

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

ВИПУСКНА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА

На тему Аналіз конструкцій та розрахунків приводу розподільника шихти доменної печі

Виконав: магістрант групи 8.1339-з

Бобришев М.І.

(ПІБ)

(підпис)

спеціальності

133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва)

спеціалізація

(шифр і назва)

Освітньо-професійна програма

Металургійне обладнання

(шифр і назва)

Керівник Таратута К.В.

(прізвище та ініціали)

(підпис)

Н.контроль Васильченко Т.О.

(прізвище та ініціали)

(підпис)

Запоріжжя – 2020 рік

Запорізький національний університет
(повне найменування вищого навчального закладу)

Інженерний навчально-науковий інститут .

Кафедра металургійного обладнання .

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

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування .
(шифр і назва)

Спеціалізація .
(шифр і назва)

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

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри Й.К. Огінський

“ _____ ” _____ 2020 року

**ЗАВДАННЯ
ДО ВИПУСКНОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ МАГІСТРА**

Бобришев Микита Ігорович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема магістерської роботи: Аналіз конструкцій та розрахунок приводу розподільника шихти доменної печі .
керівник магістерської роботи доц., к.т.н. Таратута К.В. .
затверджені наказом вищого навчального закладу від “25” травня 2020 року № 597 – с.
2. Термін подання студентом роботи 30.11.2020 року.
3. Вихідні дані магістерської роботи техніко-економічні показники роботи розподільника шихти доменної печі .
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити):
1. Огляд та аналіз конструкцій розподільників шихти доменної печі. 2. Розрахунок основних параметрів розподільника шихти конусного завантажувального пристрою 3. Дослідження напружень у елементах приводу розподільника шихти 4. Охорона праці та техногенна безпеки. Висновки та рекомендації.
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): 1. Креслення загального виду – 1 шт ; 2. Складальні креслення -4 шт; 3. Деталювання – 1шт; 4. Креслення та плакати дослідницької частини –2 шт.

6. Консультанти розділів магістерської роботи

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

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської роботи	Строк виконання етапів магістерської роботи	Примітка
1	Збір матеріалу на проектування	01.09.19 – 01.11.19	
2	Групування та аналіз зібраного матеріалу. Уточнення завдань проектування	01.11.19 – 01.02.20	
3	Виконання теоретичної частини проекту	01.02.20 – 01.04.20	
4	Виконання графічної частини проекту	01.04.20 – 01.06.20	
5	Написання та оформлення пояснювальної записки	01.06.20 – 01.10.20	
6	Перевірка проекту консультантами	01.10.20 – 20.10.20	
7	Попередній захист проекту	20.11.2020	
8	Переплітання роботи	05.12.2020	
9	Захист проекту у ДЕК	Згідно з графіком	

Студент _____
(підпис) (прізвище та ініціали)

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

АНОТАЦІЯ

Бобришев М.І. Аналіз конструкцій та розрахунок приводу розподільника шихти доменної печі.

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. Кафедра металургійного обладнання, 2020.

В роботі проведено огляд і аналіз конструкцій вузлів розподільників шихти доменних печей. Проведено розрахунки навантажень, що діють на елементи приводу розподільника шихти. Досліджено роботу елементів редуктора приводу розподільника шихти .

КЛЮЧОВІ СЛОВА: ПРИВОД, РОЗПОДІЛЬНИК ШИХТИ, ДОМЕННА ПІЧ, РЕДУКТОР

ABSTRACT

Bobrishev M.I. Analysis of structures and calculation of the distributor of charge of the blast furnace.

Graduation qualification work for obtaining a master's degree in specialty 133 - Industrial Engineering, supervisor K.V. Taratuta. Zaporizhia National University. Engineering Educational and Scientific Institute. Department of Metallurgical Equipment, 2020.

The paper reviews and analyzes the designs of the units of the charge furnace charge distributors. The calculations of loads acting on the elements of the drive of the charge distributor are carried out. The operation of the elements of the gearbox drive of the charge distributor is investigated.

KEY WORDS: DRIVE, BATCH DISTRIBUTOR, DOMAIN OVEN, REDUCER

АННОТАЦИЯ

Бобрышев Н.И. Анализ конструкций и расчет привода распределителя шихты доменной печи.

Выпускная квалификационная работа для получения степени высшего образования магистра по специальности 133 - Отраслевое машиностроение, научный руководитель К.В. Таратута. Запорожский национальный университет. Инженерный учебно-научный институт. Кафедра металлургического оборудования, 2020.

В работе проведен обзор и анализ конструкций узлов распределителей шихты доменных печей. Проведены расчеты нагрузок, действующих на элементы привода распределителя шихты. Исследована работа элементов редуктора привода распределителя шихты.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: ПРИВОД, РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬ ШИХТЫ, ДОМЕННАЯ ПЕЧЬ, РЕДУКТОР

ЗМІСТ

Вступ	6
1. Огляд та аналіз конструкцій розподільників шихти доменної печі	8
1.1. Класифікація розподільників шихти	8
1.2. Конструкція та принцип роботи типового розподільника шихти конусного завантажувального пристрою доменної печі	24
1.3 Обґрунтування обраного напрямку роботи	32
2. Розрахунок основних параметрів розподільника шихти конусного завантажувального пристрою	37
2.1 Розрахунок енергосилових параметрів приводу розподільника шихти	37
2.2 Розрахунок редуктора приводу розподільника шихти	45
2.3. Розрахунок кутового редуктора та відкритої прямозубої циліндричної передачі приводу розподільника шихти	50
3 Дослідження напружень у елементах приводу розподільника шихти	58
3.1 Дослідження теоретичного коефіцієнту концентрації напружень у галтелях вертикального валу кутового редуктора	58
3.2 Дослідження напружень у вихідному валу редуктора з використанням імітаційного моделювання у програмному середовищі SolidWorks	61
4. Охорона праці та техногенна безпека	72
Висновки	87
Список використаної літератури	88
Додатки	90

ВСТУП

Актуальність теми.

Основним елементом доменної печі є завантажувальний пристрій. Завантажувальні пристрої доменних печей мають багато різновидів, що визначає різноманітність конструкцій печей та технологічних процесів.

У світовій практиці до найпоширеніших модифікацій завантажувальних пристроїв відносяться конусні завантажувальні пристрої, що суміщують одночасно функції герметичного газового затвора та конусного розподільника шихти на колошнику доменної печі та безконусні завантажувальні пристрої з лотковим розподільником шихти.

До основних вузлів конусних завантажувальних пристроїв входить приймальна воронка, розподільник шихти, газоущільнювальні клапани, великий та малий конуси.

Основним елементом завантажувального пристрою є розподільник шихти. Найбільш розповсюдженим є розподільник конусного завантажувального пристрою, що обертається, який складається з воронки, яка закрита знизу малим конусом та приводу. Після вивантаження матеріалу з кожного скіпа воронка разом з конусом повертається на певні кути.

Привод розподільника шихти складається з закріпленого на корпусі литого зубчатого вінця, який перебуває в зачепленні з шестернею кутового редуктора. Останній має конічну зубчасту передачу і встановлений на опорному кільці. За допомогою трьох опорних роликів, корпус з зубчатим вінцем фіксується від зміщення в горизонтальній площині. Також привод містить з'єднувальну муфту, проміжний вал, редуктор та електродвигун.

Найбільш навантаженим елементом приводу розподільника шихти є вихідний вал кутового редуктора з шестернею, яка входить в зачеплення зубчастим вінцем. В магістерській роботі проведено дослідження найбільш навантажених елементів приводу.

Мета та завдання дослідження. Мета роботи полягає в проведенні

розрахунків та досліджень, та розробка пропозицій що дозволяють підвищити несучу здатність приводу розподільника шихти.

В роботі поставлено такі завдання:

- 1 Аналіз конструкцій розподільників шихти.
- 2 Розрахунок приводу розподільника шихти.
- 3 Дослідження елементів приводу.
- 4 Удосконалення діючої конструкції елементів приводу.

Об'єкт дослідження – привод розподільника шихти доменної печі.

Предмет дослідження – дослідження концентраторів напружень в деталях приводу розподільника шихти.

Методи дослідження включають комп'ютерне моделювання навантажень, що діють на деталі приводу розподільника шихти, обробку результатів досліджень.

Практичне значення одержаних результатів. Проведені дослідження дають змогу у комплексі розв'язувати проблему підвищення несучої здатності приводу розподільника шихти.

Апробація результатів роботи. Основні положення роботи доповідалися на XXV науково-технічній конференції студентів, магістрантів, аспірантів і викладачів Інженерного навчально-наукового інституту ЗНУ (Запоріжжя, ЗНУ, 2020 р.). Опубліковано 1 тези доповіді на тему: «Аналіз конструкцій приводу розподільника шихти доменної печі».

Структура та обсяг роботи. Магістерська випускна робота складається зі вступу, 4 розділів, висновків, списку використаних джерел, додатків. Повний обсяг роботи становить 92 сторінки, 23 таблиці, 29 рисунків, списку використаних джерел, додатків.

1. Огляд та аналіз конструкцій розподільників шихти доменної печі

1.1. Класифікація розподільників шихти

Ефективність роботи доменної печі безпосередньо пов'язана з організацією її завантаження шихтовими матеріалами. Рациональний розподіл матеріалів і газових потоків в печі досягається за рахунок застосування різного типу завантажувальних пристроїв, що дозволяють здійснювати вибір оптимальних режимів завантаження і параметрів дуття, які забезпечують необхідне дозування і формування порцій шихтових матеріалів на колошнику доменної печі.

У світовій практиці до найпоширеніших модифікацій завантажувальних пристроїв відносяться конусні завантажувальні пристрої, що суміщують одночасно функції герметичного газового затвора та конусного розподільника шихт на колошнику доменної печі та безконусні завантажувальні пристрої з лотковим розподільником шихти [1-2]. .

Найбільше поширення на доменних печах отримало БЗУ з лотковим розподіляючим шихти конструкцій люксембурзької фірми “Поль Вюрт” [3].

Класифікація безконусних розподільників шихти завантажувального пристрою:

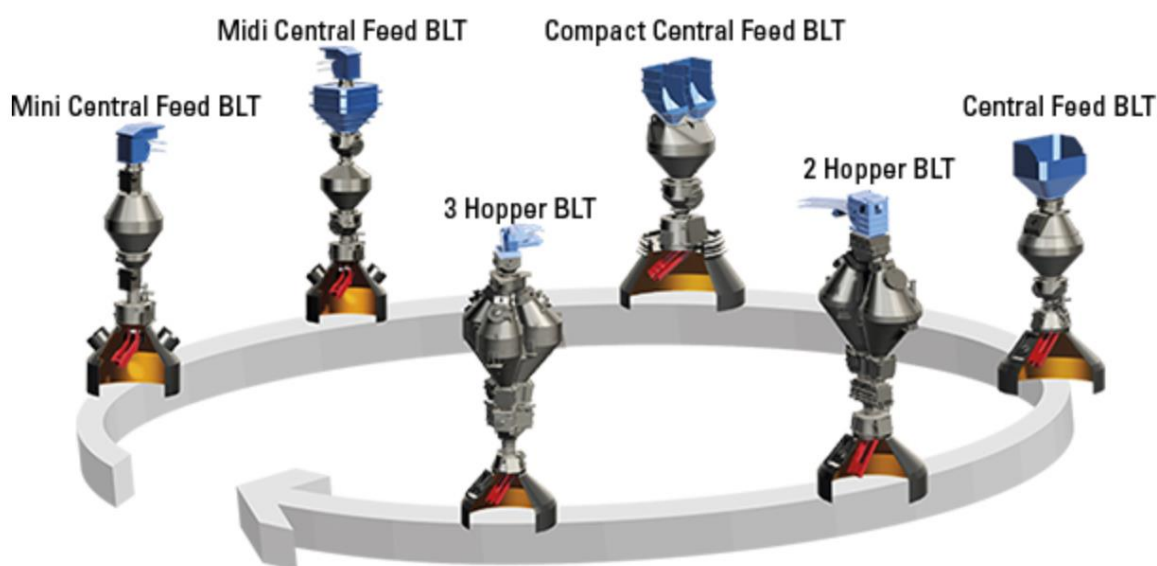
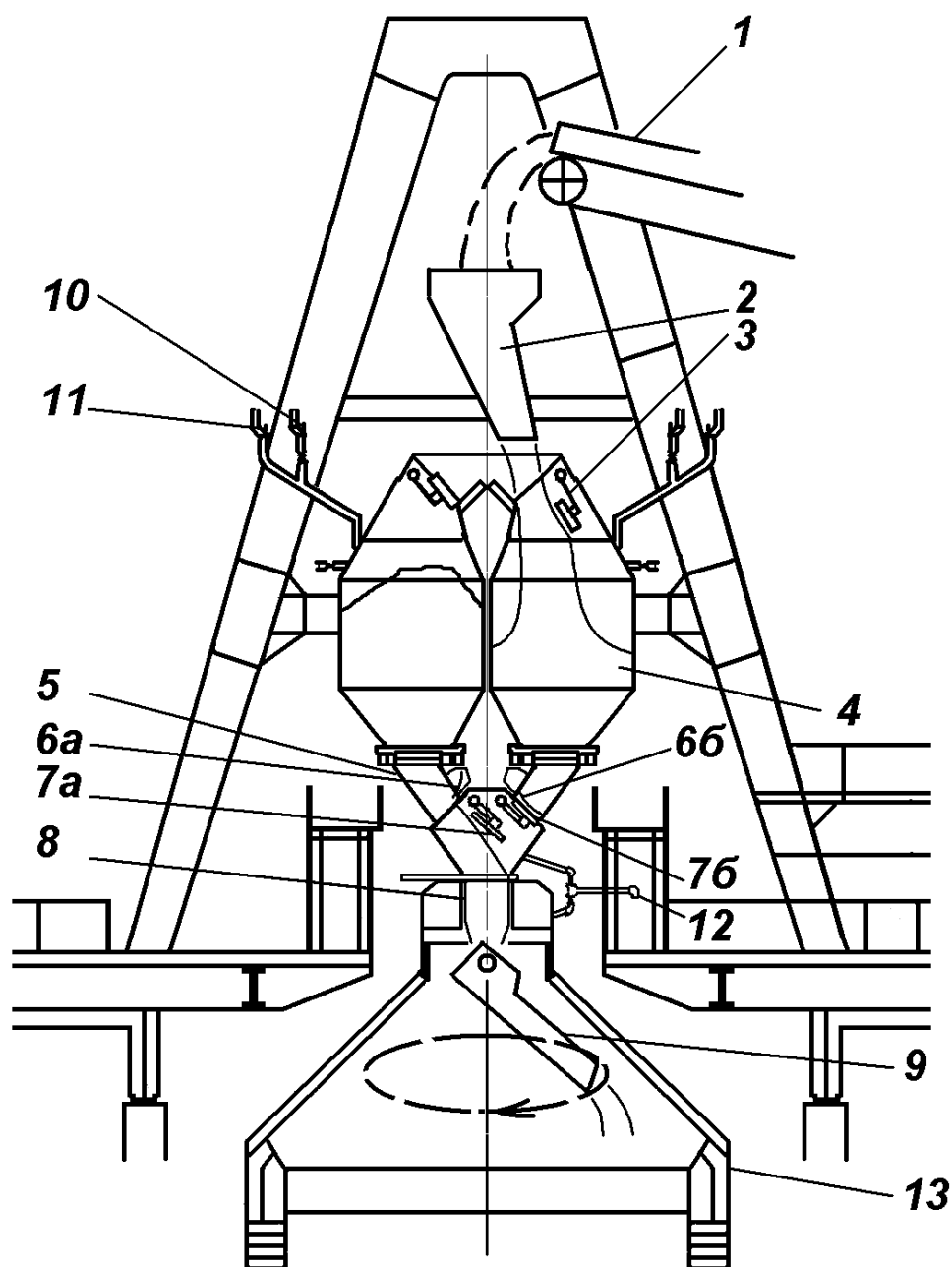


Рисунок 1.1. Конструкції безконусних розподільників шихти фірми Paul Wurth (Люксембург)



1 — стрічковий транспортер, 2 — направляючий жолоб, 3 — верхній газовий затвор, 4 — проміжний бункер, 5 — розвантажувальний тракт, 6 — шихтові затвори (а — відкритий, б — закритий), 7 — нижні газові клапани (а — відкритий, б — закритий), 8 — центральна тічка, 9 — обертовий лотік, 10 — вирівнювальний клапан, 11 — спускний клапан, 12 — вирівнювальний газопровід, 13 — колошник.

Рисунок 1.2 Принципова конструкція завантажувального пристрою безконусового типу.



1 - головний конвеєр, 2 – розподільчий важіль, 3 - клапан верхнього ущільнення, 4 - бункери для матеріалу, 5 - кожухи затворів, 6 - корпус нижнього ущільнювального клапана, 7 - запірна арматура, 8 - редуктор жолоба, 9 - розподільчий лоток

Рисунок 1.3 Конструкція безконусного розподільника шихти - Bell Less Top фірми Paul Wurth

Одним з ключових питань розподілу шихтових матеріалів БЗУ лоткового типу є відсутність закономірності вивантаження матеріалів з бункерів при незмінному куті відкриття шихтового затвора. Параметри вивантаження матеріалів з бункерів визначаються не тільки кутом відкриття затвора, а й точністю його установки, зміни гранулометричного складу матеріалів, нерівномірним характером витіку шихти через отвір шихтового затвора постійного перетину. Таким чином, якість розподілу шихтових

матеріалів по колу і радіусу колошника залежить від змінних і важко прогнозованих факторів, що значною мірою знижує технологічні можливості БЗУ. [4].

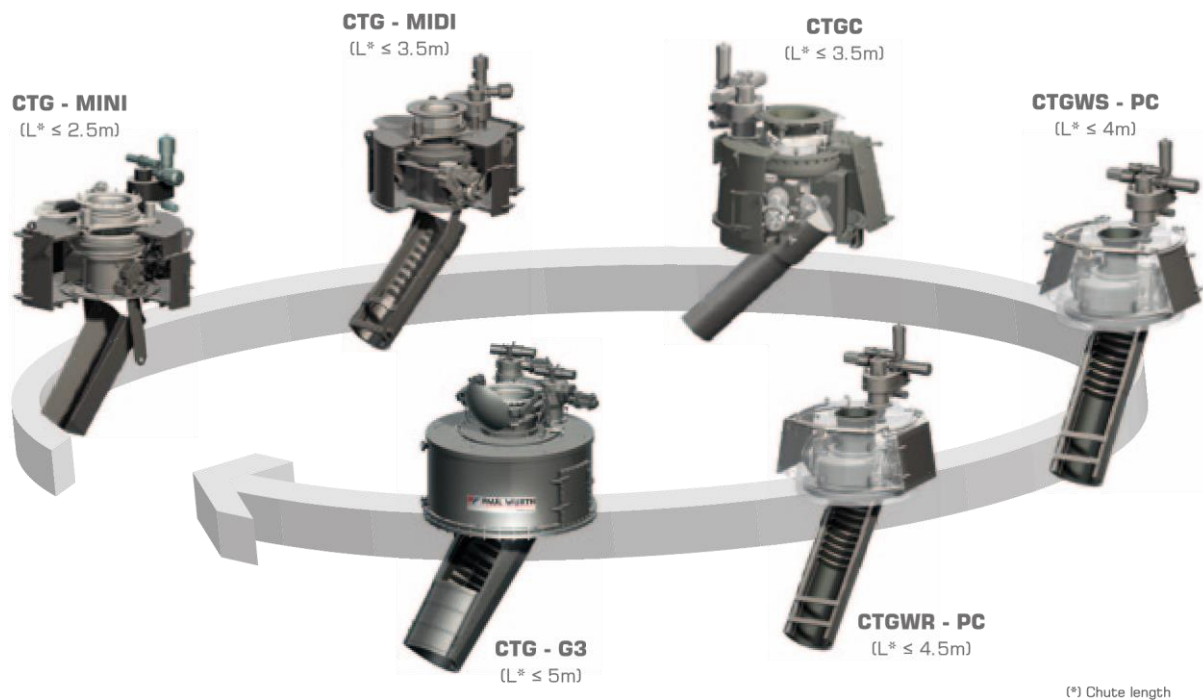


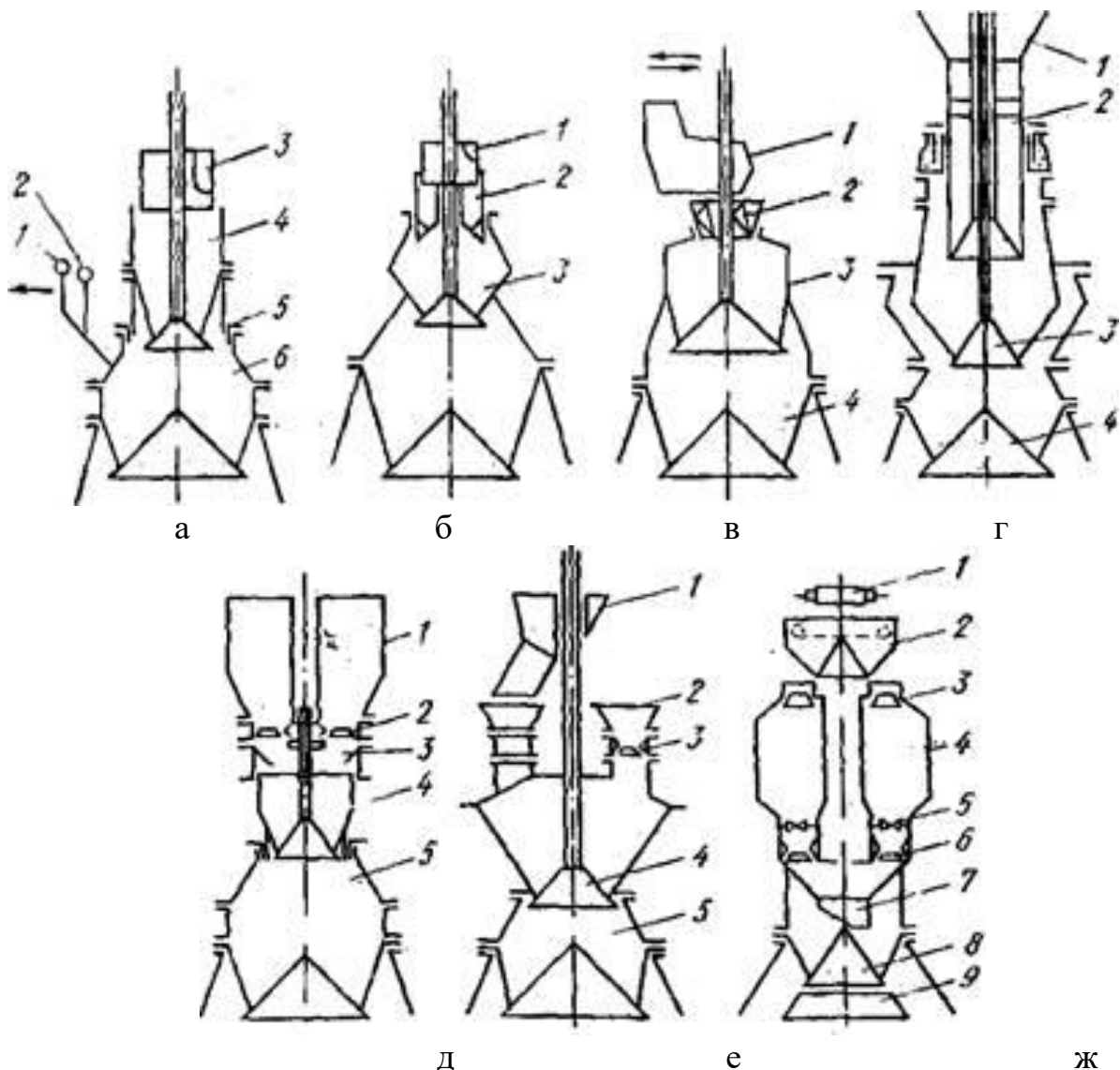
Рисунок 1.4 Конструкції приводів безконусних розподільників шихти фірми Paul Wurth

У БЗУ фірми Paul Wurth наявний режим роботи, в якому після вивантаження чергової порції шихти в піч розподільник на зниженій втрічі швидкості повертався до найближчого гаражного положення по колу колошника, де привід відключається, а розподільник гальмується і зупиняється. При надходженні команди «вантажити» привід запускається після невеликої витримки часу, достатньої для розгону розподільника, відкривається шихтовий затвор бункера. Описаний режим, як показали дослідження, мав істотним недоліком: зупинка після вивантаження кожної порції і наступний пуск приводили до виникнення значних динамічних навантажень в лінії передач приводу. Це пов'язано з розкриттям зазорів в лінії передач при гальмуванні і ударами при їх замиканні під час розгону при пуску. При цьому лоток розганявся і гальмувався більш 200 разів на добу, що знижувало довговічність одного з найскладніших вузлів БЗУ - редуктора.

В останні час БЗУ витісняє на доменних печах конусні завантажувальні пристрої через істотно кращі функціональні можливості керованого розподілу шихтових матеріалів на колошником.

Таким чином, при наявності явних переваг безконусних перед конусними завантажувальними пристроями, наявні вади у технологічних та конструктивних параметрах безконусних завантажувальних пристроїв доменних печей.

Розглянемо класифікацію конусних розподільників шихти завантажувального пристрою доменної печі.



а - двоконусне; б - двоконусне з швидкообертаючим розподільником шихти; в - конструкції В.П. Тарасова; г - трьохконусне; д - двоконусне з газовими клапанами; е - двоконусне з приймальною лійкою-розподільником шихти; ж - з роздільним конусом.

Рисунок 1.5. Схема конусних завантажувальних пристроїв доменних печей

Класифікація конусних розподільників шихти завантажувального пристрою: типовий розподільник, розподільник з сальниковими ущільненнями, розподільник шихти з водяним затвором, розподільник шихти Брауна, розподільник шихти Аюкова, розподільник шихти Щиренко, розподільник шихти з калібратором Тарасова, роторний розподільник .

Типовий розподільник. Складається з воронки, яка закрита знизу малим конусом. Після вивантаження матеріалу з кожного скіпа воронка разом з конусом повертається на заданий кут. Обладнання типових розподільників зазвичай однакове, але залежно від типорозмірів воронки у них роблять різних об'ємів, які відповідають об'ємам скіпів доменних підйомників.

Розподільник з сальниковими ущільненнями (сухий затвор). Застосовують для печей з підвищеним тиском на колошнику. Схема розподільника СЗ – на рис. 1.6 [5].

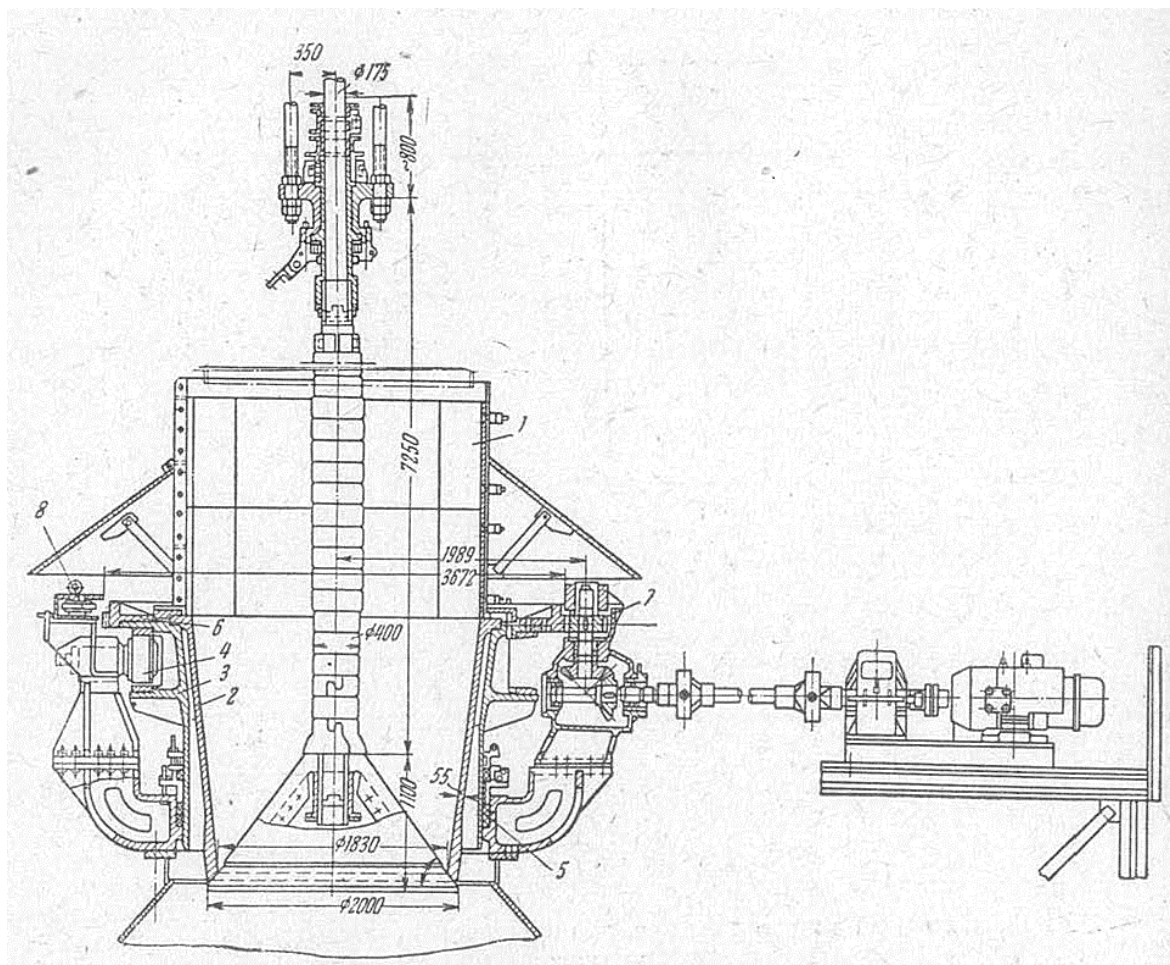


Рис. 1.6 Розподільник шихти СЗ.

Верхня, зварна частина воронки 1 залишається такою, як в типовому

розподільнику, нижня, літа частина 2 спирається на зовнішню лійку, що обертається, розподільника 3, яка відлита з двома фланцями.

Між фланцями розміщено три опорні ролики 4 і три контропорні. Діаметр роликів однаковий, опорні ролики розташовані на 2 – 3 мм вище, ніж контропорні. Зазор між рухомими та нерухомими частинами ущільнений сальником 5.

.До верхнього фланця зовнішньої лійки прикріплений зубчатий вінець 6, який знаходиться в зачепленні з шестернею 7 кутового редуктора. Обідок зубчатого вінця дотикається до трьох упорних роликів 8, які утримують лійку від зміщення в вісі печі.

Сальникове ущільнення необхідне для усунення втрат газу з міжконусного простору через зазор між воронкою, що обертається та нерухомою опорою.

За своєю конструкцією такі розподільники значно краще за типові. Їхні переваги перед типовими:

1. Більшість деталей виконано нероз'ємними (зубчатий вінець, штанги малого конуса, нижня лійка, опорний корпус розподільника), внаслідок чого покращуються експлуатаційні якості машини: вона більш міцна, герметична, менше деформується, спрощена технологія виготовлення.

2. Сальники більш доступні для огляду та заміни.

3. Система опорних та контропорних роликів між фланцями лійки спрощує конструкцію і забезпечує безударний перехід лійки з однієї опори на іншу.

4. Обладнання розподільника з окремих вузлів полегшує їхнє виготовлення та ремонт.

5. Застосування двох лійок – внутрішньої та зовнішньої – дозволяє швидко замінити внутрішню лійку, не розбираючи механізму обертання.

3. Розподільник з водяним затвором. Застосовують на печах, які працюють за умов звичайного тиску.

Нерухомий корпус 1 розподільника виконаний у вигляді кільцевої ванни з водою, яка постачається по трубі 2. Для створення водяного затвору в ванну опущена циліндрична перегородка 3. Перегородка прикріплена до фланця воронки. Висота водяного стовпа – близько 1.7 м. За підвищеного тиску в печі затвор такої конструкції застосовувати не можна [1].

Конструкція розподільника з водяним затвором – рис. 1.7 [1].

До недоліків цього типу затвору відносяться: складність устаткування (конструкція затвору з'явилася внаслідок застосування раніше ртутного затвору).

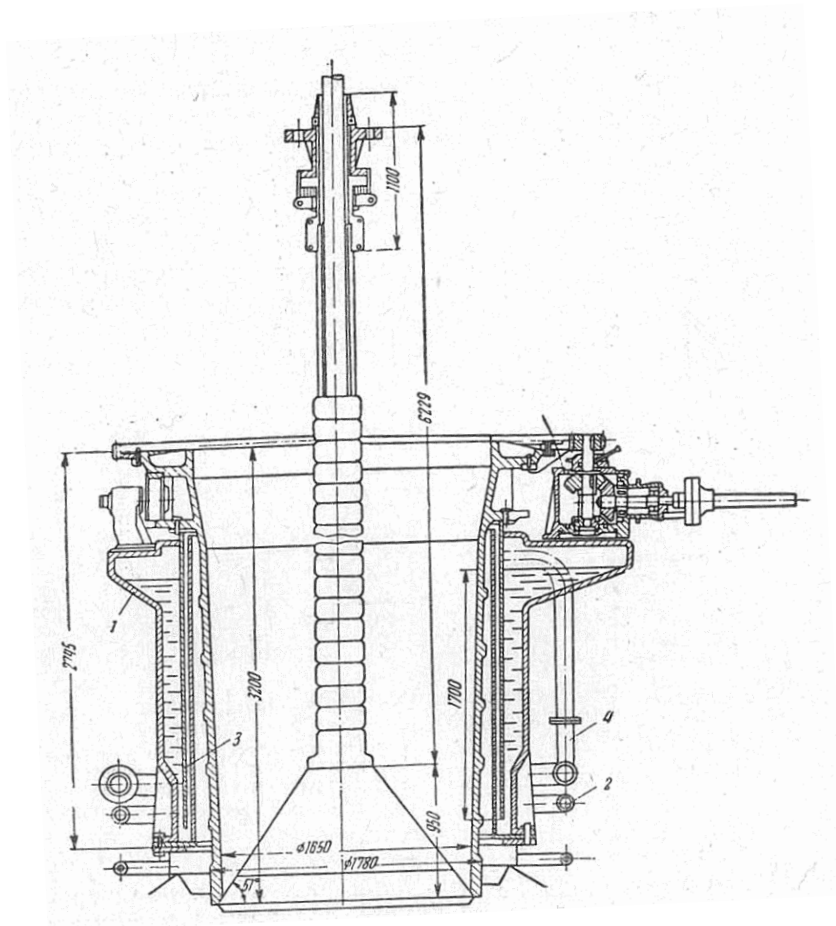


Рис. 1.7 Розподільник шихти з водяним затвором

Розподільник шихти Брауна. Застосовується для запобігання утворення нерівномірності при заповненні воронки малого конуса. При роботі за цим принципом намагаються досягнути рівномірного розподілення уже в воронці малого конусу, що забезпечить рівномірне розподілення матеріалу на великому конусі та в печі.

До початку висипання воронка 1 повертається на заданий кут та залишається нерухомою при висипанні матеріалів до воронки 3 великого конусу.

Недоліком такого розподільника є неможливість забезпечення рівномірного розподілу матеріалів печі; відкидний засув не запобігає витокам газу. Тому розподільник Брауна замінили на розподільник типу Мак – Кі з воронкою малого конусу, яка повертається на заданий кут після заповнення її матеріалом.

Розподільник шихти Аюкова. Даний розподільник дає однобічний розподіл матеріалу, який висипається зі скіпа.

Розподільник складається з воронки – жолоба 2 та воронки малого конусу 3, яка нерухомо закріплена над воронкою великого конуса. Воронка – жолоб створює нерівномірний розподіл матеріалу в воронці малого конусу. Оскільки воронка – жолоб 2 перед висипанням зі скіпа повертається на певні кути, матеріал повинен зміщуватись на рівні відстані уже в воронці малого конусу.

Перевагою даного розподільника перед типовим розподільником є те, що в ньому воронка малого конусу закріплюється нерухомо. Це звільняє від необхідності встановлювати сальникові ущільнення між воронкою малого конусу та опорною конструкцією. Конструкція розподільника – на рис. 1.8 [1].

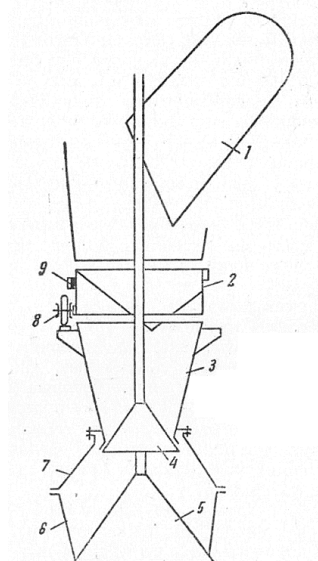


Рис. 1.8 Розподільник шихти Аюкова.

Розподільник шихти Щиренко. Такий розподільник дає рівномірний розподіл по колу у воронці малого конусу. При цьому поверхня рівня матеріалу є правильним конусом з невеликим ухилом до осі воронки.

Конструкція розподільника – рис. 1.9 [1].

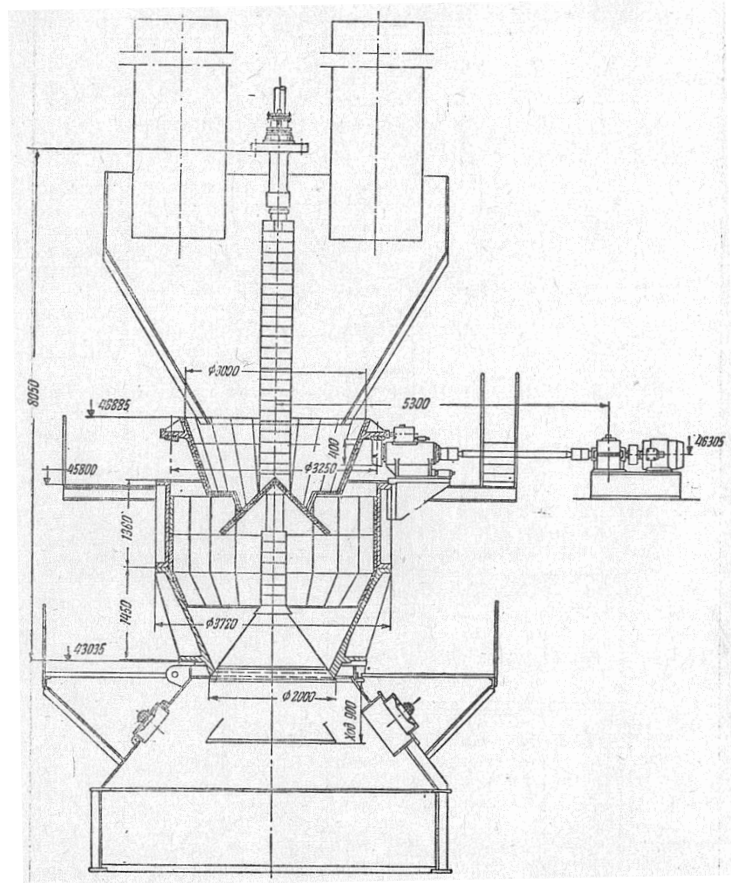


Рис. 1.9 Розподільник шихти Щиренко.

Особливість конструкції такого розподільника – проміжна воронка, яка швидко обертається, розташована між приймальною воронкою та воронкою малого конусу, яка закріплена нерухомо. Оскільки воронка разом з малим конусом не обертається, то відпадає необхідність в сальникових ущільненнях та в роликовому підп'ятнику для штанги конуса.

Конфігурація проміжної воронки була встановлена внаслідок численних експериментів на моделі з проміжними воронками з дном різної форми: односкатним, конічним та спіральним. Найкращі результати було отримано з односкатним дном.

Проміжна воронка спирається на три ролика, які є приводними, які передають обертання воронці за допомогою сили тертя. Ролики рухаються від електродвигунів.

За нормальної роботи печі, коли необхідне рівномірне розподілення матеріалу по колу колошника, розподільник працює таким чином: проміжна воронка безперервно обертається в період перекидання скіпа; при цьому шихтовий матеріал висипається з неї двома потоками та рівномірно вкладається у воронці малого конуса.

Швидкість обертання проміжної воронки складає 20 об/хв.; тривалість періоду обертання 10 – 12 сек [1].

Розподільник шихти з калібратором Тарасова. Дозволяє усунути недолік, пов'язаний з нерівномірним коловим розподілом шихти з лівого та правого скіпів. Усунення вказаного недоліку можливе завдяки встановленню на штанзі малого конуса калібратор із зазором між ним та стінками випускного отвору 180 – 250 мм. Перевагою такого розподільника шихти над типовим є можливість використання лійки малого конуса як розподільника шихти, оскільки ця лійка завжди точно відцентрована щодо осі доменної печі і забезпечує калібрований вузький отвір для зсипання шихти [21].

Основним недоліком аналога є установа калібратора у вихідному отворі приймальної лійки. Приймальна лійка має ходову частину та при монтажі завантажувального пристрою доменної печі накочується на своє місце в останню чергу. Центрування приймальної лійки щодо осі печі є неможливим. Крім того, під час експлуатації завантажувального пристрою на доменній печі відбувається зсув лійки щодо осі печі. Навіть невелика зміна в конфігурації вузького випускного отвору призводить до нерівномірного колового розподілу шихти. Внаслідок накопичення цієї нерівномірності збільшується витрата коксу та одночасно знижується виробництво чавуну. Установка рухливих жолобів по обидва боки штанги конструктивно малоймовірна.

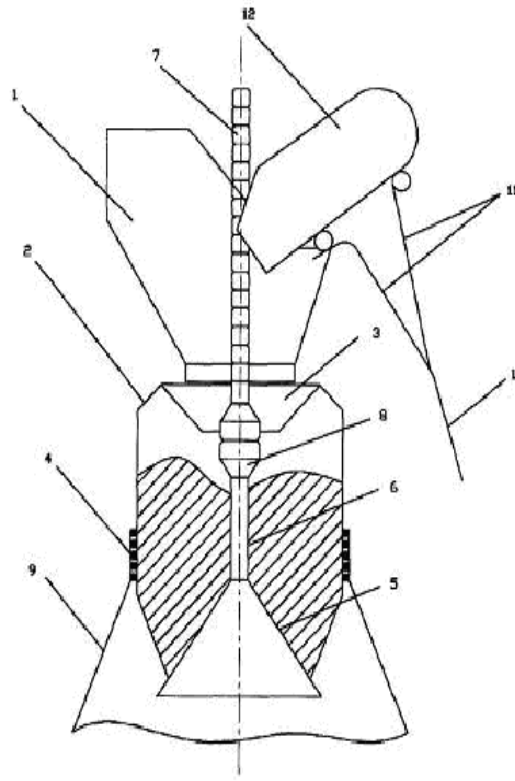


Рис. 1.10 Розподільник шихти з калібратором Тарасова [8].

В основі винаходу покладена задача створення стаціонарного розподільника шихти, у якому за рахунок зміни форми виконання конструктивних елементів досягається використання лійки малого конуса як розподільника шихти, яка завжди точно відцентрована щодо осі доменної печі і забезпечує калібрований вузький отвір для зсипання шихти.

Дана задача вирішується за рахунок встановлення в стаціонарному розподільнику шихти доменної печі конічної зрізаної лійки, яка своєю більшою основою спрямована вгору з кутом нахилу конічних звужувальних стінок не менше $45^\circ - 48^\circ$, а калібратор, встановлений на порожнистій штанзі малого конуса, розташовано у конічній зрізаній лійці та у верхній частині обертової лійки. Стінки конічної зрізаної лійки футеровано зносостійким матеріалом.

Запропонована конструкція розподільника шихти дозволить одержати рівномірний розподіл шихтових матеріалів по колу печі за масою та за гранулометричним складом. Рівномірний розподіл шихтових матеріалів та газів по колових перерізах печі значно збільшить непряме відновлення оксидів

заліза. Прямі реакції відновлення заліза, відповідно, зменшаться та знизиться витрата дорогого коксу.

Стаціонарний розподільник шихти працює таким чином: шихта по похилому мосту 10 підіймається скіпами 12. На перекидній верхній частині 11 перекидається зі скіпа 12. Шихта просипається через приймальну лійку 1 в обертову лійку 2, а з неї через конічну зрізану лійку 3 і потім на малий конус 5, встановлений у нижній частині обертової лійки 2. У цей час між вихідним отвором конічної зрізаної лійки 3 та калібратором 8 зазор становить 180 – 250 мм і шихта, зсипаючись через цей отвір, розподіляється по колу печі. При цьому є помітна нерівномірність, яка повністю згладжується розподілом шихти під час завантаження другого скіпа 12.

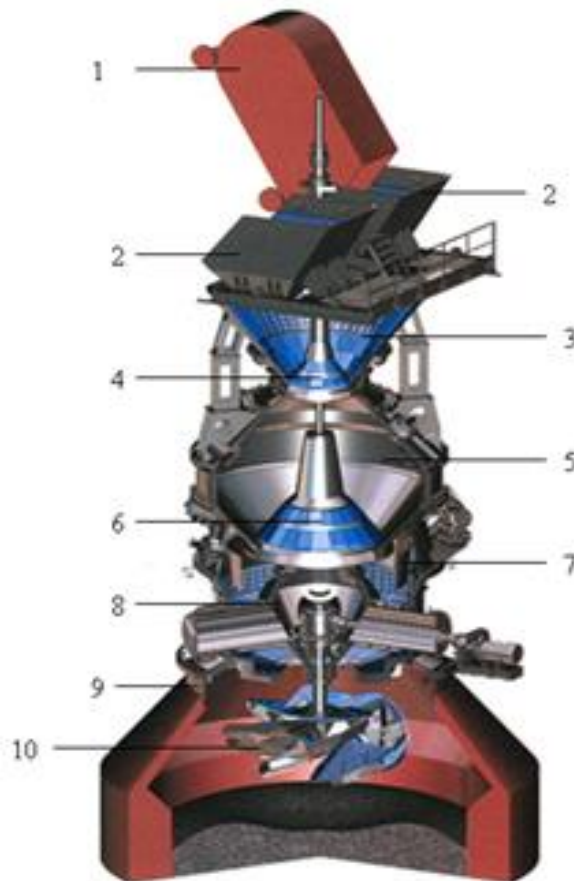
Калібратор 8 розташований на штанзі 7 і при опусканні малого конуса 5 на 900 мм вихідний отвір у конічній зрізаній лійці 3 збільшується до 480 – 500 мм. Негабаритні шматки шихти при цьому зсипаються на нижній великий конус разом з усією шихтою, яка зсипається з малого конуса 5. Під час обертання лійки 2 на заданий кут герметичність корпусу газового затвору 9 забезпечує ущільнення 4. У випадку еліптичності випускного отвору 10 – 12 мм, нерівномірність колового розподілу збільшується до 2 – 3% проти 0.8 – 1% при каліброваному випускному отворі, точність якого гарантовано забезпечується даним винаходом.

Конструкція калібатора 8 в обертовій лійці 2 чітко фіксує випускний отвір щодо осі доменної печі. Це сприяє більш рівномірному розподілу шихти по колу печі [8].

Також недоліком розподільника шихти доменної печі є складність конструкції, яка, відповідно, вимагає збільшення капітальних витрат на виготовлення і наступне обслуговування його в процесі роботи печі. Окрім того, неможливий огляд і ремонт закритої частини агрегату, що не дає можливості вчасно попередити аварійну ситуацію, внаслідок чого знижується його надійність.

Роторний завантажувальний пристрій.

За допомогою роторного завантажувального пристрою (РЗУ) забезпечується висока окружна рівномірність шихти, гнучке і ефективне регулювання розподілу матеріалів по радіусу печі. Досвід експлуатації (РЗУ було встановлено на Бхілайском металургійному заводі, Індія) показав, що в результаті використання даного пристрою відбувається приріст виробництва чавуну на 4,3-6,7% і економія коксу - 4,1-4,4% [13]. РЗУ є сучасним завантажувальним пристроєм нового покоління. Головною відмінністю цього пристрою є наявність в ньому роторного розподільника шихти, основний робочий орган якого розташовується всередині печі і виконаний у вигляді п'ятилопастного гвинта - ротора. Загальний вигляд РЗУ показаний на рисунку 1.11.



1 - скіп; 2 - напрямні воронки; 3 - приймальня воронка; 4 - малий конус;
5 - проміжний бункер; 6 - великий конус; 7 - коригуючий кільце; 8 - камера редуктора; 9 - колошниковим фланець; 10 - роторний розподільник

Рисунок 1.11 Загальний вид роторного завантажувального пристрою

До складу РЗУ входять верхній і нижній конуси, п'ятилапастий ротор і його привід, приймальна і спрямовуюча воронки, проміжний бункер з коригувальним кільцем, система охолодження і змащення та автоматизована система управління (АСУ) «РОТОР». РЗУ встановлюється безпосередньо на колошниковий фланець доменної печі. За своїми висотними габаритами РЗУ не перевищує габаритів звичайного двоконусного апарату. Тому при його установці на діючих печах не потрібно реконструкція купольної частини печі, копра і верху похилого мосту, а також не губиться корисний об'єм печі.

Порядок роботи РЗУ в частині прийому і шлюзування шихти аналогічні двоконусному апарату. При відкриванні нижнього конуса шихта надходить в порожнину корпусу приводу ротора і через кільцеву щілину, утворену горловиною воронки і нижньої циліндричної частиною камери кутового редуктора, надходить на п'ять лопатей ротора. На поверхні лопатей відбувається формування п'яти потоків шихтових матеріалів, які, рівномірно розподіляючись по колу, утворюють на колошнику кільцевий гребінь з пологими схилами. Суть нової концепції завантаження, яка реалізується роторним розподільником шихти, полягає в «м'якому» віяловому і багат шаровому укладанні шихтових матеріалів на колошник доменної печі [13]. У відомих ЗУ (двоконусних або лоткового типу) матеріал рухається по похилій поверхні робочого органу розподільника прямолінійно в радіальному напрямку і далі скидається в піч, набуваючи до моменту падіння на поверхню засипу досить високу кінетичну енергію. В результаті під час вивантаження матеріалів в піч відбувається деформація нижчих шарів і важко контрольована зміна розподілу матеріалів.

В РЗУ характер руху матеріалу по похилих поверхнях роторного розподільника докорінно відрізняється від руху матеріалу по конусу і по лотку. Матеріал рухається по лопатям ротора непрямо лінійно, а в досить широкому діапазоні криволінійних траєкторій, що залежать від швидкості обертання ротора і виду матеріалу, що завантажуються. Розсипаючись по поверхні лопаті, матеріал сходить з неї широким віялом, причому у значної

частини потоку превалює не радіальна, а тангенціальна складова швидкості. При віяловому завантаженні істотно знижується кінетична енергія матеріалів при їх падінні на поверхню засипу, що дозволяє здійснювати так звану «м'яку» завантаження, при якій виключається деформація нижчих шарів. Профіль засипу при цьому має відносно малі кути укосу, тим самим обмежується пересипання матеріалів і сегрегація їх по крупності. При зміні швидкості ротора гребінь матеріалів може бути переміщений з одної кільцевої зони колошника в іншу плавно, без різких переломів профілю, що дозволяє також плавно змінювати навантаження по радіусу печі. Завдяки наявності п'яти лопатей при одному обороті ротора на колошнику утворюється п'ять шарів матеріалу, а за час вивантаження однієї порції укладається в середньому 30-40 шарів матеріалу. Багатопотокове багат шарове завантаження шихти є іншою важливою відмітною ознакою нової концепції завантаження доменної печі роторними завантажувальними пристроями. Вона дозволяє істотно поліпшити рівномірність завантаження в окружному напрямку; крім того, відбувається усереднення матеріалів, що вивантажуються з проміжного бункера, як за хімічним, так і гранулометричним складом. Радіус кільцевого гребеня залежить від швидкості і напрямку обертання ротора. При обертанні ротора в напрямку нахилу лопатей завантажується периферійна і середня зони колошника, при обертанні в зворотному напрямку - центральна частина.

Передбачаються наступні режими завантаження шихтових матеріалів:

- 1) кільцеве завантаження - вся порція матеріалів вивантажується на заданий радіус при постійній швидкості обертання ротора;
- 2) багатокільцеве завантаження - коли порція матеріалів розподіляється на кілька суміжних кільцевих зон, і при цьому швидкість обертання ротора і радіус укладання гребеня змінюються східчасто;
- 3) спіральне завантаження - коли порція розподіляється в заданих суміжних кільцевих зонах шляхом безперервного зміни швидкості обертання ротора і радіусу укладання гребеня матеріалів, що утворює на колошнику багатозахідну спіраль [4].

1.2 Конструкція та принцип роботи типового розподільника шихти конусного завантажувального пристрою доменної печі

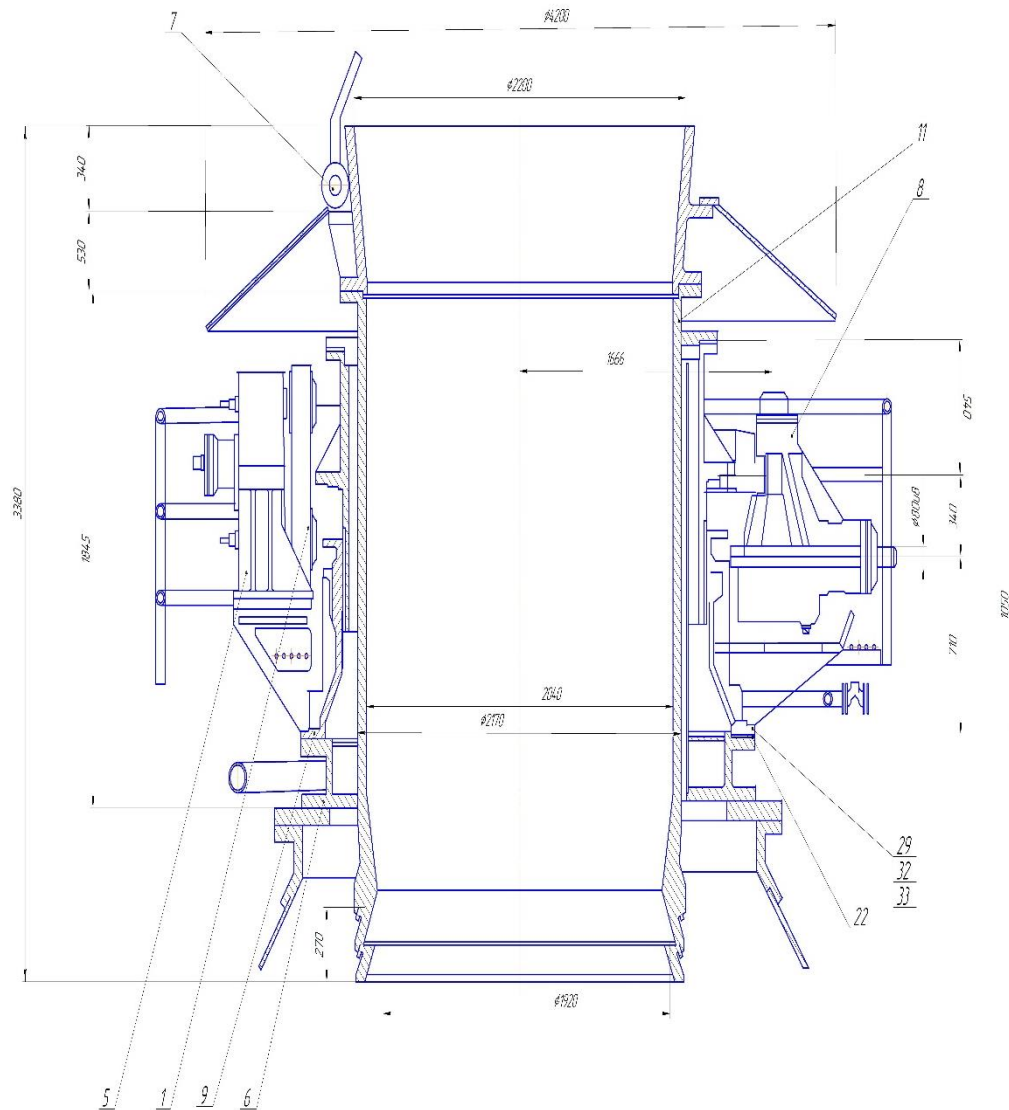
Основним елементом доменної печі є завантажувальний пристрій, який складається з приймальної воронки, розподільника шихти, газозушлюваних клапанів, великого та малого конусів.

Основним елементом завантажувального пристрою є розподільник шихти. Якби матеріал безпосередньо зі скіпа завантажувався до чаші великого конусу, то конус, опускаючись, обов'язково завантажував би піч з одного боку дрібною, а з протилежного боку – великими шматками, причому рівень засипу дрібноти перевищував би рівень засипу великих шматків. В результаті створювався би нерівномірний опір руху газів, а це не давало б можливості забезпечити нормальний хід печі.

Тому нецентралізоване вивантаження зі скіпів викликало необхідність встановити над чашею великого конусу розподільник шихти, необхідний для такого розподілу матеріалів в доменній печі, за якого по колу засипу створювався би рівномірний опір руху газів.

Найбільш розповсюдженим є розподільник, що обертається, який складається з воронки, яка закрита знизу малим конусом. Після вивантаження матеріалу з кожного скіпа воронка разом з конусом повертається на певні кути. При цьому очікується, що такі повороти воронки малого конусу перед висипом з неї матеріалу на великий конус повинні забезпечити рівномірне розташування місць, де зосереджені великі та малі шматки колом колошнику печі. Такий розподільник прийнято вважати за типовий [1]. Схема розподільника шихти доменної печі – рис. 1.11.

Конусний розподільник шихти (рис. 1.12) містить такі основні вузли: воронка, що обертається з механізмом обертання; малий конус зі штангою; привід обертання.



1 – вузол опорних роликів; 2-зубчастий вінець, 3 – ущільнення, 4 – обмежувачі, 5 – кронштейн під опорні ролики; 6 – кожух внутрішній; 7 – вантажопідйомний пристрій; 8 – кутовий редуктор; 9 – кожух зовнішній; 10 – воронка, що обертається

Рис. 1.12 Розподільник шихти завантажувального пристрою доменної печі

Воронка, що обертається, містить зварний або зварно – литий корпус і закріплені на ньому верхню та нижню воронки. Воронка виконана з двох сполучених між собою зварних частин, футерованих плитами зі зносостійкої сталі. Воронка, яка виконується з вуглецевої чи марганцевої сталі, цільнолита

або зварно – лита. В нижній частині зсередини вона наплавлена твердим сплавом для захисту від зношування.

Корпус обладнаний двома кільцевими припливами з верхнім і нижнім зйомними біговими доріжками, які виконано у вигляді сегментів зі сталі підвищеної твердості. Однією з цих доріжок, воронка спирається на три конічні ролики. Ролики змонтовані на стійках, які прикріплені до зварного опорного кільця. На фланці корпуса закріплено литий зубчатий вінець, який перебуває в зачепленні з шестернею кутового редуктора. Останній має конічну зубчасту передачу і встановлений на опорному кільці. За допомогою трьох опорних роликів, корпус з зубчатим вінцем фіксується від зміщення в горизонтальній площині. За допомогою гайки регулюється положення роликів відносно бігових доріжок. За рахунок підкладок між опорним кільцем і стійками опорні ролики розташовані на 5 мм вище, ніж контропорні.

В кільцевому зазорі між опорним кільцем і корпусом передбачено двошарове сальникове ущільнення, яке запобігає виходу колошникового газу з між конусного простору завантажувального пристрою в атмосферу.

Для печей з підвищеним тиском на колошнику в основному застосовують розподільники з сальниковими ущільненнями (з сухим затвором). Печі, які працюють на звичайному тиску, обладнують розподільниками з водяним затвором.

Для запобігання дії газу електродвигун разом з редуктором розташований поза межами розподільника.

Для запобігання втратам газу з міжконусного простору через зазор між воронкою, що обертається та нерухомою опорою повинні бути застосовані надійні ущільнення.

На доменних печах, які працюють за підвищеним тиском, користуються сальниковими ущільненнями. В наш час почали застосовувати подвійні сальники з набиванням по 2 – 3 шари в кожному. Для змащення застосовують мазь, яка підводиться по трубах крізь сальник безпосередньо до воронки.

Малий конус виготовляють з двох частин, які є роз'ємними – це зручно при його заміні. Кут твірної конусу з горизонталлю – 51° . Для того, щоб продовжити термін служби малого конусу, його виготовляють з марганцевої сталі. З цих же міркувань дотичні поверхні малого конусу і воронки наплавляють сормайтотом та шліфують.

Штангу малого конусу виготовляють з цільної труби та захищають від витирання кільцями з марганцевої сталі.

При обертанні воронки разом з нею обертається і малий конус зі штангою. Це вимагає застосування підп'ятника з роликками в якості опори, яка розташована в верхній частині штанги. Роликовий підп'ятник розташований в обоймі, яка прикріплена до тяг балансиру малого конусу.

Для запобігання скручуванню штанг при заїданні підп'ятника штанги малого конусу обладнані протискручувальним пристроєм.

Для черв'ячної пари та конічних зубчатих коліс застосовують картерне змащення. Опори валів змащуються густим змащенням під тиском централізовано. Змащення набивання сальникового ущільнення воронки так само централізоване.

Керування роботою розподільника шихти, що обертається, входить до загальної системи автоматичного завантаження доменної печі. При цьому забезпечуються такі блокувальні зв'язки:

1. Обертання воронки починається з моменту початку руху скипів;
2. До зупинки воронки, що обертається, малий конус не може опуститися;
3. За відкритого малого конусу воронка не може обертатися.

Для створення в печі рівномірного опору руху пічних газів необхідно, щоб місця розподілення нерівномірностей матеріалів, які висипаються на малий конус, періодично зміщувались по колу колошника на рівні відстані.

Тому засипні апарати обладнують розподільником, що обертається. Воронка розподільника при завантаженні її матеріалом зі скіпа залишається нерухомою. Завантажена воронка повертається разом з малим конусом на

заданий кут повороту (0° ; 60° ; 120° ; 180° ; 240° ; 300°) та зупиняється. Після цього малий конус опускається і матеріал висипається на великий конус.

Технологічна характеристика конусного колошникового пристрою доменної печі комбінату «Запоріжсталь»

1. Привід обертання розподільника шихти:

1.1 Передавальне число розподільника – 22.3

1.2 Редуктор:

1.2.1 Тип РМ – 650

1.2.2 Передавальне число редуктора 15.75

1.3 Електродвигун:

1.3.1 Тип МТВ – 412

1.3.2 Число обертів, об/хв. 930

1.3.3 Потужність, кВт 30

1.4 Командоапарат:

1.4.1 Тип КА – 416 Б – 1

1.5 Маса, кг 3036.

2. Вимірювач рівня шихти

2.1 Діаметр барабану, мм 750

2.2 Довжина ланцюга, м 14

2.3 Маса, кг 1873.

3. Газовий затвор

3.1 Діаметр затвору, мм 3000

3.2 Маса, кг 21313

4. Підвіски великого і малого конусів

4.1 Маса, кг 8349

5. Проміжна воронка

5.1 Прохідний перетин воронки, мм 1796

5.2 Маса, кг 30853

6. Чаша великого конусу

6.1 Діаметр чаші, мм	4700
6.2 Маса, кг	26816

7. Нижній малий конус зі штангою

7.1 Діаметр конусу, мм	2120
7.2 Діаметр штанги нижнього малого конусу, мм	530
7.3 Маса, кг	11487

8. Верхній малий конус з калібратором

8.1 Діаметр конусу, мм	2120
8.2 Прохідний перетин калібратора, мм	Ø1450/Ø1000
8.3 Діаметр штанги верхнього малого конусу, мм	295
8.4 Маса, кг	15840

9. Засув листовий

9.1 Діаметр засуву, мм	500
9.2 Маса, кг	491

10. Консольний кран

10.1 Вантажопідйомність, т	3
10.2 Кількість петель, шт.	3
10.3 Маса, кг	3208

11. Компенсатор

11.1 Діаметр компенсатору:	
11.1.1 Внутрішній діаметр, мм	500
11.1.2 Діаметр диску, мм	1280
11.2 Маса, кг	292.5

12. Клапан – врівноважувач

12.1 Діаметр клапану, мм	450
12.2 Робочий тиск, кг/см ²	3.7
12.3 Час відкриття (закриття), с	3
12.4 Температура газу:	
12.4.1 Робоча, °С	300

12.4.2 Короткочасна °С	450
12.5 Електродвигун	коф32 – 8
12.5.1 Потужність, кВт	20
12.5.2 Число обертів за хвилину, об/хв.	75
12.6 Командоапарат	КА46 – 58 - 1
12.7 Маса:	
12.7.1 Маса без електрообладнання, кг	5620
12.7.2 Маса з електрообладнанням, кг	6190
<u>13. Випускний клапан</u>	
13.1 Тиск повітря в циліндрі, атм	2...6
13.2 Діаметр циліндру, мм	550
13.3 Хід поршня, мм	450
13.4 Зусилля на клапан, яке розвивається в циліндрі:	
13.4.1 За тиску 2 атм, кг	3165
13.4.2 За тиску 6 атм, кг	9440
13.5 Маса, кг	2972
<u>14. Гідропривід маневрування конусами</u>	
14.1 Робоча рідина (застосовується одна з перерахованих):	
14.1.1 Мастило гідравлічне	МГЕ -46В
ТУ388.001347-83	
14.1.2 Мастило індустріальне	Агрінол І – НГ-В-46 ТУ У
30802090.003-2000	
14.2 Кількість мастила:	
14.2.1 В гідроприводі, кг	3560
14.2.2 В трубопроводі, кг	195
14.2.3 В баці заправної станції	4805
14.3 Маса, кг	35800
<u>15. Консольно – поворотний кран</u>	
15.1 Вантажопідйомність, т	2.5
15.2 Швидкість підйому, м/хв.	3.68

15.3 Висота підйому, м	77.6
15.4 Хід візка, м	6
15.5 Кут повороту, град	340
15.6 Електродвигун:	
15.6.1 Потужність, кВт	15
15.6.2 Число обертів, об/хв.	750
15.7 Гальмо	ТКГ-200
15.8 Діаметр барабану механізму підйому, мм	360
15.9 Діаметр барабана механізму пересування візка, мм	248
15.10 Маса, кг	18543
<u>16. Візок монтажний ТМ 150 – 3000</u>	
16.1 Вантажопідйомність, т	150
16.2 Колія, мм	3000
16.3 База візка, мм	1400
16.4 Діаметр каната підйому вантажу, мм	30.5
16.5 Діаметр канату пересування, мм	26
16.6 Розривне зусилля канату підйому, не менше, кг	50450
16.7 Розривне зусилля канату пересування, не менше, кг	35250
16.8 Максимальне зусилля в канаті підйому, кг	10300
16.9 Максимальне зусилля в канаті пересування, кг	7500
16.10 Швидкість підйому вантажу, м/сек	0.05
16.11 Корисна канатоємність лебідки пересування монтажного візка, мм 27500	
16.12 Маса, кг	27874
<u>17. Лебідка пересування монтажного візка УЛПМТ – 7.5</u>	
17.1 Вантажопідйомність, тс	7.5
17.2 Швидкість руху канату (найбільша), м/сек	0.05
17.3 Корисна канатоємність барабану, м	27.5
17.4 Діаметр барабану, мм	580
17.5 Діаметр канату, мм	26

17.6 Електродвигун:

- тип	АР – 73 - 16
- потужність, кВт	3
- швидкість обертання, об/хв.	330

17.7 Маса, кг 6014

18. Розподільник шихти

18.1 Корисна ємність воронки, м³ 6.5

18.2 Діаметр малого конусу, мм 1980

18.3 Кількість роликів:

18.3.1 Опорних 6

18.3.2 Контропорних 3

18.3.3 Упорних 3

18.4 Швидкість обертання, об/хв. 3.32

18.4 Електродвигун ПНЗ-290

18.5 Загальна вага, т 28.4

Завантажувальний пристрій має кілька основних недоліків:

1. Можливість завантаження до печі лише рудних часток діаметром 0.2 – 0.4 мм, що вимагає дорогої і складної системи попереднього відділення фракцій понад 0.4 мм на спеціальних грохотах, оскільки потрапляння до печі фракцій 0.4 – 3 мм різко зменшує газопроникність шихти, збільшуючи при цьому розхід коксу і зменшуючи продуктивність печі.

2. Низька надійність приводу розподільника шихти.

Для вирішення задачі усунення даних недоліків проведені розрахунки та дослідження в наступних розділах магістерської роботи.

1.3 Обґрунтування обраного напрямку роботи

Вихідний вал редуктора з конічним зачепленням сприймає максимальні крутні моменти серед усіх елементів приводу розподільника шихти конусного завантажувального пристрою. В наслідок складності проведення ремонту на

колошнику та особливості безперервного функціонування доменної печі, виникає необхідність збільшити вірогідність безаварійної роботи редуктора.

Кінематична схема привода розподільника шихти представлена на рис.1.13.

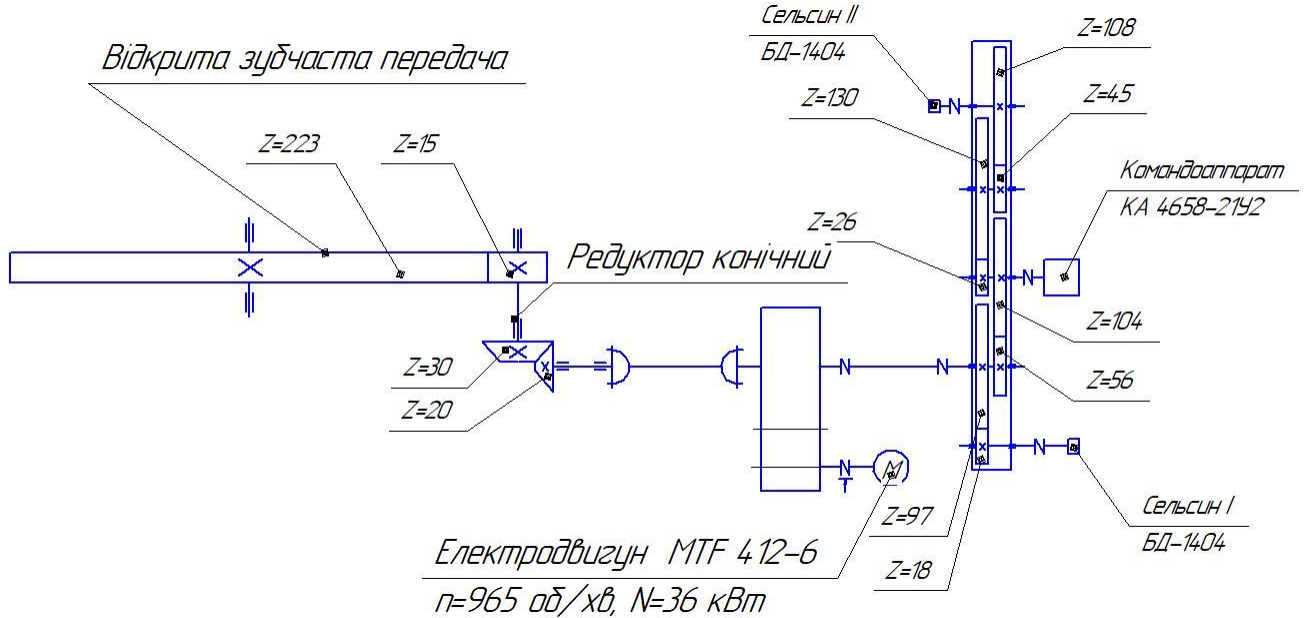


Рисунок 1.13 Кінематична схема привода розподільника шихти

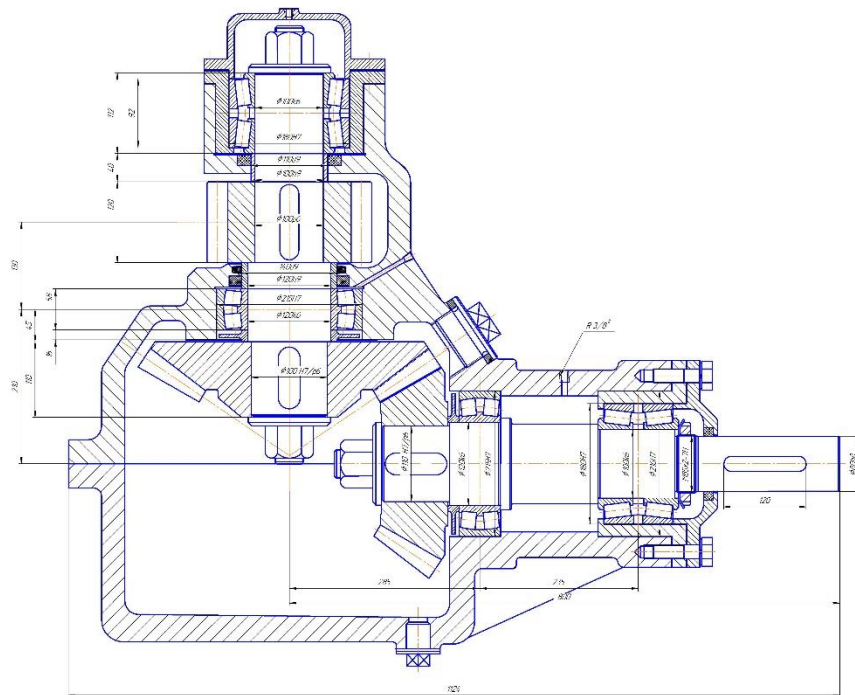


Рисунок 1.14 Кутовий редуктор з конічним зачепленням

Вали редуктора (рис. 1.14) виготовляються ступінчастими з різними діаметрами ділянок. У місцях сполучення ділянок виникає концентрація

напружень. Для зниження напружень застосовують різні форми перехідних ділянок.

Циклічна міцність деталей сильно падає на ділянках послаблень, різких переходів, надрізів і т. п. Це викликають місцеву концентрацію напружень, максимум яких може в 2-5 і більше разів перевищувати середній рівень напружень, що діють в цьому перерізі.

Так як інтенсивність первинних втомних пошкоджень визначається швидкістю дифузії ушкоджень, а остання пропорційна чинним напруженням, то на ділянках концентрації напружень прискорено виникають розпушення металу, що передують утворенню втомних тріщин. Внаслідок цього втомні пошкодження в зонах концентрації напружень випереджають пошкодження в інших ділянках деталі.

Ступінь підвищення напруги залежить в першу чергу від виду і форми ослаблення. Чим більше перепад перерізів на ділянці переходу і чим різкіше переходи, тим вище місцева максимальна напруга.

Підвищення напруги на ділянках місцевих послаблень характеризують коефіцієнтами концентрації напружень. Теоретичний коефіцієнт концентрації напружень визначають методами теорії пружності в припущенні однорідності і ідеальної пружності матеріалу і виражають відношенням:

$$K_T = \frac{\sigma_{T \max}}{\sigma_{\text{ном}}}$$

де $\sigma_{T \max}$ - теоретичне максимальне напруження на ділянці ослаблення;

$\sigma_{\text{ном}}$ - номінальну напругу в найменшому перетині ослабленої ділянки, визначається за звичайними формулами опору матеріалів.

Теоретичні коефіцієнти концентрації напружень визначені для найпростіших видів навантаження і форм послаблень представлено на рис.

1.15.

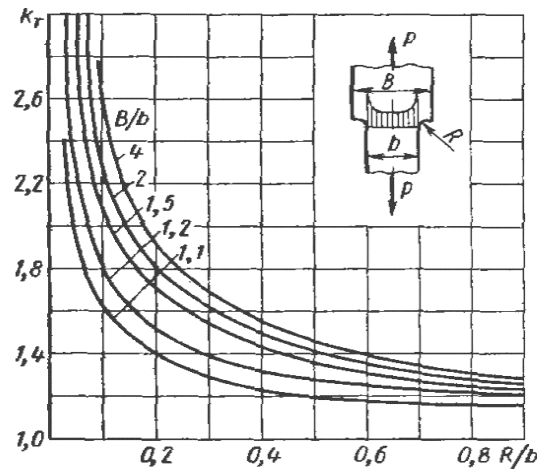


Рисунок 1.15. Теоретичний коефіцієнт концентрації напружень (ступінчастий брус, що піддається розтягненню)

Внаслідок відхилення фізико-механічних властивостей матеріалів від ідеальних дійсне підвищення напруг відрізняється від теоретичного, як правило, менше останнього. Дійсне зростання напружень визначають експериментально і характеризують ефективним коефіцієнтом концентрації напружень

$$K_3 = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{ном}}$$

де σ_{max} - дійсне максимальне напруження на ділянці ослаблення.

При циклічному навантаженні ефективний коефіцієнт концентрації напружень спрощено визначають на підставі кривих втоми гладкого зразка і зразка з концентратором напружень як відношення їх меж витривалості або руйнівних напружень в області обмеженою довговічності при однаковому числі циклів N .

Концентратори напружень на ступінчастих валах

Концентрацію напружень у вхідних кутах сідчастих деталей, наприклад сідчастих валів, можна значно знизити раціональною формою сполучення ступенів.

Жолобники сідчастих переходів між циліндричними поверхнями валу різного діаметру є джерелом значної концентрації напружень, особливо при малих радіусах заокруглення і великих запліччях.

Найчастіше для зниження концентрації напружень на ділянках переходу вводять галтелі. Концентрація напружень падає з зменшенням радіуса галтелі.

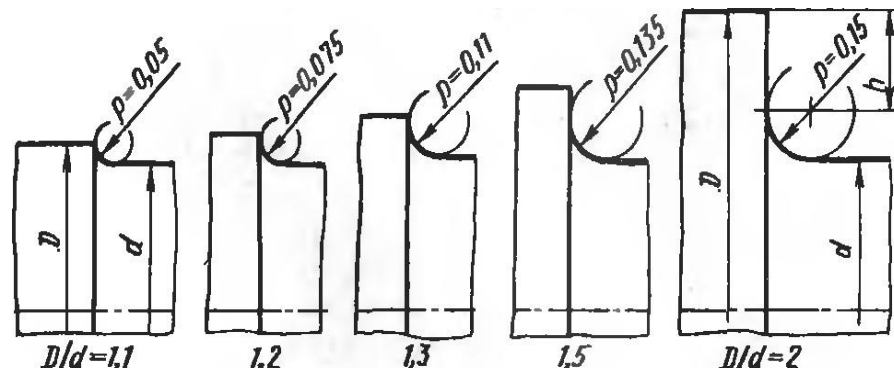


Рисунок 1.16. Рівноміцність галтелі ($k_e = 1,5$) для різних відносин D / d .

Концентрація напружень падає зі зменшенням перепаду діаметрів і збільшенням відносного радіуса галтелі (рис. 1.16). Досить низькі значення ефективного коефіцієнта концентрації напружень ($K_e = 1,5$) виходять при $\rho = 0,05 - 0,08$ для малих перепадів $\rho = 0,1 - 0,15$ для великих (рис. 1.16).

Жолобники з однаковими значеннями R / d (рис.1.17). Такі галтелі доцільно застосовувати у випадках сполучення циліндричних валів з призматичними частинами, коли місце для розташування галтелі досить великого радіуса.

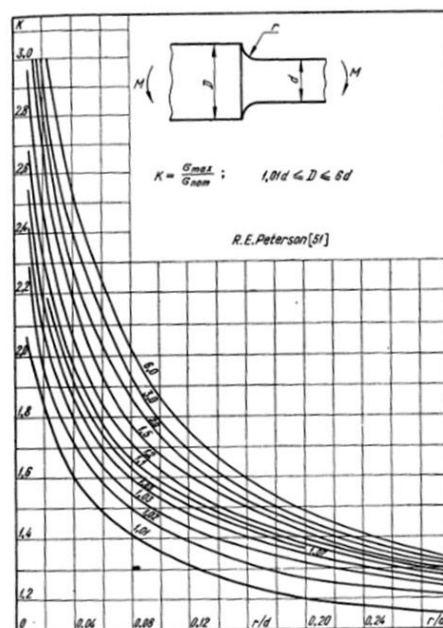


Рисунок 1.17 Ефективний коефіцієнт концентрації напружень у валах з круглими галтельними переходами[13].

2. Розрахунок основних параметрів розподільника шихти конусного завантажувального пристрою

2.1 Розрахунок енергосилових параметрів приводу розподільника шихти

Вихідні дані до розрахунку (згідно з технічною характеристикою обладнання): середній діаметр роликового ходу у підп'ятнику $D = 0.2$ м; середній діаметр кільцевої доріжки воронки, що обертається $D_1 = 2.97$ м; середній діаметр опорного ролика: $D_p = 0,3$ м; зовнішній діаметр нижньої частини воронки, що обертається $D_2 = 2.4$ м; тиск газу під колошником: $p = 1.3$ Па; діаметр цапфи підшипників опорного ролика: $d_1 = 0.12$ м; вага шихтових матеріалів у воронці $Q_{ш} = 225000$ Н; початковий діаметр зубчатого вінця: $D_4 = 29.7$ м; діаметр поверхні катання центрувальних роликів: $D_5 = 3.6$ м; діаметр центрувального ролика $D_6 = 0.2$ м.

Кінематична схема приводу представлена на рис. 2.1 [3].

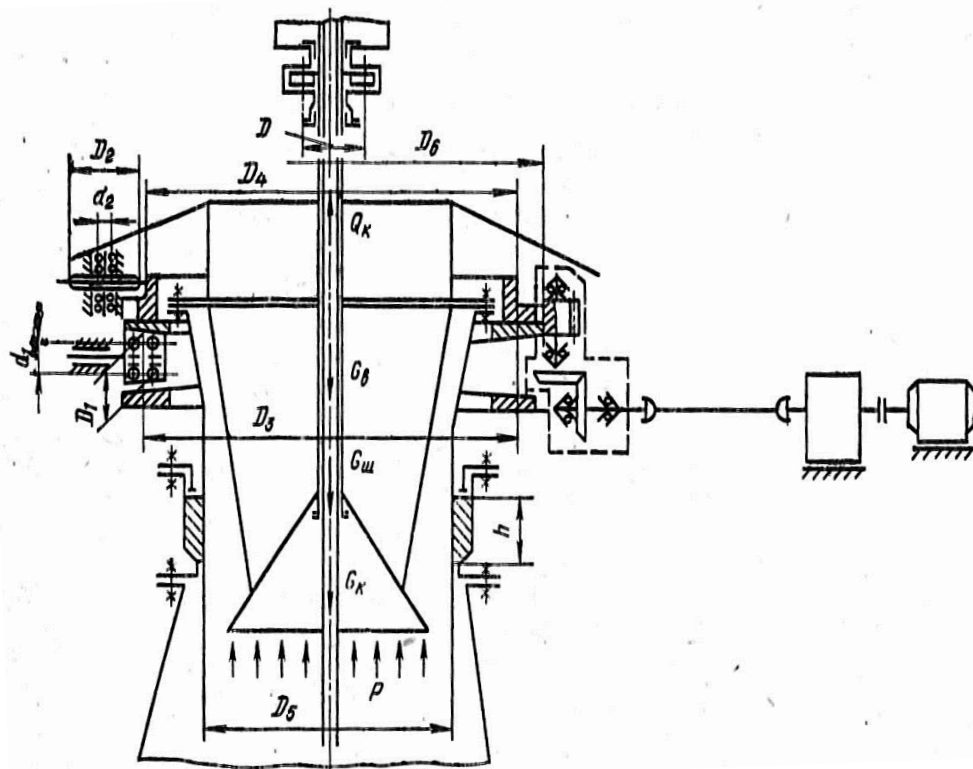


Рис. 2.1 Кінематична схема приводу розподільника шихти.

Навантажувальна діаграма двигуна представлена на рис.2.2 [3]

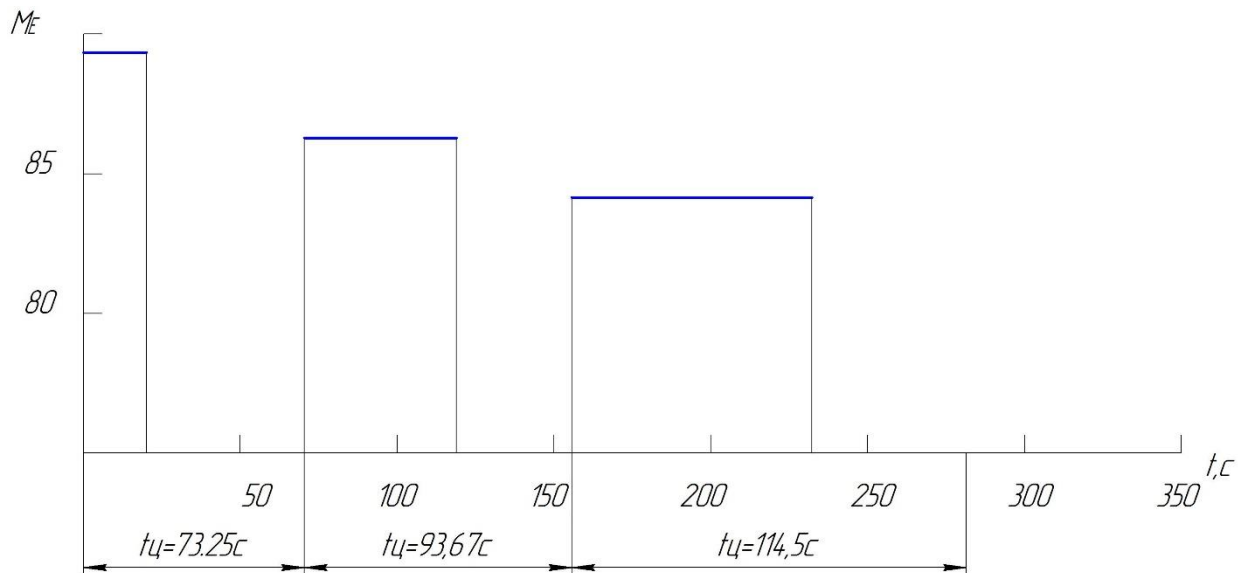


Рис.2.2 Навантажувальна діаграма двигуна

Графік статичного моменту двигуна – на рис. 2.3.

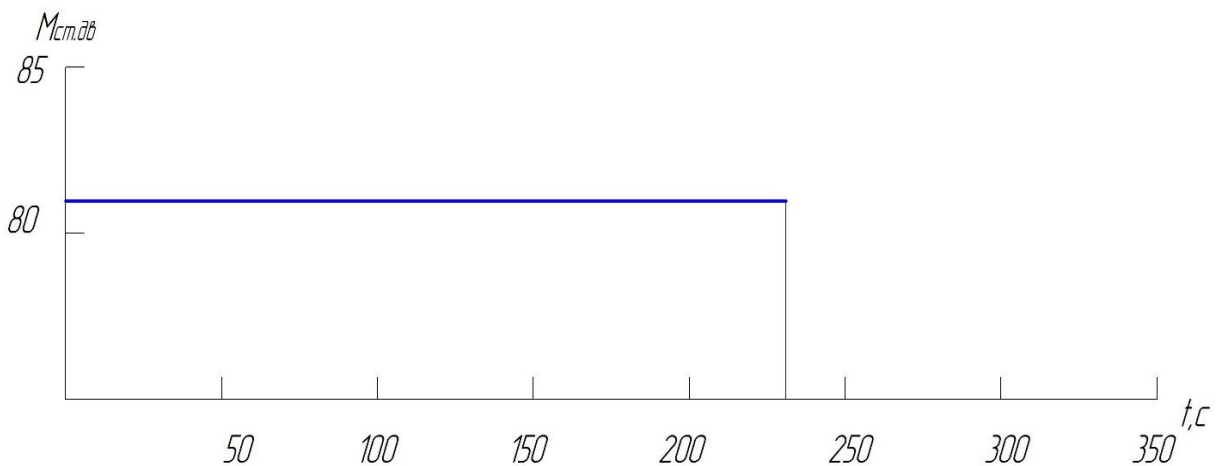


Рис. 2.3. Графік статичного моменту на валу двигуна розподільника.

Відповідно до [4] загальний статичний момент, що необхідний для обертання воронки розподільника шихти, визначається як сума 4 моментів.

1. Момент, який витрачається на подолання сил тертя в підп'ятнику та в ущільненнях штанг великого та малого конусів:

$$M_1 = k_1 \cdot T \cdot f_1 \cdot \frac{D}{2} = 1.1 \cdot 360 \cdot 10^3 \cdot 0.1 \cdot \frac{200 \cdot 10^{-3}}{2} = 3960 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.1)$$

де: k_1 – коефіцієнт, що враховує опір у сальникових ущільненнях штанг і можливе тертя між штангами. Приймаємо $k_1 = 1.1$;

f_1 – коефіцієнт тертя у підшипнику підп'ятника з урахуванням роботи без змашування. Приймаємо $f_1 = 0.1$;

T – зусилля у штанзі малого конусу, яке створюється противагою балансира.

$$\text{Приймаємо } T = 1.6 \cdot Q = 1.6 \cdot 225000 = 360 \text{ кН.}$$

Q – вага матеріалу на малому конусі;

D – середній діаметр роликового ходу у підп'ятнику.

2. Момент, що витрачається на подолання сил тертя при обертанні воронки з кільцевими доріжками по трьох опорних роликах, які контактують з доріжками:

$$M_2 = 0,5 \cdot Q_i \cdot (f_2 \cdot d_1 + 2 \cdot k_2) \cdot \frac{D_1}{D_p} = 0,5 \cdot 7714650 \cdot (0,02 \cdot 0,12 + 2 \cdot 0,002) \cdot \frac{2,97}{0,3} = \quad (2.2)$$

$$= 244400112 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

де:

f_2 – приведений коефіцієнт тертя у підшипниках кочення роликів ($f_2 = 0,02$);

k_2 – коефіцієнт тертя кочення кільцевої доріжки по роликах з урахуванням забруднення ($k_2 = 0,0015 \dots 0,002$);

d_1 – діаметр цапфи підшипників опорного (контропорного) ролика, м;

D_p – середній діаметр опорного (контропорного) ролика, м;

D_1 – середній діаметр кільцевої доріжки воронки, що обертається, м;

Q_i – зусилля, яке припадає на опорні ролики.

Зусилля Q_i може бути направлене вниз (за атмосферного тиску в між конусному просторі основний режим роботи зрівнювальних клапанів) і направлене вгору (при підвищеному тиску газу в міжконусному просторі – додатковий режим роботи зрівнювальних клапанів).

За основного режиму роботи зрівнювальних клапанів:

$$Q_i = Q_{ш} + Q_K + Q_B - T = 225000 + 166650 + 7683000 - 360000 = 7714650 \text{ Н} = \quad (2.3)$$

$$= 7,7 \text{ МН}$$

де $Q_{ш}$ – вага шихтових матеріалів у воронці;

Q_K – вага малого конусу зі штангою, захисними кільцями та підвіскою;

Q_B – вага воронки, що обертається, з фланцем, зубчатим вінцем і бронею.

Момент на подолання сил опору тертя в сальникових ущільненнях воронки:

$$M_3 = p_3 \cdot f_3 \cdot \pi \cdot D_2 \cdot h \cdot \frac{D_2}{2} = 1.43 \cdot 0.1 \cdot 3.14 \cdot 2.4 \cdot 0.14 \cdot \frac{2.4}{2} = 0.18 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.4)$$

де f_3 – коефіцієнт тертя воронки по сальниковому набиванню ($f_3 = 0.05 \dots 0.1$);

p_3 – тиск сальникового набивання на воронку (залежно від тиску під колошником $p_3 = 1.1 \times p$);

h – сумарна висота сальникового ущільнення воронки, яка ущільнюється затискним пристроєм.

D_2 – зовнішній діаметр нижньої частини воронки, що обертається.

Момент, який витрачається на подолання сил тертя між центрувальними роликками і венцем, а також у підшипниках центрувальних роликів через залежність його від зусиль у привідній шестерні точно визначити неможливо. Цей момент визначають методом послідовних наближень.

В першому наближенні зусилля в зубчатому зачепленні привідної шестерні визначають з рівняння:

$$P'_z \cdot \frac{d_{\omega_2}}{2} \cdot \cos 20^\circ = M_1 + M_2 + M_3 \quad (2.5)$$

звідки

$$P'_z = \frac{2(M_1 + M_2 + M_3)}{d_{\omega_2} \cdot \cos 20^\circ} = \frac{2(3960 + 244400112 + 0,18)}{29,7 \cdot 0,94} = 1779213 \text{ Н} \quad (2.6)$$

$d_{\omega_2} = D_4$ – початковий діаметр зубчатого вінця.

Оскільки привід – реверсивний, то зусилля може бути спрямоване в різні боки.

При обертанні розподільника за годинниковою стрілкою зусилля від приводної шестерні передається роликам В і С, а при обертанні розподільника проти годинникової стрілки – роликам В і А. Перші наближення величини зусилля тиску вінця на центрувальні ролики визначають з багатокутників сил, які будують для випадків обертання за годинниковою і проти годинникової

стрілки. До розрахунку вводиться найбільша арифметична сума реакцій з двох можливих варіантів.

В першому наближенні:

$$M'_4 = (R_A + R_B + R_C) \cdot (k_4 + k_4 \cdot \frac{D_5}{D_6} + \frac{f_4 \cdot d_2}{D_6} \cdot \frac{D_5}{2}) = (0 + 18500 + 5200) \cdot (0.04 + 0.04 \cdot \frac{0.09}{0.2} \cdot \frac{3.6}{2}) = 18779.9 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.7)$$

де:

D_6 – діаметр центрувального ролика;

D_5 – діаметр поверхні катання центрувальних роликів;

d_2 – діаметр цапфи підшипника центрувального ролика;

k_4 – плече тертя кочення ролика по поверхні катання;

f_4 – коефіцієнт тертя у підшипниках роликів.

При другому наближенні зусилля в зубах привідної шестерні визначають з рівняння:

$$0,5 \cdot P''_z \cdot d_{\omega 2} \cdot \cos 20^\circ = M_1 + M_2 + M_3 + M'_4 \quad (2.8)$$

Звідси:

$$P''_z = \frac{M_1 + M_2 + M_3 + M'_4}{0,5 \cdot d_{\omega 2} \cdot \cos 20^\circ} = \frac{3960 + 244400.112 + 0.18 + 18779.9}{0,5 \cdot 29,7 \cdot 0,94} = 19137.5 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Загальний статичний момент обертання воронки:

$$M_{cm} = M_1 + M_2 + M_3 + M'_4 = 3960 + 244400.112 + 0.18 + 18779.9 = 267140.2 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

По M_{cm} попередньо визначають потужність електродвигуна:

$$P_{np} = M_{cm} \times \omega_{\omega} / \eta = 267140.2 \times 0.52 / 0.9 = 154347.7 \text{ Вт} \quad (2.9)$$

ω_{ω} – кутова швидкість воронки, с^{-1} .

Статичний момент, необхідний для обертання воронки, який приводиться до валу електродвигуна:

$$M_{cm.\omega\omega} = M_{cm} / u \times \eta_m = 267140.2 / 2788.5 \times 0.85 = 81.4 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.10)$$

$u = \omega / \omega_{\omega}$ – загальне передавальне число механізму, який складається з зубчатої пари, конічного редуктора, універсального шарніра, редуктора, гальма, електродвигуна;

$\omega_p, \omega_{\omega}$ – кутові швидкості ротору електродвигуна і воронки;

η_m – загальний ККД механізму ($\eta_m = 0.8 \dots 0.85$).

Динамічний момент, який приводиться до валу електродвигуна, що визначається окремо при пуску і гальмуванні механізму:

$$M_{\text{дин.дв.н(м.)}} = \delta_1 \cdot \frac{I_{\text{дв}} \cdot \omega_p}{t_{n(m)}} + \frac{I_B \cdot \omega}{u^2 \cdot t_{n(m)}} = 1.2 \cdot \frac{1.62 \cdot 104.7}{7} + \frac{300 \cdot 104.7}{2788.5^2 \cdot 7} = 29.04 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.11)$$

де δ_1 – коефіцієнт, що враховує моменти інерції інших деталей приводу, що обертаються ($\delta_1 = 1.2 \dots 1.3$);

$I_{\text{дв}}$ – моменти інерції на валу ротора електродвигуна;

I_B – те ж саме воронки з деталями малого конусу і шихти на малому конусі відносно осі розподільника;

$t_{п(т)}$ – час пуску або гальмування.

Позначивши $I_B/u^2 = \delta_2$ остаточно отримаємо:

$$M_{\text{дин.дв.н(м.)}} = (\delta_1 + \delta_2) \frac{I_{\text{дв}} \cdot \omega}{t_{n(m)}} = (1.2 + 0.00004) \cdot \frac{1.62 \cdot 104.7}{7} = 29.08 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.12)$$

Розподільник за повний цикл роботи повертають на кути φ_i , які зазвичай дорівнюють: 0, 60, 120, 180°. Час встановленої кутової швидкості воронки ω_B при повороті на кут φ_i :

$$t_y = \frac{\varphi_i / 360}{\omega_B / 2\pi} - 0.5(t_n + t_m). \quad (2.13)$$

Для 60°:

$$t_y = \frac{60/360}{0.03/2 \cdot 3.14} - 0.5(7 + 7) = 14.25 \text{ с.};$$

Для 120°:

$$t_y = \frac{120/360}{0.03/2 \cdot 3.14} - 0.5(7 + 7) = 34.67 \text{ с.};$$

Для 180°:

$$t_y = \frac{180/360}{0.03/2 \cdot 3.14} - 0.5(7 + 7) = 55.5 \text{ с.}$$

Максимальне t_y буде при повороті воронки на кут 180°. Еквівалентний момент для одного скіпа:

$$M_{e.p(\kappa)} = \sqrt{\frac{M_1^2 t_n + M_2^2 t_y + M_3^2 t_m}{t_y + \alpha(t_n + t_m)}} \quad (2.14)$$

Для 60°:

$$M_{e.p(\kappa)} = \sqrt{\frac{110.8^2 \cdot 7 + 81.4^2 \cdot 14.25 + 52.32^2 \cdot 7}{14.25 + 0.75(7+7)}} = 89.8 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Для 120°:

$$M_{e.p(\kappa)} = \sqrt{\frac{110.8^2 \cdot 7 + 81.4^2 \cdot 34.67 + 52.32^2 \cdot 7}{34.67 + 0.75(7+7)}} = 86.1 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Для 180°:

$$M_{e.p(\kappa)} = \sqrt{\frac{110.8^2 \cdot 7 + 81.4^2 \cdot 55.5 + 52.32^2 \cdot 7}{55.5 + 0.75(7+7)}} = 84.6 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Моменти:

$$M_1 = M_{ст.дв.} + M_{дин.дв.п} = 81.4 + 29.04 = 110.8 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.15)$$

$$M_2 = M_{ст.дв.} = 81.4 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.16)$$

$$M_3 = M_{ст.дв.} - M_{дин.дв.т} = 81.4 - 29.08 = 52.32 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.17)$$

При цьому час роботи розподільника шихти:

$$t_p = t_n + t_y + t_m \quad (2.18)$$

Для 60°:

$$t_p = 7 + 14.25 + 7 = 28.25 \text{ с}$$

Для 120°:

$$t_p = 7 + 34.67 + 7 = 48.67 \text{ с}$$

Для 180°:

$$t_p = 7 + 55.5 + 7 = 69.5 \text{ с}$$

t_y – час встановленого руху.

Час циклу роботи розподільника

$$t_{ц} = t_p + t_o \quad (2.19)$$

Для 60°:

$$t_{ц} = 28.25 + 45 = 73.25 \text{ с}$$

Для 120°:

$$t_{ц} = 48.67 + 45 = 93.67 \text{ с}$$

Для 180°:

$$t_{ц} = 69.5 + 45 = 114.5 \text{ с}$$

t_0 – час зупинки до чергового повороту воронки розподільника.

Для кожної подачі з 4 скипів при повороті воронки розподільника на даний кут ϕ_i (60° , 120° , 180°) будують графік еквівалентних моментів.

Еквівалентний момент за подачу з 4 скипів без урахування пауз:

$$M_{eni} = \sqrt{\frac{(z_p \cdot M_{ep}^2 + z_k \cdot M_{ek}^2) t_p}{4[t_y + \alpha(t_n + t_T)]}} = \sqrt{\frac{(3 \cdot 260.5^2 + 1 \cdot 80.5^2) \cdot 104.42}{4 \cdot [55.5 + 0.75 \cdot (7 + 7)]}} = \quad (2.20)$$

$$= 288.2 \text{ H} \cdot \text{м}$$

де z_p – кількість рудних скипів;

z_k – кількість коксових скипів;

M_{ep} і M_{ek} – еквівалентні моменти для рудного і коксового скипів відповідно;

$\alpha = 0.75$ – коефіцієнт, що враховує погіршення умов охолодження електродвигуна при пусках і гальмуваннях.

За отриманими еквівалентними моментами M_{eni} для кожної подачі визначають еквівалентний момент електродвигуна за цикл роботи розподільника

$$M_e = \sqrt{\frac{2M_{e60}^2 t_{60} + 2M_{e120}^2 t_{120} + M_{e180}^2 t_{180}}{2t_{60} + 2t_{120} + t_{180}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 89.8^2 \cdot 10 + 2 \cdot 86.1^2 \cdot 12 + 84.6^2 \cdot 11}{2 \cdot 10 + 2 \cdot 22 + 30}} = \quad (2.21)$$

$$= 66.7 \text{ H} \cdot \text{м}$$

де M_{e60} , M_{e120} , M_{e180} – еквівалентні моменти для подачі при повороті воронки розподільника на кути $\pm 60^\circ$; $\pm 120^\circ$; 180° відповідно;

t_{60} , t_{120} , t_{180} – час повороту розподільника на кути $\pm 60^\circ$; $\pm 120^\circ$; 180° відповідно.

Потужність електродвигуна при фактичній тривалості ввімкнення

$$P_\phi = M_e \times \omega_p / \eta = 66.7 \times 104.7 / 0.9 = 7759.4 \text{ Вт}. \quad (2.22)$$

Фактична тривалість ввімкнення:

$$T_{B_\phi} = \frac{(2t_{60} + 2t_{120} + t_{180})z}{6T} \cdot 100 = \frac{(2 \cdot 10 + 2 \cdot 22 + 30) \cdot 4}{6 \cdot 300} \cdot 100 = 20.89 \quad (2.23)$$

де T – загальний час набирання однієї подачі;

z – число скипів у подачі;

6 – число станцій за цикл роботи розподільника.

Потужність електродвигуна при заданій $TB_{ст.}$:

$$P_{CT} = P_{\phi} \sqrt{\frac{TB_{\phi}}{TB_{CT}}} = 7759.4 \cdot \sqrt{\frac{20.89}{25}} = 7092.95 \text{ Вт} \quad (2.24)$$

Обираємо електродвигун ПНЗ – 290.

Обраний за каталогом електродвигун перевіряється на перевантаження за допустимим коефіцієнтом перевантаження:

$$\lambda = \frac{M_{\max}}{M_{\text{НОМ}}} = \frac{89.7}{642} = 0.14 \leq \lambda_{\text{ДОП}} = 2.8 \quad (2.25)$$

M_{\max} – максимальний момент (з навантажувальної діаграми);

$M_{\text{НОМ}}$ – номінальний момент обраного електродвигуна.

2.2. Розрахунок редуктора приводу розподільника шихти

Вихідні дані:

Кінематична схема - осі вхідного і вихідного валів паралельні і знаходяться в горизонтальній площині. • Вид машини, що приводиться: розподільник шихти (група В).

$$T_{\text{ВЫХ.ТРЕБ.}} = 5116 \text{ Нм}; F_{\text{ВЫХ.ТРЕБ.}} = 96000 \text{ Н}; F_{\text{ВХ.ТРЕБ.}} = 3800 \text{ Н}; U = 23,34.$$

• Вид двигуна: двигун постійного струму.

• $n_{\text{ВХ.}} = 980 \text{ об / хв.}$

• Характер навантаження: робота безперервна, нереверсивна, поштовхи середньої сили, середня щодобовий робота - 12 годин, кількість включень на годину - до 30, тривалість включень - ПВ 100%.

• Умови навколишнього середовища: температура повітря $> 30^{\circ}\text{C}$, умови відведення тепла - природне охолодження повітрям навколишнього середовища.

Вибір редуктора:

З таблиць 1, 2, 3, 4 [8] знаходимо (група В - електродвигун, 12 годин роботи в добу, 30 пусків в годину): $K_1 = 1,5$; $K_2 = 1,12$; $K_3 = 1,1$; $K_{ПВ} = 1,0$; $K_{рев.} = 1$; (Передача нереверсивна).

Визначаємо величину коефіцієнта умов роботи:

$$K_{УР} = K_1 \times K_2 \times K_3 \times K_{ПВ} \times K_{РЕВ.}; \quad (2.26)$$

$$K_{УР} = 1,5 \times 1,12 \times 1,1 \times 1 \times 1 = 1,848$$

Визначаємо розрахункові вихідний момент і консольні радіальні навантаження:

- Розрахунковий крутний момент на вихідному валу редуктора:

$$T_{ВИХ.РАСЧ.} = T_{ВИХ.ТРЕБ.} \cdot K_{УР}, \quad (2.27)$$

$$T_{ВИХ.РАСЧ.} = 5116 \cdot 1,848 = 9454,4 \text{ Нм.}$$

- Розраховуємо консольні радіальні навантаження:

$$F_{ВХ.РАСЧ.} = 3800 \cdot 1,848 = 7022,4 \text{ Н.} \quad (2.28)$$

$$F_{ВЫХ.РАСЧ.} = 96000 \cdot 1,848 = 77408 \text{ Н.}$$

- Розрахункова потужність двигуна:

$$P_{ВХ.РАСЧ.} = \frac{T_{ВЫХ.РАСЧ.} \times n_{ВЫХ.}}{9550 \times \eta}, \quad (2.29)$$

де, $P_{ВХ.РАСЧ.}$ - розрахункова потужність двигуна, кВт, η - коефіцієнт корисної дії редуктора (ККД).

Значення η приймається:

для циліндричних редукторів:

- одноступінчастих - 0,99.

- двоступеневих - 0,98.

- триступеневий - 0,97.

- чотириступінчастих - 0,95.

для конічних редукторів:

- одноступінчастих - 0,98.

- двоступеневих - 0,97.

Для конічної-циліндричних редукторів - як добуток значень η конічної і циліндричної частин редуктора.

- Визначаємо передавальне число редуктора:

$$i_{ред} = U = 23,34 \quad (2.30)$$

- Виходячи з формули $i_{ред} = \frac{n_{ВХ}}{n_{ВЫХ}}$, визначаємо виходить частоту обертання:

$$n_{вых} = \frac{n_{вх}}{i_{ред}} = \frac{980}{23,34} = 42 \text{ об/хв.} \quad (2.31)$$

Згідно з рекомендацією [8] вибираємо двоступінчастий редуктор. З каталогу [8] знаходимо: редуктор циліндричний двоступінчастий РМ-650.

- Визначаємо розрахункову потужність на вході в редуктор:

$$P_{ВХ.РАСЧ.} = \frac{9454,4 \times 42}{9550 \times 0,98} = 42,4 \text{ кВт}, \quad (2.32)$$

де, $\eta = 0,98$ - ККД двоступеневого циліндричного редуктора.

Перевіряємо відсутність перегріву редуктора. З таблиці 6 [8] знаходимо коефіцієнт КТ ($t = 30^{\circ}\text{C}$), без стороннього охолодження, тривалість включення ПВ 100%): $K_T = 0,88$.

Відповідно до технічної документації термічна потужність редуктора РМ-650 становить: $P_{ТЕРМ.} = 128 \text{ кВт}$.

Згідно (2.23):

$$P_{ВХ.РАСЧ.} \leq 128 \times 0,88 = 112,6 \text{ кВт},$$

Тобто умова виконано.

У разі невиконання умови (2.23) при обраному способі охолодження використовуються інші способи охолодження.

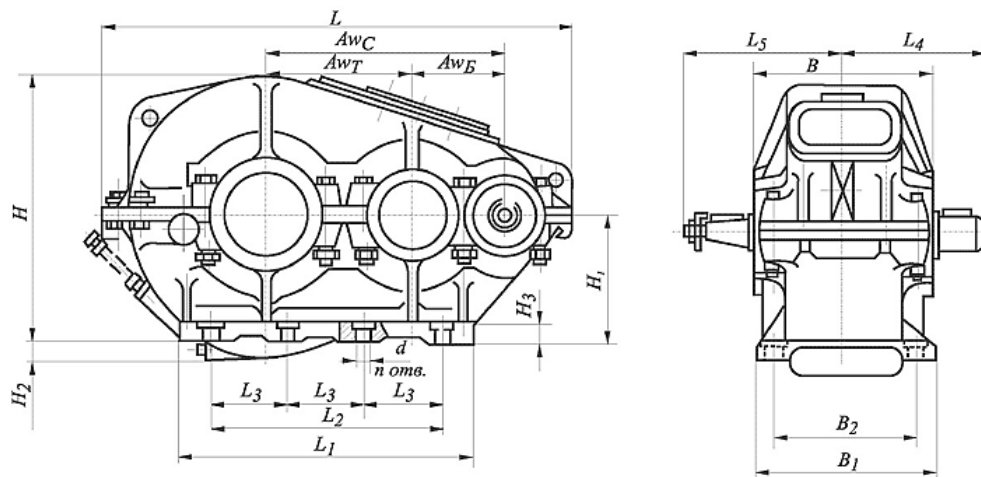


Рисунок 2.4 Редуктор РМ-650

Габарити і приєднувальні розміри редуктора мм.: $L=1278$; $L_1=830$;
 $L_2=645$; $L_3=215$; $L_4=430$; $L_5=430$; $B=470$; $B_1=470$; $B_2=410$; $H=697$; $H_1=320$;
 $H_2=95$; $H_3=35$; $b=25$; $n=8$; $A_{wc}=650$; $A_{wt}=400$; $A_{wb}=250$;

Розміри решт вхідних і вихідних валів мм .:

Вхідний вал: $d_1=60$; $d_2=M42$; $d_3=94$; $d_4=54.75$; $l=140$; $l_1=105$; $b=16$; $h=10$; $t=6$.

Вихідний вал $d_5=110$ 125; $d_6=130$ 145; $l_2=165$ 165; $t_2=120$ 136; $b_1=28$ 32.

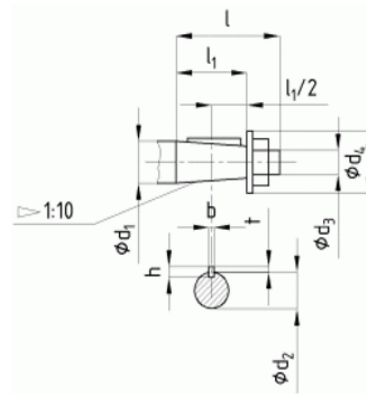


Рисунок 2.5 Кінці вихідного і вхідного валів редуктора РМ-650

Значення коефіцієнтів наводяться в таблицях. Класифікація ведених машин за ступенем толчкообразних приведена в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1. Коефіцієнт характеристики двигуна K_1 .

Провідна машина	Ступінь толчкообразних рухів машини			
	А	Б	В	Г
Електродвигун, парова турбіна	1,0	1,2	1,5	1,8
4-х, 6-ти циліндрові двигуни внутрішнього згорання, гідравлічні і пневматичні двигуни	1,25	1,5	1,8	2,2
1-х, 2-х, 3-х циліндрові двигуни внутрішнього згорання	1,5	1,8	2,2	2,5

А - плавна навантаження, Б - слабкі поштовхи, В - поштовхи середньої сили, Г - сильні поштовхи.

Таблиця 2.2. Коефіцієнт тривалості роботи K_2 .

Щоденне користування, ч / сут	<2	<8	<16	> 16
K_2	0,9	1,0	1,12	1,25

Таблиця 2.3. Коефіцієнт кількості пусків K_3 .

Кількість пусків на годину		1	<20	<40	<80	<160	> 160
Коефіцієнт характеристики двигуна, K_1	1	1,0	1,2	1,3	1,5	1,6	2,0
	1,25	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,7
	1,5	1,0	1,07	1,1	1,15	1,25	1,4
	1,8	1,0	1,05	1,05	1,07	1,1	1,2

Таблиця 2.4. Коефіцієнт тривалості включення $K_{ПВ}$.

ПВ%	100	60	40	25	15
$K_{ПВ}$	1,0	0,90	0,80	0,70	0,67

Таблиця 2.5. Ступінь толчкообразних рухів машин

Характер навантаження	Найменування обладнання
А	Генератори, елеватори, відцентрові компресори, рівномірно завантажуються конвеєри, змішувачі рідких речовин, насоси відцентрові, шестеренні, гвинтові, стріляв механізми, повітрорудки, вентилятори, фільтруючі пристрої.
Б	Водоочисні споруди, нерівномірно завантажуються конвеєри, лебідки, тросові барабани, ходові, поворотні, підйомні механізми підйомних кранів, бетономішалки, печі, трансмісійні вали, різакі, дробарки, млини, обладнання для нафтової промисловості.
В	Пробійні преси, вібраційні пристрої, лісопильні машини, гуркіт, одноциліндрові компресори.
Г	Устаткування для виробництва гумотехнічних виробів і пластмас, змішувальні машини і обладнання для фасонного прокату.

Таблиця 2.6. Температурний коефіцієнт K_T .

Спосіб охолодження	Температура навколишнього середовища, °С	Тривалість включення, ПВ%.				
		100	80	60	40	25
редуктор без стороннього охолодження.	10	1,12	1,34	1,57	1,79	2,05
	20	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8
	30	0,88	1,06	1,23	1,41	1,58
	40	0,75	0,9	1,05	1,21	1,35
	50	0,63	0,76	0,88	1,01	1,13
Редукторі зі спіраллю водяного охолодження.	10	1,1	1,32	1,54	1,76	1,98
	20	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8
	30	0,9	1,08	1,26	1,44	1,62
	40	0,85	1,02	1,19	1,36	1,53
	50	0,8	0,96	1,12	1,29	1,44
Редуктор охолоджується обдуванням.	10	1,15	1,38	1,61	1,84	2,07
	20	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8
	30	0,9	1,08	1,26	1,44	1,82
	40	0,8	0,96	1,12	1,29	1,44
	50	0,7	0,84	0,98	1,12	1,26
Редуктор з обдуванням і водяним охолодженням.	10	1,12	1,34	1,57	1,79	2,05
	20	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8
	30	0,92	1,1	1,29	1,47	1,66
	40	0,83	1,0	1,16	1,33	1,5
	50	0,78	0,94	1,09	1,25	1,4

2.3. Розрахунок кутового редуктора та відкритої прямозубої циліндричної передачі приводу розподільника шихти

Звертаючи увагу на той факт, що кутовий редуктор розподільника шихти засипного пристрою доменної печі необхідний для зміни напрямку крутного моменту з горизонтальної площини у вертикальну і втрати основних параметрів відбувається через сил тертя в зубчастому зачепленні, основними розрахунками даного вузла ми можемо знехтувати і розрахувати тільки ті параметри, які будуть необхідні нам в подальших розрахунках вихідного валу та зубчастого вінця розподільника шихти.

Таким чином, нам необхідно розрахувати виходить частоту обертання і вихідний крутний момент.

Виходячи з формули $i_{ред} = \frac{n_{ВХ}}{n_{ВЫХ}}$, визначаємо виходить частоту обертання:

$$n_{ввых} = \frac{n_{вх}}{i_{ред}} = \frac{42}{1} = 42 \text{ об/хв.} \quad (2.33)$$

де, $i_{ред}$ - передавальне число редуктора, $i_{ред} = U = 1$;

- Розрахунковий крутний момент на вихідному валу редуктора:

$$T_{Вых.вал} = M_{ст} \cdot \frac{i_{цил ред}}{i_{общ}}; \quad (2.34)$$

де, $i_{общ}$ - загальне передавальне число приводу.

$$i_{общ} = i_{цил ред} \cdot i_{угл.ред} \cdot i_{откр пер.} = 23,34 \cdot 1 \cdot 12 = 280,08;$$

$$T_{Вых.вал} = 117382,1 \cdot \frac{23,34}{280,08} = 9782 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Початкові дані розрахунку відкритої прямозубой циліндрической передачі:
 Вид машини, що приводиться: розподільник шихти (група В). $n_{ВХ} = 42$ об/хв
 $i = 12$; $n_{ввых} = 3,49$ об / хв; $T_{вход.} = 9782$ Нм; $\omega_{ведом кол.} = 0,37$ рад / с;
 Характер навантаження: робота безперервна, нереверсивна, поштовхи середньої сили.

Розрахунок необхідної потужності.

Як найбільш доступний і має широкий спектр модифікацій за типом і параметрами в якості силової установки запропонований електродвигун.

Розрахунок споживаної потужності:

$$P_1 = \frac{T_{вход}}{9550} \cdot n_{вх}; \quad (2.35)$$

$$P_1 = \frac{9782}{9550} \cdot 42 = 43,2 \text{ кВт};$$

Розрахунок споживаної потужності приводом:

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{от.пер.} \quad (2.36)$$

де, $\eta_{от.пер.} = \eta_1 \eta_2 = 0,95 \cdot 0,99 = 0,94$.

де, $\eta_1 = 0,94 \dots 0,96$ - ККД відкритої зубчастой передачі. приймаємо $\eta_1 = 0,95$;

$\eta_2=0,99 \dots 0,999$ - ККД пари підшипників кочення;

$\eta_2= 0,96 \dots 0,98$ - ККД пари підшипників ковзання. Приймаємо пару підшипників кочення, відповідно, $\eta_2= 0,99$.

тоді:

$$P_2=43,2 \cdot 0,95=41,04 \text{ кВт};$$

Кінематичний розрахунок.

Знаходимо кутову швидкість ведучої шестерні і обертаючі моменти на елементах передачі.

Кутова швидкість ведучої шестерні

$$w_{вед шест} = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 42}{30} = 4,4 \text{ рад /с.} \quad (2.37)$$

Момент на відомому колесі:

$$T_{кол.} = 9550 \frac{P_2}{n_{кол}} = 9550 \frac{41,04}{3,49} = 111980,6 \text{ Нм}; \quad (2.38)$$

Момент на провідній шестерні:

$$T_{шест} = 9550 \frac{P_1}{n_{шест}} = 9550 \frac{43,2}{42} = 9821 \text{ Нм.} \quad (2.39)$$

Вибір матеріалів та визначення допустимих напружень.

Вибираючи для зубчастих коліс матеріали і варіант термообробки до прийнятої твердості, відзначимо, що в даному пункті закладено саме найбільшу кількість варіантів розрахунку приводу з відкритої зубчастої передачею. Маючи одні й ті ж дані по попереднім пунктам, представляється унікальна можливість наочно переконатися у впливі як різних матеріалів, так і видів термообробки одних тих же матеріалів на розміри і компановку передачі.

Таблиця 2.7. Механічні характеристики сталей

Марка сталі	$D_{перед}$ мм	$S_{перед}$ мм	Термообробка	Твердість заготовки		σ_B	σ_T	σ_{-1}
				поверхні	серцевини			
1	2	3	4	5	6	7	8	9
35	-	-	H	163 ... 192 HB		550	270	235
40	120	60	У	192 ... 228 HB		700	400	300
45	-	-	H	179 ... 207 HB		600	320	260
45	125	80	У	235 ... 262 HB		780	540	335

Продовження таблиці 2.7.

1	2	3	4	5	6	7	8	9
45	80	50	У	269...302 НВ		890	650	380
40Х	200	135	У	235...262 НВ		790	640	375
40Х	125	80	У	269...302 НВ		900	750	410
40Х	125	80	У+ТВЧ	45...50 HRC ₃	269...302 НВ	900	750	410
40ХН	315	200	У	235...262 НВ		800	630	380
40ХН	200	125	У	269...302 НВ		920	750	420
40ХН	200	125	У+ТВЧ	48...53 HRC ₃	269...302 НВ	920	750	420
35ХМ	315	200	У	235...262 НВ		800	670	380
35ХМ	200	125	У	269...302 НВ		920	790	420
35ХМ	200	125	У+ТВЧ	48...53 HRC ₃	269...302 НВ	550	270	235
35Л	-	-	Н	163...207 НВ		920	790	420
40Л	-	-	Н	147 НВ		520	295	225
45Л	315	200	У	207...235 НВ		680	440	285
40ГЛ	315	200	У	235...262 НВ		850	600	365
20Х, 18ХГТ 12ХН3А	200	125	У+ЦК	300...400 НВ	56...63 HRC ₃	900	800	400
38ХМЮА	-	-	А	57...67 HRC ₃	30...35 HRC	1050	900	500
35ХМ 40ХН	-	40	З	45...53 HRC		1060	1400	500

Приймаємо матеріали і вид термообробки для зубчастих коліс: - для шестірни. Сталь 40Х; Т.О. - поліпшення; твердість Н = НВ₁290 од. (З діапазону 269 ... 302 од. З діапазону приймаємо середнє значення НВ);
- для колеса. Сталь 45; Т.О. - поліпшення; твердість Н = НВ₂250 од. (З діапазону 235 ... 262 од.)

Визначимо допустимі напруження на контактну міцність за формулами (2.28). Для шестерні:

$$\sigma_1 = 2 \cdot 290 + 70 = 650 \text{ МПа}$$

$S_H = 1,1$ при Т.О. поліпшенні.

$K_{\text{год}} = 1$ враховуючи безперервність роботи агрегату більш точно визначається при проектуванні на конкретне реальне час.

$$K_{\text{сут}} = 1.$$

$$L = 36510 = 87600 \text{ години.}$$

$$N_1 = 60 \cdot 42 \cdot 1 \cdot 87600 = 220752000 \text{ циклов.}$$

$$N_{01} = 290^3 = 24389000 \text{ циклов, т.е. } N_1 > N_{01} \text{ и } K_{\text{ни}} = 1.$$

$$[\sigma]_{H1} = 650 - 1 / 1,1 = 590,9 \text{ МПа.}$$

Для колеса:

$$\sigma_2 = 2 \cdot 250 + 70 = 570 \text{ МПа}$$

S_H , $K_{\text{год}}$, $K_{\text{сут}}$ і мають ті ж значення, що і для шестірні.

$$N_2 = 60 = 18396000 \text{ циклів.}$$

$$N_{02} = 250^3 = 15625000 \text{ циклів, тобто } N_2 > N_{02} \text{ и } K_{\text{ж}2} = 1.$$

$$[\sigma]_2 = 570 - 1 / 1,1 = 518,2 \text{ МПа.}$$

Допустимі напруги на згинальну міцність.

Для шестерні:

$$\sigma_{F1} = 1,08 \cdot 290 = 313,2 \text{ МПа}$$

$$K_T = 1, \text{ т.к. } N_1 = 220752000 \text{ циклів} > N_{FG} = 4 \cdot 10^6.$$

$$Y_A = 1 - 0,35 = 0,65 \text{ для поліпшених сталей.}$$

$$S_F = 2,3 \text{ для литих заготовок.}$$

$$[\sigma]_{F1} = 313,2 \cdot 1 \cdot 0,65 / 2,3 = 88,51 \text{ МПа;}$$

Для колеса:

$$\sigma_{F2} = 1,08 \cdot 250 = 270 \text{ МПа}$$

$$K_{T2} = 1, \text{ т.к. } N_2 = 18396000 \text{ циклів} > N_{FG} = 4 \cdot 10^6$$

$$Y_A = 0,65; S_F = 2,3$$

$$[\sigma]_{F2} = 270 \cdot 1 \cdot 0,65 / 2,3 = 76,3 \text{ МПа;}$$

Розрахунок передачі.

Розрахунок параметри для визначення модуля.

$$K = 1,5, \text{ враховуючи 0 режимів навантаження.}$$

Для визначення Y_{F1} необхідно спочатку задатися числом зубів шестерні Z . З огляду на вищенаведені рекомендації, прийmemo число $Z_1 = 17$ зубів.

Тоді, $Z_2 = Z_1 \cdot U = 17$ зуба.

Фактичне передавальне число $U_{\phi} = 204/17 = 12$.

Коефіцієнти форми зуба

$Y_{F1}=4,25$ при $z_1 = 17$ и $Y_{F2} = 3,47$ при $z_2 = 204$ (див. табл.3.8)

Так як $\frac{Y_{F1}}{\{\sigma\}_{F1}} = \frac{4,25}{88,51} = 0,048 > Y_{F2}/\{\sigma\}_{F2} = \frac{Y_{F2}}{\{\sigma\}_{F2}} = \frac{3,47}{76,3} = 0,045$,

приймаємо розрахункові дані по шестірні.

$\varepsilon_{\alpha} = 1,88 - 3,2 \cdot (1 / 20 + 1 / 80) = 1,68$ и $Y_{\tau} = 1/1,68 = 0,595$. $Y_{\beta} = 1$.

Приймаємо значення $\Psi_n = 7$ (враховуючи режим навантаження, який заданий як 0).

Таблиця 2.8. Коефіцієнт форми зуба Y_F

Z або ZV	Y_F	Z або ZV	Y_F	Z або ZV	Y_F	Z або ZV	Y_F	Z або ZV	Y_F
16	4,29	25	4,00	35	3,85	60	3,69	100	3,60
17	4,25	26	3,98	40	3,80	65	3,67	120	3,58
20	4,13	28	3,94	45	3,76	70	3,66	150	3,56
22	4,07	30	3,91	50	3,73	80	3,64	180	3,54
24	4,02	32	3,88	55	3,71	90	3,62	∞	3,47

Напруга, що допускається $[\sigma]_{F1} = [\sigma]_{F1} / 2 = 88,51 / 2 = 44,255$ МПа

Для проектного розрахунку відкритих передач по напруженням вигину визначають модуль зачеплення з виразів:

- для прямозубих коліс

$$m \geq \sqrt[3]{3T_{\text{вх}} \cdot 10^3 \cdot K_{F\beta} \cdot Y_{F3} / (Z_3 \cdot \Psi_{bm} \cdot [\sigma_{F3}])}, \quad (2.40)$$

$$m \geq \sqrt[3]{3 \cdot 1119806 \cdot 10^3 \cdot 1,5 \cdot 3,47 / (204 \cdot 7 \cdot 76,3)} = 13,56$$

Приймаємо по ГОСТ 9563-60 з ряду:

Отримане значення модуля необхідно округлити до стандартного значення по 1-му ряду модулів: 1,0; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 11; 12; 13; 14; 15 ... мм.

$m = 14$ мм.

Розміри зубчастих коліс:

$$d=m \cdot Z_1 = 14 \cdot 17 = 238 \text{ мм}; \quad (2.41)$$

$$D=m \cdot Z_2 = 14 \cdot 204 = 2856 \text{ мм};$$

$$b_2=m \cdot \Psi_n=14 \cdot 7=98 \text{ мм}; \quad (2.42)$$

$$b_1= b_2 + (3 \dots 5)=101 \dots 103 \text{ мм};$$

приймаємо $b_1 = 102 \text{ мм};$

$$d_{a1}= 238 + 2 \cdot 14 = 266 \text{ мм};$$

$$d_{f1}=238-2,5 \cdot 14=203 \text{ мм};$$

$$D_{a1}=2856+2 \cdot 14=2884 \text{ мм};$$

$$D_{f1}=2856-2,5 \cdot 14=2821 \text{ мм};$$

5.3 Міжосьова відстань.

$$a_{\omega} = \frac{238+2856}{2} = 1547 \text{ мм}. \quad (2.43)$$

5.4 Окружна швидкість з урахуванням кутової швидкості.

$$V = \pi d_{a1} \cdot n_1 / (60 \cdot 1000), \text{ м/с.}$$

$$V = \frac{3,14 \cdot 266 \cdot 42}{60 \cdot 1000} = 0,6 \text{ м/с.}$$

Призначаємо ступінь точності (табл.2.9) – 9.

Таблиця 2.9. Ступеня точності зубчастих передач.

Ступінь точності	Окружні швидкості обертання коліс V , м / с		
	прямозубих		косозубих
	циліндричних	конічних	циліндричних
6	до 15	до 12	до 30
7	до 10	до 8	до 15
8	до 6	до 4	до 10
9	до 2	до 1,5	до 4

Сили в зачепленні.

$$\text{Окружна: } F_t = \frac{2 \cdot 9821 \cdot 10^3}{238} = 82529 \text{ Н.}$$

$$\text{Радіальна: } F_r = 82529 \cdot 0,364 = 30040,6 \text{ Н.}$$

Перевірка зубів на згинальну міцність.

$$\Psi_d = 98 / 238 = 0,43$$

$K^{\circ}_B = 2,01$, при $\Psi_d < 0,4$. При режимі навантаження 0 коефіцієнт

$$X = 0,75.$$

$$K_f = 2,01 \cdot (1 - 0,75) + 0,75 = 1,25.$$

$$K_{FV} = 1,43 \text{ при } 9\text{-го ступеня точності і } V = 0,6 \text{ м / с (проведена інтерполяція).}$$

$$Y_{F1} = 4,25 \text{ (перевірку проводимо по шестірні).}$$

$$K_{Fd} = 1, \text{ т.к. } N_1 > N_{FG}.$$

$$\sigma_{F1} = \frac{(1 \cdot 1,25 \cdot 1,48 \cdot 1 \cdot 4,25 \cdot 82529)}{(98 \cdot 14)} = 45,4 \text{ МПа.}$$

$$\text{відхилення } \Delta = \frac{(45,4 - 44,255) \cdot 100}{44,255} = 2,6\%,$$

Що не виходить за межі рекомендованого запасу міцності по вигину (нагадаємо - це $[+5]\%$, т.есть достатня міцність на вигин.

Перевірку зубів колеса на міцність при згині виконують за умовою, аналогічної перевірці шестерні:

$$\sigma_{F2} = \frac{\sigma_{F2} \cdot Y_{FS2}}{Y_{FS1}} < \{\sigma\}_{F2}$$

$$\text{где } \{\sigma\}_{F2} = [\sigma]_{F2} / 2 = 76,3 / 2 = 38,15 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{F2} = \frac{45,4 \cdot 3,47}{4,25} = 37 \text{ МПа.}$$

$$\Delta_2 = \frac{(37 - 38,15) \cdot 100}{38,15} = -3\%, \text{ тобто забезпечується міцність зубів колеса з}$$

урахуванням вищевикладеного коментаря.

Отже, перерахунок дав результати, які відповідають обумовленим рекомендацій. Ці результати повинні бути використані в подальшому.

Перевірка зубів на контактну міцність.

$$K_{\text{нв}} = 2,4 \text{ при } 1/Y_c < 0,4.$$

При режимі навантаження 0 коефіцієнт $X = 0,75$.

$$K_{\text{нв}} = 2,4 \text{ при } 1/Y_c < 0,4. \text{ при } 9\text{-го ступеня точності і } V = 0,6 \text{ м / с.}$$

$$K_{\text{нд}} = K_{\text{не}}, \text{ т.к. } N_1 > N_{\text{нг}} \text{ або } K_{\text{нд}} = K_{\text{не}} = 1 \text{ при режимі навантаження } 0.$$

$$\text{Тоді: } T_{\text{не}} = 1 \cdot 9821 = 9821 \text{ Нм;}$$

$$\sigma_{\text{н1}} = \left(\frac{9,8 \cdot 10^5}{0,3 \cdot 4} \right) \cdot \sqrt{\frac{\{(4+1)^3 \cdot 1 \cdot 1,35 \cdot 1,2388 \cdot 9821\}}{0,042}} = 570979520 \text{ Па} = 570,98 \text{ МПа} < < \{\sigma\}_{\text{н1}} =$$

$$590,9 \text{ МПа.}$$

Висновок: В ході виконання даного розділу були зроблені ряд розрахунків вузлів приводу розподільника шихти доменної печі з метою вибору основних параметрів даних вузлів.

3. Дослідження напружень у елементах приводу розподільника шихти

3.1 Дослідження теоретичного коефіцієнту концентрації напружень у галтелях вертикального валу кутового редуктора

Матеріал вихідного валу редуктора в місцях сполучення ділянок з різними діаметрами знаходиться в складному напружено-деформований стан. Визначення напружень в валах можливо або аналітичними методами теорії пружності, або чисельними методами.



Рисунок 3.1 Модель вихідного вертикального валу кутового редуктора в зборі



Рисунок 3.2 Модель вихідного вертикального валу кутового редуктора

Результати розрахунку містять компоненти напружень і переміщень у вузлах сітки, а також усереднені величини напружень по гранях елементів.

Коефіцієнт концентрації напружень при дослідженні валів під дією згинального моменту дорівнює:

$$K_{\sigma} = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{ном}}$$

де σ_{max} – максимальне напруження в перехідній ділянці;

$\sigma_{ном}$ – номінальні напруження в зоні контакту.

Беручи до уваги співвідношення радіуса галтелі до меншого діаметра валу r/d та співвідношення між більшим та меншим діаметрами валу у межах отримані теоретичні значення коефіцієнту концентрації напружень (рис. 3.1).

Для заданих геометричних параметрів формуючого ролика отримаємо наступні значення коефіцієнту концентрації напружень (табл. 3.1).

Таблиця 3.1 – Теоретичні коефіцієнти концентрації напружень в галтелях формуючого ролика моталки

$D = 120$ мм; $d = 110$ мм $D/d = 1,1$	r , мм r/d	1,0 0,01	2,0 0,02	3,0 0,03	4,0 0,04	5,0 0,05	6,0 0,06
Концентратор напружень	k_{σ}	2,3	2,1	2,0	1,9	1,8	1,75

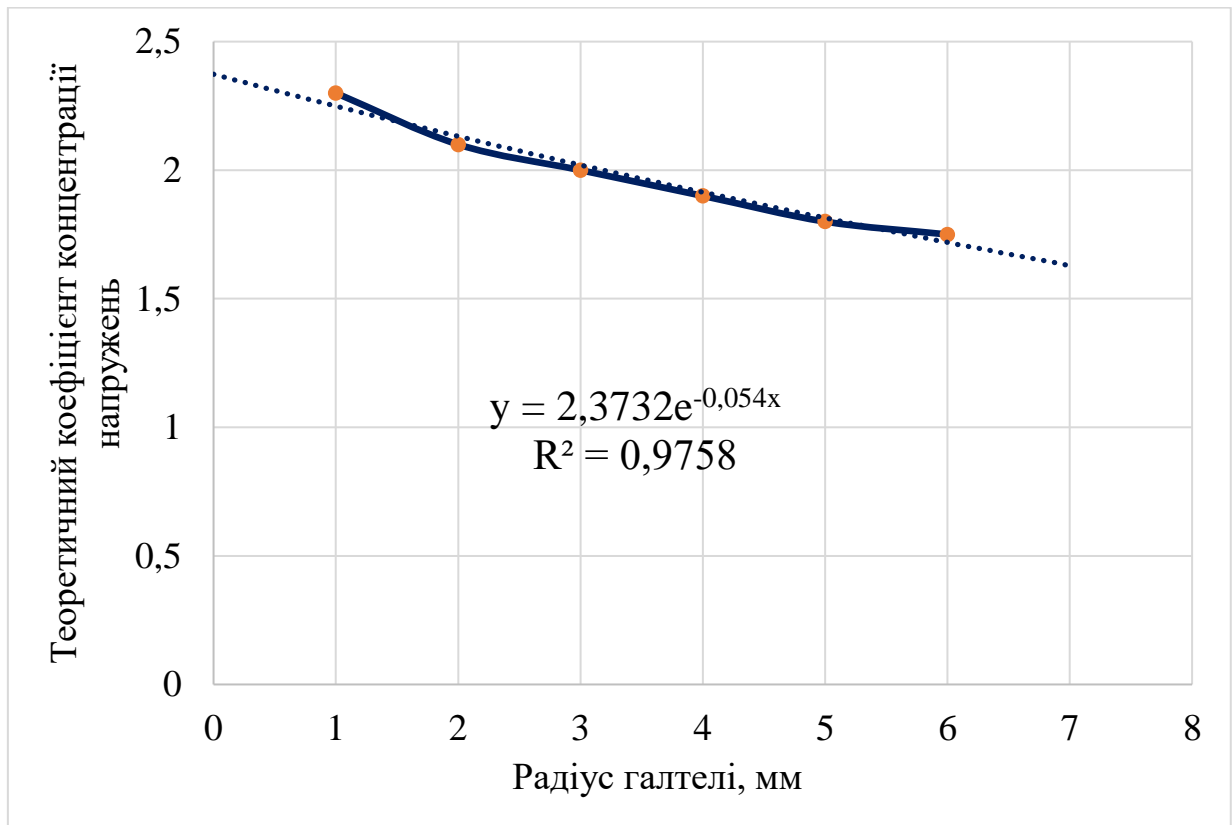


Рисунок 3.3 Графік залежності теоретичного коефіцієнту концентрації напружень в галтелях вихідного валу редуктора

Подальші дослідження присвячені співставленню теоретичного коефіцієнту концентрації напружень в галтелях з даними отриманими в результаті математичного моделювання в програмі SolidWorks та вибором раціональних параметрів з мінімальним значенням концентрації напружень з урахуванням конструктивних особливостей опор валу.

3.2 Дослідження напружень у вихідному валу редуктора з використанням імітаційного моделювання у програмному середовищі SolidWorks

3.2.1 Дослідження напружень валу редуктора зі стандартними галтелями

Розрахунок виконувався способом імітаційного моделювання процесу навантаження вертикального валу редуктора в модулях «Статичний аналіз» та «Втома» програмного середовища SolidWorks.

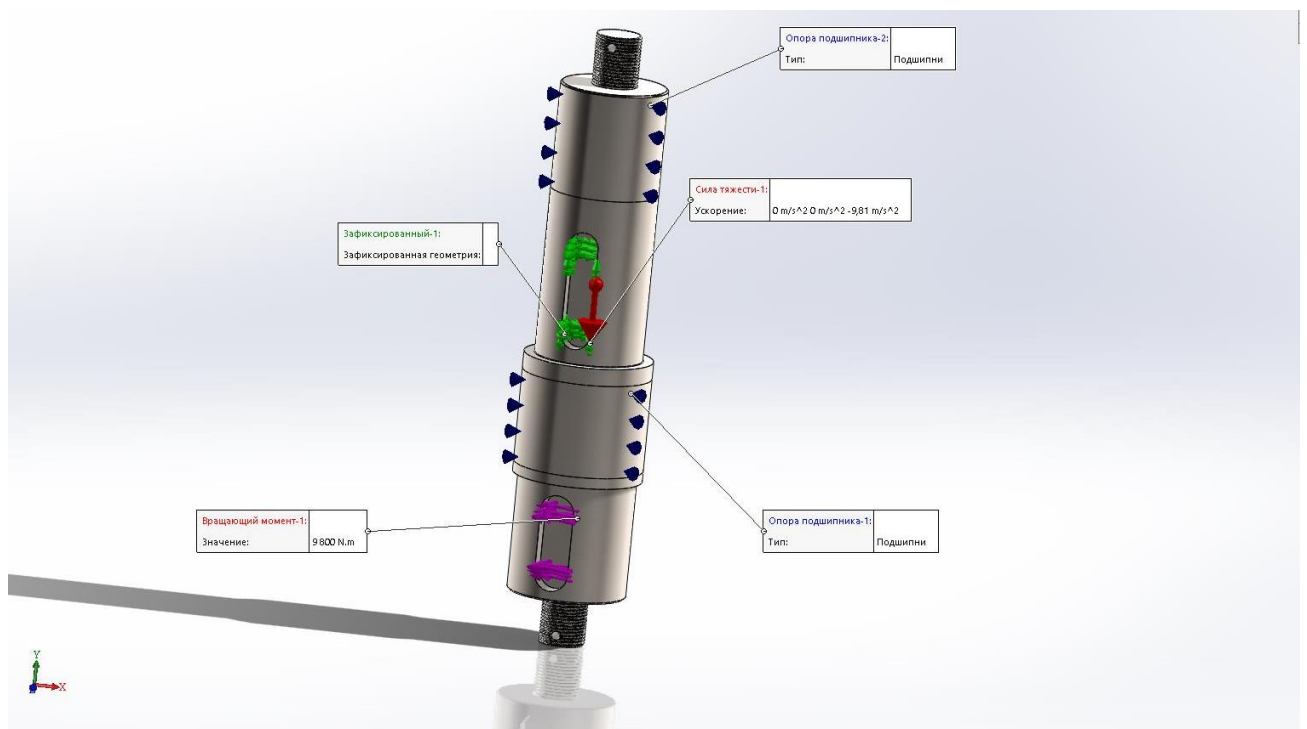



Рисунок 3.4 Об'ємна твердотільна модель вертикального валу зі стандартними галтелями

Таблиця 3.2 Характеристика досліджуваного ролика з циліндричними галтелями

Розглядається як	Об'ємні властивості
Тверде тіло	Масса:33,6346 kg Объем:0,00436813 m ³ Плотность:7 700 kg/m ³ Масса:329,619 N

Таблиця 3.3 Властивості матеріалу досліджуваних деталей

Посилання на модель	Властивості
	<p>Ім'я: Легована сталь</p> <p>Тип моделі: Лінійний упругий ізотропний</p> <p>Критерій міцності за замовчуванням: Максимальне напруження von Mises</p> <p>Межа плинності: $6,20422e+08 \text{ N/m}^2$</p> <p>Межа міцності при розтягуванні: $7,23826e+08 \text{ N/m}^2$</p> <p>Модуль пружності: $2,1e+11 \text{ N/m}^2$</p> <p>Коефіцієнт Пуассона: 0,28</p> <p>Масова щільність: $7\,700 \text{ kg/m}^3$</p>

Таблиця 3.4 Навантаження та кріплення досліджуваного валу

Ім'я кріплення	Зображення кріплення	Дані кріплення
Зафіксований		<p>Об'єкти: 4 грані</p> <p>Тип: Зафіксована геометрія</p>

Результуючі сили

Компоненти	X	Y	Z	Результуюча
Сила реакції(N)	-220 825	-2 818,02	-53 493	227 229
Реактивний момент(N.m)	0	0	0	0

Ім'я навантаження	Зображення	Дані
Сила тяжіння		<p>Довідково: Top Plane</p> <p>Значення: 9,81</p> <p>Одиниці виміру: m/s^2</p>

Ім'я навантаження	Зображення	Дані
Момент, що обертає		<p>Об'єкти: 4 грані Довідково: Грань <1> Тип: Докласти крутний момент Значення: 9 800 Nm</p>

Таблиця 3.5 Інформація про побудовану сітку на досліджуваному валу

Параметр	Характеристика
Тип сітки	Сітка на твердому тілі
Що використовується розбиття:	Сітка на основі кривизни
точки яacobіана	4 Точки
Максимальний розмір елемента	28,6121 mm
Мінімальний розмір елемента	5,72242 mm
Епюра якості сітки	Висока
всього вузлів	37574
всього елементів	23070
Максимальне співвідношення сторін	287,33
% елементів зі співвідношенням сторін <3	64,5
% елементів зі співвідношенням сторін > 10	12,7

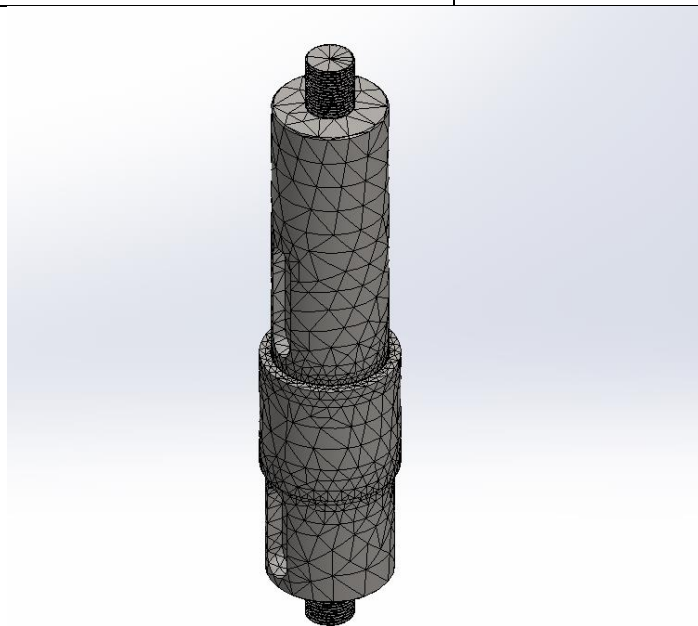


Рисунок 3.5 Схема сітки на вертикальному валу зі стандартними галтелями

Ім'я	Тип	Мін	Макс
Перемещеніє1	VON: Напряга Von Mises	52,9 N / m ^ 2 Вузол: 7954	2,62e + 09 N / m ^ 2 Вузол: 12921

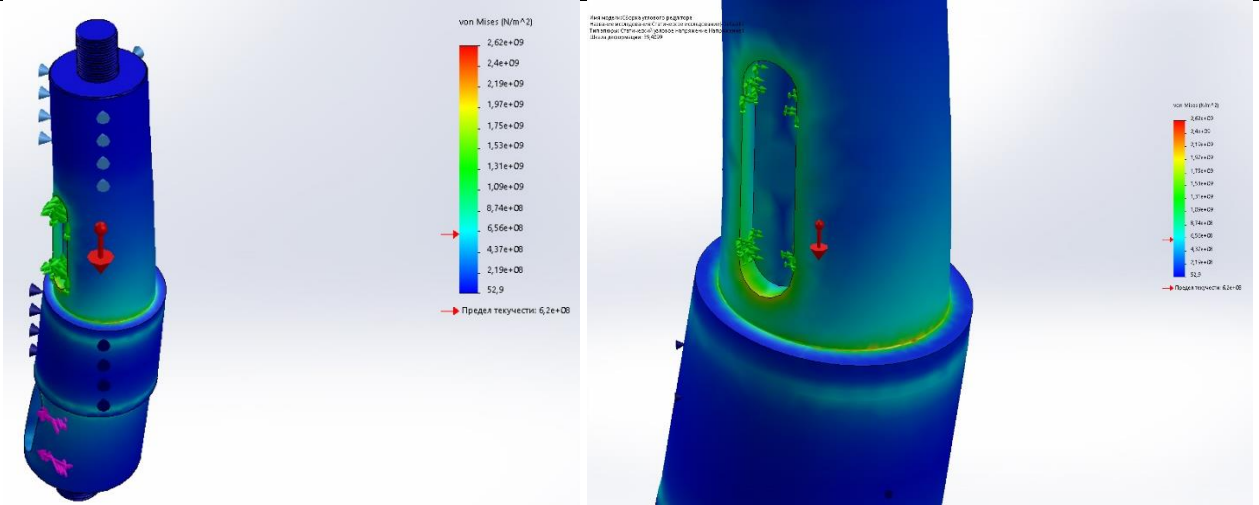


Рисунок 3.6 Епюри розподілу напружень

Мінімальне значення напружень дорівнює 52,9 Н/м² у вузлі 7954.
 Максимальне значення напружень дорівнює 2,62 10⁹ Н/м² у вузлі 12921.

Ім'я	Тип	Мін	Макс
Переміщення	URES: Результуюче переміщення	0mm Вузол: 1	1,48 mm Вузол: 6293

Ім'я моделі: Сборка углового редуктора
 Названіе ісслєдованія: Статическое ісслєдованіе(Default)
 Тип елєментів: Статическое перемещение(Перемещение)
 Шкала деформации: 39,4099

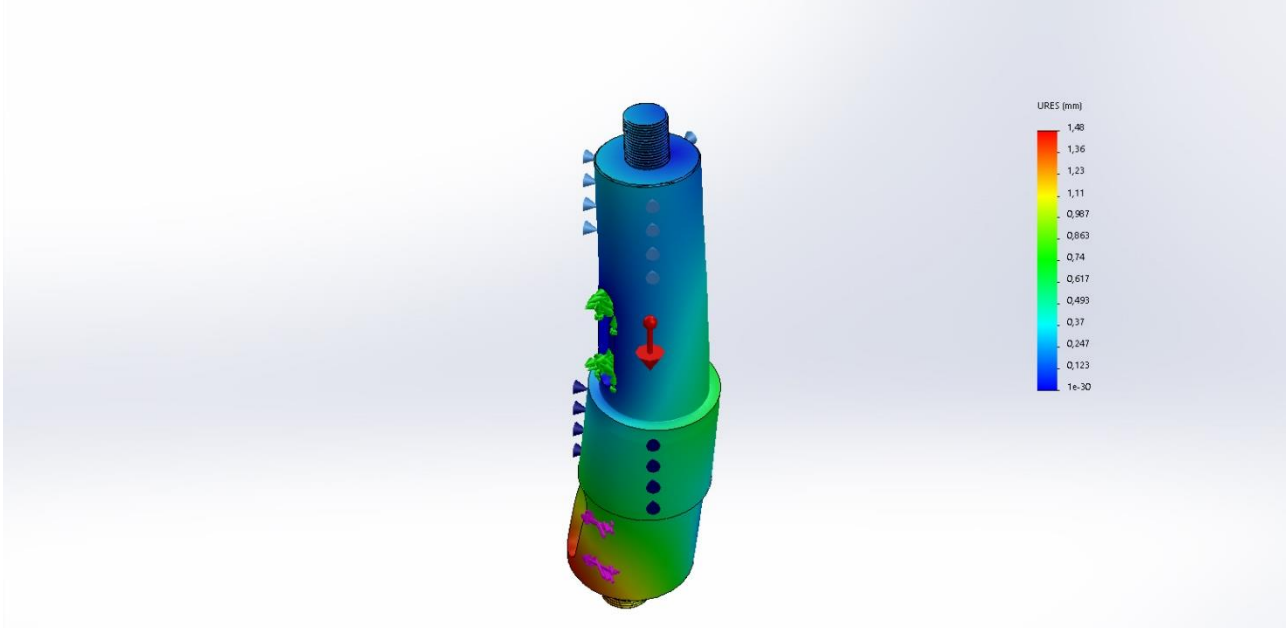


Рисунок 3.7 Епюри пружних переміщень

Ім'я	Тип	Мін	Макс
Деформація	ESTRN: Еквівалентна деформація	1,65e-10 Елемент: 8633	0,0072 Елемент: 20094

Ім'я моделі: Сборка углового редуктора
Назва: Статическое исследование (Default)
Тип епюри: Статическая деформация Деформация1
Шкала деформации: 39,4099

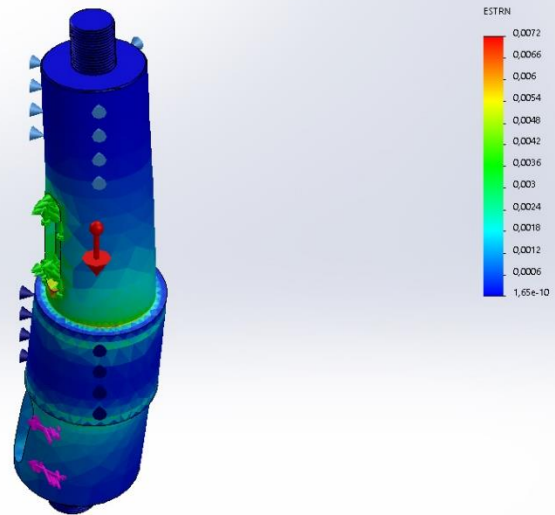


Рисунок 3.8 Епюри розподілу еквівалентних деформацій

Ім'я	Тип	Мін	Макс
Запас міцності	авто	1,237 Вузол: 12921	1,17e + 07 Вузол: 7954

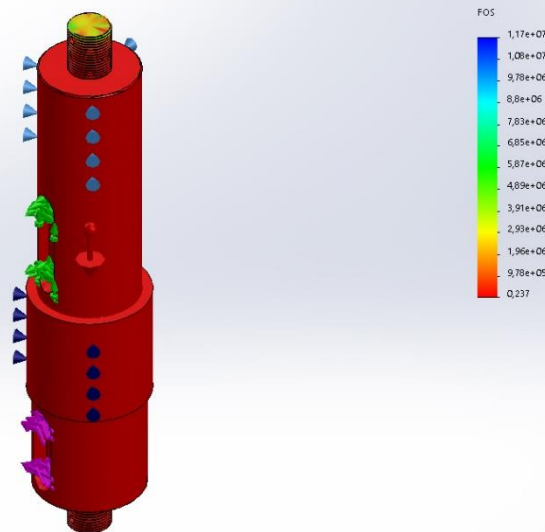


Рисунок 3.9 Епюри запасу міцності

3.2.2 Дослідження напружень валу редуктора з удосконаленими галтелями

Розрахунок виконувався способом імітаційного моделювання процесу навантаження валу в модулях «Статичний аналіз» та «Втома» програмного середовища SolidWorks.

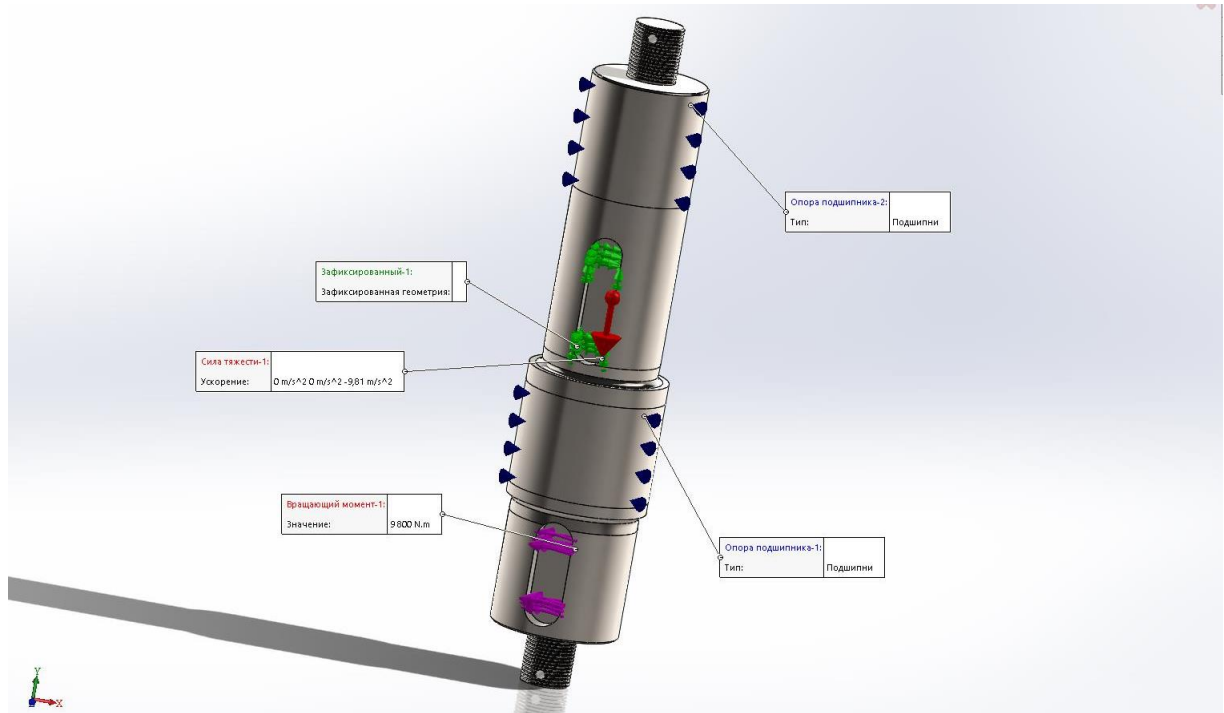


Рисунок 3.10 Об'ємна твердотільна модель вертикального валу з рівноміцнісними галтелями

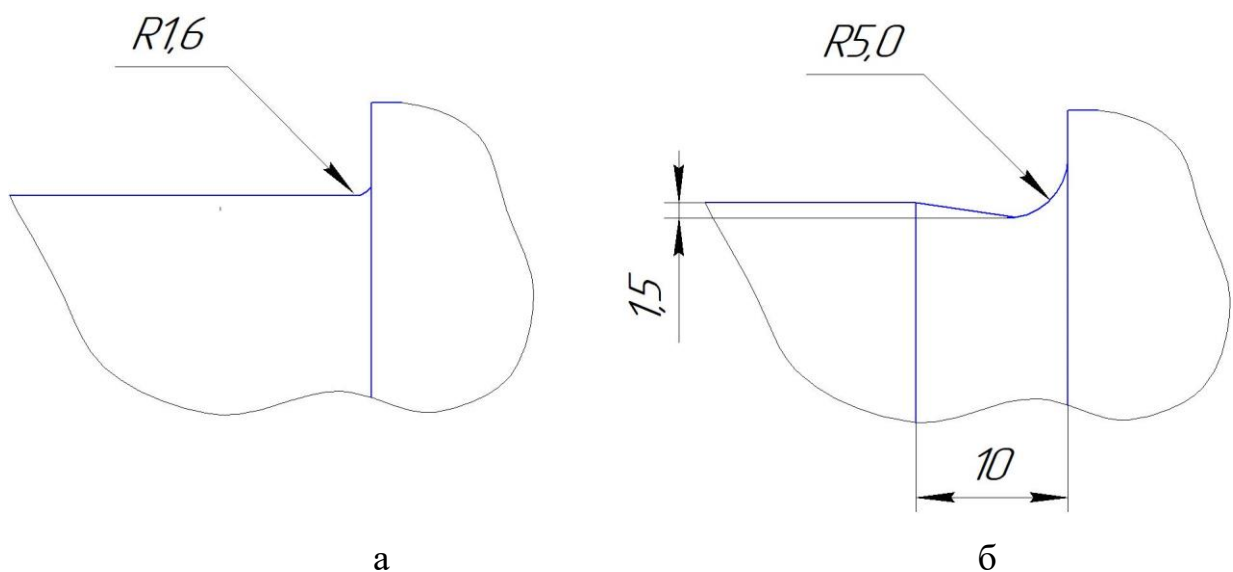


Рисунок 3.11 Форми галтелей перехідних ділянок вертикального валу а- стандартна галтель, б – рівноміцнісна галтель

Таблиця 3.6 Інформація про побудовану сітку на досліджуваному валу

Параметр	Характеристика
Тип сітки	Сітка на твердому тілі
Що використовується розбиття:	Сітка на основі кривизни
точки яacobіана	4 Точки
Максимальний розмір елемента	28,6121 mm
Мінімальний розмір елемента	5,72242 mm
Ешюра якості сітки	Висока
всього вузлів	38189
всього елементів	23371
Максимальне співвідношення сторін	93,384
% елементів зі співвідношенням сторін <3	65,5
% елементів зі співвідношенням сторін >10	12,7

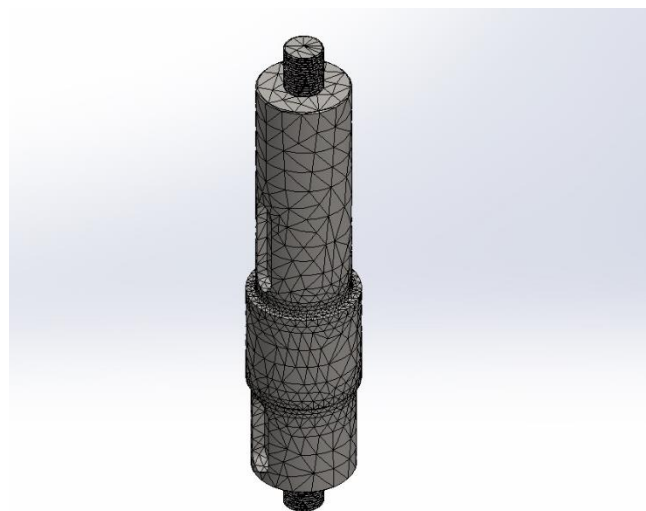


Рисунок 3.12 Схема сітки на вертикальному валу зі рівноміцністними галтелями

Ім'я	Тип	Мін	Макс
Перемещеніe1	VON: Напряга Von Mises	49,2 N / m ^ 2 Вузол: 28933	1,97e + 09 N / m ^ 2 Вузол: 118

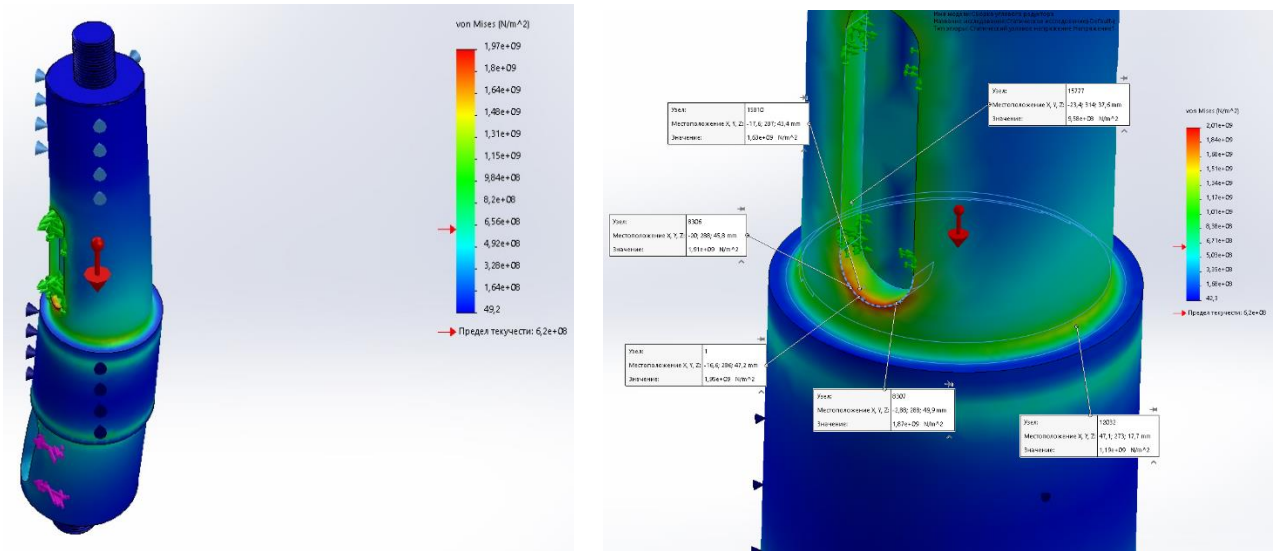


Рисунок 3.13 Епюри розподілу напружень

Мінімальне значення напружень дорівнює 49,2 Н/м² у вузлі 28933.
 Максимальне значення напружень дорівнює 1,97 10⁹ Н/м² у вузлі 118.

Таким чином, у порівнянні з галтелями стандартної форми, значення напружень в небезпечному перерізі зменшилось більше ніж на 10%.

Ім'я	Тип	Мін	Макс
Переміщення	URES: Результуюче переміщення	0mm Вузол: 1	1,47 mm Вузол: 5865

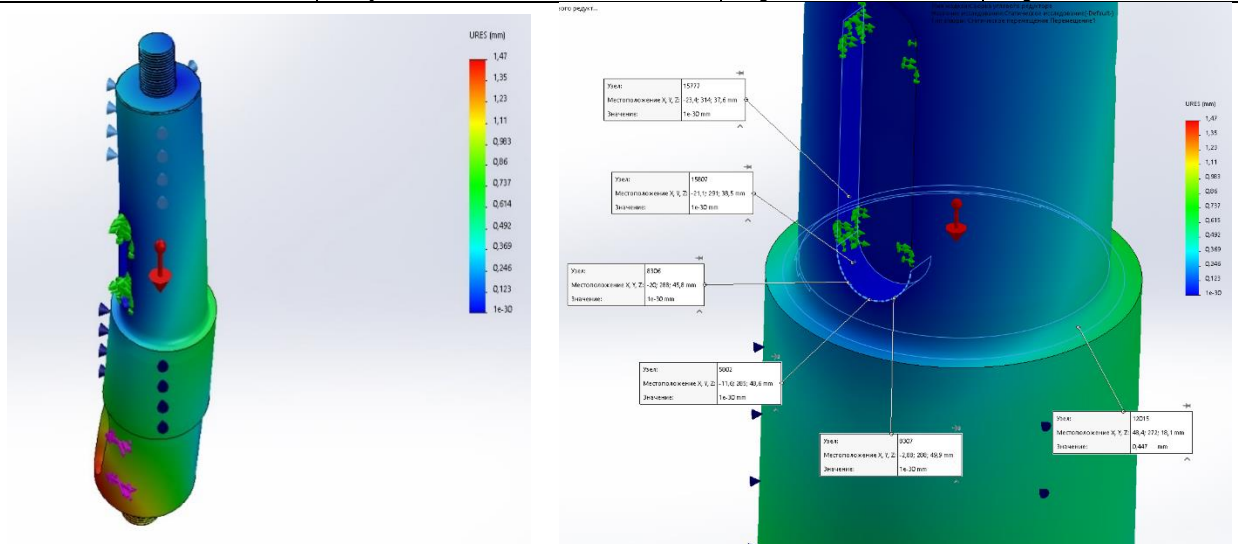


Рисунок 3.14 Епюри пружних переміщень

Ім'я	Тип	Мін	Макс
Деформація	ESTRN: Еквівалентна деформація	2,14e-10 Елемент: 13958	0,00666 Елемент: 2191

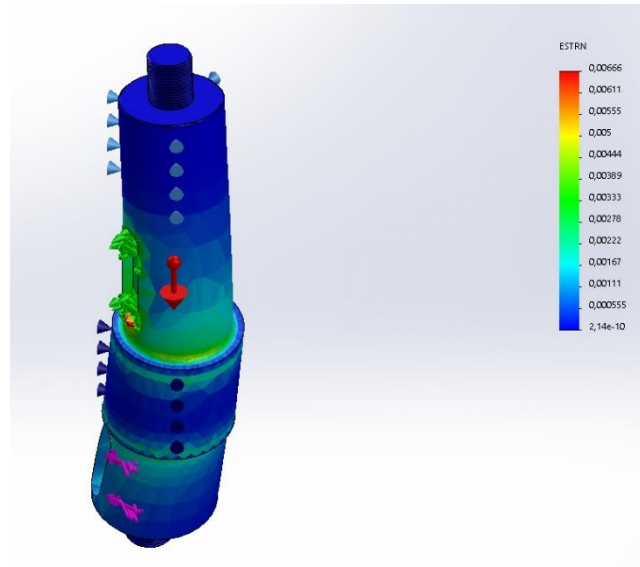


Рисунок 3.15 Епюри розподілу еквівалентних деформацій

Ім'я	Тип	Мін	Макс
Запас міцності	авто	1,315 Вузол: 118	1,26e + 07 Вузол: 28933

Імя моделі: Сборка углового редуктора
 Название исследования: Статическое исследование (Default)
 Тип запыри: Запас прочности Запас прочности1
 Критерий: Авто
 Распределение запаса прочности: Мин. коэффициент запаса прочности = 0,32

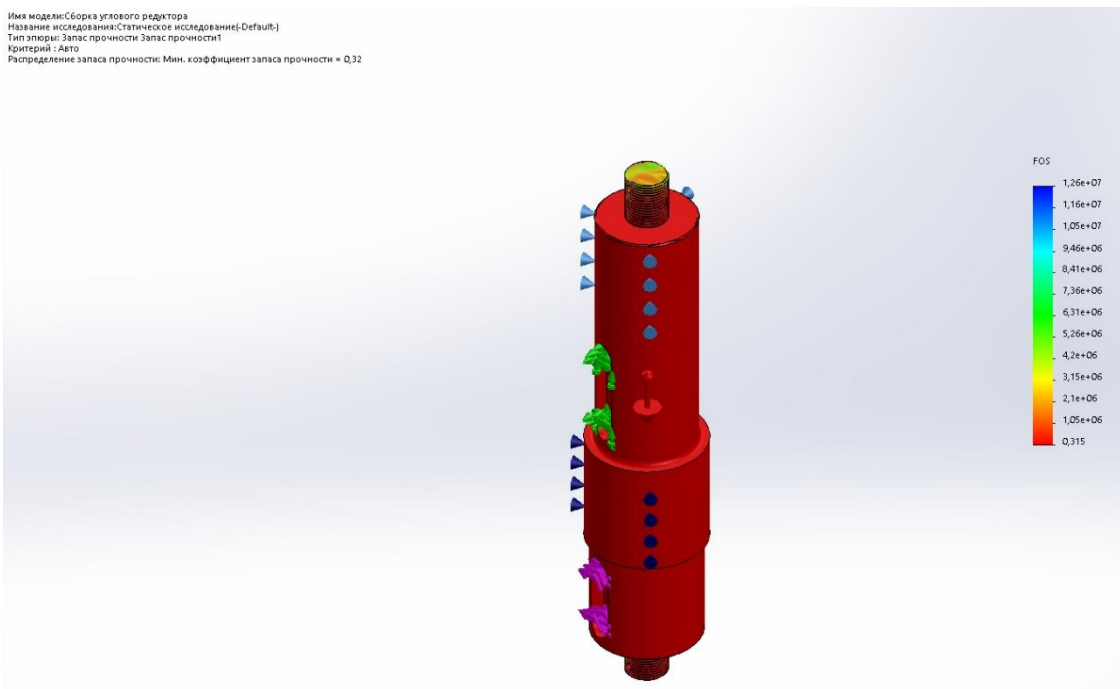


Рисунок 3.16 Епюри запаса міцності

Таблиця 3.8 – Співставлення теоретичного та дослідницького коефіцієнту концентрації напружень в галтелях з стандартним радіусом сполучення та галтелі з рівноміцнісним сполучення

$D = 120$ мм; $d = 110$ мм $D/d = 1,1$	r , мм r/d	1,0 0,01	2,0 0,02	3,0 0,03	4,0 0,04	5,0 0,05	6,0 0,06
Галтелі з радіусами сполучення	k_{σ} (теоретичне значення)	2,3	2,1	2,0	1,9	1,8	1,75
Галтелі з стандартним радіусом сполучення	k_{σ} (дослідне значення)	2,41	2,19	2,09	1,98	1,87	1,81
Галтелі з рівноміцнісним сполучення	k_{σ} (дослідне значення)	2,36	2,15	2,04	1,93	1,82	1,76

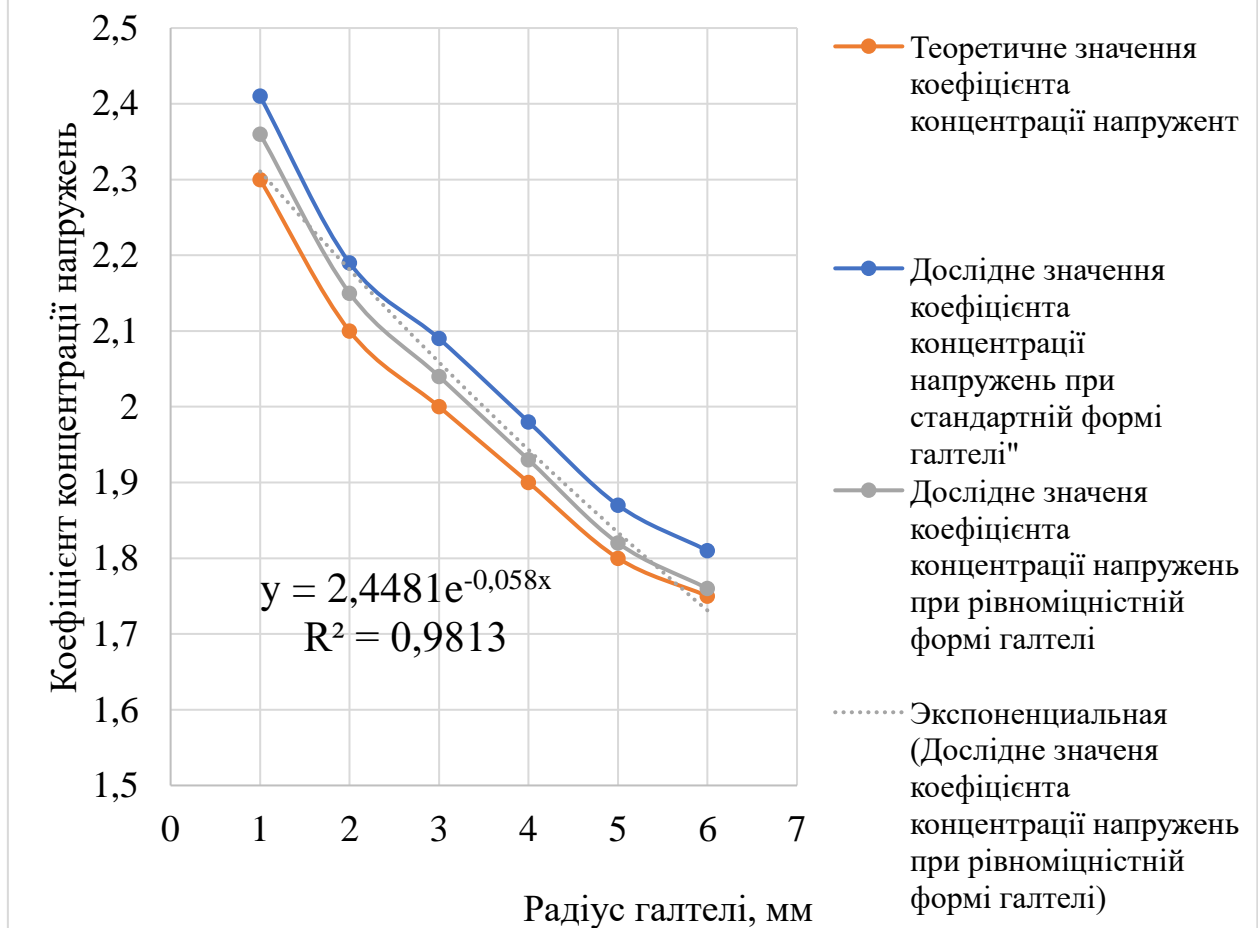


Рисунок 3.31 Графіки співставлення теоретичного та дослідницького коефіцієнту концентрації напружень в галтелях валу стандартної форми та галтелях валу запропонованої форми .

Згідно представлених епюр, можна встановити, що максимальні напруження виникають на самому початку галтелі з боку ділянки з меншим

діаметром. Найбільший розвантажувальний ефект досягається в галтельному переході з максимальним радіусом. Таким чином, запропоновані форми та геометрія галтелей вихідного валу редуктора у порівнянні з галтелями стандартної форми, дозволяють зменшити більше ніж на 10% напруження в небезпечному перерізі.

Це дозволить в разі необхідності, передавати більший крутний момент, зменшити питоме навантаження на вал, а значить продовжити термін його служби, що, в свою чергу, дозволить збільшити міжремонтний період і підвищити експлуатаційну надійність розподільника шихти

4. Охорона праці та техногенна безпека

4.1 Характеристика потенційних небезпечних та шкідливих виробничих факторів

Доменний процес проходить в зачиненому просторі доменної печі. Його об'єм визначає масу перероблюваних шихтових матеріалів, швидкість їхнього пересування та час перебування в печі.

Окрім того, доменне виробництво пов'язане з високими температурами, тиском, з утворенням великої кількості вибухонебезпечних та токсичних газів, рідких продуктів плавлення, з пересуванням великої кількості вантажів, насиченістю механічним та електричним обладнанням. За характером робіт доменне виробництво належить до категорії важких робіт, більшість технологічних операцій виконується в несприятливих кліматичних умовах (висока температура, теплове випромінення, запиленість, загазованість, шум, вібрація).

Найбільше число нещасних випадків у доменному цеху відбувається внаслідок дії таких небезпечних виробничих факторів: розплавлених металів та шлаків, рухомих та обертових частин машин та механізмів. Небезпечний виробничий фактор (розплавлені, розжарені метал та шлак) виявляється при аваріях в доменних цехах: розриві кожуха доменної печі, виході з ладу охолоджувальної арматури фурмених та шлакових приладів, аваріях під час випуску чавуну, вибухах від доторку розплавлених чавуну та шлаку з водою. Аварії в доменних цехах призводять до зміни нормального режиму роботи печі, викликають необхідність проведення ремонтних робіт та різко знижують безпеку роботи обслуговуючого персоналу.

Найбільш небезпечною для обслуговуючого персоналу є ситуація при прориві горну. Прорив горну є небезпечним на сучасних доменних печах, які працюють за високого тиску високонагрітого комбінованого дуття. Основні причини проривів металу в районі чавунної льотки: незадовільна якість кладки чавунної льотки; недостатня стійкість вогнетривких матеріалів, які йдуть на

футерування горна; незадовільний контроль стану печі з боку обслуговуючого персоналу та несвоєчасне прийняття заходів щодо недопущення виходу з ладу вогнетривкої кладки горну.

Недотримання потрібної довжини чавунної льотки, ненадійне її закриття та недостатнє просушування можуть бути причиною розмивання маси чавуном та аварійного передчасного випуску. Недостатнє висушування набивання головного жолоба, чавунних та шлакових жолобів як правило призводить до закипання чавуну в жолобах, викидів чавуну та шлаку, а інколи – до вибухів.

Під час випуску чавуну та його зливанні до ковша з нього виділяється графіт, який, осідаючи на підлозі та металевих конструкціях, є ніби змащенням, внаслідок чого можливе падіння персоналу та його травмування.

Оскільки доменний цех – гарячий цех, то через наявність великої кількості надлишкового тепла відбувається значне підвищення температури повітря. Несприятливий вплив високих температур повітря підсилюється дією випромінюваного тепла. Джерелами теплових випромінювань є: розплавлений чавун та шлак, нагріте до високої температури вогнетривке футерування внутрішнього простору печі та поверхня розплавленого шлаку, дія яких проявляється при відкритих вікнах печі. Працівники доменного цеху періодично наражаються на дію інфрачервоного випромінювання. Інтенсивність випромінювання на робочих місцях залежно від розмірів та температури джерел випромінювання становить близько 560 Вт/м^2 . Підвищена теплова дія на організм людини призводить до перенапруги його терморегуляторних функцій та може викликати порушення теплового балансу організму [18].

Оцінка факторів виробничого та трудового процесів наведена в табл. 4.1. [18].

Таблиця 4.1 Оцінка факторів виробничого та трудового середовища

№	Фактори виробничого середовища й трудового процесу	Норматив. значення (ГДК, ГДУ)	Фактичне значення	III клас Шкідливі та небезпечні умови та характер праці			Тривалість дії фактора за зміну, %
				I ст.	II ст.	III ст.	
1	Шкідливі хімічні речовини, мг/м ³						80
	2 клас небезпеки марганцю оксиди	0,3	0,28				
	3 клас небезпеки азота діоксид	2,0	1,6				
	ангидрид сірчаний	10,0	6,8				
	вуглецю оксид	20,0	13,5				
2	Пил переважно фіброгенної дії,	4	18,5		4,6 p		80
3	Вібрація (загальна і локальна), дБ	92	85				80
4	Шум, дБА	80	86	6			80
5	Інфразвук, дБ						
6	Ультразвук, дБ						
6	Мікроклімат в приміщенні в теплий період року						
	- температура повітря, °С	15...26	37			10	90
	- швидкість руху повітря, м/с	0,2...0,6	0,45	1,5			90
	- відносна вологість повітря, %	<75	44				
	- інфрачервоне випромінювання, Вт/м ²	140	560		560		90
7	Важкість праці	3	3				

4.2 Заходи з поліпшення умов праці

За таких умов особливе значення мають питання підвищення надійності роботи і безаварійності експлуатації доменних печей. Загалом усунення

небезпечних та шкідливих факторів доменного виробництва можливе при розробці нових технологічних процесів, автоматизованих агрегатів, а також шляхом удосконалення організації виробництва і праці.

Отже, згідно з вимогами СН 11 – 89 - 90 доменні цехи розташовують з підвітряного боку відносно цехів з меншою кількістю шкідливих викидів, а також відносно населених пунктів. Окрім того, між цехом та жилим районом встановлюють санітарно – захисну зону, шириною не менше 1 км.

Окрім того, розташування будівель та споруд доменного цеху повинно забезпечувати найбільш сприятливі умови аерації та природного освітлення приміщень.

Згідно з вимогами Єдиних санітарних правил для підприємств чорної металургії поздовжня вісь ливарного двору повинна бути розташована під кутом 45 – 90° до напрямку панівних вітрів. Повітронагрівачі необхідно розташовувати в одну лінію паралельно осі доменних печей.

Центральний пост керування доменною піччю розташовується в окремому звукоізолюваному приміщенні з подачею до нього кондиційного повітря. Аналогічні вимоги – до пультів керування шихтоподачею, механізмів на ливарному дворі, на розливних машинах.

Керування завантаженням бункерів повинно бути автоматичним з дистанційним контролем. Завантажувальні отвори бункерів повинні бути обладнані аспіраційними укриттями, які запобігають пиловиділенню в процесі завантаження.

Бункери повинні бути обладнані автоматичними рівнемірами, які заблоковані з розвантажувальними пристроями бункерів. Повне спустошення бункерів допустиме лише при зупинці для ремонту – налагоджувальних робіт.

Підбункерні приміщення окремих доменних печей ізолюють одне від одного загородками з механічними отворами, які виключають протяги та розповсюдження запиленого повітря.

В надбункерних та підбункерних приміщеннях повинна бути забезпечена примусова подача притічного повітря, яка компенсує роботу

місцевої витяжної вентиляції та забезпечує постійну підтримку позитивної температури.

Виведення відсіяного дріб'язку з відділення шихтоподачі на інші виробництва повинно здійснюватись закритими опалюваними галереями системою транспортерів с мінімальною кількістю перевантажень.

Скіпова яма повинна бути ізольована від інших приміщень шихтоподачі. Конструкція скипів та завантажувальних пристроїв повинна виключати просип шихтових матеріалів. Постановні місця скипів та завантажувальні лотки необхідно обладнувати аспіраційними укриттями, а повітря, яке виходить, очищати від пилу [15].

4.3 Виробнича санітарія

Опалення необхідне для нормалізації мікроклімату у виробничих приміщеннях шляхом підтримування в них необхідної температури повітря. Системи опалення можуть бути місцевими та центральними. За видом теплоносія вони поділяються на водяні, парові, повітряні, газові та електричні. Місцевими нагрівальними приладами опалюють приміщення для обігріву працівників на рудному дворі, приміщення контрольно -вимірювальних приладів, будівлю керування доменною піччю, будівлю розливної машини, депо ремонту вагон – вагів.

Повітряне опалення, суміщене з притічною вентиляцією, використовується для опалення бункерної естакади, а також галереї коксоподачі, машинного приміщення скіпового підйомника, будівлі електрофільтрів, помпувальних станцій, депо ремонту ковшів.

Електричне опалення використовують в кабінах кранів та рудних перевантажувачів. Для захисту комунікацій обладнання та приладів від замерзання передбачають їхній обігрів пристроями для місцевого та променистого обігріву. Прилади променистого обігріву та устаткування газових інфрачервоних випромінювачів застосовують для обігріву на відкритих робочих місцях [18].

Табл.4.2 Параметри мікроклімату повітряного середовища на робочих місцях доменних печей

Технологічна операція	V = 2000 м ³			V = 2700м ³			V = 3200 м ³		
	Температура °C	Вологість %	Рухомість м/с	Температура °C	Вологість %	Рухомість м/с	Температура °C	Вологість %	Рухомість м/с
1. Випуск чавуну і шлаку: Відкриття льотки бурмашиною	<u>8-12</u>	<u>35</u>	<u>0.5</u>	<u>8-12</u>	<u>30</u>	<u>0.7</u>	<u>10-12</u>	<u>40</u>	<u>0.7</u>
	20-40	30	0.6	28-45	20	0.4	24-50	30	0.5
Спостереження за випуском чавуну	<u>0-6</u>	<u>35</u>	<u>0.7</u>	<u>2-6</u>	<u>40</u>	<u>0.5</u>	<u>0-8</u>	<u>30</u>	<u>0.6</u>
	20-30	40	0.6	22-28	30	0.5	24-30	30	0.6
Спостереження за випуском шлаку	<u>0-6</u>	<u>40</u>	<u>0.3</u>	<u>2-6</u>	<u>40</u>	<u>0.5</u>	<u>4-6</u>	<u>40</u>	<u>0.5</u>
	22-30	40	0.4	20-28	30	0.5	16-20	30	0.5
Закриття льотки	<u>6-10</u>	<u>40</u>	<u>0.5</u>	<u>8-10</u>	<u>45</u>	<u>0.5</u>	<u>10-12</u>	<u>25</u>	<u>0.7</u>
	24-35	45	0.5	24-40	30	0.5	26-40	40	0.6
2. Ремонт футерування головного жолобу: Прибирання футерування та скрапу	<u>20-30</u>	<u>100</u>	<u>0.6</u>	<u>20-34</u>	<u>80</u>	<u>0.8</u>	<u>20-36</u>	<u>100</u>	<u>0.3</u>
	30-35	90	0.5	30-38	75	0.5	30-40	100	0.3
Набивання жолобу	<u>8-22</u>	<u>90</u>	<u>0.4</u>	<u>10-26</u>	<u>70</u>	<u>0.7</u>	<u>14-25</u>	<u>70</u>	<u>0.5</u>
	20-30	80	0.4	25-35	60	0.7	25-35	80	0.5
3. Ремонт футерування чавунного жолобу: прибирання футерування та скрапу	<u>12-25</u>	<u>70</u>	<u>0.4</u>	<u>20-32</u>	<u>80</u>	<u>0.4</u>	<u>20-30</u>	<u>100</u>	<u>0.5</u>
	25-32	70	0.4	30-34	70	0.4	30-40	100	0.3
Набивання жолобу	<u>10-24</u>	<u>60</u>	<u>0.3</u>	<u>10-26</u>	<u>80</u>	<u>0.4</u>	<u>16-20</u>	<u>60</u>	<u>0.5</u>
	22-30	60	0.3	26-30	70	0.4	30-40	50	0.5
4. Ремонт чавунної льотки	<u>22</u>	<u>40</u>	<u>0.3</u>	<u>26</u>	<u>45</u>	<u>0.3</u>	<u>30</u>	<u>40</u>	<u>0.5</u>
	34	40	0.3	38	45	0.3	38	30	0.4
5. Зміна фурменних приладів	<u>10-14</u>	<u>40</u>	<u>0.3</u>	<u>10-12</u>	<u>40</u>	<u>0.5</u>	<u>10-12</u>	<u>45</u>	<u>0.4</u>
	25-30	40	0.3	30-35	35	0.5	35-40	30	0.7

Дані значення мікроклімату дещо відрізняються від нормованих значень.

Нормовані значення мікроклімату в приміщенні доменного цеху (ливарний двір) наведені в табл. 4.3.

Табл. 4.3 Нормовані значення мікроклімату у приміщенні доменного цеху

Характеристика виробничих приміщень за надлишковими тепловиділенням и (більш або менш 23 Вт/м ³)	Категорія робіт по тяжкості	Період року (теплий, холодний)						Температура повітря поза постійних робочих місць, Т, °С	
		На постійних робочих місцях							
		Температура повітря, Т, °С		Відносна вологість повітря, φ, %		Швидкість руху повітря, W, м/с			
Більш 23 Вт/м ³	3 Тяжка	Опт.	Доп.	Опт.	Доп.	Опт.	Доп.	Опт.	Доп.
		Холодний період							
		16-18	13-19	40-60	75	0,3	Не більш 0,4	19-22	12-20
		Теплий період							
		18-20	15-26	40-60	75	0,4	0,2-0,6	22-24	13-28

Освітлення – один з найважливіших факторів для введення виробничого процесу. До освітлення виробничих приміщень висуваються такі вимоги: забезпечення достатньої освітленості на робочих поверхнях, висока якість, надійність, зручність керування та обслуговування, економічність спорудження та експлуатації, забезпечення пожежної безпеки.

У виробничих приміщеннях передбачено природне, штучне та суміщене освітлення. Природне освітлення здійснюється: верхнім світлом – через світлові ліхтарі та щілини в покрівлі; бічним світлом – через вікна в зовнішніх стінах; комбіноване – до верхнього освітлення додається бічне.

Штучне освітлення може бути загальним комбінованим, якщо разом з загальним освітленням застосовують також місцеве, тобто освітлення, яке концентрує світловий потік на робочому місці. Загальне освітлення має 2 різновиди – рівномірне та локалізоване.

В доменному цеху повинні бути такі види штучного освітлення:

- А) робоче;
- Б) аварійне для продовження робіт;
- В) аварійне для евакуації людей.

Світильники робочого та аварійного освітлення повинні бути розташовані так, щоб забезпечувались необхідна освітленість, надійність кріплення, безпека та зручність експлуатації. У випадку, коли обслуговування світильників зі сходів є заважким, повинні бути обладнані майданчики.

4.4 Електробезпека

В умовах доменного виробництва найбільш небезпечною є дія електричного струму та електричної дуги.

Електрообладнання та його експлуатація повинні відповідати вимогам Правил облаштування електроустановок, Правил технічної експлуатації споживачів та Правил техніки безпеки при експлуатації електроустановок споживачів.

Для забезпечення безпечної, безаварійної та високопродуктивної праці електрообладнання до його будови та експлуатації надається ряд вимог. Залежно від характеристики виробничого середовища згідно з Правилами облаштування електроустановок (ПОЕ) виробничі приміщення поділяють на 3 категорії (згідно з ДНАОП 0.00 – 1.21 – 98):

1) Приміщення з підвищеною небезпекою, які характеризуються наявністю умови, яка створює таку небезпеку: вологість, струмопровідні підлоги, стіни, стелі, температура вище 30°C. До цієї категорії належать приміщення електричних установок доменних цехів.

2) Особливо небезпечні приміщення, які характеризуються наявністю умови, яка створює таку небезпеку: відносна вологість 100%, хімічно активне середовище, наявність 2 та більше умов підвищеної небезпеки. До таких приміщень належать: тунелі, підвали, криниці доменного цеху.

3) Приміщення без підвищеної небезпеки, які характеризуються відсутністю умов, які створюють підвищену та особливу небезпеку. Це: конструкторські та інші приміщення.

Безпечна експлуатація електрообладнання можлива за рахунок високої виробничої дисципліни, відповідної кваліфікації обслуговуючого персоналу, неухильного виконання вимог чинних правил з електробезпеки.

Надійність та безпека електрообладнання значно підвищуються при застосуванні міжремонтного обслуговування, яке засноване на щоденних оглядах електротехнічним персоналом обладнання.

Для розподілення та передачі електроенергії територією та виробничими приміщеннями прокладають електричні кабелі. Для живлення стаціонарних устаткувань використовують броньовані кабелі зі свинцевою чи алюмінієвою оболонкою. Силові кабелі прокладають в металевих трубах під землею в спеціально об'яштованих кабельних каналах, тунелях. У виробничих приміщеннях кабелі прокладають відкрито по стінах, перекриттях, металоконструкціях.

Кабельні троси, які прокладені на внутрішніх стінах робочого майданчику доменної печі, захищаються від прямого впливу розплавленого металу та газів.

Всі неізольовані струмопровідні частини електрообладнання, яке встановлене поза електричним приміщенням, повинні мати суцільні огорожі, зняти або відкрити які можливо за допомогою спеціальних ключів чи інструментів.

Безпека електроустаткувань, які будуються, забезпечується за рахунок застосування засобів колективного та індивідуального захисту. До засобів колективного захисту від ураження струмом відносяться: застосування малих напруг та захисне розділення мереж; застосування підсиленої ізоляції; захисне заземлення та занулювання корпусів електрообладнання та інших конструктивних елементів електроустаткувань; автоматичне захисне

відключення частин електрообладнання, які випадково опинилися під напругою (ГОСТ 12.1.030 – 81) [18].

4.5 Пожежна безпека

Причини виникнення пожежі на доменному виробництві різні:

- недоліки в будівельних конструкціях, в плануванні приміщень;
- дефекти обладнання;
- порушення режимів технологічних процесів;
- неправильне проведення робіт;
- необережність персоналу.

Тому при побудові підприємств і цехів необхідно здійснювати великий комплекс заходів з протипожежної безпеки.

Пожежа на виробництві є небезпечною для працівників, а також спричиняє значні пошкодження та матеріальні збитки та може викликати зупинку роботи. Тому запобігання виробничих пожеж є важливим завданням.

Зокрема, забороняється проводити ремонти системи охолодження на оглядових майданчиках над чавунними та шлаковими льотками під час випуску продуктів плавлення. Стан систем охолодження доменних печей та допоміжних пристроїв перевіряється щозміни.

В доменному виробництві застосовують такі засоби та способи пожежогасіння.

Гасіння пожежі на трактах подачі газу може здійснюватись: відривом полум'я сильними струменями води, пари, стисненого повітря чи азоту; забиванням корку в отвір, який пропускає газ та різьблення отвору азбестом; накладенням пластира з азбесту з одночасним змочуванням водою; зниженням тиску газу до 500 Па; заповненням газогону парою.

Транспортні галереї та кабельні приміщення обладнуються устаткуванням водяного пожежогасіння. Для гасіння пожежі подається вода під тиском системою труб.

Міжконусний простір завантажувального пристрою, бункер для палива, розподільне устаткування обладнуються устаткуванням для парового або газового гасіння. Для гасіння використовують насичену пару, або перегріту пару технологічного призначення.

Норми первинних засобів пожежогасіння в доменному виробництві на одну домну передбачають 1 пінний вогнегасник, 6 вогнегасників ВВ – 5 чи ВВ – 8, 4 ящики з піском.

Відповідальність за дотриманням необхідного протипожежного режиму і сучасним виконанням протипожежних заходів накладається на керівника підприємства та начальника цеху. Відповідальні за пожежну безпеку на окремих ділянках призначаються наказом керівника підприємства.

Для доменного цеху на підставах типових правил пожежної безпеки для промислових підприємств розробляються загальнооб'єктова та цехові протипожежні інструкції.

Також керівник підприємства наказом призначає пожежно – технічну комісію, завданнями якої є:

- виявлення порушень і недоліків технологічних режимів, які можуть призвести до виникнення пожежі;
- розроблення заходів з їхнього усунення;
- співпраця з органами пожежного нагляду під час їхньої роботи та під час створення протипожежного режиму;
- організація масовороз'яснювальної роботи серед персоналу.

Всі працівники під час вступу на роботу проходять інструктаж (первинний та вторинний) про міри пожежної безпеки за затвердженою програмою [16].

4.6 Індивідуальні засоби захисту

До індивідуальних засобів захисту належать прилади та обладнання для захисту органів дихання, зору, слуху, голови, рук, ніг та шкіри. Використовують ці засоби лише за наявності професійних шкідливостей.

Зокрема, при роботі з забруднювальними речовинами застосовують халати зі щільної тканини із зав'язками на руках, каптури, комбінезони, гумові фартухи. Для захисту від пилу застосовують глухий комбінезон з пилонепроникної тканини.

Тканини повинні бути стійкими до впливу навколишнього середовища. Найбільше поглинають гази та пару – вовняні тканини, найменше – льняні та бавовняні.

Для захисту від агресивної дії кислот, лугів та ін. використовують тканини з водонепроникним плівковим покриттям або з синтетичних матеріалів.

Для захисту голови, обличчя, очей від бризок кислот, лугів, органічних розчинників застосовують поліетиленові каптури, наголовники, маски з прозорими екранами з органічного скла, захисні герметичні окуляри.

Для захисту ніг від агресивних речовин застосовують чоботи з гуми, пластмаси, каучуку та замінників шкіри.

Для захисту рук застосовують кислотолугостійкі рукавиці, кислото захисні рукавиці зі спеціальним плівковим покриттям, двошарові кислотостійкі рукавиці та ін. Захисні рукавиці не повинні тісно прилягати до шкіри.

Для захисту шкіри рук, обличчя, шиї застосовують захисні пасти, креми та ін.

Захист органів дихання можливий за рахунок застосування фільтрувальних та ізолювальних приладів. В якості фільтрувальних приладів застосовуються промислові протигази та респіратори [16].

4.7 Розрахунки основних параметрів.

Ефективний та обов'язковий захід, який зменшує дію опромінення на робочих місцях – повітряне душення. Система подачі потоку повітря та обдмухування поверхні тіла працівника повинна сприяти нормальному обміну теплом між тілом людини та навколишнім середовищем. Повітряний душ

може забезпечити створення на робочому місці певної температури та вологості, які відповідають гігієнічним та фізіологічним вимогам, без влаштування загальної вентиляції в цеху.

Окрім того, в рухомому потоці повітря зростає тепловіддача, завдяки чому при обдуванні покращується теплообмін тіла з повітрям. Тому обдування та повітряне душення отримали широке розповсюдження як спосіб зменшення дії від опромінення.

При обдуванні на працівника спрямовують потік необробленого навколишнього повітря за допомогою пересувних агрегатів. Душення передбачає подачу обробленого повітря.

Санітарними нормами проектування промислових підприємств (СН 245 – 63) регламентовані вимоги до повітряного душення. Наприклад, в місцях перебування працівників при температурі повітря 28°C та більше необхідно встановити повітряне душення. При цьому швидкість руху повітря при обдуванні та його температура за умов тяжкої праці повинні відповідати нормам. Швидкість руху повітря більше, ніж $5 - 6$ м/с є неприпустимою, оскільки вона викликає неприємні відчуття в очах, шум у вухах, погіршення самопочуття працівників.

У випадку влаштування душу безпосередньо біля робочого місця необхідно застосовувати насадку конструкції В. В. Батурина. Агрегат містить у своїй конструкції вентилятор з 8 лопатями та електродвигун СТ – 4. Для вирівнювання повітряного потоку агрегат має 24 лопаті.

Насадка для душення робочих місць представлена на рис. 4.1.

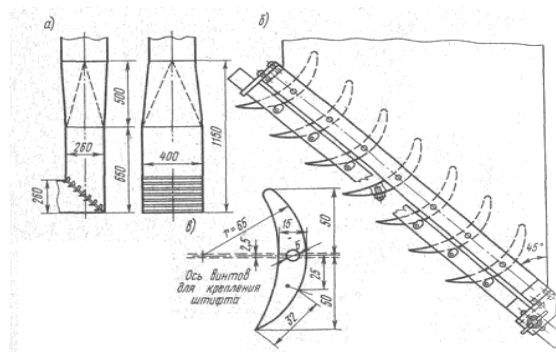


Рис. 4.1. Насадка для душення робочих місць конструкції В. В. Батурина

Необхідно обладнати повітряне душення робочого місця горнового розміром $a \times b = 1 \times 1$ м. Місцева притічна вентиляція об'єктів доменної печі – на рис. 4.2.

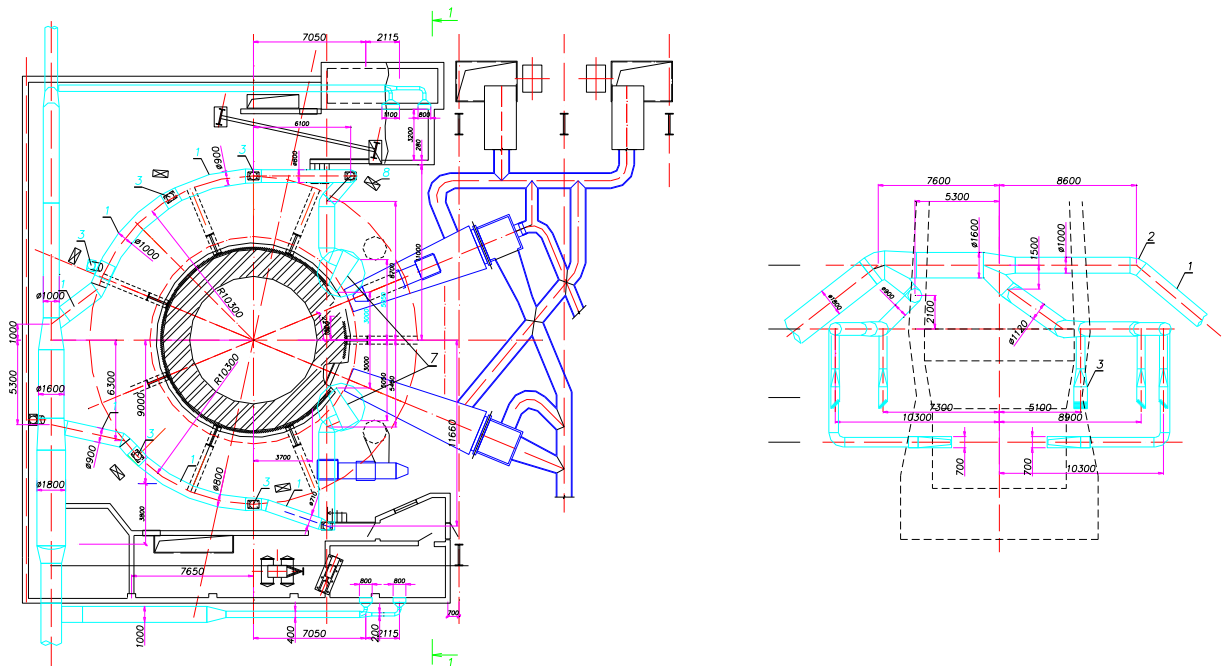


Рис. 4.2. Місцева притічна вентиляція об'єктів доменної печі.

1 – повітропровід; 2 – відвід; 3 – душвальний патрубок; 4 – насадка; 5 – лопаті; 6 – деталь лопаті; 7 – повітророзподільник; 8 – аератор; 9 – дефлектор.

Інтенсивність теплового опромінення горнового 3100 Вт/м^2 , потрібна швидкість на робочому місці $v_p = 0.7 \text{ м/с}$; відстань від душвального патрубку до майданчика 2.3 м ; температура на робочому місці $t_p = 29^\circ\text{C}$; $t_{\text{НАР}} = 35^\circ\text{C}$; температура в цеху $t_{\text{ОКР}} = 38^\circ\text{C}$.

1. Приймаємо до встановлення патрубок В. В. Батурина $d_0 = 400 \text{ мм}$; коефіцієнт турбулентності $a = 0.12$.

2. Визначаємо діаметр поперечного перетину струменя d_x на відстані від душвального патрубку $x = 2.3 \text{ м}$.

$$d_x/d_0 = 6,8(ax/d_0 + 0,145) \quad (4.1)$$

$$d_x = 6,8(ax + 0,145d_0) \quad (4.2)$$

$$d_x = 6.8 \times (0.12 \times 2.3 + 0.145 \times 0.4) = 2.27 \text{ м.}$$

3. Знаходимо співвідношення $d_p/d_x = 1/2.27 = 0.44$.

4. За графіком на рис. 4.3 знаходимо коефіцієнти b та c .

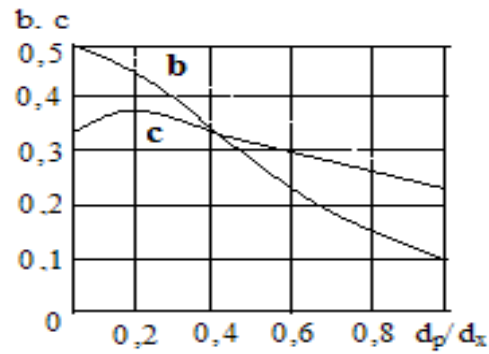


Рис. 4.3. Графік для визначення коефіцієнтів b та c .

Отже, $b = 0,3$, $c = 0,32$.

5. Визначаємо початкову швидкість повітря в площині душувального патрубку:

$$v_0 = (v_p/b)(ax/d_0 + 0,145) = (0,7/0,3) \times (0,12 \times 2,3/0,4 + 0,145) = 1,95 \text{ м/с} \quad (4.3)$$

6. Об'єм повітря, яке подається душувальним патрубком:

$$L_0 = F \cdot v_0 \cdot 3600 = 0,785 \times 0,4^2 \times 1,4 \times 3600 = 634 \text{ м}^3/\text{ч} \quad (4.4)$$

F – площа поперечного перетину патрубка.

7. Визначаємо початкову температуру повітря при виході з душувального патрубка:

$$t_0 = t_{\text{окр}} - \frac{t_{\text{окр}} - t_p}{c} (ax/d_0 + 0,145) \quad (4.5)$$

$$t_0 = 38 - \frac{38 - 29}{0,32} \times (0,12 \times \frac{2,3}{0,4} + 0,145) = 14,5^\circ\text{C}.$$

ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

1. У світовій практиці до найпоширеніших модифікацій завантажувальних пристроїв відносяться конусні завантажувальні пристрої, що суміщують одночасно функції герметичного газового затвора та конусного розподільника шихт на колошнику доменної печі та безконусні завантажувальні пристрої з лотковим розподільником шихти.

До основних вузлів конусних завантажувальних пристроїв входить приймальна воронка, розподільник шихти, газоуцільнювальні клапани, великий та малий конуси.

2. Аналіз конструкції приводу розподільника шихти, що складається з закріпленого на корпусі литого зубчатого вінця, який перебуває в зачепленні з шестернею кутового редуктора, проміжного валу, циліндричного редуктора, муфти, електродвигуна та систем керування, показав низький ресурс вихідного валу кутового редуктора.

3. Аналіз показав, що вали редукторів виготовляються ступінчастими з різними діаметрами ділянок. У місцях сполучення ділянок виникає концентрація напружень. Для зниження напружень застосовують різні форми перехідних ділянок.

4. Проведені дослідження концентрації напружень в галтелях вихідного валу кутового редуктора показали, що максимальні напруження виникають на самому початку галтелі з боку ділянки з меншим діаметром. Найбільший розвантажувальний ефект досягається в галтельному переході з максимальним радіусом.

5. З метою збільшення ресурсу вихідного валу кутового редуктора пропонується провести модернізацію шляхом заміни форми та геометричних параметрів перехідних ділянок валу.

Це дозволить в разі необхідності, передавати більший крутний момент, зменшити питоме навантаження на вал, а значить продовжити термін його служби, що, в свою чергу, дозволить збільшити міжремонтний період і підвищити експлуатаційну надійність розподільника шихти.

Список використаної літератури

1. Щиренко Н. С. Механическое оборудование доменных цехов – М.: Металлургия, 1962 – 524 с.
2. Грузинов В. К. Механическое оборудование доменных цехов – Москва.: Металлургия, 1969 – 612 с.
2. Машины и агрегаты металлургических заводов. Учебник для вузов в 3 т/ А. И. Целиков, П. И. Лопухин, В. М. Гребенник – М.: Металлургия Т.1 Машины и агрегаты доменных цехов, 1987 – 440 с.
3. Гребенник В. М., Иванченко Ф. К., Ширяев В. И. – Расчёт металлургических машин и механизмов. Учебное пособие для вузов. – Киев: Вища школа, 1988 – 448 с.
4. Потапов В. С., Ульяницкий В. Н. Использование стандартных элементов при конструировании механического оборудования. Учебное пособие для вузов – Киев. УМК ВО, 1992 – 224 с.
5. Свистунов Е. А., Чиченев Н. А. Расчёт деталей и узлов металлургических машин. Справочник/ Под ред. П. И. Полухина – М.: Металлургия, 1985 – 184 с.
6. Серенсен С. В., Кочаев В. П., Шнейдерович Р. М. Несущая способность и расчёт деталей машин на прочность. Руководство и справочное пособие. Изд. 3, перераб. и доп. Под ред. С. В. Серенсена – М.: Машиностроение, 1975 – 488 с.
7. Плахтин В. Д. Надёжность, ремонт и монтаж металлургических машин Москва: «Металлургия», 1983 – 416 с.
8. Якушев А. М. Проектирование сталеплавильных и доменных цехов. Учебник для вузов – М.: Металлургия, 1984 – 216 с.
9. Гжиров Р. И. Краткий справочник конструктора – Л.: Машиностроение, 1984 – 464 с.

10. Левин М. З., Седуш В. Я. Механическое оборудование доменных цехов. Учебное пособие для вузов. 2 изд., перераб. и доп. – Киев – Донецк: Вища школа, 1978 – 175 с.
11. Елинсон И. М. Агломерационное, окомковательное и доменное производства. Каталог – справочник. Часть 2 – Москва: КНИИФОРМИТТЯЖМАШ, 1970 – 336 с.
12. П. Д. Ефанов, Н. Н. Карнаух. Безопасность труда в основных производствах чёрной металлургии. Справочник – Москва: «Металлургия», 1981 – 248 с.
13. Г. А. Васильев, Г. В. Вилисов. Безопасность труда в доменном производстве. – Москва: «Металлургия», 1968 – 143 с.
14. Патент SU 1508576 A2 «Распределитель шихты загрузочного устройства доменной печи». В. И. Апостолов, М. М. Пеклич, Г. И. Скорый и др., 1987 г.
15. Патент UA 95581 C2 «Стационарний розподільник шихти». Доля С. М., Косолап М. В., Пампуха М. П. та ін. 2011 р.
16. Патент UA 82618 C2 «Розподільник шихти завантажувального пристрою» Неклеса А. Т., Новик Д. І. 2008 р.
17. А. И. Сайко, Б. А. Павленко и др. Инструкции и методические указания к лабораторному практикуму по механическому оборудованию металлургических заводов. – Днепропетровск, 1971 – 134 с.
18. А. Я. Жук, Н. К. Желябина. Теория и практика приводов. Книга 3 Эксперимент и диагностика – Запорожье ЗГИА 2001 – 178 с.
19. В.П.Тарасов, П.В.Тарасов Теория и технология доменной плавки/Тарасов В.П., Тарасов П.В. – М.: «Интернет инжиниринг», 2006 – 193с.
20. Авционов А.Ф., Марьясов М.Ф., Денисов Ю.М. и др. Эффективность использования роторного загрузочного устройства на доменных печах ЗСМК // Сталь. – 2002. – №2. – С. 35-40.