировал

Формат А4



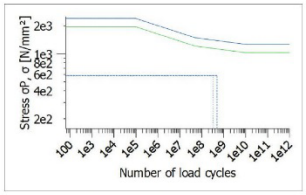
A(1:5)
A
ІННІ МР.23219.100 СК
Технічна характеристика
1. Передаточне число редуктора 3,744
2. Число обертів на вихідному валу, хв⁻¹ 133,6
3. Режим роботи реверсивний
4. Змащування підшипників кочення та зубчастих зачеплень рідка, циркуляційна
4.1 Кількість змащувальних точок, шт. 26
4.2 Витрата мастила И100РС, л/хв. 180
ІННІ МР.23219.100 СК
Редуктор
Изм. Лист № докум. Подп. Дата
Разраб. Олійник
Пров. Таратута
Т.контр.
Н.контр. Гречаний
Утв. Власов
Лит. Масса Масштаб
168644 1:25
Лист Листов 1
МОНУ
ЗНУ, кафедра МО
гр. 8.1333
Копировал
Формат A2×3


ІНН МР 23219.200
Вал з лопаттю
Сталь 40ХНМА ДСТУ 7806:2015
Технічні вимоги
1. Гр. III НВ 248..293 ГОСТ 8479-70.
2. Допуск непостійності діаметра в поперечному і поздовжньому перерізах поверхні "Д" - 0,018мм, поверхні "Ж" - 0,024мм.
3. Розмір М уточнити за фактично виконаним отвором у зубчастому колесі.
4. Невказані граничні відхилення розмірів Н14, h14, ±IT14/2.
5. Розміри для довідок.
Г-Г
Б(1:4)
В-В
И(4:1)
А
Б
Г
Д
Е
И
ІНН МР.232192.00

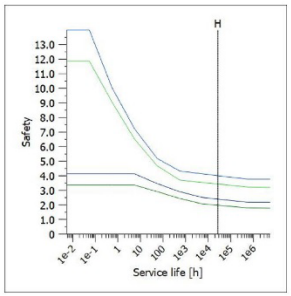
Дослідження ремонтопридатності приводу вертикальних валків

Результати розрахунку редуктора на міцність та довговічність

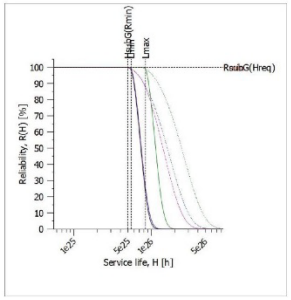
1-а ступінь



Діаграма Веллера

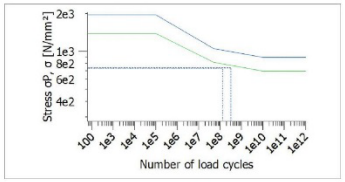


Діаграма запасів міцності

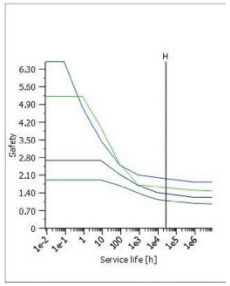


Діаграма кривих надійності

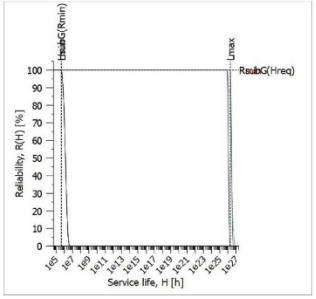
2-а ступінь



Діаграма Веллера

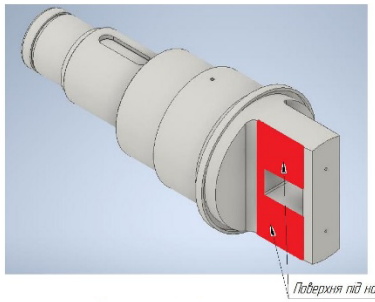


Діаграма запасів міцності

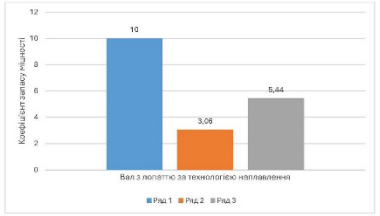


Діаграма кривих надійності

Дослідження впливу технологій наплавлення на механічні характеристики деталі "Вал з лопатю"



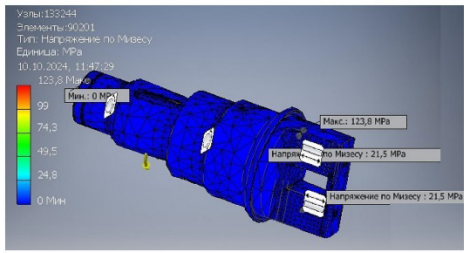
Вал з лопатю



Ряд 1 – Базовий вал з лопатю
Ряд 2 – Вал з наплавленою лопатю аустенітним матеріалом
Ряд 3 – Вал з наплавленою лопатю матеріалом високої міцності

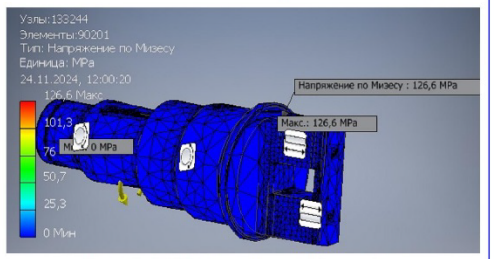
Діаграма розподілу коефіцієнтів запасу міцності

Вал з наплавленою лопатю аустенітним матеріалом

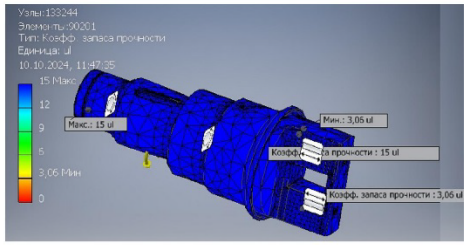


Розподіл еквівалентних напружень за Мізесом

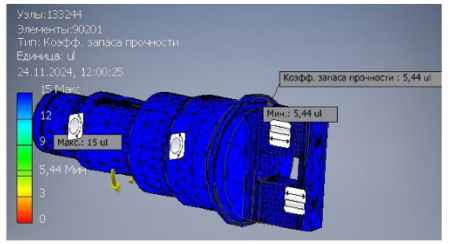
Вал з наплавленою лопатю матеріалом високої міцності



Розподіл еквівалентних напружень за Мізесом



Розподіл коефіцієнтів запасу міцності



Розподіл коефіцієнтів запасу міцності