

Міністерство освіти і науки України

Запорізький національний університет

(повне найменування вищого навчального закладу)

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

(назва факультету)

кафедра металургійного обладнання

(повна назва кафедри)

## **ВИПУСКНА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА**

На тему Удосконалення конструкції механізмів завантажувального вузла  
агломераційної машини з метою підвищення ефективності їхньої роботи

Виконав: магістрант групи 8.1332

Піскунов А.В.

(ПІБ)

(підпис)

спеціальності

133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва)

спеціалізація

(шифр і назва)

Освітньо-професійна програма

133.00.12 Металургійне обладнання

(шифр і назва)

Керівник Гречаний О.М.

(прізвище та ініціали)

(підпис)

Н. контроль Васильченко Т.О.

(прізвище та ініціали)

(підпис)

Запоріжжя – 2023 року

Запорізький національний університет

(повне найменування вищого навчального закладу)

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

Кафедра металургійного обладнання

Рівень вищої освіти магістр

(другий (магістерський) рівень)

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва)

Спеціалізація \_\_\_\_\_

(шифр і назва)

Освітньо-професійна програма 133.00.12 Металургійне обладнання

(шифр і назва)

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Завідувач кафедрою А.О. Власов

“ \_\_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 20\_\_ року

**Завдання**

до випускної кваліфікаційної роботи магістра

Піскунов Антон Володимирович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема магістерської роботи: Удосконалення конструкції механізмів завантажувального вузла агломераційної машини з метою підвищення ефективності їхньої роботи  
керівник магістерської роботи Ph.D., ст.викладач Гречаний О.М.,  
затверджені наказом вищого навчального закладу від “09” жовтня 2023 року № 1581-с.
2. Строк подання студентом магістерської роботи 07 грудня 2023 року.
3. Вихідні дані магістерської роботи техніко-економічні показники роботи агломераційного цеху
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): 1. Огляд науково-технічних рішень підвищення ефективності обладнання завантажувального вузла агломераційних машин та обґрунтування обраного напрямку роботи; 2. Розрахункова частина; 3. Дослідно-експериментальна частина; 4. Охорона праці та техногенна безпека в галузі. Загальні висновки та рекомендації
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): 1. Агломераційна машина – 1А1; 2. Головна частина агломашини – 2А1; 3. Завантажувальний вузол агломашини – 1А1; 4. Привод – 1А1 5. Дослідження впливу кута нахилу та амплітуди коливань на продуктивність – 1А1; 6. Схеми встановлення завантажувального лотка з електровібраційним живильником – 2А1; 7. Система газоочищення агломашини – 1А1;

6. Консультанти розділів магістерської роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
1	Гречаний О.М., Ph.D., ст.викладач		
2	Гречаний О.М., Ph.D., ст.викладач		
3	Гречаний О.М., Ph.D., ст.викладач		
4	Гречаний О.М., Ph.D., ст.викладач		

**КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН**

№ з/п	Назва етапів магістерської роботи	Строк виконання етапів магістерської роботи	Примітки
1	Збір матеріалу на проєктування	29.05.2023 – 25.06.2023	
2	Групування та аналіз зібраного матеріалу. Уточнення завдань проєктування	01.09.2023 – 17.09.2023	
3	Виконання теоретичної частини проєкту	18.09.2023 – 18.10.2023	
4	Виконання графічної частини проєкту	19.10.2023 – 19.11.2023	
5	Написання та оформлення пояснювальної записки	20.11.2023 – 30.11.2023	
6	Перевірка проєкту консультантами	01.12.2023 – 03.12.2023	
7	Попередній захист проєкту	04.12.2023	
8	Переплітання пояснювальної записки	Згідно з графіком	
9	Захист проєкту у ДЕК	Згідно з графіком	

Студент \_\_\_\_\_  
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник магістерської роботи \_\_\_\_\_  
(підпис) (прізвище та ініціали)

## АНОТАЦІЯ

Піскунов А.В. Удосконалення конструкції механізмів завантажувального вузла агломераційної машини з метою підвищення ефективності їхньої роботи.

Кваліфікаційна випускна робота для здобуття ступеня вищої освіти магістра за спеціальність 133 – Галузеве машинобудування, науковий керівник О.М. Гречаний. Запорізький національний університет, інженерний навчально-науковий інститут ім. Ю.М. Потебні, кафедра металургійного обладнання, 2023.

Проаналізовані переваги та недоліки наявних технічних рішень спрямованих на підвищення ефективності роботи агломераційних машин. Запропоновано варіант модернізації завантажувального вузла агломераційної машини конвеєрного типу. Проведено аналіз оптимальних умов сегрегації шихти на віброуючій поверхні. Розроблено математичну модель залежності зусилля у канаті від кута нахилу завантажувального лотка.

Ключові слова: ШИХТА, АГЛОМЕРАЦІЙНА МАШИНА, СЕГРЕГАЦІЯ, ЗАВАНТАЖУВАЛЬНИЙ ЛОТОК

## ABSTRACT

Piskunov A.V. Improvement of the design of the mechanisms of the loading unit of the agglomeration machine in order to increase the efficiency of their work.

Qualification final work for obtaining a higher education degree of a master's degree in specialty 133 - Industrial engineering, scientific adviser O.M. Hrechanyi. Zaporizhzhia National University, Engineering Educational and Scientific Institute them. Yu.M. Potebni, Department of Metallurgical Equipment, 2023.

The advantages and disadvantages of existing technical solutions aimed at increasing the operating efficiency of sintering machines are analyzed. An option has been proposed to modernize the loading unit of a conveyor-type sintering machine. An analysis of the optimal conditions for segregation of the charge on a vibrating surface was carried out. A mathematical model has been developed for the dependence of the force in the rope on the angle of inclination of the loading chute.

Key words: CHARGE, SINTERING MACHINE, SEGREGATION, LOADING TRAY



## Зміст

Вступ	7
1 ОГЛЯД НАУКОВО-ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ОБЛАДНАННЯ ЗАВАНТАЖУВАЛЬНОГО ВУЗЛА АГЛОМЕРАЦІЙНИХ МАШИН ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ОБРАНОГО НАПРЯМКУ РОБОТИ	9
1.1 Аналіз технологічного процесу аглофабрики та місце в ньому агломераційної машини	9
1.2 Аналіз устрою агломераційної машини	13
1.3 Огляд технічних рішень спрямованих на підвищення ефективності сегрегації шихти	21
1.4 Обґрунтування обраного напрямку	24
2 РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА	26
2.1 Розрахунок потужності приводу агломераційної машини	26
2.2 Розрахунок відкритих зубчастих передач	32
2.3 Розрахунок механізму нахилу лотка із черв'ячними редукторами	38
2.4 Розрахунок потужності та вибір електродвигуна привода механізму нахилу лотка	56
3 ДОСЛІДНО–ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ЧАСТИНА	59
3.1 Аналіз вібротранспортуючого обладнання	59
3.2 Розробка математичної моделі ефективною сегрегації шихти перед завантаженням на спічні візки електровібраційним живильником	63
3.2.1 Визначення різниці швидкостей руху частинок по похилій вібруючій поверхні	63
3.2.2 Аналіз ефективності сегрегації	67
3.2.3 Математична модель роботи віброживильника.	69
3.3 Експериментальне дослідження зусиль в канатах стаціонарного завантажувального лотка	75
4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА В ГАЛУЗІ	77

	6
4.1 Аналіз та оцінка шкідливих факторів виробничого середовища	77
4.2 Заходи захисту від впливу шкідливих факторів виробничого середовища	78
4.3 Технічні рішення по гігієні праці та виробничій санітарії	79
4.3.1 Опалення й вентиляція	79
4.3.2 Природне й штучне освітлення.	80
4.3.3 Виробничі випромінювання	81
4.4 Дослідження ефективності системи газоочищення агломераційної машини	82
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ	90
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ	91
СПИСОК ГРАФІЧНОГО МАТЕРІАЛУ	95
ДОДАТКИ	96

## Вступ

Основним напрямком розвитку галузі є модернізація діючих підприємств. На цій основі має значно покращитися якість підготовленої сировини при одночасному підвищенні ефективності роботи підприємств.

Одним з основних напрямків розвитку, в доменному, виробництві є збільшення випуску та покращення якості огрудкованої залізорудної сировини - агломерату та котунцсd.

У процесі вдосконалення виробництва на аглофабрики вирішуються такі завдання, як забезпечення стабільності подачі вихідних шихтових матеріалів; вдосконалення технології спікання агломерату; підвищення продуктивності та покращення умов праці.

Виплавка чавуну продовжує розвиватися темпами, що випереджають темпи розвитку виробництва підготовленого доменної сировини. У зв'язку з цим перед агломератчбками стоїть найважливіше завдання збільшення продуктивності діючих агрегатів.

Ритмічність роботи агломераційних фабрик значною мірою визначається станом механічного устаткування і організацією його ремонту. Прості обладнання на ремонтах можна зменшити в результаті модернізації окремих вузлів, підвищення зносостійкості деталей і поліпшення організації виробництва.

Стабільність подачі шихтових матеріалів забезпечується впровадженням принципово нових систем автоматичного вагового дозування компонентів агломераційної шихти, розширенням і реконструкцією перевантажувальних пристроїв з широким застосуванням нових видів електровібраційних живильників.

Робота носить аналітичний характер і вирішує важливе питання розширення можливостей створення пристроїв для сегрегації матеріалу на похилій вібруючій поверхні на підставі експериментальних досліджень.

**Мета і задачі дослідження.** Метою роботи є дослідження роботи завантажувального вузла агломераційної машини конвеєрного типу та удосконалення його конструкції.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- виконати аналіз раніше проведених досліджень в питаннях підвищення ефективності сегрегації сипких матеріалів та обладнання, що використовується з цією метою;
- виконати розрахунок привода агломації та завантажувального стаціонарного лотка;
- виконати аналіз обладнання, що використовується для вібротранспортування сипких вантажів;
- розробити математичну модель роботи електровібраційного живильника;
- виконати дослідження зусиль в канатах завантажувального лотка.

**Предмет дослідження** – конструктивні параметри завантажувального вузла агломераційної машини конвеєрного типу.

**Об'єкт дослідження** – електровібраційний живильник.

**Апробація результатів роботи.** Основні положення роботи доповідалися на: II Всеукраїнській науково-практичній конференції за участю молодих науковців «Актуальні питання сталого науково-технічного та соціально-економічного розвитку регіонів України». Запоріжжя: ЗНУ, 2022 р.

**Структура та обсяг роботи.** Магістерська робота складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел, додатків. Загальний обсяг роботи включає 111 сторінок, у тому числі 92 сторінки основного тексту, 24 рисунки, 10 таблиць, 41 найменування використаних джерел на 4 сторінках, 15 додатків.

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

# 1 ОГЛЯД НАУКОВО-ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ОБЛАДНАННЯ ЗАВАНТАЖУВАЛЬНОГО ВУЗЛА АГЛОМЕРАЦІЙНИХ МАШИН ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ОБРАНОГО НАПРЯМКУ РОБОТИ

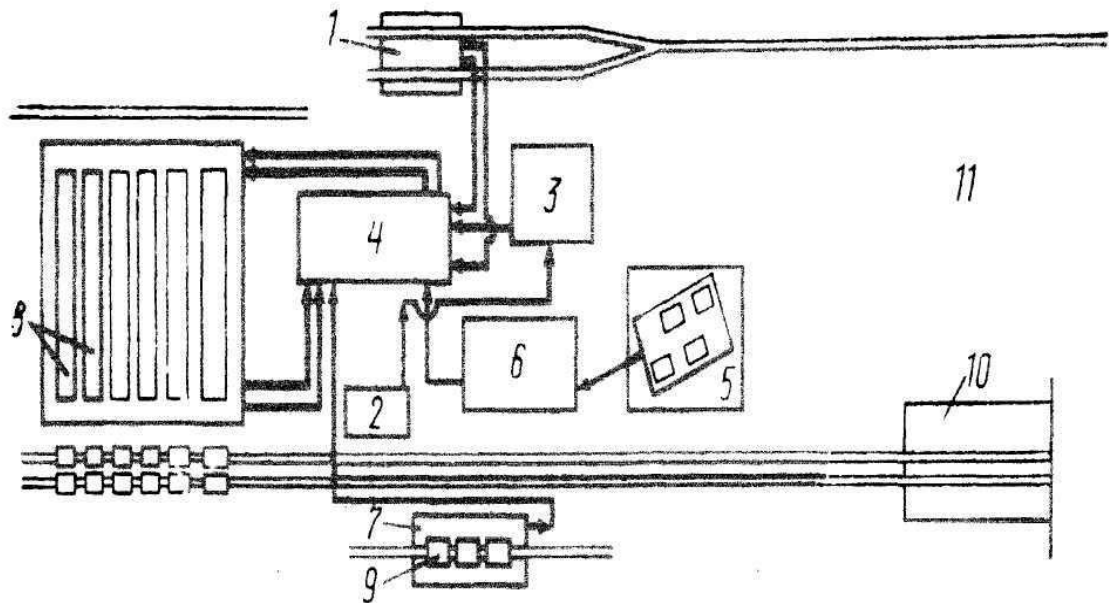
## 1.1 Аналіз технологічного процесу аглофабрики та місце в ньому агломераційної машини

До основного технологічного устаткування агломераційних фабрик відносяться: агломераційні машини, пристрої для уловлювання пилу (газопровід, циклони), змішувачі шихти, живильники, охолоджувачі, горна для запалювання шихти, подільники шихти, ексгаустери, грохоти для виділення дріб'язку.

Аглофабрика заводу «Запоріжсталь» за проєктом обладнана типовими агломераційними машинами К-2-50 із загальною площею спікання 300 м<sup>2</sup> [1]. Короткий перелік і характеристика обладнання агломераційної машини наведені у таблиці 1.1.

Проєктом аглофабрики заводу «Запоріжсталь» передбачені споруди (рис. 1.1) 16 прийомних бункерів (по 45 м<sup>3</sup>) для руди і концентрату, 12 бункерів (по 45 м<sup>3</sup>) для коксової дрібниці і штибу і 12 бункерів (по 45 м<sup>3</sup>) для колошникового пилу. Корпус дроблення вапняку має 3 молоткові дробарки продуктивністю 150 - 200 т/год і 12 гуркотів, які повністю забезпечують потребу фабрики у вапняку, що містить 95 % фракції 0 - 3 мм. Дроблення палива відбувається на п'яти чотирьоххвалкових і одній інерційній дробарці, що забезпечують помел палива до змісту 95-96% класу 3 - 0 мм. Шихтове відділення включає 32 бункера по 175 м<sup>3</sup>. У технологічному потоці працюють дві машини для випалу вапняку з площею випалу по 10 м<sup>2</sup> та конвеєрна машина з площею випалу 14,0 м<sup>2</sup>. Загальна продуктивність машини ~ 900 т/добу при утриманні СаО вапна 75 – 86 %. Змішування, зволоження і огрудкування шихти проєктом передбачалися в

одному барабані завдовжки 5 і діаметром 2,5 м, встановленому горизонтально. В даний час барабан реконструйований.



1 - прийомні бункера руди; 2 - прийомні бункера коксу; 3 - корпус дроблення коксу, 4 - шихтові бункера; 5 - прийомні воронки вапняку; 6 - корпус дроблення вапняку; 7 - прийомні бункера колошникового пилу; 8 - агрегаційні машини; 9 - вагони агломерату; 10 - бункера доменного цеху; 11 - рудний двір

Рисунок 1.1 – Вантажопотоки аглофабрики.

Завантаження шихти на машину здійснюється завантажувальним пристроєм на основі віброживильника, а запалювання шихти - видовженим запальним горном.

Повернення виділяють на стаціонарному двухдечному гуркоті, обладнаному відбійними плитами. Двухдечний гуркіт встановлений замість одноступінчатого стаціонарного гуркоту. Одноступінчатому стаціонарному гуркоту властиві наступні недоліки. З одного боку, велике навантаження на гуркіт не дозволяє відсіяти необхідну кількість дрібних фракцій, внаслідок чого вони переходять у агломерат, погіршуючи його якість. З іншого боку, велике навантаження на гуркіт приводить до швидкого зносу колосників. Зазор між

ними збільшується від 10 до 16 - 20 мм. При цьому кількість відсіву дрібниці від агломерату збільшується і в повернення йде велика кількість придатного агломерату (зерна > 10 мм).

Таблиця 1.1 – Технічна характеристика агломашин

№ п/п	Показники	Величина
1	Максимальна продуктивність машини для шихти з насипною вагою 1,8 т/м <sup>3</sup> , т / год	70
2	Швидкість руху спічних візків, м / хв	1,5-6
3	Довжина робочої поверхні машини, м	40
4	Ширина робочої поверхні машини, м	2
5	Площа спікання, м <sup>2</sup>	50
6	Максимальна товщина спікаємого шару, м	0,3
7	Площа запалювання газового горна, м <sup>2</sup>	2,4
8	Робоча температура в горні, С	до 1300
9	Потужність електродвигунів, кВт:	
	– приводу	11
	– живильника	2,8
	– мастильної станції	0,8

На двухдечному гуркоті потік агломерату, що надходить на розсів, розподіляється на дві решітки (нижню і верхню) з зазорами між колосниками відповідно 100 і 12 мм. При цьому потік великих шматків агломерату проходить тільки по верхньому гуркоту, а середня фракція і дрібниця переходять на нижній гуркіт з зазором між колосниками 12 мм.

У результаті на нижньому гуркоті виявляється значно менший шар агломерату, ніж на одноступеневу гуркоті, тобто створюються більш сприятливі

умови для відсівання дрібниці з агломерату. Одночасно поліпшився і фракційний склад повернення.

Повернення охолоджується водою в барабанах, обладнаних зубчатою передачею і обертаються зі швидкістю 2,5 об/хв.

Очищення агломераційних газів здійснюється мокрим способом. Агломерат вагонами подається до бункерах доменного цеху. Рудний двір заводу «Запоріжсталь» з двома поздовжніми розвантажувальними траншеями 8,5x4 м (для допоміжних робіт і вагоноперекидач) розташований паралельно бункерній естакаді доменного цеху. Довжина його 560, ширина 58 м.

Агломашина призначена для спікання дрібниці залізних руд з одночасним частковим очищенням їх від шкідливих домішок (сірки, фосфору, цинку та ін.) [2].

Переміщення спічних візків по верхньому шляху здійснюється від приводу, розташованого в головній частині машини. На початку верхнього шляху шихта завантажується на візки живильників, змонтованим в головній частині агломашин, і потім надходить під запальний горн.

Одночасно із запаленням шихти починається просмокчування повітря, тому що під запальним гірському знаходяться вакуум-камери. Робочою площею машини вважається та її частина, яка знаходиться над вакуум-камерами. Гази просмокчуються через шихту зверху вниз у вакуум-камери, сполучені патрубками із загальним колектором газопроводу, циклонами і екстаустери.

Завдяки інтенсивному просмокчування повітря через спікаємий шар підтримується горіння, що почалося під горном.

Зона горіння поступово опускається вниз і до кінця робочого ходу досягає колосникових ґрат. Завдяки високій температурі, що розвивається при горінні, окремі шматочки руди, що містять мінеральні частинки, оплавляються і спікаються в пористий пиріг агломерату.

При переході спічних візків через розвантажувальну (хвостову) частину на нижній шлях агломерат під дією власної ваги падає в жолоб, а візки



повертаються по похилій рейковій дорозі назад до приводу, де захоплюються приводними зірочками і піднімаються знову на верхній горизонтальний шлях.

Процес завантаження та спікання шихти на агломашини протікає безперервно. Регулювання процесу спікання здійснюється шляхом зміни розрядження в вакуум-камерах, оснащених газорегулюючими шиберами, і швидкості руху візків. Швидкість руху стрічки агломашин регулюється в межах від 1,4 до 4,2 м/хв [3].

## 1.2 Аналіз устрою агломераційної машини

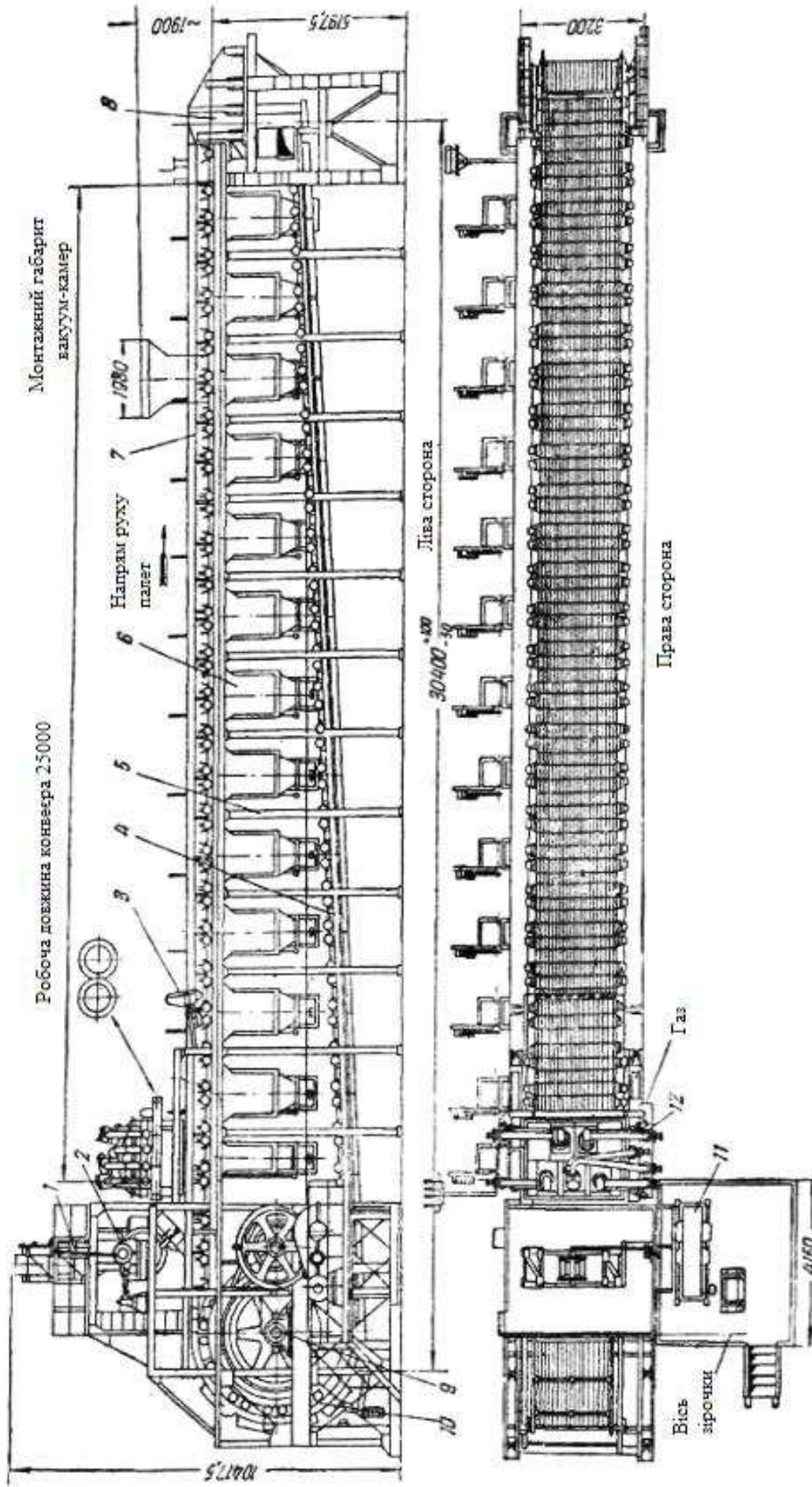
Агломераційна машина (рис. 1.2) складається з наступних основних вузлів:

- каркаса;
- спічних візків;
- приводу стрічки;
- головної, середньої та розвантажувальної частин;
- живильників шихти з приводами,
- запального горна;
- газовідсмоктувальних вакуум-камер;
- бункерів просипу.

Руди з високим вмістом сірки (1-3%) перед спіканням піддаються дробленню до крупності  $6\div 0$  або  $8\div 0$  мм. Подрібнення руди сприяє випалюванню сірки при агломерації. При правильному веденні технологічного процесу в агломерату залишається дуже незначна кількість сірки (соті частки відсотка) [4].

Основним видом завантажувальних пристроїв конвеєрних агломераційних машин є барабанні живильники. Робочі поверхні в процесі експлуатації зазнають інтенсивного абразивного зносу, тому термін служби барабанних живильників не перевищує 1-2 років; в той же час період між капітальними ремонтами агломераційних машин складає від 3 до 5 років.

Доцільна заміна барабанних живильників електровібраційними [5]. Таку заміну здійснили на аглофабрики металургійного заводу «Запоріжсталь».



1 - маятниковий живильник, 2 - барабанний живильник; 3 - насекатель; 4 - нижній рейковий шлях; 5 - каркас; 6 - вакуум-камера; 7 - спекательний візок; 8 - хвостова частина агломашини; 9 - привід; 10 - головний радіус (завантажувальна частина агломашини); 11 - редуктор; 12 - газовий горн.

Рисунок 1.2 - Устрій агломашин и безпервної дії

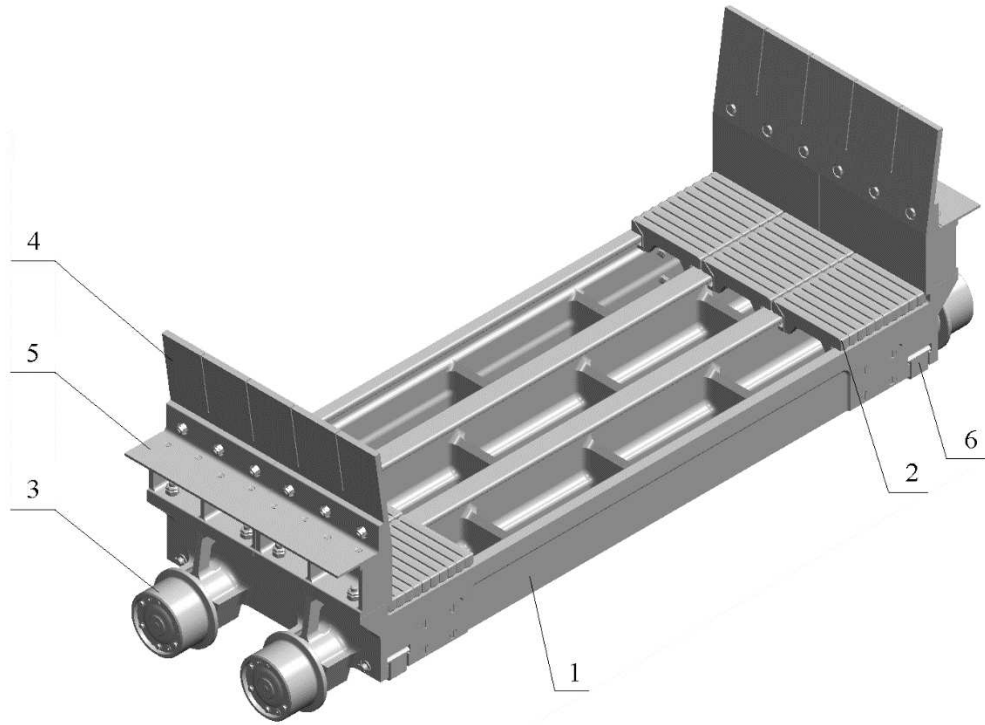
На шести агломераційних машинах встановили електровібраційні живильники шихти з шириною лотка 2700 мм, потужність електроприводу 8 кВт при частоті 50 Гц і подвійній амплітуді коливань 0,5 мм. Поздовжня вісь лотка збігається з поздовжньою віссю машини. Привід розвиває значні зусилля (при великому передаточному числі між електродвигуном і зірочками), при заклинюванні спекательних візків можливі поломки. Для усунення цього на аглофабрики заводу «Запоріжсталь» на зубчастій муфті приводу між редуктором і проміжним валом поставлені запобіжні зрізні пальці. Після живильників шихта надходить під запальний горн. Тут верхній шар, що складається з рівномірно розподілених дрібних шматків пального (коксик), запалюється. На аглофабрика застосовують різні конструкції запальних пристроїв [6]. Високої тепловою потужністю володіє подовжений камерний горн конструкції металургійного заводу «Запоріжсталь». Його довжина 7,5 м, він має 21 пальник. Передбачено додатковий підвід повітря через спеціальні трубки безпосередньо до спікаємого шару. Для прискорення ремонту горн встановлюють на ковзанках. Горн замінюють під час капітального ремонту агломераційної машини.

Спічні візки (палети) (рис. 1.3) є основним вузлом агломераційної машини.

Вони складаються з литого корпусу, чотирьох ходових і чотирьох вантажних роликів, змонтованих на вальниціях кочення, бортів, ущільнювальних пластин і комплекту колосників, що набираються в пази корпусу візка, створюючи колосникові ґрати. Як правило, спічні візки складені - із двох (при ширині 2 і 2,5 м) або трьох (при ширині 4 м) частин. Борти спічних візків зазвичай виготовляють із жароміцного чавуну або сталі 100Х25Т.

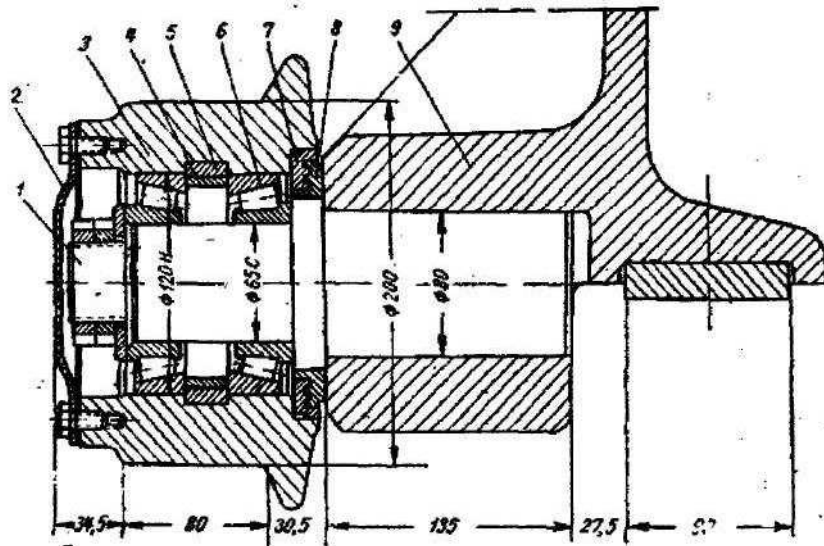
При виготовленні спічних візків відзначається тенденція застосовувати у вузлі ходових роликів вальниці, які не потребують регулювання (рис. 1.4). У той же час проводять випробування нових антифрикційних матеріалів для вальниць ковзання роликів спекательних візків.

З деталей, що входять до складу спічних візків, найбільш часто виходять з ладу колосники. Досить сказати, що зупинки агломераційних машин для заміни колосників складають 10% від всіх простоїв.



1 - корпус; 2 - колосники; 3 – ходові ролики; 4 - борт; 5 – бортове ущільнення, 6 – повздовжнє ущільнення

Рисунок 1.3 – Спiчний вiзок агломашини



1 - вiсь; 2 - кришка; 3 - ходовий ролик; 4 - розпiрне кiльце; 5 - кiльце з 4 частин; 6 – роликовi вальниці, 7 i 8 - ущiльнювальнi кiльця; 9 – спiчний вiзок

Рисунок 1.4 – Ролик спiчного вiзка

Витрати на заміну колосників істотно перевищують витрати на заміну інших деталей агломераційних машин. Саме тому підвищення терміну служби колосників приділяють велику увагу.

Тривалий час колосники виготовляли з сірого чавуну. Проведені дослідження показали їх низьку стійкість. Встановлено, що в процесі експлуатації розміри колосників і їх маса значно зменшується, причому найбільшим зношуванням піддаються верхні робочі припливи колосників. Вся поверхня колосників відчуває інтенсивне окислення. Протягом першого періоду служби поверхню під окалиною зношується досить рівномірно. Проте надалі вона стає нерівною, поїденою. Це обумовлено тим, що газова атмосфера на колосникових ґратах містить окислювальні і відновні агенти, як, наприклад, CO, H<sub>2</sub> і O<sub>2</sub> утворюється в таких умовах окисна плівка виявляється тендітною і пористою, легко відшаровується. Тому її структуру слід змінити, застосуванням високохромистої сталі та чавуну. Дослідження та виробничий досвід показують, що найбільш раціонально виготовляти колосники з високохромистого чавуну, високохромистої сталі типу X28 і сталі XI7, колосники зі сталі XI7 можна виготовляти штампуванням.

Стійкість колосників залежить і від технологічних факторів: наявності постілі, температури газів, що відходять, хімічного складу шихти, способу охолодження агломерату та ін. Тому особливо показово зміна стійкості колосників при заміні матеріалу на конкретному підприємстві. Так, на металургійному заводі «Запоріжсталь» витрата колосників з сірого чавуну становить 80 г/т агломерату; витрата колосників зі сталі X28 не перевищує 43 г/т агломерату (незважаючи на деяке збільшення вмісту вуглецю в шихті і підвищення температури газів, що відходять).

Певна роль належить способам кріплення колосників. Так, на багатьох аглофабриках, при кріпленні колосника стопор встановлюють не в шарі спікаємої шихти, а в площині колосника, що не піддається впливу високих температур. Це виключає випадання колосників при згорянні стопора. На металургійному заводі «Запоріжсталь» зберегли традиційне кріплення колосників, однак перейшли з

двостороннього набору колосників спічних візків на односторонній, при цьому кують стопор збільшеного перетину з жаротривкої стали Х28. Це також виключає втрату колосників через обгорання стопорів.

Важливими елементами конвеєрних агломераційних машин є поздовжні та поперечні ущільнення. В основному на аглофабрика застосовують різні конструкції плоскопружинних поздовжніх ущільнень. Хороші результати забезпечує застосування поздовжнього ущільнення із зовнішнім розташуванням спіральних пружин.

Привод агломашини є основним і найвідповідальнішим вузлом, за нормальною роботою якого повинен бути встановлений самий ретельний нагляд [7].

До складу приводу входить електродвигун постійного струму 11 кВт, 1060 об/хв. При його застосуванні створюється можливість регулювати швидкість спічних візків. Редуктор – одноступінчатий, циліндричний, 1 ЦУ - 160 - 4 - 21 - У2 з передавальним числом  $i = 4$ . Редуктор – триступеневий, циліндричний, розміром 300 x 450 x 700 мм з передавальним числом  $i = 209$ . Він служить для зменшення числа обертів корінного валу і збільшення крутного моменту на приводних зірочках.

Електродвигун агломашин не може бути включений на тривалу роботу без включення електродвигуна станції пластичного змащування, а електродвигун живильника агломашини не може бути включений на тривалу роботу без включення електродвигуна агломашин. З вимиканням електродвигуна агломашин електродвигуна живильника та станції пластичного змащування автоматично відключаються.

При спрацьовуванні кінцевих вимикачів важільно-запобіжного пристрою в головній частині агломашин електродвигун агломашин автоматично вимикається. Після спрацьовування кінцевих вимикачів повторне включення електродвигуна агломашин можливо тільки після усунення причини, що викликала це виключення. Електродвигуни агломашин і мастильної станції

можуть продовжувати працювати при відключеному електродвигуні живильника агломашины.

У схемі електрообладнання передбачена установка реле максимального струму для захисту агломашин від аварійних перевантажень. При спрацьовуванні реле максимального струму електродвигуни агломашины, живильника і мастильної станції автоматично вимикаються.

До складу приводу агломашин входять литі, що складаються з двох половин приводні зірочки. Діаметр початкової окружності зірочки 3855 мм,  $z = 12$ . До приводної зірочки прикріплюють вінець зубчастої передачі. Праву приводну зірочку зміцнюють на корінному валу за допомогою клинної шпонки.

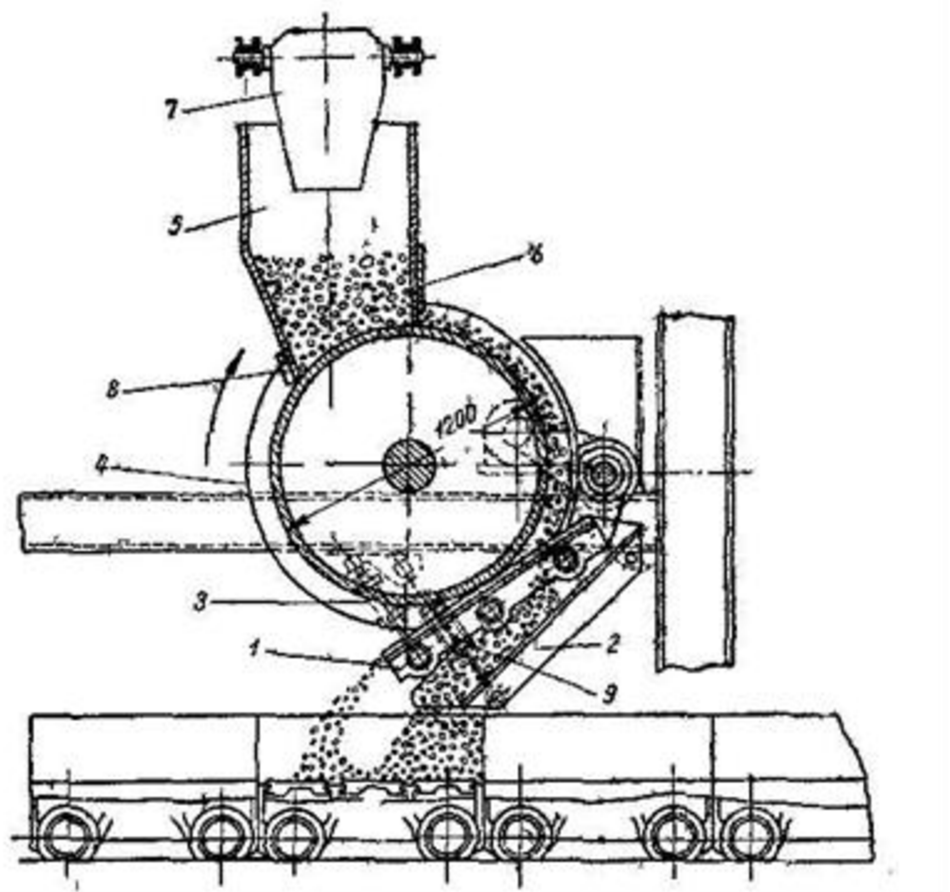
Ліву приводну зірочку насаджують на шийку корінного валу вільно, без шпонки. Обидві зірочки збирають так, щоб лінії їх роз'єму знаходилися в одній площині; випередження зубів однієї зірочки щодо зубів другої зірочки допускається не більше ніж на 3 мм. Лінія роз'єму вінця повинна бути розташована перпендикулярно лінії роз'єму зірочок.

Зірочки приводу виготовляють з великим запасом міцності з таким розрахунком, щоб вони служили не менше 20 років. Однак у процесі роботи зуби зірочок зношуються, так як ніша спічних візків не оброблена і зуби не змащуються. Знос зубів відбувається головним чином з тієї сторони, яка стикається з нішею візків при їх підйомі з нижнього шляху на верхній. При невеликих перекосах візків у момент захоплення їх зірочками неробоча сторона також спрацьовується, але значно менше. Практично знос робочої сторони зубів допускається до 15-18 мм, зуби відновлюють до повного їх профілю шляхом електронаплавки; після чого профіль зуба перевіряють шаблоном. Між приводними зірочками встановлюють барабан, що складається також з двох половин. Барабан сполучає між собою обидві приводні зірочки. Основним вузлом приводу агломашин є корінний вал, на який насаджено дві приводні зірочки. Щоб барабан разом з приводними зірочками не зміщувався в осьовому напрямку, посадочна шийка валу для правої зірочки обмежена з обох сторін пасками.

Корінний вал приводу спирається на вальниці ковзання. Один вкладиш вальниці виготовляють з бронзи марки БР-АЖМ 10-3-1,5, а другий - з чавуну марки СЧЦ-1. Бронзові вкладиші встановлюють відповідно за напрямком дії реакції опор. Обертання корінного валу приводу змінюється в межах від 0,115 до 0,346 об/хв

Між редуктором і приводними зірочками є приводний вал, на який напресовані шестерня і зубчасте колесо. Вальниці на приводному і корінному валах однакові.

Як правило шихта на спічні візки видається за допомогою барабанного живильника, який працює в парі із завантажувальним лотком, довжина якого дорівнює ширині візка (рис. 1.5).



1 - вібратор для виділення постелі; 2 - лоток; 3 - підвіска; 4 - барабан; 5 - бункер; 6 - шибер; 7 - маятниковий рукав; 8 - шкребок; 9 - вертлог.

Рисунок 1.5 – Завантажувальний вузол агломашини



Шихта дозується на барабанний живильник, який видає її на похилий лоток потоком до 0,100 м. Розподілу шихти по крупності, а отже і покращенню гвзопроникності спікаємого шару, заважають потокові сили, що викликають прилипання зерен подаваної шихти одне до одного. Тому удосконалення завантажувального вузла у напрямку сегрегації спікаємого шихти є важливим і актуальним завданням у сучасному аглодоменному виробництві.

### 1.3 Огляд технічних рішень спрямованих на підвищення ефективності сегрегації шихти

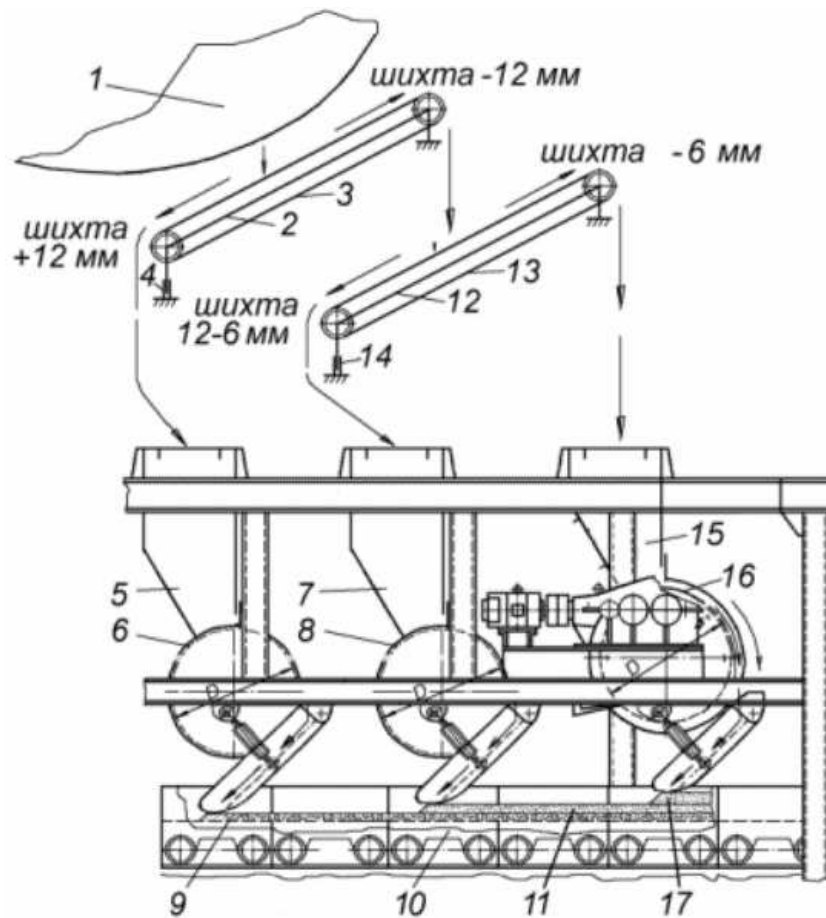
Основу спеченого агломерату складає шихта, яка в своєму складі містить залізорудні концентрати, залізняк, шлами, окалина, флюси та тверде паливо. Причому склад всіх компонентів суворо регламентуються технологічним процесом, для цього їх змішують у визначених пропорціях в залежності масового складу. Спікання відбувається на агломераційних машинах, при цьому легкосплавна частина суміші розплавляється і утримує більш тверді частинки. Для забезпечення процесу спікання концентрат змішують з паливом, як правило – коксом та флюсами (вапняк або доломіт) і для забезпечення більш рівномірного укладення на постіль та забезпечення гарної газопроникності – огрудковують. Таким чином підготовлена шихта завантажується рівномірним шаром на спічні візки агломащини. Запалювання та зовнішнє нагрівання шихти здійснюється продуктами спалювання природного газу в горні. Спікання підготовленої шихти є основним етапом технології отримання агломерату. Швидкість спікання залежить від двох основних факторів – швидкості проходження повітря через спікаємий шар та теплофізичні властивості і швидкість горіння палива [8].

Тепловий режим під час спікання досить досконало розглянуто роботами [9-10], в яких аналітичними дослідженнями доведено, що оптимальна температура горіння у шарі залізорудного концентрату складає 1250-1350 °C при якій створюється дрібнопористий агломерат з достатньою міцністю.

Таким чином основним фактором впливу на швидкість спікання залишається збільшення газопроникності спікаемого шару [8].

Як вказують автори в роботі [11] на газопроникність шару сипкого матеріалу, до якого відноситься шихта, значний вплив має гранулометричний розподіл спікаемого концентрату.

Роботою [12] запропоновано метод сегрегації шихти, сутність методу проілюстровано рисунком 1.6



1 – огрудковувач, 2, 12 – похилий конвеєр, 3, 13 – стрічка конвеєра, 4, 14 – підйомник,  
5 – завантажувальний бункер, 6, 8, 16 – живильник, 7 – бункер шихти, 9 – колосникові ґрати,  
10 – постіль, 11 – шихта крупністю 12-6 мм, 15 – бункер, 17 – верхній шар збагаченої  
паливом шихти крупністю 6 мм.

Рисунок 1.6 – Спосіб укладки шихти з одночасним розділенням на фракції

Такий спосіб укладення шихти на конвеєр дозволяє організувати трьохшарове укладення шихти на постіль іде найбільш крупна шихта розмірами

12 мм, середній шар складається із шихти крупністю 12-6 мм і третій шар – верхній, збагачений паливом складається з шихти крупністю 6 мм і менше. Таким чином організований технологічний процес укладення шихти дозволяє створити сприятливі умови для просмокування шихти через спікаємий шар, але є доволі складним з точки зору конструктивного виконання та вимагає значних капіталовкладень та кардинальної перебудови вантажопотоків.

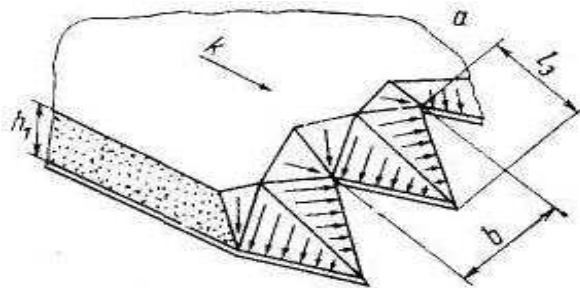
Роздільному укладанню шарів шихти також присвячена робота [13], але як зазначають самі автори в своїх подальших роботах цей спосіб є недосконалим, т.я. для його реалізації необхідні мінімум три дослідні лінії, одна з яких буде забезпечувати укладання постілі, а дві інші – шихту різного фракційного складу. Також до недоліків можна віднести необхідність кожного разу після зміни складу шихти виконувати перерахунок вмісту палива.

В роботі [14], доведено, що збільшення ступеня сегрегації огрудкування агломераційної шихти по крупності забезпечує підвищення швидкості спікання на 38%, але призводить до зменшення ударної міцності агломерату на 5%. Ступінь сегрегації агломераційної шихти на агломашині менше 0.6 є небажаним для процесу, тому що при помірному збільшенні швидкості спікання на 4.0 - 13.5% вона призводить до помітного зниження ударної міцності агломерату (на 4%). Позитивний технологічний ефект досягається за ступенем сегрегації більше 0,6 швидкість спікання зростає на 38%, а додаткове зниження міцності не перевищує 1 %.

Проаналізувавши вітчизнянні та світові тенденції в області сегрегації шихти автори в роботі [15] дійшли до висновку, що одним з найбільш перспективних способів фракційного розділу шихти – етехнологічні схеми з використанням лінійних розподільників до складу яких входять конвеєри барабанні живильники та завантажувальний лоток, але як було вже зазначено вище барабанні живильники мають відносно низьку стійкість, а лінійні роздільники у вигляді конвеєрів значно ускладнюють технологічний цикл та здорожчують конструктивне виконання

## 1.4 Обґрунтування обраного напрямку

Найбільш ефективним режимом переміщення сипких матеріалів при завантаженні їх на спічні візки, при якому відбувається максимальний розподіл по фракціям, є той, коли кожна частка матеріалу рухається окремо одна від одної, тобто не контактуючи з сусідніми. Цього можна досягти на вібруючій поверхні, тому було прийнято рішення виконати заміну барабанних живильників на електровібраційні із зубчастими розсікачами (рис.1.7), що дозволяє нівелювати недоліки барабанного живильника.



$k$  – напрям транспортування;  $h_1$  – висота розвантажувального вікна бункера або максимальна висота шару;  $\alpha$  – кут природного ухилу огрудкованої шихти;  $b$  – ширина основи зуба;  $l_3$  – довжина зуба.

Рисунок 1.7 –Схема зубів розсікач

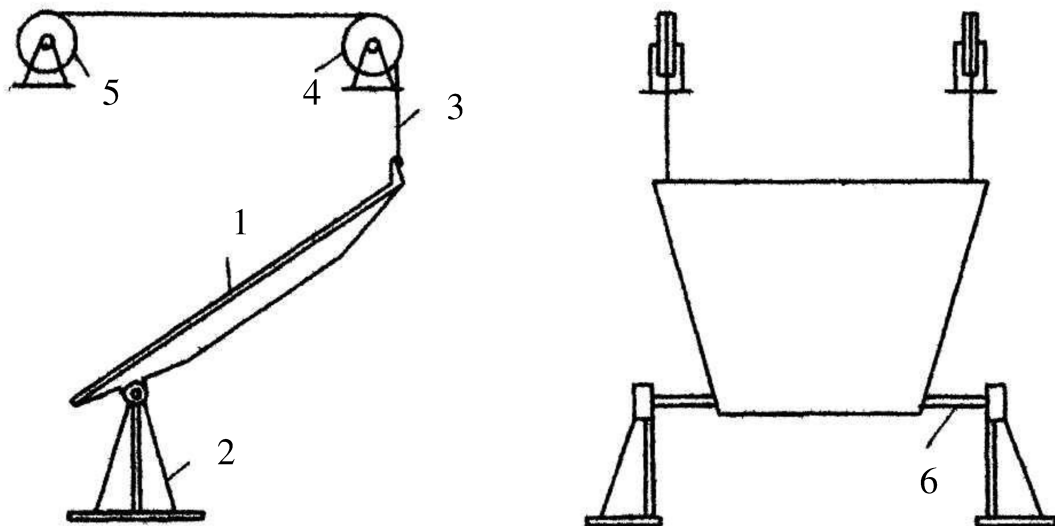
Така система завантаження шихти дозволяє збільшити спікаємий шар практично без зниження продуктивності.

Для варіювання режиму завантаження шихти на спічні візки варто використовувати віброживильники в парі з завантажувальним лотком, автоматизація процесу нахилу, якого дозволяє оптимізувати режими завантаження шихти на агломашину в режимі реального часу. Впровадження раціонального завантажувального пристрою дозволить підвищити газопроникність шихти, домогтися оптимального розподілу вуглецю по висоті спікаємого шару, що забезпечує отримання агломерату високої міцності при

зниженні витрати палива. Така система завантаження шихти дозволить проводити роботи по збільшенню висоти спікаємого шару.

Підбір режиму завантаження шихт на візок дозволяє досягти значного поліпшення якості постелі для різних шихт і тим самим підвищити продуктивність агломашин. Режим завантаження здійснюється шляхом підбору кута нахилу стаціонарного завантажувального лотка.

Принципова схема механізму нахилу завантажувального лотка показана на рис.1.8. Під віброживильник на двох шарнірах і двох канатних підвісках встановлюється завантажувальний лоток. При необхідності збільшення кута нахилу лотка канат через підтримують блоки навивається на барабани електроприводом.



1 - лоток; 2 - опора; 3 - канат; 4 - направляючий блок; 5 – приводний барабан; 6 – поворотна вісь

Рисунок 1.8 – Схема регульованого нахилу завантажувального лотка шихти на спічні візки

Для огрунтування запропонованої модернізації необхідно розробити математичну модель роботи електровібраційного живильника та експериментальним шляхом встановити зусилля в канаті при різних кутах нахилу завантажувального лотка. Вирішенню даних задач і присвячено кваліфікаційну роботу.

## 2 РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА

### 2.1 Розрахунок потужності приводу агломераційної машини

Для розрахунку потужності агломераційної машини конвеєрного типу скористаємося даними наданими ПКО заводу:

- загальне число спекательних візків  $z = 106$  шт.,
- швидкість пересування візків  $V = 1,5 \dots 6,0$  м / хв,
- довжина горизонтальної ділянки (по осях зірочок)  $L = 48,15$  м,
- радіус початковій окружності приводний зірочки  $R = 1,908$  м,
- радіус траєкторії руху осі ската візки на хвостовому (розвантажувальному) ділянці  $r = 1,271$  м,
- маса спекательних візків  $G = 2700$  кг,
- діаметр цапф роликів візки  $d = 0,075$  м,
- діаметр роликів візки  $D = 0,24$  м,
- шлях руху незавантажених візків по горизонтальному ділянці  $L1 = 2,5$  м,
- шлях руху завантаженої візки по горизонтальному ділянці над вакуум-камерами спікання  $L2 = 40$  м
- шлях руху завантаженої візки по горизонтальному ділянці після вакуум-камер  $L4 = 5,65$ м,
- питомий тиск ущільнювальних пластин  $P_y = 0,16 \cdot 10^{-1}$  МПа,
- загальна ширина ущільнювальних пластин (на обидві сторони)  $b=0,18$  м,
- нормальне зусилля одного торцевого ущільнення  $P_{ty} = 2,8$  кН,
- довжина візки  $B = 1$  м,
- ширина шару шихти на візку  $C = 2,5$  м,
- висота шару шихти на візку  $h = 0,400$  м,
- приведений коефіцієнт тертя у вальницях спічних візків  $\mu_1 = 0,027$ ;
- коефіцієнт тертя в ущільненнях вакуум-камер  $\mu = 0,2$ ;
- коефіцієнт тертя кочення роликів по рейках  $k = 0,06 \cdot 10^{-2}$  м,
- коефіцієнт тертя реборд об рейки  $\beta = 2,1$ ;

- ККД передач приводу  $\eta - 0,76;$
- загальне передаточне число приводу  $i = 3000;$
- розрідження в вакуум-камері спікання  $P_c = 0,011 \text{ МПа},$
- об'ємна маса шихти  $\gamma = 2,0 \cdot 10^3$
- розрахункова схема бункера зображена на рисунку 2.1

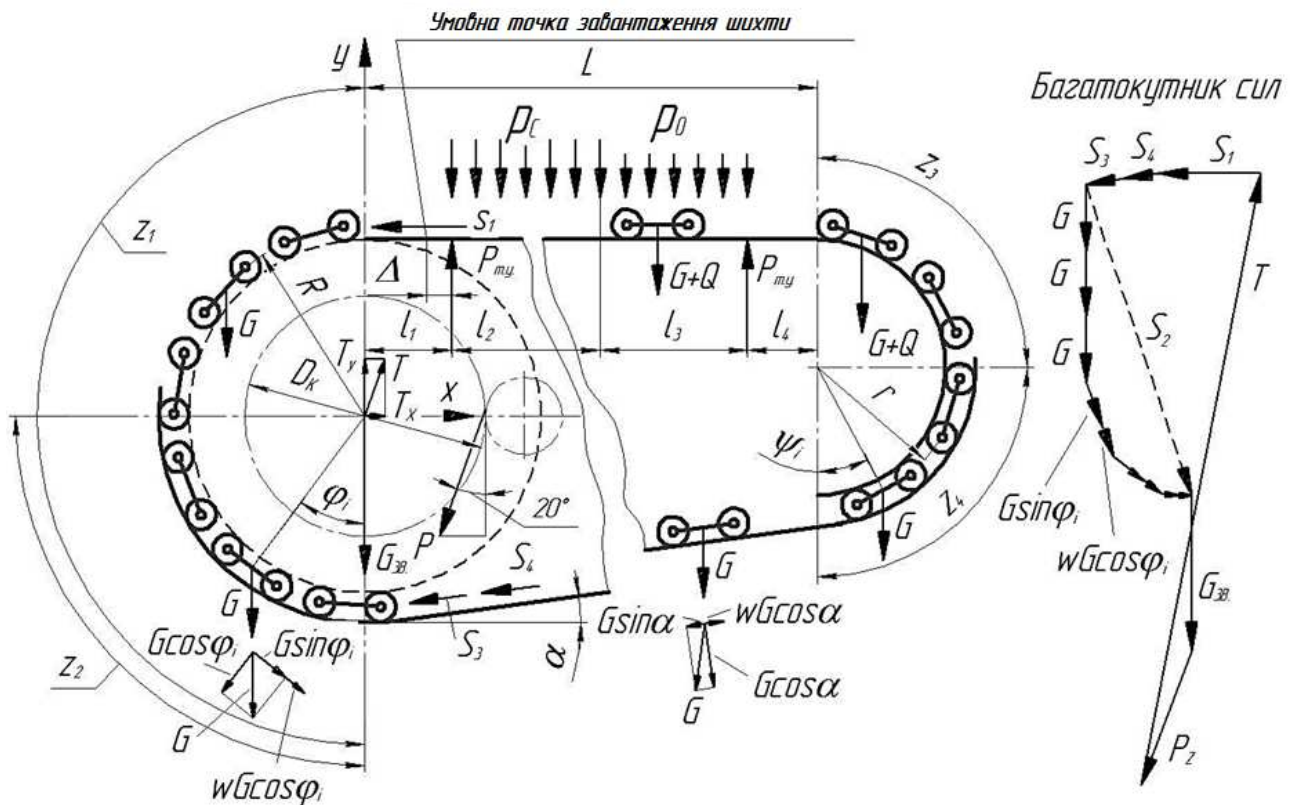


Рисунок 2.1 – Схема до розрахунку приводу агломашини [16]

Оскільки привід конвеєра агломашин є безперервно діючим механізмом з практично рівномірним графіком навантаження, потужність електродвигуна визначимо як відношення роботи, що витрачається на переміщення всіх візків по контуру агломашин, до часу переміщення з урахуванням ККД передач приводу (рис.2.1) [17].

$$N = \frac{A \cdot z}{t \cdot \eta} \quad (2.1)$$

де  $A$  – робота, затрачувана приводом на переміщення одного візка по контуру агломераційної машини з урахуванням підйому візків приводною зірочкою, сил тертя на горизонтальному (робочому), похилому (холостому), розвантажувальному й завантажувальній ділянках, і робота, що віддається приводу при опусканні візків на розвантажувальній і похилій ділянках;

$z$  – число спічних візків;

$t$  – час пересування візка по контуру агломашину ( $t = \frac{S}{V}$ );

$V$  – максимальна швидкість пересування візків;

$\eta$  – коефіцієнт корисної дії приводу з урахуванням сил тертя в цапфах приводної зірочки.

Тут довжина контуру агломашини  $s$  по осі ската спічних візків дорівнює:

$$S = \pi \cdot (R + r) + L \cdot \left(1 + \frac{1}{\cos \alpha}\right) \quad (2.2)$$

де  $R$  і  $r$  – радіуси траєкторії руху осі ската візка на ділянках підйому й розвантаження візків відповідно;

$L$  – довжина горизонтальної ділянки контуру;

$\alpha$  – кут нахилу холостої галузі агломашини, рівний:

$$\alpha = \arctg \frac{2 \cdot (R - r)}{L} = \arctg \frac{2 \cdot (1,9275 - 1,271)}{30,4} = \arctg 9,704 \cdot 10^{-3} = 2,29. \quad (2.3)$$

Тоді:

$$S = 3,14 \cdot (1,9275 + 1,271) + 30,4 \cdot \left(1 + \frac{1}{\cos 2,29}\right) = 70,868;$$



$$t = \frac{S}{V} = \frac{70,868}{4} = 17,717 \text{ хв};$$

$$t = 1063 \text{ с.}$$

Робота переміщення одого спічного візка по контуру складається з алгебраїчної суми робіт

$$A_1 = A_1 + A_2 + A_3 + A_4 \quad (2.4)$$

Робота переміщення, одного візка шихти при її підйомі з похилої на горизонтальну ділянку з урахуванням сил тертя об напрямні на ділянці:

$$\begin{aligned} A_1 &= G_T \cdot 2 \cdot R + \int_{90}^0 G_T \cdot R \cdot \omega \cdot \cos \varphi \cdot d\varphi = G_T \cdot R \cdot (2 + \omega) = \\ &= 27380 \cdot 1,9275 \cdot (2 + 0,038) = 107555,348 \text{ Дж} \end{aligned} \quad (2.5)$$

де  $G_T$  – вага спічного візка;

$\omega$  – коефіцієнт питомого опору пересуванню візка;

$$\omega = \frac{\mu_1 \cdot d + 2 \cdot k}{D} \cdot \beta = \frac{0,027 \cdot 0,065 + 2 \cdot 0,06 \cdot 10^{-2}}{0,2} \cdot 2,1 = 0,038$$

$\varphi$  – кут між прямою, що з'єднує центр ваги візка з віссю обертання, і вертикаллю в розглянутому положенні.

Робота, затрачувана на переміщення візка по горизонтальній ділянці агломашины:

$$\begin{aligned} A_2 &= [ G_T \cdot l_1 + (G_T + G_{III} + P_c \cdot B \cdot c - P_y \cdot b \cdot B) \cdot l_2 + \\ &+ (G_T + G_{III} + P_0 \cdot B \cdot c - P_y \cdot b \cdot B) \cdot l_3 - 2 \cdot P_{T,y} \cdot B + (G_T + G_{III}) \cdot l_4 ] \cdot \omega + \\ &+ P_y \cdot b \cdot B \cdot \mu \cdot (l_2 + l_3) + 2 \cdot P_{T,y} \cdot B \cdot \mu \end{aligned} \quad (2.6)$$

$$A_2 = [ 27380 \cdot 2 + (27380 + 20000 + 1,2 \cdot 10^4 \cdot 1 \cdot 2,5 - 0,17 \cdot 10^5 \cdot 18 \cdot 10^{-2} \cdot 1) \cdot 25 - \\ - 2 \cdot 28000 \cdot 1 + (27380 + 20000) \cdot 3,4 ] \cdot 0,038 + 0,17 \cdot 10^5 \cdot 18 \cdot 10^{-2} \cdot 1 \cdot 0,18 \cdot 25 + \\ + 2 \cdot 28000 \cdot 1 \cdot 0,18 = 100528,376 \text{ Дж}$$

де  $l_1; l_2; l_3; l_4$  – довжина шляху руху незавантаженого візка по горизонтальній ділянці, завантаженого над вакуум–камерами спікання й охолодження, завантаженого після вакуум–камер охолодження відповідно;

$P_c, P_o$  – розрідження у вакуум–камерах спікання й охолодження відповідно;

$P_y$  – тиск ущільнюючих пластин на пластини візків;

$b$  – сумарна ширина ущільнюючих пластин (по обидві сторони візка);

$\mu$  – коефіцієнт тертя в ущільнюючих пластинах;

$P_{Ty}$  – зусилля одного торцевого ущільнення, що діє на візок;

$G_{ш} = B \cdot C \cdot h \cdot \gamma$  – вага шихти на одному візку, тут  $B, C, h$  – довжина, ширина й висота шару шихти у візку відповідно (ширину шару приймають рівній колії ущільнювальних пластин);

$$G_{ш} = 1 \cdot 2,5 \cdot 0,4 \cdot 2,0 \cdot 10^3 = 2000$$

$\gamma$  – насипна маса шихти (приймають рівній насипній масі агломерату).

Робота  $A_3$  затрачається на подолання сил тертя.

Вважаємо, що розвантаження візка відбувається при його вертикальному положенні, тобто при повороті на 90 град, тоді робота дорівнює:

$$A_3 = \int_0^{90} (G_T + G_{ш}) \cdot r \cdot \omega \cdot \cos \varphi \cdot d\varphi + \int_0^{90} G_T \cdot r \cdot \omega \cdot \cos \varphi \cdot d\varphi - (G_T + G_{ш}) \cdot r - G_T \cdot r = \quad (2.7) \\ = (2 \cdot G_T + G_{ш}) \cdot r \cdot (\omega - 1)$$

$$A_3 = (2 \cdot 27380 + 20000) \cdot 1,271 \cdot (0,038 - 1) = -91409,202 \text{ Дж.}$$

Роботу, затрачувану на переміщення візка при його опусканні з робочої на холосту галузь на розвантажувальній ділянці, не враховують. При наявності привода на розвантажувальній ділянці (наприклад, у машині моделі АКМ 7-312) вона визначає потужність привода розвантажувальної частини.

Робота, затрачувана на переміщення візка на нижній галузі агломашини, становить:

$$A_4 = G_T \cdot (\omega \cdot \cos \alpha - \sin \alpha) \cdot \frac{L}{\cos \alpha} = G_T \cdot L \cdot (\omega - \operatorname{tg} \alpha) \quad (2.8)$$

$$A_4 = 27380 \cdot 30,4 \cdot (0,038 - \operatorname{tg} 2,29) = -1581,469 \text{ Дж.}$$

Підставляємо отримані результати:

$$A_I = A_1 + A_2 + A_3 + A_4$$

$$A_I = 107555,348 + 100528,376 - 91409,202 - 1581,469 = 115093,053 \text{ Дж}$$

$$N_I = \frac{A_I \cdot z}{t \cdot \eta} = \frac{115093,053 \cdot 70}{1063 \cdot 0,78} = 9716,711 \text{ Вт} \approx 11 \text{ кВт}$$

Підставляючи отримані вираження робіт на різних ділянках у формулу (2.4) і перетворюючи її, одержимо:

$$\begin{aligned} A_{II} = & \omega \cdot \{G_T \cdot (R + 2 \cdot r + 2 \cdot L + l_1) + B \cdot [C \cdot (P_c \cdot l_2 + P_0 \cdot l_3) - \\ & - 2 \cdot P_{T,y} - P_y \cdot b \cdot (l_2 + l_3)]\} + G_{III} \cdot [(r + L - l_1) \cdot \omega - r] + \\ & + P_y \cdot b \cdot B \cdot \mu \cdot (l_2 + l_3) + 2 \cdot P_{T,y} \cdot B \cdot \mu \end{aligned} \quad (2.9)$$

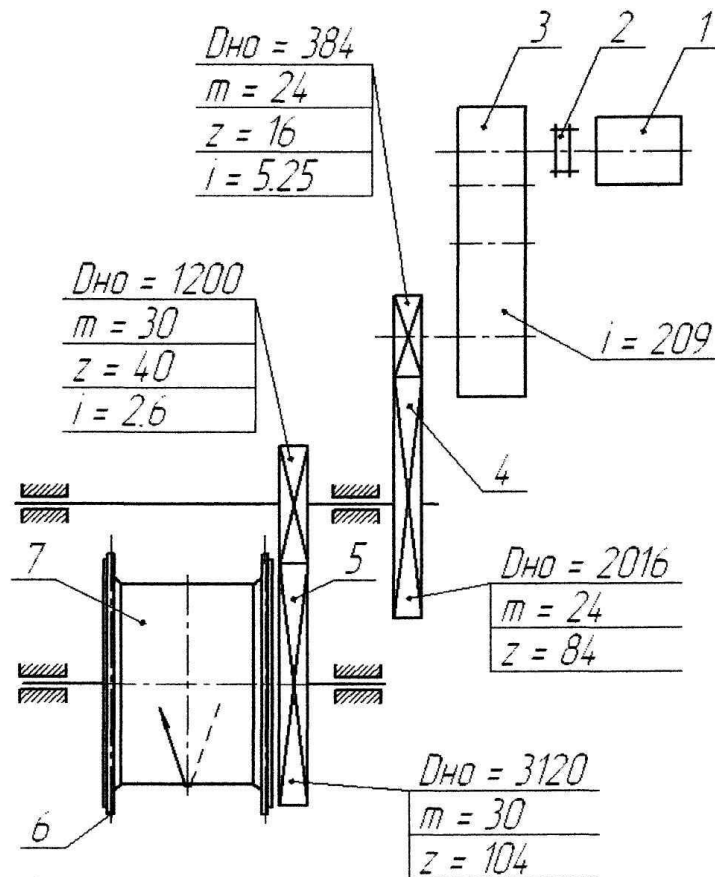
$$\begin{aligned} A_{II} = & 0,038 \cdot [27380 \cdot (1,9275 + 2 \cdot 1,271 + 2 \cdot 30,4 + 2) + 1 \cdot (2,5 \cdot (1,2 \cdot 10^4 \cdot 25 + 0 \cdot 0) - \\ & - 2 \cdot 28000 - 0,17 \cdot 10^5 \cdot 18 \cdot 10^{-2} \cdot 25)] + 20000 \cdot [(1,271 + 30,4 - 2) \cdot 0,038 - 1,271] + \\ & + 0,17 \cdot 10^5 \cdot 18 \cdot 10^{-2} \cdot 1 \cdot 0,18 \cdot (25 + 0) + 2 \cdot 28000 \cdot 1 \cdot 0,18 = 114434,839 \end{aligned}$$

$$N = \frac{A_{II} \cdot z}{t \cdot \eta} = \frac{114434,839 \cdot 70}{1063 \cdot 0,78} = 9661,141 \text{ Вт} \approx 10 \text{ кВт}$$

При реконструкції спічних візків агломераційних машин, корисна площа спікання збільшена до 62,5, а загальна площа спікання – до 375 м<sup>2</sup>. З огляду на це був проведений розрахунок, за отриманим даними приймаємо електродвигун постійного струму 11 кВт.

## 2.2 Розрахунок відкритих зубчастих передач

Кінематичну схему до розрахунку відкритих зубчастих передач наведено на рисунку 2.2



1 - електродвигун, 11кВт; 2 - еластична муфта; 3 - триступінчастий циліндричний редуктор; 4 - перша зубчаста передача; 5 - друга зубчаста передача; 6 - зірочка; 7 - барабан.

Рисунок 2.2 – Кінематична схема привода агломашини

Перша зубчаста передача.

Потужність електродвигуна  $P_{\text{да}} = P_1 = 11$  кВт,

число обертів  $n_1 = 990$  хв<sup>-1</sup>.

Тоді:

$$M_{\text{ном}} = M_1 = 9550 \cdot \frac{P_1}{n_1} = 9550 \cdot \frac{11}{990} = 106 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (2.10)$$

За значенням  $M_{\text{ном}}$  вибираємо муфту втулично-пальцеву [18] МУВП із даними  $D = 120$  мм;  $d = 50$  мм;  $L = 125$  мм;  $l = 60$ .

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_1 = 11 \cdot 0,99 = 10,89 \text{ кВт} \quad (2.11)$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i_1} = \frac{990}{209} = 4,7 \text{ хв}^{-1} \quad (2.12)$$

$$M_2 = 9550 \cdot \frac{P_2}{n_2} = 9550 \cdot \frac{10,89}{4,7} = 22128 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.13)$$

Передаточне число зубчастої передачі  $i = 5,25$ .

Термін служби передачі – 20000 год. Навантаження постійне; короткочасне максимальне навантаження в 2,2 рази більше номінальної.

Вибір матеріалу й напружень, що допускаються, для шестірні й колеса.

Приймаємо [19] для шестірні: матеріал – сталь 45 нормалізовану, межа міцності  $\sigma_{\text{вр}} = 58$  кгс/мм<sup>2</sup> = 569 МПа, межа плинності  $\sigma_{\text{т}} = 29$  кгс/мм<sup>2</sup> = 285 МПа, межа витривалості при вигині – по формулі:

$$\sigma_{-1} = 0,25 \cdot (\sigma_{\text{вр}} + \sigma_{\text{т}}) + 5 = 0,25 \cdot (58 + 29) + 5 = 26,7 \text{ кгс/мм}^2 = 262 \text{ МПа} \quad (2.14)$$

Для колеса вибираємо чавунне лиття марки СЧ 32-52 [20]: межа міцності при вигині  $\sigma_{\text{вi}} = 52 \text{ кгс/мм}^2 = 510 \text{ МПа}$ , межа міцності при розтяганні  $\sigma_{\text{вр}} = 26 \text{ кгс/мм}^2 = 255 \text{ МПа}$ , границя витривалості  $\sigma_{-1} = 11 \text{ кгс/мм}^2 = 108 \text{ МПа}$

Визначаємо допускаємі напруження, на вигин для шестірні й колеса по формулі:

$$[\sigma]_{\text{и}} = \frac{1,4 \cdot \sigma_{-1} \cdot k_{\text{р.и.}}}{n \cdot k_{\sigma}} \quad (2.15)$$

Запас міцності [21]: для шестірні  $n_{\text{ш}} = 2,0$ , для колеса  $n_{\text{к}} = 2,5$ ; ефективний коефіцієнт концентрації напружень [19]: для шестерні  $k_{\sigma \text{ ш}} = 1,5$ , для колеса  $k_{\sigma \text{ до}} = 1,2$ .

Робоче число циклів навантаження зубів:

шестерні:

$$N_{\text{ц.ш.}} = 4,7 \cdot 60 \cdot 20000 = 5,6 \cdot 10^6$$

колеса:

$$N_{\text{ц.к.}} = 0,9 \cdot 60 \cdot 20000 = 1,07 \cdot 10^6$$

Коефіцієнт режиму роботи при розрахунку на вигин [19]:

для шестерні:

$$k_{\text{р.и.ш.}} = \sqrt[9]{\frac{10^7}{N_{\text{ц.ш.}}}} = \sqrt[9]{\frac{10^7}{5,6 \cdot 10^6}} = 1,07 \quad (2.16)$$

для колеса:

$$k_{\text{р.и.к.}} = \sqrt[9]{\frac{10^7}{N_{\text{ц.к.}}}} = \sqrt[9]{\frac{10^7}{1,07 \cdot 10^6}} = 1,28 \quad (2.17)$$

Напруження вигину, що допускаються:

для шестерні:

$$[\sigma]_{\text{и.ш}} = \frac{1,4 \cdot 2670}{2 \cdot 1,5} \cdot 1,07 = 1340 \text{ кгс/см}^2 = 131,5 \text{ МПа}$$

для колеса:

$$[\sigma]_{\text{и.к}} = \frac{1,4 \cdot 1100}{2,5 \cdot 1,2} \cdot 1,28 = 660 \text{ кгс/см}^2 = 65 \text{ МПа}$$

Обчислюємо найбільші напруження вигину, що допускаються при перевірці зубів шестерні на запобігання пластичної деформації [22] по формулі:

$$\sigma_{\text{и.ш.мак}} = 0,8 \cdot \sigma_{\text{т}} = 0,8 \cdot 2900 = 2320 \text{ кгс/см}^2 = 228 \text{ МПа} \quad (2.18)$$

і тендітного руйнування зубів колеса:

$$\sigma_{\text{и.к.мак}} = 0,6 \cdot \sigma_{\text{вр}} = 0,6 \cdot 2600 = 1560 \text{ кгс/см}^2 = 153 \text{ МПа} \quad (2.19)$$

Контактне напруження стиску, що допускається, приймаємо:

$$[\sigma]_{\text{к.}} = C_{\text{в}} \cdot \text{НВ} \cdot k_{\text{р}} \quad (2.20)$$

Коефіцієнт  $C_{\text{в}}$  [19] для шестерні дорівнює 25, для колеса 23.

Коефіцієнт режиму роботи [20]:

для шестерні:

$$k_{\text{р.ш.}} = \sqrt[6]{\frac{10^7}{N_{\text{и.}}}} = \sqrt[6]{\frac{10^7}{5,6 \cdot 10^6}} = 1,1 \quad (2.21)$$

для колеса:

$$k_{\text{р.к.}} = \sqrt[6]{\frac{10^7}{N_{\text{и.}}}} = \sqrt[6]{\frac{10^7}{1,07 \cdot 10^6}} = 1,45$$

Контактне напруження стиску, що допускається:

для шестірні:

$$[\sigma]_{\text{к.ш.}} = 25 \cdot 217 \cdot 1,1 = 5968 \text{ кгс/см}^2 = 585 \text{ МПа}$$

для колеса:

$$[\sigma]_{\text{к.к.}} = 23 \cdot 229 \cdot 1,45 = 7637 \text{ кгс/см}^2 = 749 \text{ МПа}$$

Найбільші напруження, що допускаються, при перевірці робочих поверхонь зубів шестірні на запобігання пластичної деформації [19] обчислюємо по формулі:

$$[\sigma]_{\text{к.ш. max}} = 3,1 \cdot \sigma_{\text{т}} = 3,1 \cdot 2900 = 9000 \text{ кгс/см}^2 = 883 \text{ МПа} \quad (2.22)$$

і тендітного руйнування поверхонь зубів колеса:

$$[\sigma]_{\text{к.к. max}} = 1,8 \cdot \sigma_{\text{вр}} = 1,8 \cdot 2600 = 4680 \text{ кгс/см}^2 = 459 \text{ МПа} \quad (2.23)$$

Визначаємо напруження вигину в зубах колеса:

$$\sigma_{\text{и.к.}} = \sigma_{\text{и.ш.}} \cdot \frac{y_{\text{ш}}}{y_{\text{к}}} = 1360 \cdot \frac{0,465}{0,505} = 1431 \text{ кгс/см}^2 = 140 \text{ МПа} . \quad (2.24)$$

Отже при  $\sigma_{\text{и.до}} = 1431 \text{ кгс/см}^2 = 140 \text{ МПа}$ , а  $[\sigma]_{\text{и.до}} = 1590 \text{ кгс/см}^2 = 156 \text{ МПа}$  умова міцності ( $\sigma_{\text{и.до}} < [\sigma]_{\text{и.к}}$ ) виконано.

Найбільші напруження в зубах колеса від вигину при короткочасній дії максимального навантаження:



$$\sigma_{\text{и.к.мах}} = 1431 \cdot 1,62 = 2290 \text{ кгс/см}^2 = 225 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{\text{и.к.мах}} = 3600 \text{ кгс/см}^2 = 353 \text{ МПа}.$$

Отже,  $\sigma_{\text{и.к.мах}} < [\sigma]_{\text{и.к.мах}}$  і умови міцності як для шестірні, так і для колеса дотримані.

Розрахунок по контактних напруженнях

Перевіряємо робочі поверхні зубів по контактних напруженнях стиску по формулі:

$$\sigma_{\text{к.}} = 0,74 \cdot \frac{i+1}{A} \cdot \sqrt{\frac{i+1}{i \cdot b \cdot k_{\alpha}} \cdot E \cdot M_{\text{ш.р.}}} \quad (2.25)$$

$$\sigma_{\text{к.}} = 0,74 \cdot \frac{2,6+1}{216} \cdot \sqrt{\frac{2,6+1}{2,6 \cdot 30 \cdot 1,0} \cdot 1,76 \cdot 10^6 \cdot 1625735} = 4393 \text{ кгс/см}^2 = 431 \text{ МПа}$$

де  $E = 1,7 \cdot 10^6$ , а  $[\sigma]_{\text{к.ш}} = 7866 \text{ кгс/см}^2 = 772 \text{ МПа}$ .

Отже,  $\sigma_{\text{к.ш.}} < [\sigma]_{\text{к.ш.}}$  і умова міцності виконана.

Перевіряємо поверхневий шар зубів шестірні на запобігання пластичної деформації й колеса на запобігання тендітного руйнування.

Найбільші напруження в поверхневому шарі зубів при короткочасній дії максимального навантаження:

$$\sigma_{\text{к.мах}} = \sigma_{\text{к.}} \cdot \sqrt{\frac{(M_{\text{ш}})_{\text{мах}}}{M}} = 4394 \cdot \sqrt{1,6} = 5558 \text{ кгс/см}^2 = 545 \text{ МПа}. \quad (2.26)$$

Отже для шестірні:

$$\sigma_{\text{к.ш.мах}} = 5558 \text{ кгс/см}^2 = 545 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{\text{к.ш.мах}} = 9000 \text{ кгс/см}^2 = 883 \text{ МПа} .$$

Якщо  $\sigma_{\text{к.ш.мах}} < [\sigma]_{\text{к.ш.мах}}$ , то пластична деформація поверхонь зубів шестірни відбутися не повинна.

Для колеса:

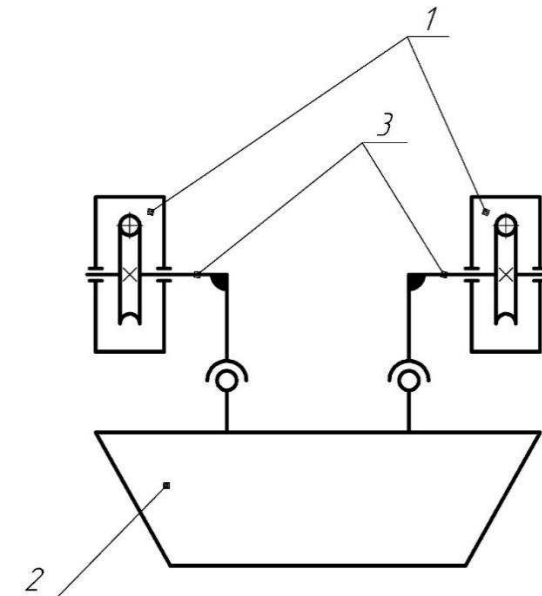
$$\sigma_{\text{к.к.мах}} = 5558 \text{ кгс/см}^2 = 545 \text{ МПа} ;$$

$$[\sigma]_{\text{к.к.мах}} = 10800 \text{ кгс/см}^2 = 1059 \text{ МПа} .$$

Так як  $\sigma_{\text{к.к.мах}} < [\sigma]_{\text{к.к.мах}}$ , то умова міцності дотримана.

### 2.3 Розрахунок механізму нахилу лотка із черв'ячними редукторами

Кінематична схема приводу механізму завантажувального лотка наведено на рисунку 2.3.



1 - черв'ячний редуктор; 2 - завантажувальний лоток; 3 - важіль

Рисунок 2.3 – Кінематична схема приводу механізму підйому завантажувального лотка

Розрахуємо передачу черв'ячного редуктора привода завантажувального лотка маса якого 640 кг. Оскільки встановлені два редуктори, то навантаження на кожний з них складе  $Q = 320 \text{ кг} = 3200 \text{ Н}$ . Діаметр маховика  $D_m = 320 \text{ мм}$ . Діаметр зірочки  $D_{зв.пр.} = 160 \text{ мм}$ .

Приймемо: матеріали – колесо СЧ 15-32, черв'як – Ст 6, нормалізована,  $HV = 180$ ,  $\sigma_b = 600 \text{ Н/мм}^2$ ,  $\sigma_T = 320 \text{ Н/мм}^2$  [23]. Черв'як однозаходний  $z_1 = 1$  з коефіцієнтом діаметра черв'яка  $q = 10$ . Коефіцієнт навантаження  $DO = 1$ . Зусилля робітника  $F = 80 \text{ Н}$ . Коефіцієнт корисної дії передачі  $\eta = 0,78$ . Окружна швидкість маховика  $V_m = 0,05 \text{ м/с}$ . Передаточне число передачі  $i = 40$ .

Знайдемо модуль за умовою вигибної міцності зуба по формулі:

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{1,54 \cdot Y_F \cdot K \cdot T_2 \cdot \cos \gamma}{q \cdot z_2 \cdot [\sigma_F]}} = \sqrt[3]{\frac{1,54 \cdot 1,55 \cdot 1 \cdot 0,128 \cdot 10^6 \cdot \cos 5^\circ 40'}{10 \cdot 40 \cdot 38,4}} = 3,2 \quad (2.27)$$

$$\text{де } T_2 = T_{пр} = Q \cdot D_{зв.пр} / 4 = 3200 \cdot 0,16 / 4 = 128 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$T_{пр}$  – крутний момент на зірочці привода, Н·м;

$$\gamma = \arctg z_1 / q = \arctg 1/10 = 5^\circ 40';$$

$$z_2 = i \cdot z_1 = 40 \cdot 1 = 40;$$

$$[\sigma_F] = 0,12 \cdot \sigma_{bF} = 0,12 \cdot 320 = 38,4 \text{ Н/мм}^2;$$

$Y_F = 1,55$  [15], обраний залежно від еквівалентного числа зубів:

$$z_v = z_2 / \cos^3 \gamma = 40 / \cos^3 5^\circ 40' = 41 \quad (2.28)$$

Приймаємо модуль  $m = 4 \text{ мм}$ . Перевіримо контактні напруження:

$$\sigma_H = \frac{170}{z_2 / q} \cdot \sqrt{\left(\frac{z_2 + 1}{q}\right)^3} \cdot K \cdot T_2 \quad (2.29)$$

$$\sigma_H = \frac{170}{40/10} \cdot \sqrt{\left(\frac{40}{10} + 1\right)^3} \cdot 0,128 \cdot 10^6 = 170 \text{ Н/мм}^2$$

де міжосьова відстань:

$$a_w = 0,5 \cdot m \cdot (z_2 + q) = 0,5 \cdot 4 \cdot (40 + 10) = 100 \text{ мм} \quad (2.30)$$

Контактне напруження, що допускається, при швидкості ковзання:

$$V_{ck} = 0,5 \cdot m \cdot \omega_1 \cdot \sqrt{z_1^2 + q^2} = 0,5 \cdot 4 \cdot 0,3 \cdot \sqrt{1^2 + 10^2} = 6 \text{ мм/с}; \quad (2.31)$$

$$\text{де } \omega_1 = \frac{V_m}{0,5 \cdot D_m} = \frac{0,05}{0,5 \cdot 0,32} = 0,3 \text{ рад/с.}$$

$$[\sigma_H] = 170 \text{ Н/мм}^2 [19].$$

Розміри черв'яка:

ділильний діаметр черв'яка:

$$d_1 = m \cdot q = 4 \cdot 10 = 40 \text{ мм}; \quad (2.32)$$

діаметр вершин витків черв'яка:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_a^* \cdot m = 40 + 2 \cdot 1 \cdot 4 = 48 \text{ мм}; \quad (2.33)$$

де  $h_a^*$  – коефіцієнт висоти головки,  $h_a^* = 1$  [15];

діаметр западин черв'яка:

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot (h_a^* + c^*) \cdot m = 40 - 2 \cdot (1 + 0,2) \cdot 4 = 30 \text{ мм}; \quad (2.34)$$

де  $c^*$  – коефіцієнт радіального зазору;

при  $z_1 = 1$ , довжина нарізаної частини черв'яка:

$$b_1 \geq (11 + 0,06 \cdot z_2) \cdot m = (11 + 0,06 \cdot 40) \cdot 4 = 54 \approx 55 \text{ мм}; \quad (2.35)$$

крок черв'яка:

$$P = \pi \cdot m = 3,14 \cdot 4 = 12,56 \text{ мм}. \quad (2.36)$$

Розміри колеса:

ділительний діаметр колеса:

$$d_2 = m \cdot z_2 = 4 \cdot 40 = 160 \text{ мм}; \quad (2.37)$$

середній діаметр вершин зубів черв'ячного колеса:

$$d_{a2} = d_2 + h_a^* \cdot m = 160 + 2 \cdot 4 = 168 \text{ мм}; \quad (2.38)$$

середній діаметр западин:

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot (h_a^* + c^*) \cdot m = 160 - 2 \cdot (1 + 0,2) \cdot 4 = 150 \text{ мм}; \quad (2.39)$$

найбільший діаметр черв'ячного колеса:

$$d_{am2} \leq d_{a2} + \frac{6 \cdot m}{z_1 + 2} = 168 + \frac{6 \cdot 4}{1 + 2} = 176 \text{ мм}; \quad (2.40)$$

при  $z_1 = 1$ , ширина вінця колеса:

$$b_2 \leq 0,75 \cdot d_{a1} = 0,75 \cdot 48 = 36 \text{ мм.} \quad (2.41)$$

Сили, що діють у зачепленні:

окружна сила на колесі:

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 0,128 \cdot 10^6}{160} = 1600 \text{ Н}; \quad (2.42)$$

осьова сила на колесі, рівна окружній на черв'яку:

$$F_{a2} = F_{t1} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \rho) = 1600 \cdot \operatorname{tg}(5^\circ 40' + 7^\circ 58') = 389 \text{ Н}; \quad (2.43)$$

де  $\rho$  – наведений кут тертя,  $\rho = 7^\circ 58'$  (15, табл. 10.5);

радіальна сила:

$$F_r = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 1600 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 580 \text{ Н}; \quad (2.44)$$

де  $\alpha$  – кут профілю,  $\alpha = 20^\circ$ .

Перевірка тіла черв'яка на міцність.

Прийmemo відстань між опорами  $l = d_2 = 160$  мм. Напряга вигину по формулі:

$$\sigma_{F1} = \frac{M_E}{0,1 \cdot d_{f1}^3} = \frac{1,7 \cdot 10^4}{0,1 \cdot 30^3} = 6 \text{ Н/мм}^2; \quad (2.45)$$

де  $[\sigma_H]$  – допускаема напруження вигину для черв'яка:  $[\sigma_H] = 60 \text{ Н/мм}^2$

$$\begin{aligned}
 M_E &= \sqrt{M_F^2 + T_1^2} = \sqrt{\left(\frac{F_{t1} \cdot l}{4}\right)^2 + \left(\frac{F_2 \cdot l}{4} + \frac{F_{t2} \cdot d_1}{4}\right)^2 + \left(\frac{T_2}{i \cdot \eta}\right)^2} = \\
 &= \sqrt{\left(\frac{389 \cdot 1}{4}\right)^2 + \left(\frac{580 \cdot 1}{4} + \frac{1600 \cdot 40}{4}\right)^2 + \left(\frac{0,128 \cdot 10^6}{40 \cdot 0,78}\right)^2} = 1,7 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{мм}.
 \end{aligned}
 \tag{2.46}$$

Перевірка тіла черв'яка на твердість.

При недостатній твердості прогин черв'яка великий. Це порушує правильність зачеплення, погіршує умови роботи передачі. Щоб уникнути цього, розрахуємо величину прогину черв'яка й зрівняємо її із припустимою:

Прогин черв'яка під дією прикладених сил:

$$f = \frac{l^3 \cdot \sqrt{F_r^2 + F_{t1}^2}}{48 \cdot E \cdot I_{пр}} = \frac{160^3 \cdot \sqrt{580^2 + 389^2}}{48 \cdot 2,15 \cdot 10^5 \cdot 5,5 \cdot 10^4} = 0,005 < [f] = 0,01 \cdot m = 0,04 \text{ мм} \tag{2.47}$$

де  $I_{пр}$  – наведений момент інерції:

$$I_{пр} = \frac{\pi \cdot d_{f1}^4}{64} \cdot \left(0,375 + 0,625 \cdot \frac{d_{a1}}{d_{f1}}\right) = \frac{3,14 \cdot 30^4}{64} \cdot \left(0,375 + 0,625 \cdot \frac{48}{30}\right) = 5,5 \cdot 10^4 \text{ мм}^4. \tag{2.48}$$

Розрахункова величина прогину в межах допустимого.

Одним з варіантів регулювання шару шихти, можна розглянути, механізм нахилу лотка.

Як модернізацію механізму лотка з канатно-блоковою системою пропоную встановити перед барабанами поліспасть, що дозволить зменшити зусилля каната при навивки на барабан і відповідно зменшити потужність електродвигуна привода нахилу лотка.

Визначаємо зусилля, сприймане канатом (до поліспасти) (рис.2.4)

$$\sum M_A = R_2 \cdot h_3 - Q_{p1} \cdot h_1 + Q_{p2} \cdot h_2 = 0$$

$$R_2 = \frac{Q_{p1} \cdot h_1 - Q_{p2} \cdot h_2}{h_3} = \frac{6570 \cdot 0,57 - 470 \cdot 0,053}{1,1} = 3382 \text{ Н} \quad (2.49)$$

де  $Q_{p1}$  – розрахункова вага верхньої частини лотка;

$h_1$  – плече дії сили  $Q_{p1}$  ;

$$h_1 = l_1 \cdot \cos \alpha = 0,8 \cdot 0,7071 = 0,57 \text{ м}$$

$\alpha$  – кут нахилу лотка,  $\alpha = 45^\circ$ ;

$l_1$  – відстань від точки обертання до центра ваги верхньої частини лотка;

$Q_{p2}$  – розрахункова вага нижньої частини лотка;

$h_2$  – плече дії сили  $Q_{p2}$  ;

$$h_2 = l_2 \cdot \cos \alpha = 0,075 \cdot 0,7071 = 0,053 \text{ м}$$

$l_2$  – відстань від точки обертання до центра ваги нижньої частини лотка;

$h_3$  – плече дії сили  $R_2$ ;

$$h_3 = l_3 \cdot \cos \alpha = 1,55 \cdot 0,7071 = 1,1 \text{ м}$$

$l_3$  – довжина верхньої частини лотка.

Визначимо зусилля, що сприймається віссю лотка:

$$\sum F_y = R_1 + R_2 - Q_{p1} - Q_{p2} = 0;$$

$$R_1 = Q_{p1} + Q_{p2} - R_2 = 6570 + 470 - 3382 = 3658 \text{ Н}. \quad (2.50)$$

Максимальний натяг у канаті, що набігає на барабан при підйомі лотка з урахуванням поліспасти, дорівнює:

$$S_{\max} = \frac{R_2}{Z} \cdot \frac{1 - 0,97}{1 - 0,97^n} = \frac{3382}{2} \cdot \frac{1 - 0,97}{1 - 0,97^2} = 858 \text{ Н} \quad (2.51)$$

де  $Z$  – кількість галузей каната;



$n$  – кратність поліспасти.

Приймаємо  $S_{\max}=860$  Н

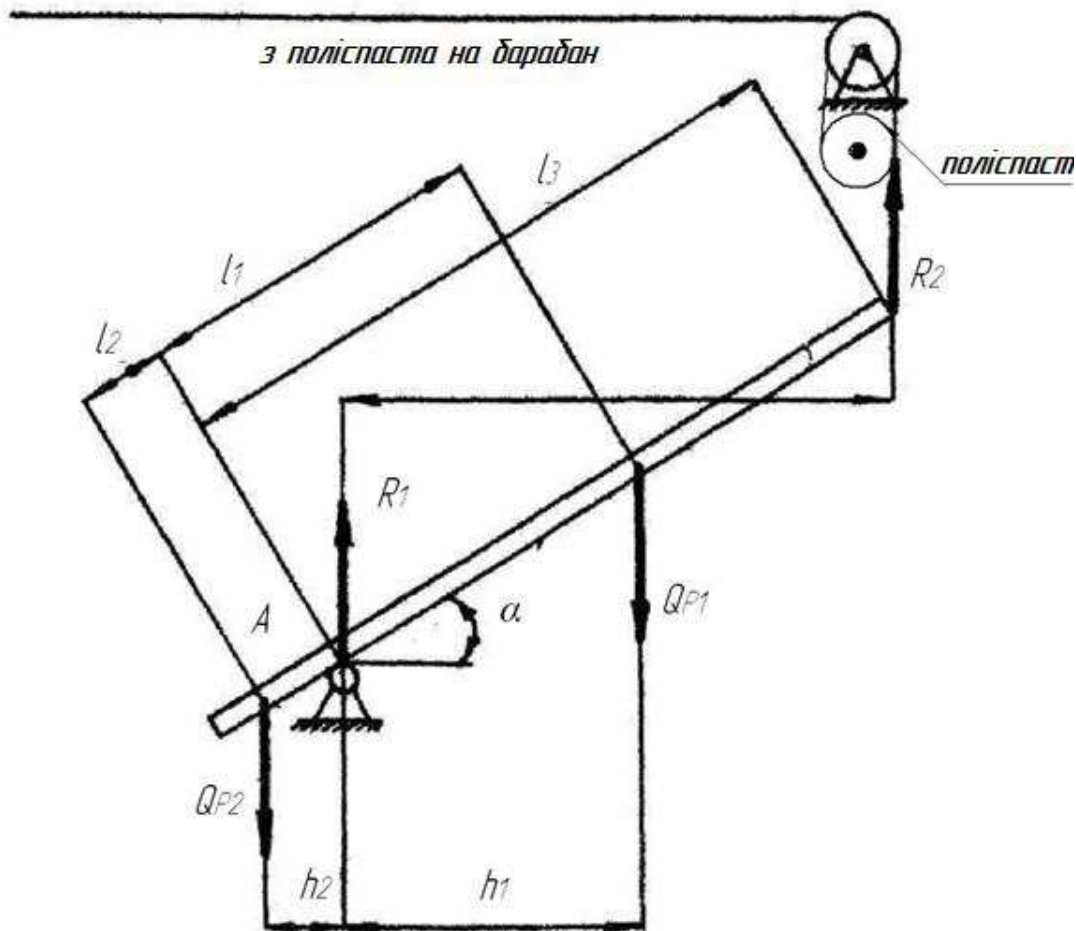


Рисунок 2.4 – Розрахункова схема механізму нахилу лотка

Розривне зусилля в канаті визначаємо по формулі:

$$F_p = S_{\max} \cdot n = 860 \cdot 6 = 5160 \text{ Н} \quad (2.52)$$

де  $n$  – коефіцієнт запасу міцності каната,  $n = 6$ . (12(

Приймаємо канат подвійного звивання типу ЛК-О конструкції  $6 \times 7(1+6)+1$  о.с. діаметром  $d_k=4,0$  мм маркирувальна група 1764 МПа з розривним зусиллям  $F_p = 8590$  Н.

Діаметр блоку по дну канавки визначається по формулі:

$$D_1 = d_e \cdot (e - 1) = 4 \cdot (20 - 1) = 76 \text{ мм} \quad (2.53)$$

де  $e$  - коефіцієнт залежний від режиму роботи механізму,  $e = 20$ ;

Через відсутність стандартних блоків необхідного розміру, приймаємо блоки індивідуального виготовлення з  $D_1=80$  (рис.2.5).

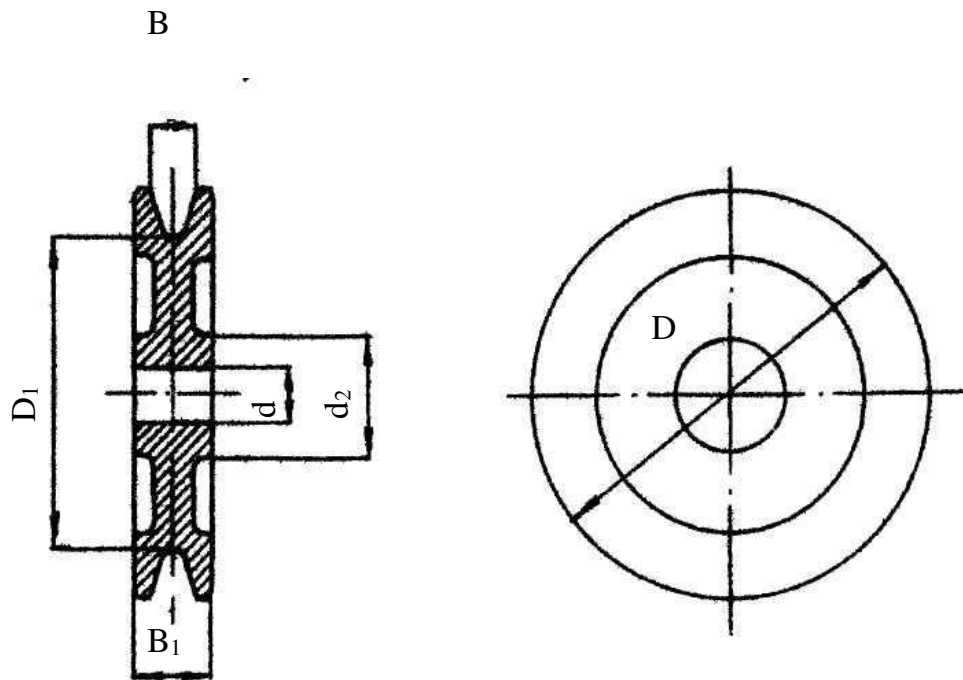


Рисунок 2.5 – Блок поліспасти

Розрахунковий діаметр барабана дорівнює (рис.2.6) [24]

$$D_{\sigma} = e \cdot d_k = 20 \cdot 4 = 80 \text{ мм} \quad (2.53)$$

Приймаємо  $D_{\sigma}=100$  мм

Мінімальна висота поліспасти

$$I_{\text{min}}^{\text{min}} = 3,5 \cdot d_{\sigma 1} = 3,5 \cdot 80 = 280 \text{ мм}, \quad (2.54)$$

отже, довжина каната, що навивається на барабан

$$L_k = H \cdot m = 500 \cdot 2 = 1000 \text{ мм}, \quad (2.55)$$

де  $H$  – максимально необхідна висота підйому лотка, мм;

$m$  – кратність поліспасти

Число витків намотування на барабан дорівнює:

$$z = \frac{L_k}{\pi \cdot D_a} + 2 = \frac{1000}{3,14 \cdot 100} + 2 = 5,2 \quad (2.56)$$

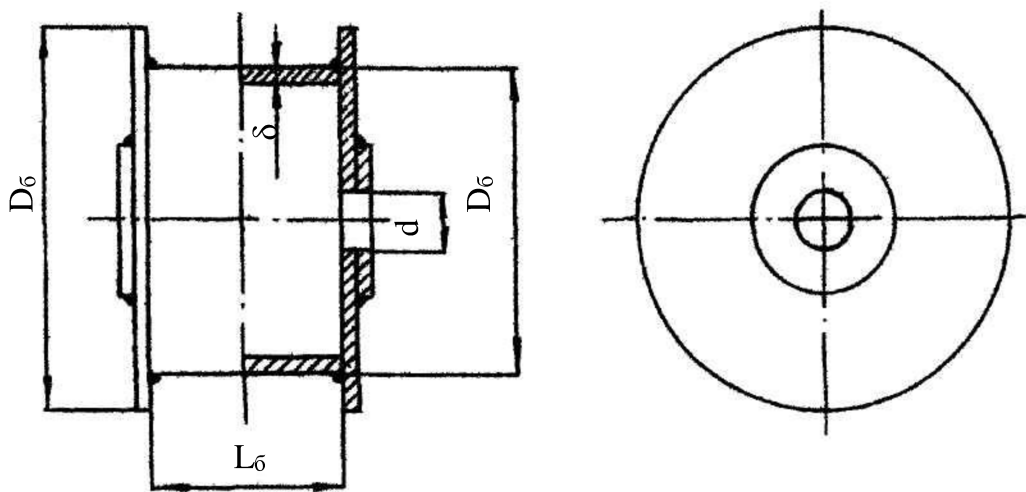


Рисунок 2.6 – Барабан

Приймаємо  $z = 6$ .

Довжина намотування каната на барабан дорівнює:

$$l_k = z \cdot t_k = 6 \cdot 5 = 30 \text{ и} \quad (2.57)$$

де  $t_k$  – крок намотування каната

Повна довжина барабана дорівнює:

$$L_б = l_k + l_з = 30 + 20 = 50 \text{ мм} \quad (2.58)$$

де  $l_3$  – довжина ділянки, використовуваної для закріплення каната.

$$l_3 = 4 \cdot t_k = 4 \cdot 5 = 20 \text{ мм} \quad (2.59)$$

Товщина стінки барабана дорівнює:

$$\delta = \frac{S_{\max}}{t_k \cdot [\sigma_{\text{ск}}]} = \frac{860}{5 \cdot 160} = 1,2 \text{ мм} \quad (2.60)$$

де  $[\sigma_{\text{ск}}]$  – допустиме напруження стиску для матеріалу барабана;

$$[\sigma_{\text{ск}}] = \frac{\sigma_T}{1,5} = \frac{240}{1,5} = 160 \text{ Н/мм}^2 \quad (2.61)$$

$\sigma_T$  – межа текучості матеріалу, для сталі Ст.3  $\sigma_T = 240 \text{ Н/мм}^2$

З конструктивних міркувань приймаємо товщину стінки барабана  $\delta = 4 \text{ мм}$ .

Напряга стиску, що діє на барабан дорівнює:

$$\sigma_{\text{іст}} = \frac{S_{\max}}{t_k \cdot \delta} = \frac{860}{5 \cdot 4} = 43 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma_{\text{ск}}] \quad (2.62)$$

Складна напруга від вигину й крутіння дорівнює:

$$\sigma_{\text{н}} = \frac{\sqrt{M^2 + T^2}}{W} = \frac{\sqrt{21500^2 + 43000^2}}{28361} = 1,7 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma_{\text{н}}]; \quad (2.63)$$

де  $M$  – згинальний момент:

$$M = \frac{S_{\max} \cdot L_{\delta}}{2} = \frac{860 \cdot 50}{2} = 21500 \text{ Н} \cdot \text{мм}; \quad (2.64)$$

$T$  – крутильний момент:

$$T = \frac{S_{\max} \cdot D_{\delta}}{2} = \frac{860 \cdot 100}{2} = 43000 \text{ Н} \cdot \text{мм}; \quad (2.65)$$

$W$  – еквівалентний момент опору поперечного переріза барабана:

$$W = 0,1 \cdot \frac{D_6^4 - D^4}{D_6} = 0,1 \cdot \frac{100^4 - 92^4}{100} = 28361 \text{ мм}^3; \quad (2.66)$$

$D$  – внутрішній діаметр барабана;

$$D = D_6 - 2 \cdot \delta = 100 - 2 \cdot 4 = 92 \text{ мм} \quad (2.67)$$

$[\sigma_i]$  – допустиме напруження вигину для матеріалу барабана:

$$[\sigma_i] = \frac{\sigma_r}{2} = \frac{240}{2} = 120 \text{ Н/мм}^2 \quad (2.68)$$

Схема закріплення каната до барабана показана на рис.2.7.

Приймаємо кріплення каната до барабана притискною планкою, що має фасонні канавки.

Натяг каната перед притискною планкою дорівнює:

$$S_o = \frac{S_{\max}}{e^{f \cdot \alpha}} = \frac{860}{2,72^{0,1 \cdot 4 \cdot 3,14}} = 245 \text{ Í} \quad (2.69)$$

де  $f$  – коефіцієнт тертя між канатом і барабаном;

$\alpha$  – кут обхвату канатом барабана,  $\alpha = 4 \pi$ .

Зусилля розтягання болта дорівнює:

$$F_a = \frac{2 \cdot S_o}{(f + f_1) \cdot (e^{f \cdot \alpha_1} + 1)} = \frac{2 \cdot 245}{(0,1 + 0,1) \cdot (2,72^{0,1 \cdot 2 \cdot 3,14} + 1)} = 1307 \text{ Í} \quad (2.70)$$

де  $f_1$  – наведений коефіцієнт тертя;

$\alpha_1$  – кут обхвату канатом барабана при переході від одного витка до іншому  $\alpha_1 = 2\pi$ .

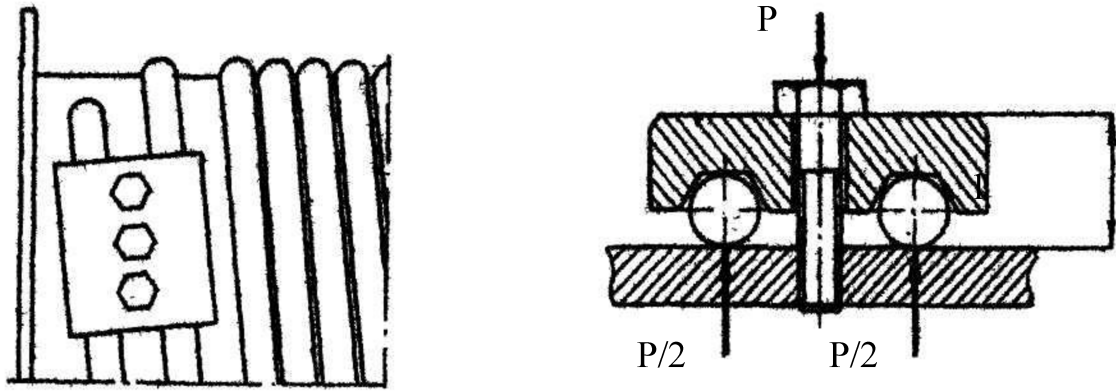


Рисунок 2.7 – Схема закріплення каната до барабана

Зусилля, що згинає болти, дорівнює:

$$F_u = F_a \cdot f_1 = 1307 \cdot 0,1 = 130,7 \text{ Н} \quad (2.71)$$

Визначимо сумарне напруження в болті з врахуванням розтягуючих і згинаючих зусиль:

$$\sigma_p = \frac{1,3 \cdot k \cdot F_a}{\frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot m} + \frac{k \cdot F_u \cdot l}{0,1 \cdot d_1^2 \cdot m} \quad (2.72)$$

де  $k$  – коефіцієнт запасу міцності кріплення каната до барабана,  $k = 1,5$ ;

$m$  – кількість болтів;

$d_1$  – внутрішній діаметр болта М6;

$l$  – відстань від барабана до краю планки;

$$l = d_k + h = 4 + 3 = 7 \text{ мм} \quad (2.73)$$

де  $h$  – висота планки;

$[\sigma_p]$  – допустиме напруження при розтяганні;

$$\sigma_p = \frac{1,3 \cdot 1,5 \cdot 1307}{\frac{3,14 \cdot 5,4^2}{4} \cdot 4} + \frac{1,5 \cdot 130,7 \cdot 7}{0,1 \cdot 5,4^2 \cdot 4} = 145,2 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma_p]$$

$$[\sigma_p] = \frac{0,8 \cdot \sigma_m}{1,5} = \frac{0,8 \cdot 360}{1,5} = 192 \text{ Н/мм}^2 \quad (2.74)$$

де  $\sigma_m$  – границя плинності матеріалу болта, для сталі 45,  $\sigma_m = 360 \text{ Н/мм}^2$

Визначаємо реакції в опорах (рис.2.8).

$$\sum M_A = S_{\max} \cdot 0,1 + S_{\max} \cdot 3,1 + R_B \cdot 3,2 = 0$$

$$R_B = \frac{S_{\max} \cdot 0,1 + S_{\max} \cdot 3,1}{3,2} = \frac{860 \cdot 0,1 + 860 \cdot 3,1}{3,2} = 860 \text{ Н}; \quad (2.75)$$

$$R_A = R_B = 860 \text{ Н.}$$

Будуємо епюри згинаючих і крутних моментів:

$$M_C = -R_A \cdot 0,1 = -860 \cdot 0,1 = 86 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (2.76)$$

$$M_D = -R_B \cdot 0,1 = -860 \cdot 0,1 = -86 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (2.77)$$

Визначаємо розрахунковий момент:

$$M_p = \sqrt{M^2 + T^2} = \sqrt{86^2 + 203^2} = 220 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (2.78)$$

Приймаємо матеріал вала сталь 45, для якої границя витривалості при вигині  $\sigma_{-1} = 432 \text{ Н/мм}^2$ , границя витривалості при крутінні  $\tau_{-1} = 255 \text{ Н/мм}^2$ , границя плинності  $\sigma_m = 638 \text{ Н/мм}^2$ , межа міцності при розтяганні  $\sigma_B = 883 \text{ Н/мм}^2$ , твердість матеріалу вала НВ 280 [22].

Допустиме напруження для матеріалу вала:

$$[\sigma_{-1}] = \frac{\sigma_{-1} \cdot \varepsilon_{\sigma} \cdot \beta \cdot k_L}{[S] \cdot k_{\sigma}} = \frac{432 \cdot 0,88 \cdot 0,8 \cdot 1}{2 \cdot 2,15} = 70,7 \text{ Н/мм}^2 \quad (2.79)$$

де  $\varepsilon_{\sigma}$  – масштабний фактор, що враховує зниження міцності вала при зростанні його розмірів,  $\varepsilon_{\sigma} = 0,88$  [21];

$\beta$  – коефіцієнт, що враховує застосування спеціальних технічних методів, при відсутності спеціального зміцнення,  $\beta = 0,8$  [20];

$k_L$  – коефіцієнт довговічності,  $k_L = 1$  [19];

$[S]$  – коефіцієнт безпеки,  $[S] = 2$  [21];

$k_{\sigma}$  – коефіцієнт концентрації напружень,  $k_{\sigma} = 2,15$  [19].

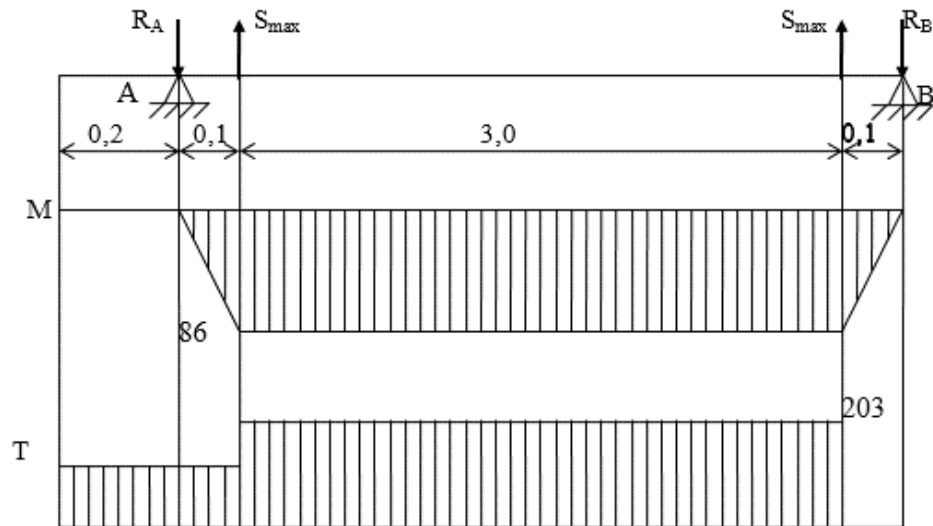


Рисунок 2.8 – Розрахункова схема вала барабана

Визначаємо діаметр вала:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{M_p}{0,1 \cdot [\sigma_{-1}]}} = \sqrt[3]{\frac{220000}{0,1 \cdot 70,7}} = 31,4 \text{ мм} \quad (2.80)$$

Приймаємо діаметр вала барабана  $d_1 = 40$  мм. Діаметр вала під вальниці  $d_2 = 35$  мм, діаметр вала під ущільнення  $d_3 = 30$  мм, діаметр вихідного кінця вала  $d_4 = 25$  мм.



Перевіряємо вал барабана на короткочасне перевантаження по крутному моменту. Уважаємо, що пікове навантаження випадкове, діє обмежене число раз і дорівнює дворазовому від номінального. Розрахункова схема наведена на рисунку 2.8.

Найбільше напруження вигину й крутіння в перетині вала при короткочасному перевантаженні рівні:

$$\sigma_F = \frac{2 \cdot M_p}{0,1 \cdot d_1^3} = \frac{2 \cdot 220000}{0,1 \cdot 40^3} = 68,75 \text{ Н/мм}^2 \quad (2.81)$$

$$\tau = \frac{2 \cdot T}{0,2 \cdot d_1^3} = \frac{2 \cdot 203000}{0,2 \cdot 40^3} = 31,7 \text{ Н/мм}^2 \quad (2.82)$$

Еквівалентні напруження в перетині вала дорівнює:

$$\sigma_E = \sqrt{\sigma_F^2 + 4 \cdot \tau^2} = \sqrt{68,75^2 + 4 \cdot 31,7^2} = 93,5 \text{ Н/мм}^2. \quad (2.83)$$

Перевіряємо вал по запасу статичної міцності:

$$S_m = \frac{\sigma_m}{\sigma_E} = \frac{638}{93,5} = 6,8 > [S_m] \quad (2.84)$$

де  $[S_m]$  – припустимий коефіцієнт безпеки по плинності,  $[S_m] = 1,5$ .

Робимо перевіірочний розрахунок вала на витривалість. На вал одночасно діє згинальний момент  $M = 86\,000 \text{ Н}\cdot\text{мм}$  та крутний момент  $T = 203000 \text{ Н}\cdot\text{мм}$ .

Момент опору перетину вала дорівнює:

$$W = \frac{\pi \cdot d_1^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 40^3}{32} = 6280 \text{ мм}^3. \quad (2.85)$$

Амплітуда номінальних напружень вигину при симетричному циклі зміни напруження вигину дорівнює:

$$\sigma_a = \sigma_F = \frac{M}{W} = \frac{86000}{6280} = 13,7 \text{ Н/мм}^2. \quad (2.86)$$

Коефіцієнт безпеки по вигину дорівнює:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1} \cdot k_L}{\frac{k_\sigma}{\beta \cdot \varepsilon_\sigma} \cdot \sigma_a + \psi_a \cdot \sigma_m} = \frac{432 \cdot 1}{\frac{2,15}{0,8 \cdot 0,88} \cdot 31,7 + 0,12 \cdot 0} = 4,5 \quad (2.87)$$

де  $k_\sigma = 2,15$  – ефективний коефіцієнт концентрації напружень для вала;

$\psi_a$  – коефіцієнт, характеризуючий чутливість матеріалу вала й асиметрії циклу згинаючих напружень для середньовуглецевої сталі,  $\psi_a = 0,12$ ;

$\sigma_m$  – постійна складова циклу зміни напружень, при симетричному циклі  $\sigma_m = 0$ .

Полярний момент опору перетину дорівнює:

$$W_p = \frac{\pi \cdot d_1^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 40^3}{16} = 12560 \text{ мм}^3. \quad (2.88)$$

Змінна й постійна складові циклу рівні:

$$\tau_a = \tau_m = \frac{T}{2 \cdot W_p} = \frac{203000}{2 \cdot 12560} = 8,1 \text{ Н/мм}^2. \quad (2.89)$$

Коефіцієнт безпеки по крутінню дорівнює:

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1} \cdot k_i}{\frac{k_\tau}{\beta \cdot \varepsilon_\tau} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m} = \frac{255 \cdot 1}{\frac{1,4}{0,8 \cdot 0,81} \cdot 8,1 + 0,07 \cdot 8,1} = 11,7; \quad (2.90)$$

де  $k_\tau = 1,4$  – ефективний коефіцієнт концентрації напруження при крутінні;

$\varepsilon_\tau = 0,81$  – масштабний фактор при крутінні залежно від діаметра вала;

$\Psi_\tau = 0,7$  – коефіцієнт, що характеризує чутливість матеріалу вала й асиметрії циклу зміни напружень.

Загальний коефіцієнт безпеки по втомній міцності дорівнює:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{4,5 \cdot 11,7}{\sqrt{4,5^2 + 11,7^2}} = 4,2 > [S]; \quad (2.91)$$

де  $[S]$  – припустимий коефіцієнт безпеки  $[S] = 1,8$ .

Розрахункове навантаження на вальниці дорівнює:

$$Q_p = k_\sigma \cdot R_a = 1,2 \cdot 860 = 1032 \text{ Н} \quad (2.92)$$

Еквівалентне навантаження на вальниці дорівнює:

$$P = (x \cdot V \cdot F_z + y \cdot F_a) \cdot k_\sigma \cdot k_t = (1 \cdot 1 \cdot 2388 + 0 \cdot 0) \cdot 1,2 \cdot 1 = 2866 \text{ Н}; \quad (2.93)$$

де  $F_z$  – радіальне навантаження на вальниц;

$V$  – коефіцієнт обертання, при обертанні внутрішнього кільця,  $V = 1$ ;

$x$  – коефіцієнт радіального навантаження,  $x = 1$ ;

$F_a$  – осьове навантаження,  $F_a = 0$ ;

$y$  – коефіцієнт осьового навантаження,  $y = 0$  (14);

$k_\sigma$  – коефіцієнт безпеки,  $k_\sigma = 1,2$  (14);

$k_t$  – температурний коефіцієнт, при робочій температурі вальниці до  $100^\circ\text{C}$   $k_t = 1$ .

Номінальна довговічність вальниці:

$$L = \frac{60 \cdot n}{10^6} \cdot L_h = \frac{60 \cdot 2}{10^6} \cdot 10000 = 1,2 \text{ млн.об.} \quad (2.94)$$

де  $n$  – частота обертання барабана,  $n = 2$  об/хв;

$L_h$  – бажаний термін служби вальниці.

Динамічна вантажопідйомність вальниці дорівнює:

$$C = L^{0,3} \cdot P = 1,2^{0,3} \cdot 2866 = 3045 \text{ Н.} \quad (2.95)$$

Для діаметра  $d_2 = 35$  мм по динамічній вантажопідйомності вибираємо підшипник радіальний однорядний легкої серії 207 з розмірами  $d = 35$  мм,  $D = 72$  мм,  $B = 17$  мм,  $C = 19700$  Н [25].

## 2.4 Розрахунок потужності та вибір електродвигуна привода механізму нахилу лотка

Кінематична схема привода механізму нахилу завантажувального лотка наведена на рисунку 2.9.

Статичний момент від ваги лотка дорівнює:

$$M_C = Q_{p1} \cdot h_1 - Q_{p2} \cdot h_2 = 6570 \cdot 0,57 - 470 \cdot 0,053 = 3720 \text{ мм.} \quad (2.96)$$

Статичний момент від сил тертя дорівнює:

$$M_m = R_1 \cdot z_A \cdot f_1 + R_2 \cdot z_B \cdot f_1 + 2 \cdot R_A \cdot z \cdot f_2 \quad (2.97)$$

$$M_m = 3658 \cdot 0,03 \cdot 0,12 + 3382 \cdot 0,015 \cdot 0,12 + 2 \cdot 860 \cdot 0,0175 \cdot 0,015 = 19,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

де  $R_1$  – зусилля, сприймане віссю лотка;

$z$  – радіус цапфи завантажувального лотка;

$f_1$  – коефіцієнт тертя ковзання;

$R_2$  – зусилля, сприймане віссю блоків;

$z$  – радіус цапфи блоку;

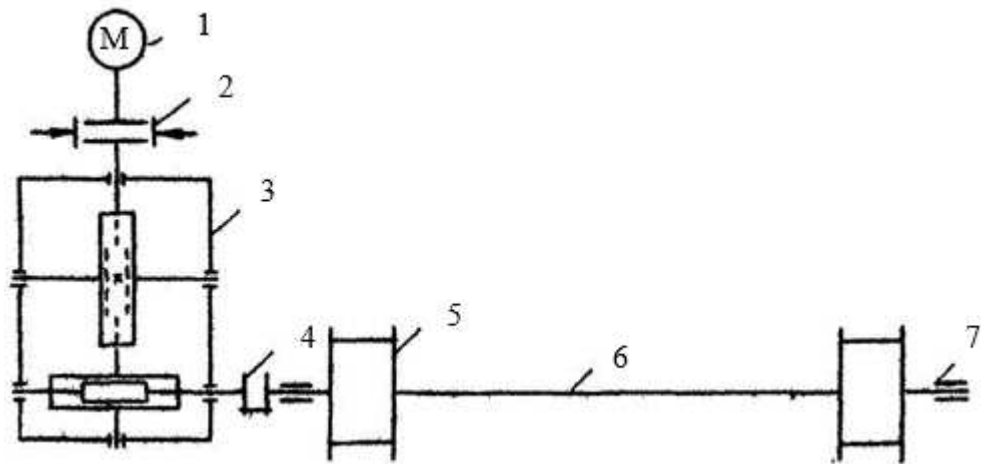
$R_A$  – опорна реакція вала барабана;

$z$  – радіус цапфи вала барабана;

$f_2$  – коефіцієнт тертя катання.

Розрахунковий статичний момент:

$$M_p = M_c + M_m = 3720 + 19,7 = 3739,7 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (2.98)$$



1 - електродвигун; 2 - гальмо; 3 - черв'ячний редуктор; 4 - муфта; 5 - барабан; 6 - вал; 7 - вальниці

Рисунок 2.9 – Кінематична схема привода механізму нахилу завантажувального лотка

Розрахункова потужність двигуна дорівнює:

$$N = \frac{M_p \cdot n}{9550 \cdot \eta_m} = \frac{3739,7 \cdot 2}{9550 \cdot 0,85} = 0,92 \text{ кВт}; \quad (2.99)$$

де  $\eta$  – ККД механізму нахилу лотка.

Попередньо приймаємо асинхронний електродвигун АІРС80В6 з наступними параметрами:

- потужність 1,25 кВт;
- частота обертання  $n_{\text{дв}} = 1000 \text{ хв}^{-1}$ ;
- напруга 220 В
- відношення максимального моменту до номінального  $\frac{M_{\text{max}}}{M_{\text{ном}}} = 2,5$ .

Номінальний момент на валу двигуна:

$$M_{\text{н}} = 9550 \cdot \frac{N_{\text{эд}}}{n_{\text{эд}}} = 9550 \cdot \frac{1,25}{1000} = 11,9 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (2.100)$$

Середній пусковий момент:

$$M_{\text{сп}} = \frac{\psi_{\text{max}} + \psi_{\text{min}}}{2} \cdot M_{\text{н}} = \frac{1,8 + 1,3}{2} \cdot 11,9 = 18,4 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (2.101)$$

де  $\psi_{\text{min}}$  – кратність мінімального пускового моменту,  $\psi_{\text{min}} = 1,3$ .

Редуктор механізму нахилу завантажувального лотка вибираємо виходячи з розрахункової потужності, частоти обертання двигуна й передаточного числа.

Передаточне число редуктора дорівнює:

$$U = \frac{n_{\text{эд}}}{n} = \frac{900}{2} = 450. \quad (2.102)$$

Вибираємо двоступінчастий редуктор 2Ч-80/160, з передаточним числом  $U_{\text{р}} = 400$ , потужність на швидкохідному валу 1,38 кВт, частота обертання  $n_{\text{р}} = 1000 \text{ хв}^{-1}$ .

## 3 ДОСЛІДНО–ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ЧАСТИНА

### 3.1 Аналіз вібротранспортуючого обладнання

Вібраційні транспортери, живильники і дозатори. Істотна особливість вібраційних транспортуючих машин полягає в тому, що переміщення вантажів у них здійснюється не в результаті їх спільного руху з робочим (вантажонесучим) органом, а внаслідок вібрації останнього. Таким робочим органом звичайно служить труба або лоток, якому тим або іншим способом повідомляються коливання. Найбільш часто - як такі, що відносно просто реалізувати - використовуються прямолінійні гармонійні коливання, траєкторії яких нахилені до осі труби чи лотка під деяким гострим кутом (рис.3.1) [26].

На рисунку 2.1 наведено схематично вібраційний конвеєр з робочим органом у вигляді круглої труби. Сипучі матеріали при найбільшій продуктивності заповнюють лише 0,5-0,8 поперечного перерізу [27].

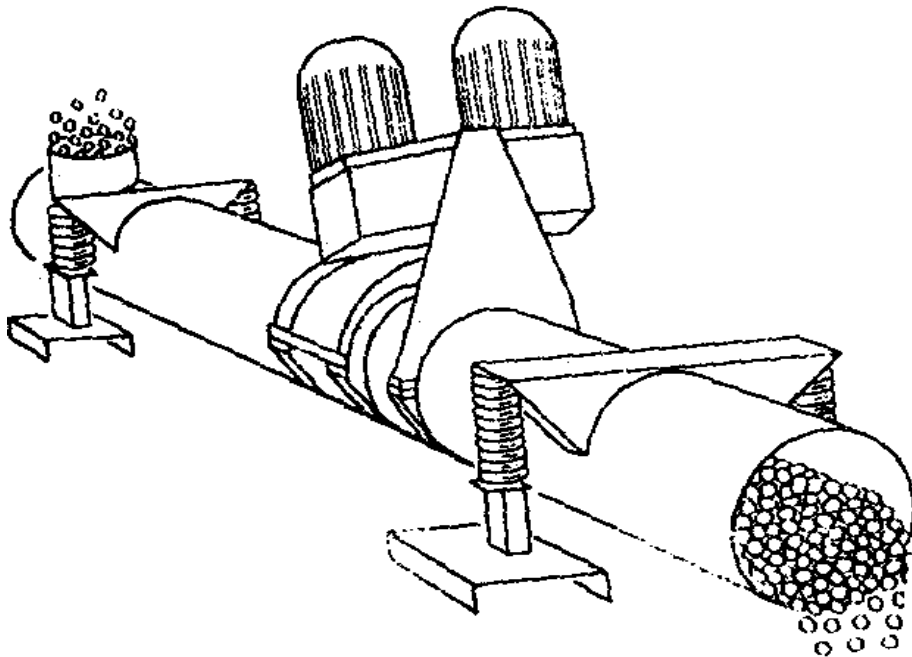


Рисунок.3.1 – Вібраційний конвеєр для транспортування сипучих вантажів у горизонтальному або слабо похилому напрямку

Такі конвеєри призначені для подачі матеріалу в горизонтальних або слабопохилому напрямку (практично - приблизно до  $20^\circ$ ). Як неважко зрозуміти, притиснуті до верхньої внутрішньої частині труби тіла транспортуються не вперед, а назад. Робочі органи у формі лотків позбавлені цього недоліку [28].

На рисунку 3.2 зображено вібраційний конвеєр, призначений для подачі матеріалу вертикально вгору (іноді - вниз). Транспортуючим органом у цьому випадку є лоток з гвинтовою віссю, якому повідомляються також гвинтові гармонічне коливання, траєкторії яких розташовані під кутом до поверхні лотка (характер вібрації кожної точки поверхневого лотка такий же, як у нижній частині труби конвеєру, що на рис. 3.2).

До переваг вібраційних транспортуючих пристроїв можна віднести [26]:

- транспортуючі органи вібраційних конвеєрів легко герметизуються, що особливо важливо при транспортуванні пиловидних та токсичних матеріалів; вони порівняно легко пристосовуються і для транспортування гарячих матеріалів. Все це дозволяє поліпшити умови праці на ряді виробництв;
- знос робочого органу вібраційних конвеєрів при правильному виборі режиму вібрації дуже невеликий, навіть у разі переміщення високоабразивного матеріалу. Шляхом використання спеціального покриття легко забезпечується також переміщення агресивних матеріалів;
- продуктивність вібраційних транспортуючих машин легко змінюється на ходу від нуля до максимуму, наприклад, шляхом зміни амплітуди вібрації, що особливо просто здійснюється при використанні електромагнітного приводу. Це дозволяє ефективно застосовувати їх в автоматизованих технологічних лініях, а також у випадках, коли необхідна дозована або легко регулюєма подача матеріалу. Легко вирішується і завдання реверсування, тобто зміна напрямку подачі матеріалу. Для цього достатньо, наприклад, встановити на трубі або на



гвинтові лотку два додаткових віброзбудника з відповідним чином орієнтованими осями.

- у вібраційних конвеєрах процес транспортування вдало поєднується з рядом технологічних операцій, таких як просіювання, сушка, поділ матеріалів на фракції, тобто сегрегація, інтенсифікація хімічних реакцій і біологічних процесів і т. п.

Існує й ряд інших переваг – мала енергоємність, відсутність тертьових, швидкозношуваних деталей, безпека експлуатації. Конструкція більшості типів вібраційних конвеєрів є практично повністю врівноваженими, вони не потребують пристрою фундаментів і можуть бути без особливих побоювань встановлені на верхніх поверхах будівель.

Разом з тим слід мати на увазі, що реальна максимальна продуктивність вібраційних конвеєрів відносно невелика – вона зазвичай не перевищує 200 т/год для горизонтальних і 100 т/год для вертикальних, хоча є окремі проекти, розраховані і на велику продуктивність. Вібраційні живильники забезпечують продуктивність до 3000 т/год подачі, невелика і раціональна довжина вібраційних конвеєрних ліній (близько 50-100 м). Швидкості транспортування зазвичай складає 0,3-0,6 м/с.

Розглянуті машини вже отримали широке розповсюдження на ряді виробництва. Разом з тим не вичерпується потік нових ідей і пропозицій з розвитку вібраційних транспортуючих пристроїв. Зупинимося коротко на деяких з них, представляє принципово цікавими.

Вібруючий орган виконан у вигляді труби, якої повідомляються поздовжні і поперечні коливання, причому частота поздовжніх коливань вдвічі більше частоти поперечних коливань. При належному фазуванні коливань поздовжня сила інерції, що діє на вантаж в його відносному руху, спрямована вгору саме в ті проміжки часу, коли вантаж найменше притиснутий до стінок труби наслідком поперечної сили інерції [29]. У проміжки часу, коли поздовжня сила інерції направлена вниз, вантаж найбільш сильно притискається до стінок труби. У

результаті і виникає вібраційна сила, що забезпечує напрямок руху вгору, тобто протидія силі тяжіння.

Пристрій також може бути використано для переміщення вантажів вертикально або під значним нахилом вгору. Це пристрій, запропонований І. П. Шашковим, являє собою трубу або лоток, двом однаковим симетрично розташованим половинкам якого повідомляються вібрації однакової частоти  $\omega$ , сінфазні в поздовжньому і протифазні в поперечному напрямках. Поле траєкторії коливань можуть представляти собою кола. При взаємному зближенні половинок транспортуючого органу вони одночасно рухаються вгору, піднімаючи вантаж, а при віддаленні рухаються вниз, даючи йому змогу вільно падати. Незавжди зрозуміти, що і в цьому випадку виникає вібраційна сила, яка за певних умов буде більшою, ніж сила важкості, внаслідок чого вантаж стане підніматися вгору.

Також, як приклад може слугувати схема вібраційного пристрою для заповнення порошком тонкої металевої трубки, що необхідно при виготовленні електродного дроту (рис.3.2) [30].

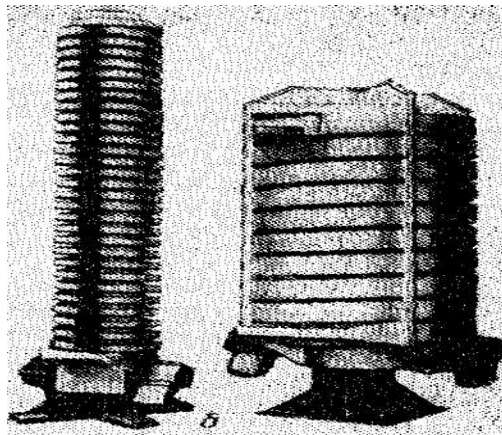


Рисунок 3.2 – Пристрій для виготовлення порошкового зварювального дроту

Пристрій забезпечує рівномірне і щільне заповнення порошком трубки діаметром 3-7 мм і довжиною до 500 м. Це приклад технологічного завдання, яка

навряд чи могла бути ефективно вирішена без використання вібрації. У описуваному пристрою трубка намотується на вертикальний циліндричний барабан і закривається знизу. Барабану повідомляються гвинтове коливання, подібні до коливань робочого органу вертикального конвеєра (рис. 3.1). Завдяки прикладеним коливанням порошок заповнює трубку.

Одними з найбільш поширених транспортно-технологічних машин є вібраційні гуркоти – машини, які застосовуються переважно для розподілу сипучих матеріалів по крупності. Робочий процес в гуркоту, в сутності, складається з трьох процесів вібропереміщення: перший - рух шару матеріалу уздовж короба гуркоти - звичайне вібротранспортування; другий - рухання часток проходової фракції (тобто, більш дрібних часток) в поперечному напрямленні до поверхні сита (це так звана сегрегація); третє - проникнення дрібних частинок крізь отвори сита (власне просіювання).

Як уже було відмічено в розділі 2 на ПАТ «Запоріжсталь» ефективно використовується такого типу електровібраційний живильник для завантаження спічних візків агломераційної машини, але для підвищення його продуктивності варто розробити математичну модель роботи в парі із завантажувальним лотком.

## 3.2 Розробка математичної моделі ефективною сегрегації шихти перед завантаженням на спічні візки електровібраційним живильником

### 3.2.1 Визначення різниці швидкостей руху частинок по похилій вібруючій поверхні

Розглянемо рух шару дрібних часток з включеннями великих часток по похилій вібруючій поверхні. Відомо, що за певних умов, під дією вібрації великі частки спливають в шарі дрібних. Опиняючись на шарі дрібних частинок, при досить великих кутах нахилу вібруючої поверхні, великі частинки під дією сили

можуть скочуватися вниз з цього шару, що викликає різницю швидкостей, великих і дрібних частинок на виході з поверхні (рис.3.3) [31].

Цей ефект можна використовувати для сегрегації часток по крупності за рахунок різниці дальності польоту частинок. Визначимо умови, за яких можлива така сепарація та впливу різних параметрів на її ефективність.

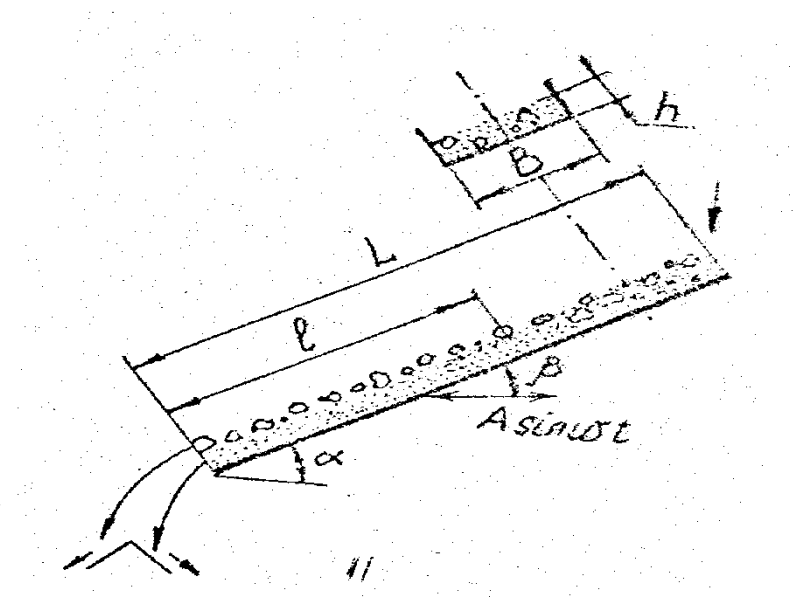
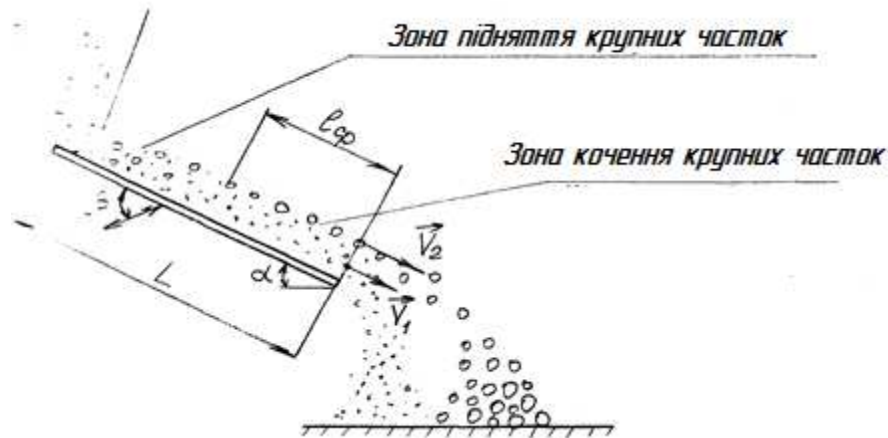


Рисунок 3.3 – Схема руху частинок по похилій вібруючій поверхні

Різниця швидкостей руху частинок:

$$V = V_2 - V_1 \quad (3.1)$$

де  $V_1$  – швидкість шару дрібних частинок;

$V_2$  – швидкість великих часток.

При рівномірному русі шару ( $V_1 = \text{const}$ ), згідно (3.1)

$$V = V_2$$

Для частинок сферичної форми, що скачується по похилій поверхності:

$$V_2 = \sqrt{5/7} \cdot g (\sin\alpha - K_K \cos\alpha), \quad (3.2)$$

де  $g$  – прискорення вільного падіння;

$\alpha$  – кут нахилу поверхні,  $\alpha = 20^\circ$ ;

$K_K$  – коефіцієнт тертя кочення великих часток по вібруючій шару дрібних частинок,  $K_K = 0,3$ .

$$V_2 = \sqrt{5/7} \cdot 9,81 (\sin 20^\circ - 0,3 \cos 20^\circ) = 0,42 \text{ м/с}$$

Відхилення форми частинок від сферичної можна враховувати коефіцієнтом  $K_K$ . При  $V_1 = \text{const}$  рух великих частинок рівноприскорений ( $V = V_2 = \text{const}$ ). Тоді різниця швидкостей: на виході визначиться за формулою:

$$V_k = \sqrt{2} \cdot l_{\text{cp}} \cdot V, \quad (3.3)$$

де  $l_{\text{cp}}$  – середня довжина кочення великої частки по шару, або з урахуванням (3.2) та (3.3)

$$V_k = \sqrt{2} \cdot 1,15 \cdot 0,42 = 0,98 \text{ м/с}$$

$$V_k = \sqrt{10/7} \cdot l_{\text{cp}} \cdot g (\sin\alpha - K_K \cos\alpha) \quad (3.4)$$

$$V_k = \sqrt{10/7} \cdot 1,15 \cdot 9,81 (\sin 20^\circ - 0,3 \cos 20^\circ) = 0,98 \text{ м/с}$$

Формула (3.4) справедлива лише при виконанні двох умов:

- рівномірному русі шару дрібних часток ( $V_f = \text{const}$ );
- наявності кочення великих частинок по шару.

Очевидно, що ці умови виконуються не завжди.

При більших кутах нахилу поверхні:

$$\alpha > \arctg K_C, \quad (3.5)$$

$$20^\circ > \arctg 0,37$$

де  $K_C$  – коефіцієнт тертя ковзання шару дрібних часток по віброуючій поверхні,  $K_C = 0,37$ .

Шар буде рухатися прискорено:

$$V_1 = g (\sin \alpha - K_C \cos \alpha), \quad (3.6)$$

$$V_1 = g (\sin 20^\circ - 0,37 \cos 20^\circ) = 0,055 \text{ м/с}$$

Тоді, згідно (3.1), (3.3) та (3.6):

$$V = V_2 - V_1 = g [(K_C - \frac{5}{7} K_K) \cos \alpha - \frac{2}{7} \sin \alpha], \quad (3.7)$$

а  $V_K$  визначиться за формулою (3.4).

$$V = 9,81 [(0,37 - \frac{5}{7} 0,3) \cos 20 - \frac{2}{7} \sin 20] = 0,365 \text{ м/с}$$

При малих кутах нахилу поверхні:

$$\alpha < \arctg K_{\text{кп}}, \quad (3.8)$$

де  $K_{\text{кп}}$  – коефіцієнт тертя кочення великих частинок по шару при їхньому ковзанню щодо шару, кочення часток відсутні;

$$10 < \arctg 0,2$$

Кочення великих частинок також може бути відсутнім при не виконанні умови, необхідних для спливання великих часток у шарі вапна. Теорія цього процесу в даний час ще далека від завершення наводиться необхідна умова спливання часток у вигляді:

$$\frac{F_- - F_+}{F_+} > \frac{2g}{A\omega^2 - g}, \quad (3.9)$$

де  $F_-$  – сила опору занурення частки в шарі;

$F_+$  – сила, опору спливання частки в шарі;

$A$  – амплітуда вібрації;

$\omega$  – частота вібрації,

Однак методики обчислення  $F_-$  і  $F_+$  у відкритих джералах не вдалося, а за відсутності кочення великих частинок по шару  $V = 0$ , сепарації немає і формули (3.4) та (3.7) не мають сенсу.

### 3.2.2 Аналіз ефективності сегрегації

Очевидно, що ефективність розглянутої сегрегації збільшується при зростанні різниці швидкостей рух частинок (при  $V = 0$  така сегрегація неможлива). Порівнюючи рівномірний і рівноприскорений режими руху шару, з урахуванням (3.2) та (3.5), приходимо до висновку, що максимальна різниця швидкостей буде при рівномірному русі шару ( $V = \text{const}$ ). Для такого режиму з (3.5) та (3.8) отримаємо обмеження для кута нахилу поверхні:

$$\operatorname{arctg} K_{\text{кп}}, <\alpha <\operatorname{arctg} K_{\text{с}}, \quad (3.10)$$

$$\operatorname{arctg} 0,2 <\alpha <\operatorname{arctg} 0,37$$

Згідно (3.4), різниця швидкостей частинок залежить від двох параметрів:  $l_{\text{ср}}$ ,  $K_{\text{к}}$ . Вона зростає зі збільшенням  $l_{\text{ср}}$ , і зменшується зі зростанням  $K_{\text{с}}$ .

Величина  $l_{\text{ср}}$ , у свою чергу, залежить від довжини поверхні, швидкості впливання великих часток (збільшується з їхнім зростанням) і швидкості руху шару (зменшується з її ростом).

Швидкість спливання великих часток не залежить від розмірів часток і збільшується зі зменшенням щільності великих часток. Ця швидкість зростає зі збільшенням амплітуди прискорення віброуючої поверхні  $A\omega^2$  і має максимум при найбільшому значенні  $A\omega^2$ , при якому зберігається режим руху шару без підкидання. З подальшим зростанням  $A\omega^2$  швидкість спливання зменшує. Таким чином, максимальна швидкість спливання буде при виконанні відомого умови кордону режиму руху шару без підкидання.

$$\frac{A\omega^2 \sin \beta}{g \cos \alpha} = 1 \quad (2.11)$$

Звідси:

$$A\omega^2 = \frac{9,81 \cdot \cos 20^\circ}{\sin 21^\circ} = 25,7$$

При  $\omega^2 = 3142$ , в такому випадку  $A = 2,6 \cdot 10^{-4} = 0,26$  мм.

З чого можна зробити висновки:

- 1) ефективність сепарації не залежить від розмірів часток;
- 2) із зростанням кута нахилу поверхні, згідно (3.4), ефективність зростає, має максимум при:



$$\alpha = \arctg K_C, \quad (3.12)$$

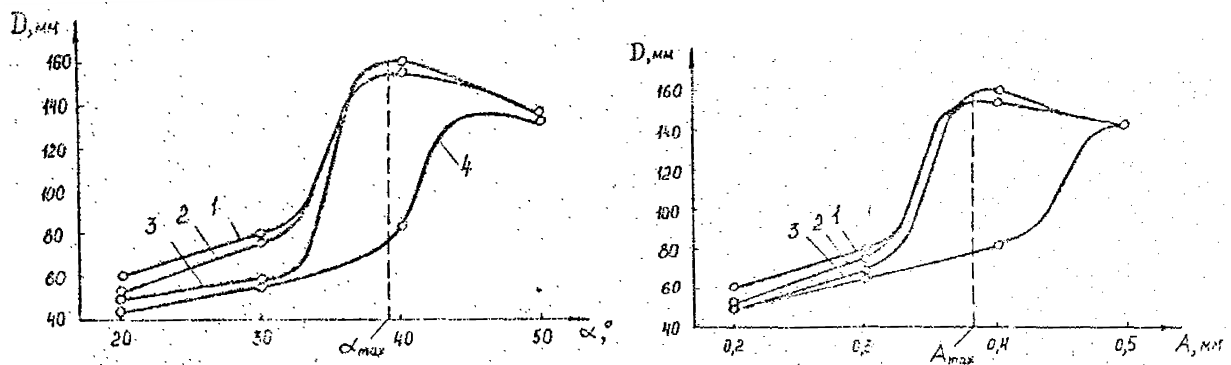
і, згідно (3.7), різко падає з подальшим збільшенням;

3) зі зростанням величини  $A\omega^2$  ефективність зростає, має максимум, згідно з (3.11), при

$$A\omega^2 = \frac{g \cdot \cos \alpha}{\sin \beta} = 25,7 \quad (3.13)$$

і зменшується з подальшим збільшенням  $A\omega^2$ ;

4) максимальна ефективність при мінімумі витрат, енергії віброприводу досягається при значеннях кута вібрації близьких до  $\pi/2$ . (рис.3.4)



1 – залізорудний концентрат, 2 – вапняк, 3 – коксовий дріб'язок, 4 - повернення

Рисунок 3.4 – Розподіл часток по крупності залежно від кута нахилу віброуючої поверхні та амплітуди коливань  $D = f(\alpha)$  і  $D = f(A)$

### 3.2.3 Математична модель роботи віброживильника.

Для визначення продуктивності живильника шляхом зважування нам необхідно прослідкувати як впливає кут нахилу і амплітуда коливань, частота (у нашому випадку  $f = \text{const} = 50$  Гц), для визначення впливу кута нахилу, амплітуди коливань і частоти коливань на продуктивність віброживильника ми

використовуємо метод на базі планованого експерименту  $N = 2$ . Завдяки цьому методу ми можемо отримати найбільшу інформацію-надійну і достовірну, з найменшою витратою праці і надати цю інформацію в компактній і зручній для використання з кількісною оцінкою її точності. Для проведення експерименту складає таблицю визначення інтервалів варіювання змінних величин (табл. 3.1).

Таблиця 3.1 – Інтервал варіювання експерименту

Визначення	Кут нахилу, $\alpha$ , град	Амплітуда коливань, А, мм
Верхній рівень	29	0,55
Нижній рівень	25	0,15
Середнє значення	27	0,35
Інтервал варіювання	2	0,2

Далі розглянемо процес реалізації плану експерименту, зокрема, розглянемо вплив кута нахилу віброуючої поверхні та амплітуди коливань на величину продуктивності віброживильника. Матриця проведення двофакторного експерименту, згідно інтервала варіювання експерименту, наведена у таблиці 3.2

Таблиця 3.2 – Матриця проведення двофакторного експерименту

n	$X_0$	$X_1$	$X_2$	$X_3$
1	+	-	-	+
2	+	-	+	-
3	+	+	-	-
4	+	+	+	+

З матриці випливає, що необхідно провести чотири експерименти, але для оцінки дисперсії відтворюваності проведемо по два досліди в кожному рядку. Досвід полягає в наступному, візьмемо стенд встановимо на стенді кут нахилу

25 град. і амплітуду коливань 0,15 мм, частота коливань 50 Гц, і будемо вимірювати продуктивність живильника через 10 хв шляхом зважування. При тому ж куті нахилу вібрлотка та амплітуди коливань ми повторюємо дослід і отримуємо через десять хвилин іншу продуктивність. Так проводимо інші 3 досліді і заносимо в таблицю 3.3.

Таблиця 3.3 – Результати вимірювань

№ досліді за планом	X <sub>1</sub>	X <sub>2</sub>	Y <sub>i1</sub>	Y <sub>i2</sub>	Y <sub>i</sub>
1	-	-	120	140	130
2	-	+	131	149	140
3	+	-	158	162	160
4	+	+	188	212	200

Далі проведемо перевірку відтворюваності експерименту, при однаковому числі дослідів на кожному поєднанні, рівнів факторів відтворюваність процесу перевіряється за критерієм Кокрена. Процес вважається відтворюваним, якщо виконується умова [33]:

$$G = \frac{\Delta S_{i \max}^2}{\sum_{i=1}^n \Delta S_i^2} \leq G(0,05; f_n; f_y) \quad (3.14)$$

При цьому дисперсія відтворюваності (помилка досвіду) визначаємо за формулою:

$$\Delta S_y^2 = \frac{\sum_{i=1}^n \Delta S_i^2}{n}, \quad (3.15)$$

У нашому випадку виконано по два вимірювання величини  $y_i$ . Тому значення оцінок дисперсії в кожній точці плану будемо визначати за формулою:

$$\Delta S_i^2 = \frac{\Delta^2}{2} \quad (3.16)$$

де  $\Delta$  - різниця між паралельними дослідями.

У результаті обчислень отримаємо:

$$\Delta S_1^2 = \frac{(120 - 140)^2}{2} = 200$$

$$\Delta S_2^2 = \frac{(131 - 149)^2}{2} = 162$$

$$\Delta S_3^2 = \frac{(158 - 162)^2}{2} = 8$$

$$\Delta S_4^2 = \frac{(188 - 212)^2}{2} = 288$$

Тоді, згідно (3.14):

$$G = \frac{288}{200 + 162 + 8} = 0,7783$$

При  $f_n = 4$  і  $f = 1$  знаходимо значення коефіцієнта Конкрена дорівнює  $G = 0,9065$ . Тобто експеримент можна вважати відтворюваним, так як умова (3.14) виконується.

Дисперсія відтворюваності (помилка досліду) становить:

$$\Delta S_y^2 = \frac{200 + 162 + 8 + 288}{4} = 164,5$$

$$\Delta S_y = \sqrt{164,5} = 12,8$$

Визначаємо коефіцієнти рівняння регресії, використовуючи залежність:

$$b_i = \frac{\sum Y}{n}, \quad (3.17)$$

Визначаємо чотири коефіцієнта для нашого обстежуваного об'єкта:

$$b_0 = \frac{130 + 140 + 160 + 200}{4} = 157,5$$

$$b_1 = \frac{-130 - 140 + 160 + 200}{4} = 22,5$$

$$b_2 = \frac{-130 + 140 - 160 + 200}{4} = 17,5$$

$$b_{12} = \frac{130 - 140 - 160 + 200}{4} = 7,5$$

Після визначення значень коефіцієнтів доцільно провести перевірку їх значущості, тому що виключення незначущі коефіцієнтів дозволить прийняти більш просту форму рівняння і, отже, зменшити обсяг обчислень.

Оцінку значущості коефіцієнтів рівняння здійснюємо за критерієм Стьюдента. Коефіцієнт вважається значимим, якщо виконується нерівність:

$$|b_i| \geq \Delta b_i = t(0,05; f_y) \frac{\sqrt{\Delta S_y^2}}{\sqrt{n}}, \quad (3.18)$$

Для нашого випадку:

$$\Delta b_i = 2,77 \frac{\sqrt{164}}{\sqrt{4}} \approx 7$$

Тобто всі коефіцієнти для нашого випадку є значимими. Тому остаточно приймаємо математичну модель, виду:

$$Y_i = 157,5 + 22,5x_1 + 17,5x_2 + 7,5x_1x_2$$

Перевіримо адекватність отриманої моделі, яка визначить придатність до подальшого використання, визначимо за допомогою критерію Фішера, за умовою:

$$F = \frac{\Delta S_{\text{ад}}^2}{\Delta S_y^2} \leq F(0,05; f_{\text{ад}}; f_y), \quad (3.19)$$

Визначимо відгук  $y_i$  для кожного дослід, керуючись при цьому знаками рядків матриці експерименту:

$$y_1 = 157,5 - 22,5 - 17,5 + 7,5 = 125$$

$$y_2 = 157,5 - 22,5 + 17,5 - 7,5 = 145$$

$$y_3 = 157,5 + 22,5 - 17,5 - 7,5 = 155$$

$$y_4 = 157,5 + 22,5 + 17,5 + 7,5 = 205$$

Тоді

$$\Delta S_{\text{ад}}^2 = \frac{(130 - 125)^2 + (140 - 145)^2 + (160 - 155)^2 + (200 - 205)^2}{4 - 1 - 1} = 66$$

Критерій Фішера для цього випадку складе при  $\Delta S_{\text{ад}}^2 = 66$

$$F = \frac{66}{164,5} = 0,41$$

При 5%-му рівні значимості,  $f_{\text{ад}}=2$  и  $f_y=4$  відповідне значення:

$$F=0,41 < F(0,05;2;4) = 6,944$$

Таким чином отриману математичну модель можна вважати адекватною.

### 3.3 Експериментальне дослідження зусиль в канатах стаціонарного завантажувального лотка

Для вимірювання зусиль в канатах, що виникають при різних кутах нахилу стаціонарного лотка згідно схеми наведеної на рисунку 3.5 скористаємося датчиком зусиль U9B з номінальним зусиллям  $2\div 20$  кН з жорсткою характеристикою і компенсаційних шарніром U9/20KN/ZGWR, що має наступні характеристики:

- датчик для вимірювання зусилля;
- стиснення / розтягування з нержавіючої сталі;
- номінальні зусилля 50 Н ... 50 кН;
- малі габарити;
- клас точності 0,5;
- сумісний з шарнірним компенсатором;
- не співвісність навантаження;
- не потребує обслуговування;

Результати замірів виникаючих зусиль в канаті від кута нахилу завантажувального лотка заносимо в таблицю 3.4.

Таблиця 3.4 – Розрахункові дані

$\alpha$	20	25	30	35	40	45
$h_1$	0,752	0,7248	0,725	0,693	0,612	0,57
$h_2$	0,070425	0,06795	0,06495	0,061425	0,05745	0,053025
$h_3$	1,45545	1,4043	1,3423	1,26945	1,1873	1,09585
$R_2$	3372	3368	3526	3564	3364	3382

За отриманими результатами з таблиці 3.4 будемо графік залежності зусилля в канаті від кута нахилу завантажувального лотка рисунок 3.6

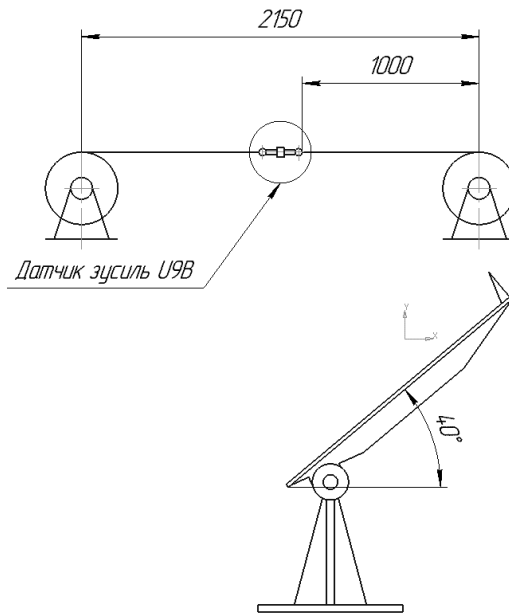


Рисунок 3.5 – Схема установки датчика для вимірювання зусиль в канатах стаціонарного завантажувального лотка

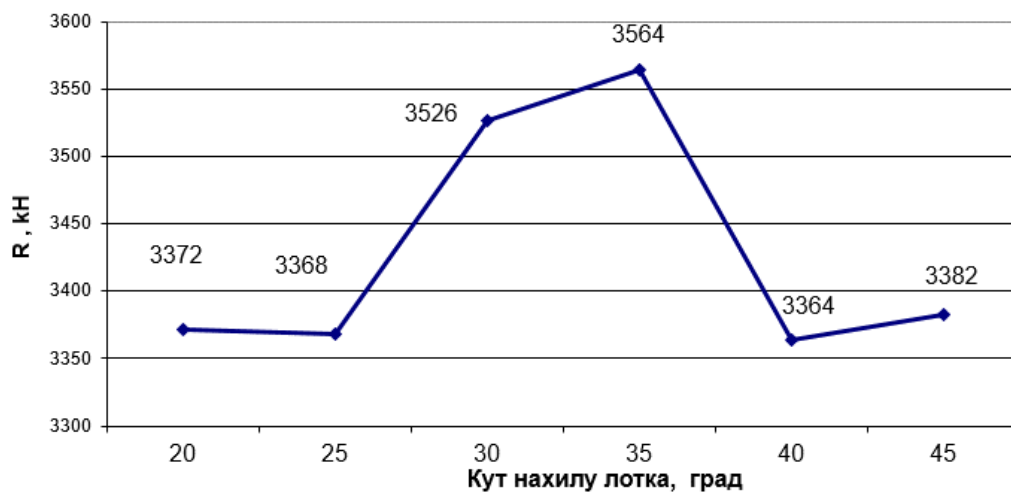


Рисунок 3.6 – Залежність зусилля у канаті від кута нахилу завантажувального лотка

Аналіз отриманих вимірювань та побудованої залежності зусилля у канаті від кута нахилу завантажувального лотка вказують на те, що режим роботи вібраційного живильника з кутами нахилу 25÷29 град підібраний правильно, так як при ньому виникає не тільки оптимальна продуктивність, а й створюються найбільш сприятливі умови для роботи завантажувального лотка.



# ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА В ГАЛУЗІ

## 4.1 Аналіз та оцінка шкідливих факторів виробничого середовища

Основними шкідливими й небезпечними факторами в цеху є: шум, вібрація, надлишкові теплові виділення на ділянках палет, запилованість і загазованість на деяких робочих ділянках; електронебезпечність; імовірність падіння вантажів із кранів.

В табл. 4.1 приведена технологічна карта умов праці для слюсаря-ремонтника

Таблиця 4.1 – Технологічна карта умов праці для слюсаря-ремонтника

Фактори	Нормати вне значенн я, ГДК, ГДР	Факт. Значен- ня	III клас шкідливих і небезпечних умов, і характер праці			Час дії фак- тора % у зміну
			1 ступінь	2 ступінь	3 ступінь	
I. Шкідливі хімічні речовини, мг/м <sup>3</sup>						
1 клас безпеки						
Ангідрид хромовий	0,01	0,020	2			83,1
2 клас безпеки						
Марганцю оксиди (дезінтегр)	0,3	0,56	1,87			83,1
3–4 клас безпеки						
Азоту діоксид	2,0	4,0	2			83,1
Ангідрид сірчистий	10,0	13,5	1,35			83,1
II. Пил переважно фіброгенної дії, мг/м <sup>3</sup>						
Зміст кремнію діоксида – 2,5%	4,0	26,4			6,6	83,1
III. Шум, дБа	80	93		13		100
IV. Мікроклімат у приміщенні						
– температура повітря, °C	16–27	40,5			13,5	83,1
– швидкість руху повітря, м/сек	0, 2–0,5	0,27				83,1
– відносна вологість повітря, %	55	46				83,1
V. Робоча поза						
Нахил корпусу в просторі, обумовлений технологічним процесом, град		перебування в похилому положенні понад				
	28,1	30	30			
Кількість факторів			5	1	2	

Гігієнічна оцінка умов праці – умови й характер праці відносяться до III класу 3 ступені.

Робочі місця мають у наявності: 2 фактора 3 ступені, 5 факторів 1 ступеня, 1 фактор 2 ступеня. По показниках робоче місце варто вважати з особливо шкідливими й особливо важкими умовами праці, що відповідає показникам списку №1 пункт 1.

Відповідно до списку №1: дається додаткова відпустка 7 днів, дається 0,5 л молока в зміну, надбавка до зарплати до 24%.

#### 4.2 Заходи захисту від впливу шкідливих факторів виробничого середовища

При агломераційному процесі проходить забруднення виробничого простору: пилом, шкідливими газоподібними речовинами, теплом, шумом, а за рахунок неорганізованих викидів і повітряного басейну. Шихтове відділення цеху виділяє значну кількість пилу, що пояснюється використанням сипучих матеріалів, відкритим транспортуванням, засипкою в бункера, видачею з них на конвеєри і таке інше [34].

Таблиця 4.2 - Технічні міри захисту виробничого середовища

№ п/п	Небезпечний або шкідливий фактор виробничого середовища	Захисний пристрій	Тип пристрою	Параметри пристрою	Місце установки
1	Запиленість	Витяжна вентиляція	КСЗ	-	У місцях утворення
2	Запиленість	Респіратор	ШБ-1М	-	Інд.
3	Шум	Навушники противошумові, беруші		Придатний до 110дБ	Індивідуально
4	Температура в холодний період	Утеплена куртка, ватяні штани, костюм з х/б тканини, черевики	Тн	-	Інд.
	Теплий період року	Костюм з х/б тканини, черевики			
5	Шкідливі хімічні речовини	Теж що й при запиленості + костюм х/б, рукавиці	Пм	-	Інд.

Всі працівники цеху безкоштовно забезпечені спецодягом, спецвзуттям і засобами індивідуального захисту. До складу спецодягу входять: костюм х/б тканини, черевики, у зимовий час видається утеплена куртка й ватяні штани [35].

### 4.3 Технічні рішення по гігієні праці та виробничій санітарії

#### 4.3.1 Опалення й вентиляція

Це система заходів і пристроїв, призначена для забезпечення робочих місць і приміщень метеорологічних умов і чистого повітряного середовища. Залежно від способу переміщення повітря розрізняють природну й механічну вентиляцію. Для усунення осідання пилу в приміщенні, зменшення її концентрації в повітрі, все встаткування закрито парасолями (витяжна вентиляція), з'єднаними за допомогою повітряводів із пристроями для очищення повітря, що видаляє. Норми мікроклімату на постійних робочих місцях визначені в таблиці 4.3 [36].

Таблиця 4.3 – Норми мікроклімату [36]

Категорія робіт	Температура повітря в приміщеннях, °С	Відносна вологість, %	Швидкість руху повітря, м/с	Температура, повітря для інших місць у приміщенні, °С
Середня важкість, 11а,б	Не більш, ніж на 5°С вище середньої температури зовнішнього повітря самого жаркого місяця, але не більше 28°С	Не більше 75%	0,5	Не більш, ніж на 5°С вище середньої температури повітря самого жаркого місяця

Також в шихтовому відділенні і біля агломашини використовують природну вентиляцію. Тепле повітря надходить і видаляється через вікна, двері,

ворота, ліхтарі. Для холодних неорганізованих виділень пилу використовують механічну витяжну вентиляцію.

Опалення побутових приміщень здійснюється за допомогою панелей (батарей), у яких як теплоносії використовують пару. Опалення побутових приміщень здійснюється від цеху тепловодопостачання.

Ефективним засобом забезпечення необхідних гігієнічних якостей повітря, що сприяють нормальній роботі, і відповідають санітарним вимогам передбачена місцева вентиляція деяких робочих місць.

#### 4.3.2 Природне й штучне освітлення.

Для створення сприятливих умов праці важливе значення має раціональне освітлення. Незадовільне освітлення утрудняє проведення робіт, веде до зниження продуктивності праці й працездатності очей і може бути причиною нещасних випадків й їхніх захворювань.

Характеристика приміщення ділянки стану [37]:

- характер робіт	середня точність
- розмір об'єкта розпізнавання, мм	від 0,5 до 1
- розряд зорової роботи	IV
- підрозряд роботи	B
- контрастність об'єкта розрізнення	середня
- фон	середній
- рівень освітленості $E_n$ , лк	200

Для ремонту встаткування передбачене штучне освітлення.

На промислових підприємствах штучне освітлення підрозділяється на робоче (для проведення робіт у темний час доби або в місцях без достатнього природного освітлення), аварійне. У цьому випадку проводяться роботи при аварійному відключенні робочого освітлення. Евакуаційне освітлення застосовують для евакуації людей із приміщення при аварійному відключенні робочого освітлення. Охоронне освітлення використовують у неробочий час.

При необхідності частина світильників того або іншого виду освітлення може використатися для чергового освітлення.

Штучне освітлення проектується двох систем: загальне (рівномірне або локалізоване з урахуванням розташування робочих місць) і комбіноване, коли до загального освітлення додається місцеве. Застосування одного місцевого освітлення не допускається, тому що різкий контраст між яскраво освітленими й неосвітленими місцями стомлює очі, сповільнює швидкість роботи й нерідко є причиною нещасних випадків. Застосовуються LED ліхтарі та світильники типу Астра.

Згідно [37] для приміщень, у яких проводяться роботи 6-го розряду, тобто спостереження за ходом виробничого процесу, передбачається сумісне освітлення.

Природне освітлення нормується. Основним показником нормування служить коефіцієнт природної освітленості (КЕО).

Місто Запоріжжя перебуває в 4 поясі світлового клімату, тому КЕО для нього буде обчислюватися по формулі:

$$КЕО_{ln}^4 = КЕО_{ln}^3 \cdot m \cdot e = 1,8 \cdot 0,9 \cdot 0,85 = 1,38\% , \quad (4.1)$$

де  $КЕО_{ln}^3$  – значення КЕО для 3 пояси світлового клімату;

$m$  - коефіцієнт світлового клімату;

$e$  - коефіцієнт сонячного клімату.

Освітленість повинна бути забезпечена не менш 75% максимуму, що досягається застосуванням комбінованого освітлення.

#### 4.3.3 Виробничі випромінювання

Температурний режим у виробничих приміщеннях або в ізольованих його частинах залежить від величини тепловиділень устаткування, агрегатів, нагріву

напівфабрикатів і готової продукції, а також від сонячної радіації, що проникає в цех через відкриті й заклені прорізи. Частина тепла, що надійшло у цех, віддається назовні, а інше, так назване явне або надлишкове тепло, нагріває повітря робочих приміщень [38].

Робітники цеху постійно або періодично піддаються впливу інфрачервоного випромінювання, інтенсивність опромінення на робочих місцях залежно від розмірів і температури джерел випромінювання й відстані від нього змінюється в широких межах.

Для поліпшення умов праці в гарячих цехах і захисту працюючих від теплового впливу застосовують наступні способи: теплоізоляцію гарячих поверхонь, що випромінюють тепло [39]. Використають водоохолоджувані екрани, щити, завіси й ін.; теплоізоляцію й охолодження робочих місць (постів керування, кабін машиністів кранів й ін.); природну й механічну вентиляцію; повітряне охолодження замкнутих просторів колодязів, що знаходяться в ремонті. Застосовують водорозпил на робочих місцях й у припливних віконних прорізах; спецодяг й індивідуальні захисні пристосування - щитки, екрани, окуляри, світлофільтри; раціональну організацію режиму праці й відпочинку.

Ефективним засобом зниження шкідливого впливу теплових виділень є максимальне скорочення часу знаходження нагрітого агломерату у виробничому приміщенні.

#### 4.4 Дослідження ефективності системи газоочищення агломераційної машини

Вихідні дані:

- загальна кількість повітря:  $Q = 3000 \text{ м}^3/\text{год}$ ;
- температура повітря:  $t_b = 18^\circ\text{C}$ ;
- довжина повітряводу:  $L = 40 \text{ м}$ ;
- загальна довжина відгалужень:  $I = 15 \text{ м}$ ;
- розташування відгалужень: однобічне;

- кількість відгалужень:  $n = 5$ ;

- швидкість повітря:

у кінцевому відгалуженні:  $W_k = 7$  м/с,

у магістральному повітряводі:  $W_{\max} = 9,5$  м/с,

$$W_{\min} = 8 \text{ м/с};$$

- очисний агрегат: циклон;

- місцевий опір: конструкція Батуріна  $\alpha = 60^\circ$ , дросель-клапан, число стулок – 1,  $\alpha = 10^\circ$ , коліно  $R/d = 1,5$ ;  $\alpha = 90^\circ$ , складене коліно  $\alpha = 90^\circ$ , припливна шахта  $h/d = 0,7$ .

Визначаємо щільність повітря при заданій температурі, кг/м<sup>3</sup>:

$$\rho_1 = \rho_0 \cdot \frac{273}{273 + t_\delta} = 1,29 \cdot \frac{273}{273 + 18} = 1,21 \text{ кг/м}^3 \quad (4.2)$$

Визначаємо витрата повітря з обліком його робочої щільності, м<sup>3</sup>/год:

$$Q_1 = Q_0 \cdot \frac{\rho_0}{\rho_1} = 3000 \cdot \frac{1,29}{1,21} = 3198 \text{ м}^3/\text{ч} = 0,89 \text{ м}^3/\text{год}. \quad (4.3)$$

Складаємо робочу схему вентиляційної системи, на яку наносимо номер ділянки, його довжину, діаметр і кількість повітря, що проходить через ділянку. Номер ділянок магістралей нумерується римськими цифрами, а відгалуження – арабськими (рис. 4.1).

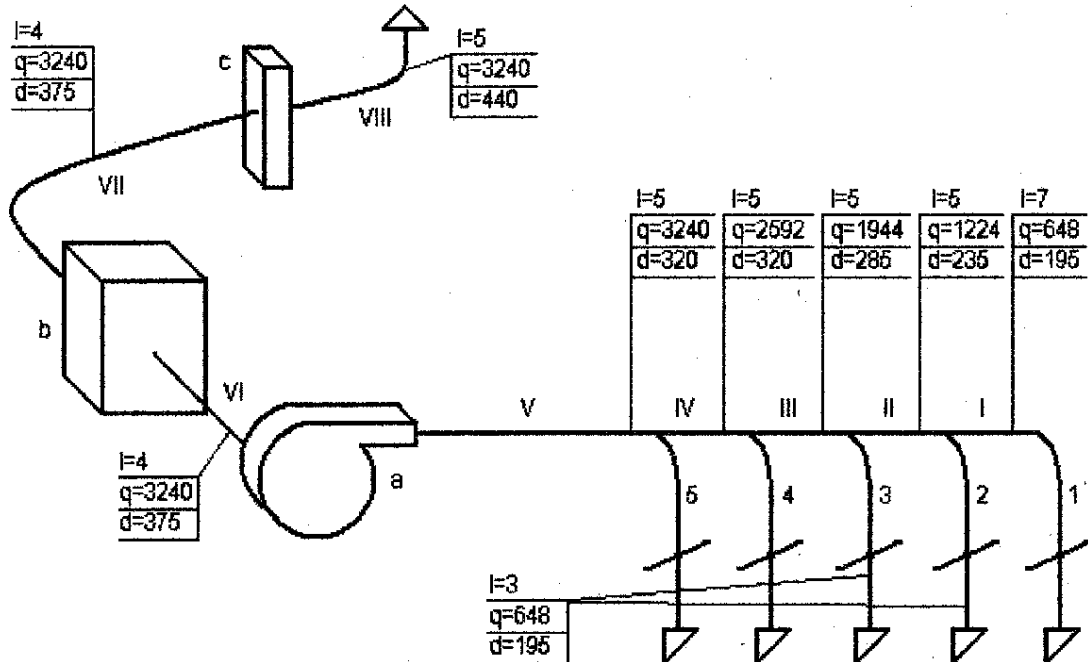
Розраховуємо витрату повітря у всіх відгалуженнях і визначаємо їхньої довжини:

$$q = \frac{Q_1}{n} = \frac{0,89}{5} = 0,18 \text{ м}^3/\text{з}; \quad (4.4)$$

$$l_0 = \frac{1}{n} = \frac{15}{5} = 3 \text{ м}. \quad (4.5)$$

Приймаємо довжину ділянки магістрального повітряводу:

$$l_1 = 7\text{м}; l_2 = 5\text{м}; l_3 = 5\text{м}; l_4 = 5\text{м}; l_5 = 5\text{м}; l_6 = 4\text{м}; l_7 = 4\text{м}; l_8 = 5\text{м}.$$



I-VIII – ділянки магістрального повітряводу;

1-5 – відгалуження; а – вентилятор; b – калорифер; c – циклон.

Рисунок 4.1 – Розрахункова схема вентиляційної системи

Приймаємо швидкості руху повітря, м/с:

$$W_I=7; W_{II}=8; W_{III}=8,5; W_{IV}=9; W_V=9,5; W_{VI}=9,5; W_{VII}=9,5; W_{VIII}=5,8.$$

Визначаємо щосекундну витрату повітря для всіх ділянок магістралі, м/с:

$$q = 0,18; q_{II} = 0,36; q_{III} = 0,54; q_{IV} = 0,72; q = 0,9; q_{VI-VIII} = 0,9.$$

Обчислюємо діаметр окремих ділянок магістрального повітряводу, м:



$$d = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{q}{W}}, \quad (4.6)$$

$$\begin{aligned} d &= 0,18 \quad (d_{cm} = 0,195); & d &= 0,35 \quad (d_{cm} = 0,320); \\ d_{II} &= 0,24 \quad (d_{cm} = 0,235); & d_{VI-VII} &= 0,35 \quad (d_{cm} = 0,375); \\ d_{III} &= 0,285 \quad (d_{cm} = 0,285); & d_{VIII} &= 0,45 \quad (d_{cm} = 0,440); \\ d_{IV} &= 0,32 \quad (d_{cm} = 0,320). \end{aligned}$$

Визначаємо швидкість повітря на ділянках магістралі, м/с:

$$W = \frac{1,13^2 q}{d_{cm}}, \quad (4.7)$$

$$W_I=6,04; W_{II}=8,32; W_{III}=8,49; W_{IV}=8,98; W_V=11,2; W_{VI-VII}=8,17; W_{VIII}=5,94.$$

Розрахуємо коефіцієнт опору тертю:

$$\lambda = \frac{1}{\left(1,14 + 21g \frac{d}{k}\right)^2}, \quad (4.8)$$

де  $k$  – абсолютна шорсткість внутрішніх стінок труб,  $k = 30 \cdot 10^{-6}$  м,

$$\lambda_I = 0,013; \lambda_{II} = 0,013; \lambda_{III-V} = 0,012; \lambda_{VI-VIII} = 0,011.$$

Визначаємо втрати тиску на тертя на 1 р. м повітряводу, Па/м:

$$R = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{W^2}{2} \cdot \rho_t, \quad (4.9)$$

$$R_I=1,47; R_{II}=2,32; R_{III}= 1,84; R_{IV} = 1,83; R_V = 2,85; R_{VI-VII} = 1,19; R_{VIII} = 0,53.$$

Визначаємо втрати тиску по довжині трубопроводу, Па:

$$\Delta P_1 = R \cdot l, \quad (4.10)$$

$\Delta P_I=7,4$ ;  $\Delta P_{II}=11,6$ ;  $\Delta P_{III}=9,2$ ;  $\Delta P_{IV}=9,2$ ;  $\Delta P_V=14,3$ ;  $\Delta P_{VI}=4,8$ ;  $\Delta P_{VII}=4,8$ ;  $\Delta P_{VIII}=2,7$ .

Згідно зі схемою (рис.4.1) заносимо коефіцієнти місцевих опорів для всіх ділянок в таблицю 4.4

Таблиця 4.4 – Коефіцієнти місцевих опорів всіх ділянок

Найменування	$\xi$	Найменування	$\xi$
Ділянка I-1		Ділянка 2	
Коліно при $\alpha = 30^\circ$	0,17	Бічне відгалуження	0,284
Відгалуження	0,175	Коліно	0,175
Конструкція Батуріна	1,2	Конструкція Батуріна	1,2
Дросель – клапан	0,3	Дросель – клапан	0,3
Припливний трійник	0,082	$\Sigma \xi$	1,969
$\Sigma \xi$	1,927	Ділянка 3	
Ділянка II		Бічне відгалуження	0,285
Припливний трійник	0,04	Коліно	0,175
Ділянка III		Конструкція Батуріна	1,2
Припливний трійник	0,01	Дросель - клапан	0,3
Ділянка IV		$\Sigma \xi$	1,96
Припливний трійник	0,04	Ділянка 4	
Ділянка V		Бічне відгалуження	0,287
Дифузор	0,01	Коліно	0,175
Ділянка VI		Конструкція Батуріна	1,2
Вихід з калорифера	0,15	Дросель – клапан	0,3
Ділянка VII		$\Sigma \xi$	1,962
Коліно	0,39	Ділянка 5	
Вхід у калорифер	0,04	Бічне відгалуження	0,32
$\Sigma \xi$	0,43	Коліно	0,175
Ділянка VIII		Конструкція Батуріна	1,2
Коліно	0,39	Дросель – клапан	0,3
Припливна шахта	0,15	$\Sigma \xi$	1,995
$\Sigma \xi$	0,54		

Втрати тиску на місцевих опорах, Па:

$$\Delta P_M = \sum \xi \cdot \frac{W^2}{2} \cdot \rho_t, \quad (4.11)$$

Тоді

$$\Delta P_{MI}=42,6 \text{ Па}; \Delta P_{MII}=0,2 \text{ Па}; \Delta P_{MIII}=0,4 \text{ Па}; \Delta P_{MIV}=2,0 \text{ Па}; \Delta P_M=7,6 \text{ Па};$$

$$\Delta P_{MVI} = 6,1 \text{ Па}; \Delta P_{MVII} = 17,4 \text{ Па}; \Delta P_{MVIII} = 11,5 \text{ Па}.$$

Всі отримані дані заносимо в узагальнюючу таблицю 4.5.

Таблиця 4.5 – Задані й розраховані дані

Ділянк а	q, м <sup>3</sup> /год	q <sub>c</sub> , м <sup>3</sup> /год	ℓ, м	d, мм	W, м/з	P <sub>g</sub> , Па	R, Па/м	ΔP <sub>ℓ</sub> , Па	Σξ	ΔP <sub>м</sub> , Па	(P, Па
I-1	648	0,18	7	195	6,04	22,1	1,47	7,4	1,927	42,6	50
II	1224	0,36	5	235	8,32	41,9	2,32	11,6	0,004	0,2	11,8
III	1944	0,54	5	285	8,49	43,6	1,84	9,2	0,01	0,4	9,6
IV	2592	0,72	5	320	8,98	48,8	1,83	9,2	0,04	2	11,2
V	3240	0,9	5	320	11,2	75,9	285	14,3	0,1	7,6	21,9
VI	3240	0,9	4	375	8,17	40,4	1,19	4,8	0,15	6,1	10,9
VII	3240	0,9	4	375	8,17	40,4	1Д9	4,8	0,43	17,4	22,2
VIII	32,40	0,9	5	440	5,94	21,3	0,53	2,7	0,54	11,5	14,2

Розраховуємо опір ділянки 2:

$$\Delta P_{\ell 2-3} = R_{\ell-1} \cdot \ell_{\delta} = 1,47 \cdot 3 = 4,4 \text{ Па}$$

$$\Delta P_{M2} = \xi \cdot P_{g\ell-1} = 1,959 \cdot 22,1 = 43,3 \text{ Па}$$

$$\Delta P_{M3} = 1,96 \cdot 22,1 = 43,3 \text{ Па}$$

$$\Delta P_{M4} = 1,962 \cdot 22,1 = 43,4 \text{ Па}$$

$$\Delta P_{M5} = 1,995 \cdot 22,1 = 44,1 \text{ Па}$$

$$\Delta P_2^H = \Delta P_{\ell_{-1}} = 50 \text{ Па}$$

$$\Delta P_2^H = \Delta P_{\ell_2} + \Delta P_{M2}$$

$$\Delta P_{M2}^H = \Delta P_2^H - \Delta P_{\ell_2} = 50 - 4,4 = 45,6 \text{ Па}$$

$$\Delta P_M^H = \sum \xi_2^H \cdot P_g \Rightarrow \sum \xi_2^H = \frac{\Delta P_{M2}^H}{P_g} = \frac{45,6}{22,1} = 2,06$$

$$\Delta = \xi_2^H - \xi_{gk} = 1,959 - 0,3 = 1,659$$

$$\xi_{gk2}^H = \sum \xi_2^H - \Delta = 2,06 - 1,659 = 0,401$$

$$\alpha_2 = 11,3^\circ$$

Розраховуємо опір ділянки 3.

$$\Delta P_3^H = \Delta P_2^H + \Delta P_{II} = 50 + 11,8 = 61,8 \text{ Па}$$

$$\Delta P_3 = \Delta P_{\ell_3} + \Delta P_{M3}$$

$$\Delta P_{M3}^H = \Delta P_3^H - \Delta P_{\ell_3} = 61,8 - 4,4 = 57,4 \text{ Па}$$

$$\sum \xi_3^H = \frac{\Delta P_{M3}^H}{P_g} = \frac{57,4}{22,1} = 2,6$$

$$\Delta = \xi_3^H - \xi_{gk} = 1,96 - 0,3 = 1,66$$

$$\xi_{gk3}^H = \sum \xi_3^H - \Delta = 2,6 - 1,66 = 0,94$$

$$\alpha_3 = 18^\circ$$

Розраховуємо опір ділянки 4:

$$\Delta P_4^H = \Delta P_3^H + \Delta P_{III} = 61,8 + 9,6 = 71,4 \text{ Па}$$

$$\Delta P_4 = \Delta P_{\ell_4} + \Delta P_{M4}$$

$$\Delta P_{M4}^H = \Delta P_4^H - \Delta P_{\ell_4} = 71,4 - 4,4 = 67 \text{ Па}$$

$$\sum \xi_4^H = \frac{\Delta P_{M4}^H}{P_g} = \frac{67}{22,1} = 3,03$$

$$\Delta = \xi_4^H - \xi_{gk} = 1,962 - 0,3 = 1,662$$

$$\xi_{gk4}^H = \sum \xi_4^H - \Delta = 3,03 - 1,662 = 1,368$$

$$\alpha_4 = 22^\circ$$

Розраховуємо опір ділянки 5:

$$\Delta P_5^H = \Delta P_4^n + \Delta P_{IV} = 71,4 + 11,2 = 82,6 \text{ Па}$$

$$\Delta P_5 = \Delta P_{\ell 5} + \Delta P_{M5}$$

$$\Delta P_{M5}^H = \Delta P_5^H - \Delta P_{\ell 5} = 82,6 - 4,4 = 78,2 \text{ Па}$$

$$\sum \xi_5^H = \frac{\Delta P_{M5}^H}{P_g} = \frac{78,2}{22,1} = 3,54$$

$$\Delta = \xi_5^H - \xi_{gk} = 1,995 - 0,3 = 1,695$$

$$\xi_{gk5}^H = \sum \xi_5^H - \Delta = 3,54 - 1,695 = 1,845$$

$$\alpha_5 = 25,3^\circ$$

$$\Delta P_5^H = \Delta P_{I-1} + \Delta P_{II} + \Delta P_{III} + \Delta P_{IV} = 50 + 11,8 + 9,6 + 11,2 = 82,6 \text{ Па}$$

Приймаючи опір циклона  $\Delta D_0 = 500 \text{ Па}$ , розраховуємо втрати тиску в системі, Па:

$$\Delta P_{\text{сист}} = \Delta P_{I-1} + \Delta P_{II} + \Delta P_{III} + \Delta P_{IV} + \Delta P_V + \Delta P_{VI} + \Delta P_{VII} + \Delta P_{VIII} + \Delta P_0, \quad (4.12)$$

$$\Delta P_{\text{сист}} = 50 + 11,5 + 9,6 + 11,2 + 21,9 + 10,9 + 22,2 + 14,2 + 500 = 651,8 \text{ Па}$$

Якщо прийняти коефіцієнт запасу  $K = 1,2$ , то тиск яке повинен створювати вентилятор, буде дорівнює, Па:

$$P_B = 1,2 \cdot \Delta P_{\text{сист}} = 1,2 \cdot 651,8 = 782,16 \text{ Па.}$$

Таким чином розглянута вентиляція задовольняє виробничим потребам.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

1. Ознайомлення з технологією й устаткуванням аглофабрики показало, що однією з проблемних ділянок є низька ефективність завантажувального вузла агломашины.
2. На підставі наведеного огляду й аналізу технічної й патентної літератури встановлено, що для завантаження шихти на спічні візки, використовується обладнання, яке має ті ж самі недоліки, що й устаткування ПАТ «Запоріжсталь».
3. В результаті модернізації завантажувального вузла агломашины будуть досягнуті наступні цілі – збільшення продуктивності, терміну служби, та зменшення незапланованих простоїв.
4. В ході теоретичних досліджень встановлено, що найбільш ефективною схемою завантаження шихти на спічні візки є використання вібраційних живильників в парі зі стаціонарним завантажувальним лотком з автоматизованою системою зміни кута нахилу для найбільш якісної укладки шихти.
5. На підставі проведених досліджень розроблена математична модель роботи електровібраційного живильника, яка дозволяє швидко і без складних, нагромаджених розрахунків коректувати кут нахилу та амплітуду коливань для забезпечення якнайкращої сегрегації шихти перед укладкою для забезпечення максимальної газопроникності спікаємого шару агломерату.
6. Експериментальні дослідження вказують, що найбільш сприятливим режимом роботи стаціонарного завантажувального лотка є завантаження шихти на спічні візки при кутах нахилу в проміжку 25-30, що також забезпечує ефективну роботу електровібраційного живильника.
7. Результати роботи можуть бути використані не тільки на аглофабриці ПАТ «Запоріжсталь», але й на інших підприємствах чорної й кольорової металургії..

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Підприємство | PJSC "Zaporizhstal". ПАТ «Запоріжсталь». URL: <https://zaporizhstal.com/pidpriyemstvo/> (дата звернення: 23.05.2023).
2. Ghosh A., Chatterjee A. *Ironmaking and Steelmaking: Theory and Practice*. PrenticeHall of India Pvt. Ltd., 2008. 472 p.
3. *Agglomeration of Iron Ores* Ed.: Ram Pravesh Bhagat. – CRC Press, 2019. – 438 p.
4. Охотський В.Б., Костьолов О.Л., Сімонов В.К. та інш. *Теорія металургійних процесів*. К.: ІЗМН, 1997. 512 с.
5. Ways to improve the efficiency of sinter–blast furnace production in the raw materials and energy conditions of the metallurgical enterprises of Ukraine / Y. S. Semenov et al. *Metal and Casting of Ukraine*. 2021. Vol. 29, no. 4. P. 8–15. URL: <https://doi.org/10.15407/steelcast2021.04.008>
6. Веселовський В. Б, Дреус А.Ю., Сяєв А.В. *Математичне моделювання та методи розрахунку теплотехнологічних процесів: Навчальний посібник*. Дніпропетровськ: Видавництво Дніпропетровського університету, 2004. 248 с.
7. Русанов І. Ф. *Конструкції і обладнання фабрик окускування. Навчальний посібник* / І. Ф. Русанов, С. М. Петрушов. – Алчевськ: ДДТУ, 2010. – 272 с.
8. Про сегрегацію грудкованої шихти під час агломерації / М. Пазюк та ін. *Металургія*. 2019. Т. 1, № 1. С. 5–9.
9. Study of the formation of gas–vapor in the liquid mixture / A. Pavlenko et al. *Eastern–European Journal of Enterprise Technologies*. 2016. Vol. 4, no. 5(82). P. 58. URL: <https://doi.org/10.15587/1729–4061.2016>.
10. Мних А. С., Ковязін О. С., Мних І. М. Вплив теплового режиму спікання на структуру та пористість залізородної шихти. *Металургія*. 2018. Т. 1, № 39. С. 22–25.

11. Пазюк М. Ю., Міняйло Н. О., Романенко Ю. О. Аналіз існуючих методів та пристроїв контролю гранулометричного складу сипких матеріалів. *Металургія*. 2018. Т. 1, № 39. С. 15–21.
12. Спосіб завантаження шихти на колосникові грати агломераційної машини : пат. 109978 Україна. № у 2016 00997 ; заявл. 08.02.2016 ; опубл. 26.09.2016, Бюл. № 18. 3 с.
13. Спосіб спікання шихти на агломераційних машинах : пат. 109837 Україна : МПК В22F 3/00. № у 2016 02389 ; заявл. 12.03.2016 ; опубл. 19.08.2016, Бюл. № 17. 3 с.
14. Безверхій І. В. Дослідження впливу сегрегації аглошихти на показники процесу її спікання. *Вісник Приазовського державного технічного університету*. 2007. № 17. С. 23–25.
15. Rud Y., Kucher V., Bilonozhko V. New direction in development of methods and means of shield layer forming on agglomeration machine. *Modern problems of Metallurgy*. 2018. Vol. 21, no. 1. P. 57–67.
16. Білодіденко С. В., Гануш В. І., Клименко Ю. М. Розрахунки металургійного обладнання аглодомених та сталеплавильних цехів: навч. посіб. Дніпро: НМетАУ, 2016. 138 с.
17. Жук А. Я., Желябіна Н. К. Основи розрахунків приводів машин: Навчальний посібник. Запоріжжя: ЗДІА, 1996. 145 с.
18. Рудь Ю. С. Основи конструювання машин : підручник. 2–ге вид. Кривий Ріг : ФОП Чернявський Д.О., 2015. 492 с.
19. Гайдамака А.В. Деталі машин. Основи теорії та розрахунків: навчальний посібник. Харків: Харківський політехнічний інститут, 2020.
20. Ярошевич М.П., Мартинюк В.Л., Толстушко М.М. Деталі машин: Навчальний посібник. Луцьк : Луцький НТУ, 2016. 271 с.
21. Канарчук В.Є., Полянський П.К., Дмитрієв М.М. Надійність машин: підручник. К.: Либідь, 2003. 424 с.
22. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: підручник. 2–ге вид. Львів: Афіша, 2003. 560 с.



23. Кірієнко О.А., Гузенко Ю.М. Теорія механізмів і машин. Деталі машин. Розрахунки механічних передач: Навчальний посібник. Київ: Київський політехнічний інститут, 2016. 188 с.
24. Жигулін О.А., Махмудов І.І., Жигуліна Н.О. Підйомно–транспортні машини: навчальний посібник. Ніжин: Ніжинський агротехнічний інститут НУБіПУ, Вид. НДУ ім. Гоголя, 2020. 150 с.
25. Павлице В.Т. Підшипники кочення. Основні параметри, конструкції опор, змащування, ущільнення та розрахунки ресурсу: Довідник. Львів: Львівська політехніка, «Інтелект–Захід», 2001. 136с.
26. Повідайло В. Вібраційні процеси та обладнання : навч. посіб. Львів : Вид-во НУ "Львів. політехніка", 2004. 246 с.
27. Арсиненко Н. О., Брусенцова М. Ю. Перспективи використання вібротранспортерів. *Науковий вісник НЛТУ України*. 2012. Т. 22, № 9. С. 135–140.
28. Дослідження впливу технологічних і фізико–механічних параметрів сипкого середовища на процес його сепарації / З. А. Стоцько та ін. *Науковий вісник НЛТУ України*. 2007. № 17. С. 158–163.
29. Арсиненко Н. О., Сокіл Б. І., Стоцько З. А. Математичні моделі робочого середовища вібраційних машин і його динаміка при вертикальному збуренні. *Науковий вісник НЛТУ України*. 2007. № 17. С. 304–311.
30. Голуб Д., Бальоха Д. Перспективи наплавлення порошковими дротами деталей промислового обладнання. *Problèmes et perspectives d'introduction de la recherche scientifique innovante*. 2019. URL: <https://doi.org/10.36074/29.11.2019.v3.02>
31. Ребот Д. П. Динаміка та математична модель руху сипкого середовища під час його вібросепарації. *Науковий вісник НЛТУ України*. 2012. № 22. С. 362–369.
32. Шамота В. П., Фалько О. Л. Спрощена методика розрахунку потужності і енерговитрат одномасного вібраційного приводу. *Збірник наукових праць ДонІЗТ*. 2009. № 20. С. 80–90.

33. Васильченко Т. О. Наукові дослідження металургійного обладнання : метод. вказівки. Запоріжжя : ЗДІА, 2018. 44 с.
34. Охорона праці на гірничо–металургійному підприємстві: навч. посібник. Ч.І: Металургійний комплекс. / В.О.Шеремет та ін. Дніпропетровськ: Січ, 2002. 375 с.
35. НПАОП 0.00–4.01–08 Положення про порядок забезпечення працівників спеціальним одягом, спеціальним взуттям та іншими засобами індивідуального захисту [Електронний ресурс] // Державний комітет України з промислової безпеки, охорони праці та гірничого нагляду. – 2008. – Режим доступу до ресурсу: [http://online.budstandart.com/ru/catalog/doc–page?id\\_doc=28566](http://online.budstandart.com/ru/catalog/doc–page?id_doc=28566).
36. ДСН 3.3.6.042–99 Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень
37. ДБН В.2.5–28–2006. Інженерне обладнання будинків і споруд. Природне і штучне освітлення [Електронний ресурс] // Мінбуд України. – 2006. – Режим доступу до ресурсу: <http://www.gorsvet.kiev.ua/wp–content/uploads/2016/08/ДБН–В.2.5–28–2006.pdf>.
38. ДБН В.1.1–7:2016. Пожежна безпека об'єктів будівництва Загальні вимоги [Електронний ресурс] // Міністерство регіонального розвитку, будівництва та житлово–комунального господарства України. – 2016. – Режим доступу до ресурсу: <http://kbu.org.ua/assets/app/documents/dbn2/32.1.%20ДБН%20В.1.1–7~2016.%20Пожежна%20безпека%20об’єктів%20будівни.pdf>.
39. Геврик Е. О. Охорона праці. Навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів. / Е. О. Геврик. – К: Ельга, Ніка–центр, 2003. – 280 с..
40. Ткачук К. Н. Охорона праці та промислова безпека. Навч. посіб. / К. Н. Ткачук. та ін. – К: Основа, 2009. – 360 с.
41. Румянцев В. Р. Методичні вказівки до виконання розділу «Охорона праці та техногенна безпека» у дипломних роботах (проектах) для студентів ЗДІА спеціальностей МЧМ, МБ та інші / В. Р. Румянцев, І. О. Ткаліч. – Запоріжжя: ЗДІА, 2012. – 16 с.

## СПИСОК ГРАФІЧНОГО МАТЕРІАЛУ

№ п/п	Найменування	Кільк. листів	Форма т
1	Агломераційна машина	1	A1
2	Головна частина агломашини	2	A1
3	Завантажувальний вузол агломашини	1	A1
4	Привод	1	A1
5	Дослідження впливу кута нахилу та амплітуди коливань на продуктивність	1	A1
6	Схеми встановлення завантажувального лотка з електровібраційним живильником	2	A1
7	Система газоочищення агломашини	1	A1

## ДОДАТКИ