


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
КРИВОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ГРИЧО-МЕТАЛУРГІЙНИЙ ФАКУЛЬТЕТ
КАФЕДРА МЕТАЛУРГІЇ ЧОРНИХ МЕТАЛІВ
І ЛИВАРНОГО ВИРОБНИЦТВ

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
до випускової атестаційної роботи бакалавра

зі спеціальності 136 – **Металургія**
за освітньо-професійною програмою – **Металургія**


**Тема роботи: «ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ
ДОЗУВАЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ
ПРИ ВИРОБНИЦТВІ ЗГРУДКОВАНИХ МАТЕРІАЛІВ
З РОЗРОБКОЮ ЗАХОДІВ ДЛЯ ЗБІЛЬШЕННЯ ТЕРМІНУ
ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЖИВИЛЬНИКІВ ОБ'ЄМНОГО МЕТОДУ
ДОЗУВАННЯ».**

Виконав студент групи МТ-22-1



Андрій КОНДРАТЕНКО

Керівник
випускної роботи




Тетяна ЯРОШ

Нормоконтролер



Тетяна ЯРОШ

Завідувач кафедри



Дмитро БАБОШКО

Кривий Ріг – 2026

КРИВОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет: гірничо-металургійний

Кафедра: металургії чорних металів і ливарного виробництва

Освітньо-кваліфікаційний рівень: бакалавр

Спеціальність: 136 Металургія

Затверджую

Зав. кафедрою



« 11 » 06 2026р

ЗАВДАННЯ

на випускову кваліфікаційну роботу студента

Кондратенка Андрія Михайловича

1. Тема роботи: Дослідження ефективності роботи дозувального обладнання при виробництві згрудкованих матеріалів з розробкою заходів для збільшення терміну експлуатації живильників об'ємного методу дозування.

Керівник роботи: канд. техн. наук, доцент Тетяна Петрівна Ярош

затверджено наказом по КНУ від « 19 » 02 2026 р. № 113с

2. Термін подання роботи студентом « 25 » 05 2026 р.

3. Вхідні дані до роботи: живильник дисковий ДТ-200, діаметр 2 м, швидкість обертання диска 5–7 об./хв., продуктивність при мінімальній швидкості обертання диска – 80 м³/год., при максимальній швидкості обертання – 112 м³/год.

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити).

Роль та класифікація дозувального обладнання. Аналіз факторів, що знижують ефективність та термін служби об'ємних живильників. Розробка заходів для збільшення терміну експлуатації та ефективності живильників об'ємного методу дозування. Область застосування живильників дискових. Історія змін в конструкції дискових живильників. Улаштування і принцип роботи живильника дискового ДТ-200. Технічна характеристика живильника дискового ДТ-200. Недоліки в роботі живильника дискового ДТ-200 та пропозиції з їх усунення. Силовий і кінематичний аналіз механізму. Розрахунок циліндричного косозубого триступінчастого редуктора. Розрахунок і вибір стандартних елементів кінематичної схеми. Перевірка потужності електродвигуна привода живильника

5. Перелік графічного матеріалу

Замкнена система автоматичного регулювання подачі шихтових матеріалів. Живильник дисковий ДТ-200 до модернізації. Живильник дисковий ДТ-200 після модернізації. Редуктор циліндричний триступеневий.

6. Календарний план

№ з/ч	Етапи роботи	Термін виконання
1	Збір і обробка необхідного матеріалу для виконання кваліфікаційної роботи	19.01.2026 р. – 31.01.2026 р.
2	Загальна частина	01.02.2026 р. – 15.02.2026 р.
3	Спеціальна частина	05.03.2026 р. – 31.03.2026 р.
4	Розрахунки навантажень	01.04.2026 р. – 30.04.2026 р.
5	Виконання графічної частини	01.05.2026 р. – 24.05.2026 р.
6	Перевірка роботи на плагіат	25.05.2026 р. – 01.06.2026 р.
7	Захист випускової роботи бакалавра	19.06.2026 р.

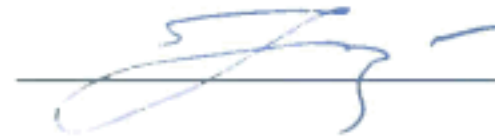
Дата видачі завдання: « 19 » 01 2026 р.

Студент



Андрій КОНДРАТЕНКО

Керівник випускної роботи



Тетяна ЯРОШ

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до бакалаврської роботи: 81 стор., 19 рисунків, 5 таблиць, 16 літературних джерел, 3 додатки.

Об'єкт дослідження – дозувальне обладнання, використовуване при виробництві згрудкованих матеріалів.

Мета розробки – підвищення ефективності дозувального обладнання з розробкою заходів для збільшення терміну експлуатації живильників об'ємного методу дозування.

У загальній частині дається класифікація та стисла характеристика різних видів дозаторів, застосовуваних на виробництві згрудкованих матеріалів (агломерату, котунів, брикетів). Для підвищення якості (однорідності) шихти запропоновано створення замкненої системи автоматичного регулювання подачі шихтових матеріалів на основі адаптивних пропорційно-інтегрально-диференціальних регуляторів (ПІД). Розглянуто фактори, що знижують ефективність та термін служби живильників об'ємного методу дозування та розроблено заходи для збільшення терміну їх експлуатації та ефективності.

У спеціальній частині надано область застосування, історію змін в конструкції, улаштування, технічну характеристику та недоліки в роботі модернізованого агрегату, пропозиції з модернізації, опис конструкції та переваги по відношенню до прототипу модернізованого агрегату – живильника дискового.

У розрахунковій частині виконано силовий і кінематичний аналіз модернізованого агрегату, розроблено конструкцію редуктора циліндричного косозубого триступеневого, виконано міцнісні розрахунки деталей та складальних одиниць, перевірено достатність потужності електродвигуна для нової конструкції привода.

**ДОЗУВАННЯ, ЖИВИЛЬНИК, ЗГРУДКУВАННЯ, ШИХТА, РЕДУКТОР,
ВІДНОШЕННЯ ПЕРЕДАТНЕ, ПРИВІД, ПОТУЖНІСТЬ**

					КНУ.РБ.136.26.113с-11.Р			
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата				
Розроб.	Кондратенко				РЕФЕРАТ	Літ.	Аркуш	Аркушів
Перевір.	Ярош					р	б	1
Н.контр.	Ярош				каф. МЧМЛВ гр. МТ-22-1			
Затв.	Бабошко							

№ строки	Формат	Обозначение	Наименование	Кол. листов	№ экз.	Примечание		
1								
2	A4	КНУ.РБ.136.26.113с-11.ПЗ	Пояснювальна записка	74				
3								
4			<u>Графічна частина</u>					
5								
6	A4	КНУ.РБ.136.26.113с-11.01.К	Класифікація дозувального обладнання	1				
7	A4	КНУ.РБ.136.26.113с-11.02.САР	Замкнена система автоматичного					
8			регулювання подічі шихтових матеріалів	1				
9	A4	КНУ.РБ.136.26.113с-11.03.ПЗТС	Причини зниження терміну					
10			служби об'ємних живильників	1				
11	A4	КНУ.РБ.136.26.113с-11.04.ЗЕ	Заходи збільшення ефективності					
12			об'ємних живильників	1				
13	A4	КНУ.РБ.136.26.113с-11.05.ЖД.СК	Живильник дисковий до					
14			модернізації	1				
15	A4	КНУ.РБ.136.26.113с-11.06.ЖДМ.СК	Живильник дисковий					
16			модернізований	1				
17	A4	КНУ.РБ.136.26.113с-11.07.РЦТ.СК	Редуктор циліндричний					
18			треступеневий	1				
19								
20								
21								
22								
23								
24								
КНУ.РБ.136.26.113с-11. В0								
Відомість об'єму матеріалів								
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Лит.	Лист	Листов	
Разраб.	Кондратенко				р	δ	1	1
Пров.	Ярош				каф. МЧМЛВ гр. МТ-22-1			
Н.контр.	Ярош				Формат А4			
Утв.	Бабошко							

ЗМІСТ

ВСТУП	8
1 ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА	10
1.1 Роль та класифікація дозувального обладнання	10
1.1.1 Об'ємні дозатори	10
1.1.2 Вагові дозатори.....	15
1.1.3 Комбіноване дозування та автоматизація.....	16
1.2 Аналіз факторів, що знижують ефективність та термін служби об'ємних живильників.....	18
1.2.1 Абразивне зношування та корозійні процеси	18
1.2.2 Динамічні навантаження та нерівномірність навантаження на привід	19
1.2.3 Фізико-механічна нестабільність сировини	19
1.2.4 Недосконалість систем керування.....	19
1.3 Розробка заходів для збільшення терміну експлуатації та ефективності живильників об'ємного методу дозування.....	20
2 СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА	22
2.1 Область застосування живильників дискових.....	22
2.2 Зміни в конструкції дискових живильників	23
2.3 Улаштування і принцип роботи живильника дискового ДТ-200	28
2.4 Технічна характеристика живильників дискових	29
2.5 Недоліки в роботі живильника дискового ДТ-200 та пропозиції з їх усунення.....	30
3 РОЗРАХУНКИ НАВАНТАЖЕНЬ	33
3.1 Силовий і кінематичний аналіз механізму	33
3.2 Розрахунок циліндричного косозубого триступінчастого редуктора	37

КНУ.РБ.136.26.113с-11.3				
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата
Розроб.	Кондратенко			
Перевір.	Ярош			
Н.контр.	Ярош			
Затв.	Бабошко			
ЗМІСТ			Літ. р б	Аркуш 1
			Аркушів 2	каф. МЧМЛВ ер. МТ-22-1

3.2.1 Розрахунок першого ступеню редуктора (швидкохідного) $u_{ш} = 5$	37
3.2.2 Попередній розрахунок валів швидкохідного ступеня	43
3.2.3 Конструктивні розміри шестерні та колеса швидкохідного ступеня	44
3.2.4 Вибір та перевірка підшипників кочення	45
3.2.5 Перевірка міцності шпонкових з'єднань	53
3.2.6 Уточнений розрахунок валів	54
3.3 Розрахунок і вибір стандартних елементів кінематичної схеми	65
3.3.1 Вибір швидкохідної муфти	65
3.3.2 Вибір тихохідної муфти	65
3.4 Перевірка потужності електродвигуна привода живильника	66
ВИСНОВКИ	71
ЛІТЕРАТУРА	73
ДОДАТКИ	75

					КНУ.РБ.136.26.113с-11.3	Арк.
						2
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВСТУП

Чорна металургія є фундаментом економіки, адже її продукція незамінна у будівництві, промисловості, агросекторі та обороні. Популярність її продукції зумовлена трьома факторами:

- *міцність*: високі механічні характеристики матеріалу;
- *доступність*: величезні запаси залізняку в земній корі;
- *вигода*: економічно ефективні технології переробки сировини на чавун і сталь.

Сучасне виробництво базується на виплавці чавуну в доменних печах із його наступною переробкою на сталь або литво. Тому модернізація доменних технологій залишається пріоритетним завданням для індустрії.

Процеси підготовки сировини до плавки в доменних печах безперервно удосконалюються, з'являються нові способи і методики, з кожним роком росте абсолютна кількість огрудкованої руди і концентрату. Підготована до плавки огрудкована високоякісна шихта дозволяє персоналу доменних цехів значно поліпшити хід печей, знизити винесення пилю, зменшити питому витрату коксу і збільшити виплавку чавуну [1].

Виробництво згрудкованих матеріалів (агломерату, котунів, брикетів) є одним із найважливіших етапів підготовки сировини в металургійній та гірничозбагачувальній промисловості. Якість кінцевого продукту, його фізико-механічні властивості та металургійна цінність безпосередньо залежать від точності складання багатокomпонентної шихти.

До складу шихти входять залізорудний концентрат або руда, флюси (вапняк, доломіт), тверде паливо (коксик, антрацит) та зв'язуючі добавки (наприклад, бентоніт). Відхилення у пропорціях цих компонентів навіть на десяті частки відсотка може призвести до порушення теплового режиму спікання, зниження міцності матеріалу, утворення браку та перевитрат енергоресурсів. Саме тому

					КНУ.РБ.136.26.113с-11.Вс			
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата				
Розроб.	Кондратенко				ВСТУП	Літ.	Аркуш	Аркушів
Перевір.	Ярош					р	б	1
Н.контр.	Ярош				каф. МЧМЛВ гр. МТ-22-1			
Затв.	Бабошко							

дослідження ефективності роботи дозувального обладнання є критично важливим завданням для оптимізації сучасного виробництва [2].

Актуальність теми дослідження обумовлена необхідністю переходу від грубого об'ємного дозування до інтелектуальних систем керування. Незважаючи на надійність традиційних живильників, їх робота в сучасних умовах потребує модернізації приводних вузлів та інтеграції в цифрові контури керування. Дослідження ефективності роботи дозувального обладнання та розробка заходів щодо збільшення терміну його експлуатації через вдосконалення кінематичних схем привода є критично важливим завданням для галузі.

					КНУ.РБ.136.26.113с-11.Вс	Арк.
						2
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

1 ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА

1.1 Роль та класифікація дозувального обладнання

Процес дозування в металургії – це безперервне або порційне подавання матеріалів із заданою точністю за масою або об'ємом. У виробництві згрудкованих матеріалів перевага надається безперервному дозуванню.

1.1.1 Об'ємні дозатори

Об'ємні дозатори визначають кількість матеріалу за займаним ним простором. Їхня продуктивність регулюється зміною об'єму матеріалу, що видається за одиницю часу. Вони прості в експлуатації, але мають суттєвий недолік: не враховують зміну насипної маси та вологості матеріалу, що призводить до похибки дозування на рівні 3–5 %.

Барабанні живильники (рисунок 1.1). Застосовуються для сипких, шматкових або в'язких матеріалів (пісок, вугілля, щебінь, руда) з бункерів у транспортуючі чи переробні механізми. Такий живильник являє собою циліндроконічну камеру, відкриту з обох сторін і обладнану внутрішньою перегородкою для подачі подрібнюваного матеріалу у млин. Регулювання подачі відбувається шляхом зміни швидкості обертання барабана або за допомогою секторного затвора [3].

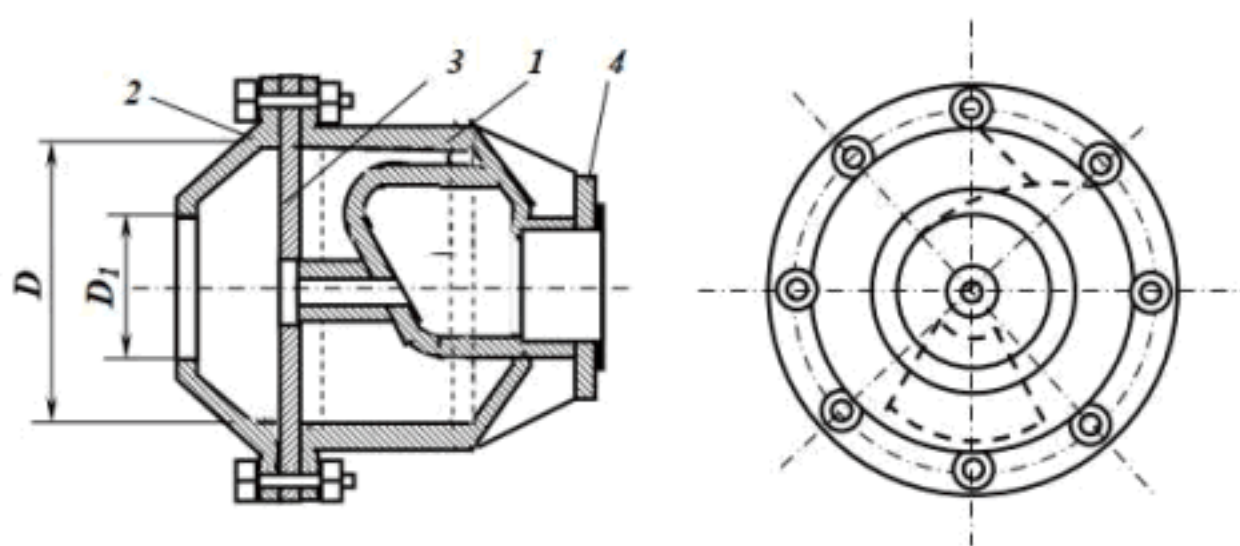


Рисунок 1.1 – Барабанний живильник: 1 – корпус; 2 – кришка; 3 – діафрагма; 4 – фланець [3]

					КНУ.РБ.136.26.113с-11.01.3Ч		
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата			
Розроб.	Кондратенко				Літ.	Аркуш	Аркушів
Перевір.	Ярош				р	б	1 12
Н.контр.	Ярош				каф. МЧМЛВ ер. МТ-22-1		
Затв.	Бабошко						
ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА							

Гвинтові (шнекові) дозатори (рисунок 1.2). Використовуються для дрібнодисперсних матеріалів (пилоподібного палива, добавок). Такий живильник являє собою ринву циліндричної форми, в якій співвісно укладено шнек, і привод. Насипний вантаж подається в ринву через завантажувальний отвір і просувається обертливим шнеком до вихідного вікна. Гвинтові дозатори забезпечують високу герметичність, але схильні до швидкого абразивного зносу шнека [4].

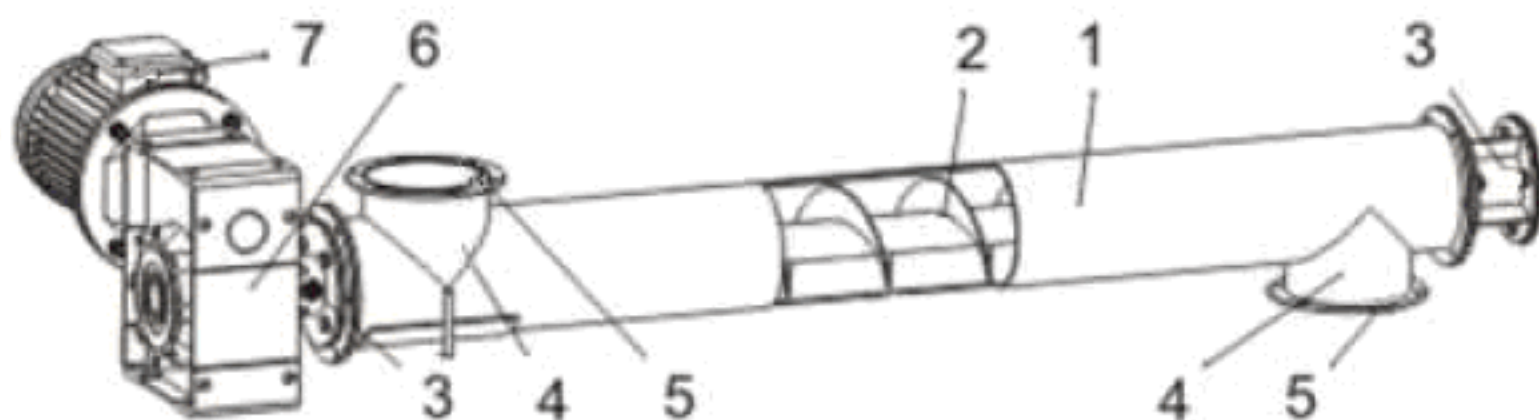


Рисунок 1.2 – Гвинтовий живильник: 1 – ринва; 2 – гвинт (шнек); 3 – підшипникові опори; 4, 4а – завантажувальний і розвантажувальний патрубки; 5 – монтажні фланці; 6 – редуктор; 7 – електродвигун [4]

Тарілчасті (дискові) живильники (рисунок 1.3). Це основний вид обладнання в агломераційних цехах, що забезпечує дозування матеріалів різної гранулометрії з широким діапазоном продуктивності. Матеріал висипається з бункера на диск, що обертається, і зіштовхується нерухомим ножем на наступну ланку в технологічному ланцюжку [5].

- *Переваги:* можливість роботи з дуже вологою шихтою (до 12–14 %), висока механічна міцність, здатність витримувати величезний тиск стовпа матеріалу в бункері.
- *Недоліки:* точність дозування залежить від стабільності вологості та гранулометрії. Якщо концентрат став більш вологим, його насипна щільність зміниться, і при тій же швидкості диска маса матеріалу в одиницю часу стане меншою.

					КНУ.РБ.136.26.113с-11.01.3Ч	Арк.
						2
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

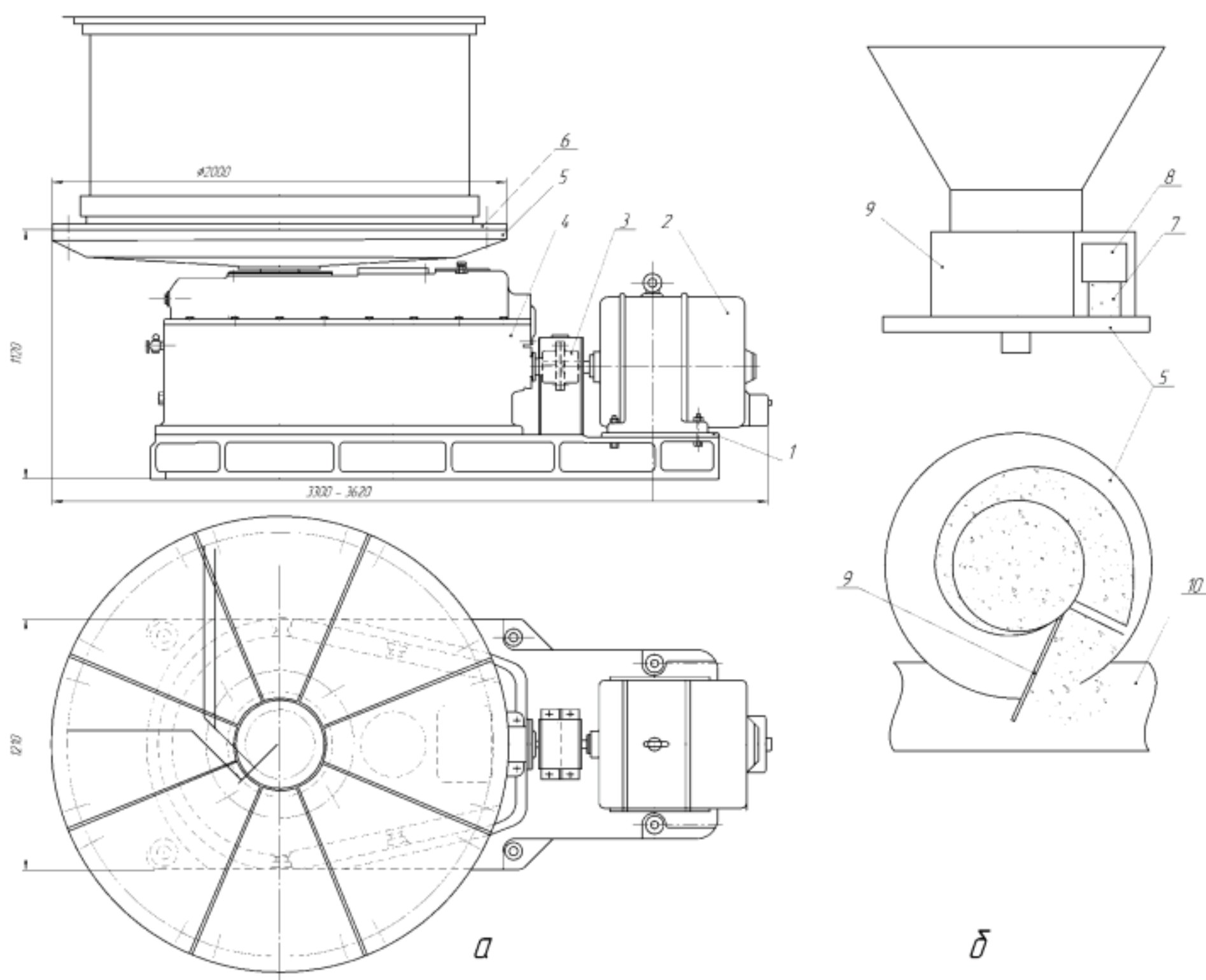


Рисунок 1.3 – Дісковий живильник: *а* – загальний вигляд, *б* – схема дії живильника; 1 – рама; 2 – електродвигун; 3 – муфта; 4 – редуктор; 5 – диск (тарель); 6 – футеровка; 7 – бічне вивантажувальне вікно; 8 – заслінка; 9 – шкребок (ніж); 10 – стрічка конвеєра [5]

Стрічкові живильники (конвеєри) (рисунок 1.4) мають замкнене стрічкове полотно 8, натягнуте на двох барабанах, один з яких 3 отримує обертання від привода 1 і механізму руху стрічки 2, а інший 7 поздовжнім рухом створює натягнення стрічки. Верхня і нижня гілки стрічки спираються на роликоопори 4, розташовані по всій довжині конвеєра на рамі. Транспортований матеріал завантажується на стрічку з бункера 6 через приймальний отвір, закритий шибером 5 з механізмом підйому. Продуктивність стрічкових живильників регулюється завдяки зміні швидкості обертання привідного барабану 3 або висоти підйому шибера 5 [5].

					КНУ.РБ.136.26.113с-11..01.3Ч	Арк.
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		3

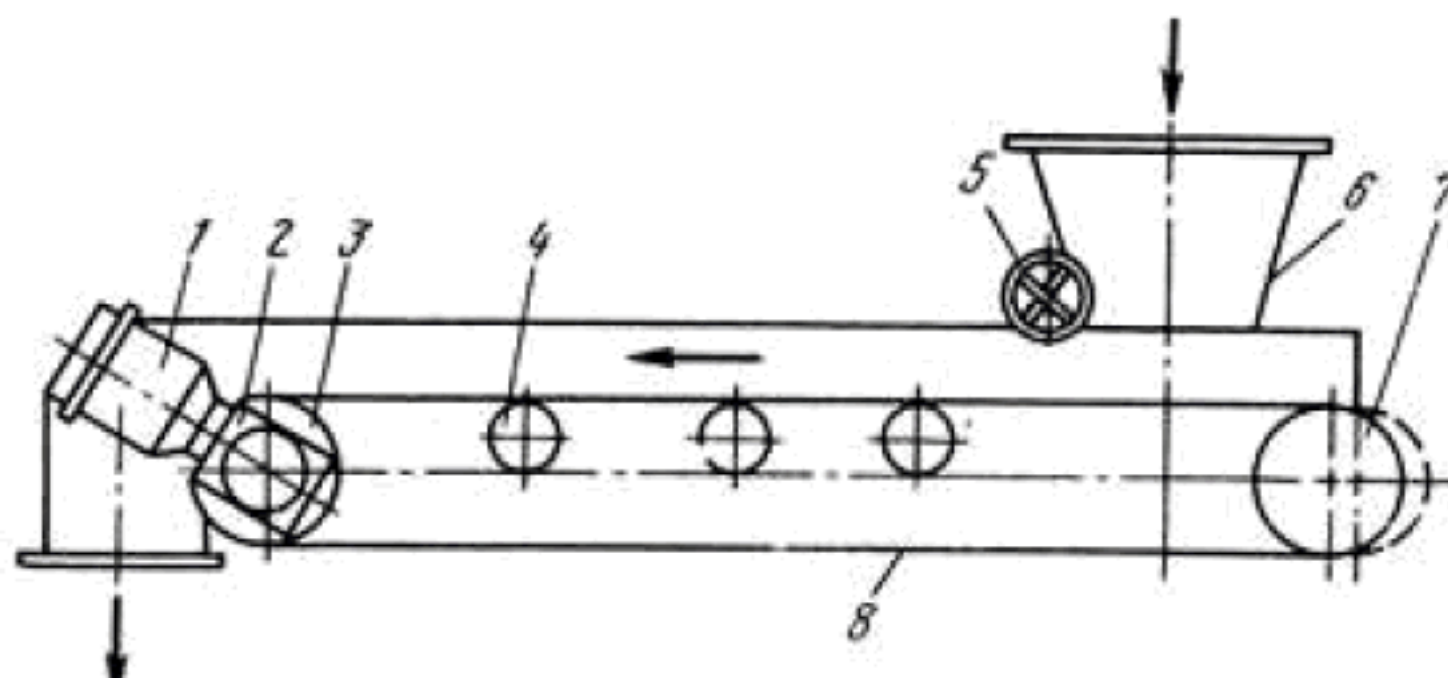


Рисунок 1.4 – Живильник стрічковий типу ПЛ: 1 – електродвигун; 2 – механізм руху стрічки; 3 – привідний барабан; 4 – роликоопори; 5 – шибер з механізмом підйому; 6 – бункер; 7 – натяжний барабан; 8 – стрічка [5]

Насипна вага матеріалу, що транспортується стрічковими живильниками, не більше $2,5 \text{ т/м}^3$, розмір шматків матеріалу – до 50 мм.

- *Переваги:* висока продуктивність; енергоефективність; здатність однаково ефективно працювати на великих і малих відстанях, під кутами до 60° ; конструкція є відносно простою в експлуатації та обслуговуванні, працює стабільно при постійних навантаженнях.
- *Недоліки:* потребують точного регулювання натягу та центрування стрічки для уникнення її сходу чи передчасного зносу; можливий просип дрібнодисперсних матеріалів; забруднення через це механізмів; необхідність обслуговування великої кількості тертьових поверхонь, бо інакше виникає висока вірогідність і пожежонебезпека загоряння стрічки; різні типи стрічки зазвичай розраховані для різних типів транспортованих матеріалів.

Пластинчасті живильники (рисунок 1.5). Використовуються для великошматкових абразивних матеріалів і особливо важких умов роботи. Рухоме полотно такого живильника складається з пластин, з'єднаних між собою шарнірно, і закріплених на тягових ланцюгах, що натягнуто на зірочки ведучого і ведомого валів. Пластини перекривають одна одну в стиках, запобігаючи просипу між ними транспортованого матеріалу. Регулювання подачі відбувається шляхом зміни швидкості обертання ведучого вала [5].

					КНУ.РБ.136.26.113с-11.01.3Ч	Арк.
						4
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Пластинчасті живильники I типу слугують рухомим днищем бункеру і тому витримують навантаження повного стовпа матеріалу, що завантажено у бункер. Пластинчасті живильники II типу слугують для транспортування змерзлих шматків матеріалів у відділення дроблення з корпусів вагоноперекидачів.

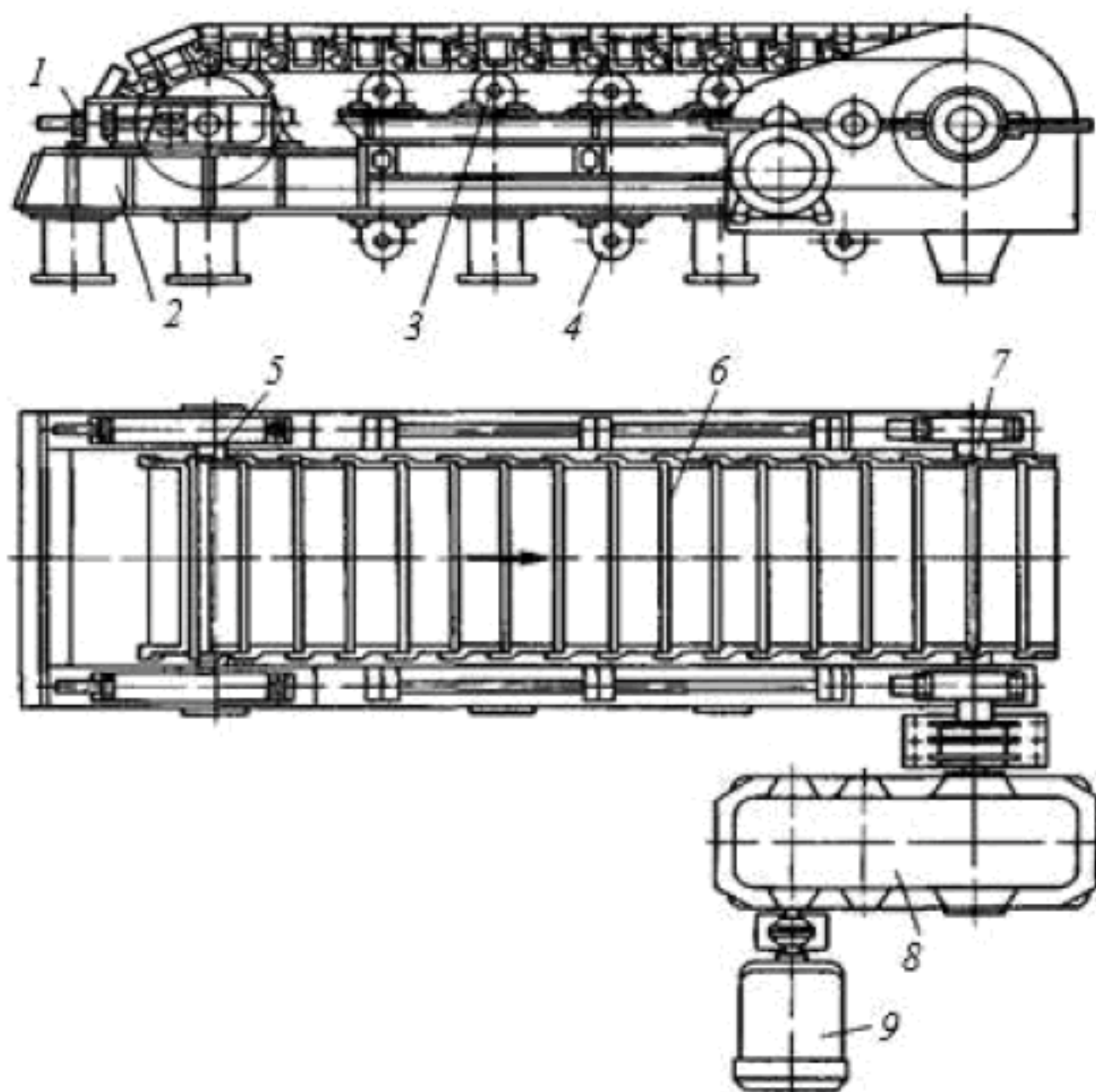


Рисунок 1.5 – Пластинчастий живильник: 1 – натяжний пристрій; 2 – рама; 3, 4 – верхні і нижні опорні ролики; 5 – ведомий вал із зірочками; 6 – пластинчасте полотно; 7 – ведучий вал із зірочками; 8 – редуктор; 9 – електродвигун [5]

Хитні і лоткові живильники в якості робочого органу використовують лоток, який від привода через кривошипно-шатунну передачу набуває відповідно хитного або зворотно-поступального руху в коробі. При русі в один бік лоток зсуває порцію транспортованого матеріалу у напрямку розвантаження, в цей час наступна порція насаплюється в короб. При русі в інший бік лоток прослизає порожнім над матеріалом в коробі і цикл повторюється знову. Цей тип живильників призначений для видачі із воронки і бункерів неабразивних сипких матеріалів з розмірами шматків до 200 мм і насипною щільністю $2,2 \text{ т/м}^3$ [5].

					КНУ.РБ.136.26.113с-11.01.3Ч	Арк.
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		5

Електро-вібраційні живильники (рисунок 1.6) призначені для точної подачі сипких матеріалів насипною вагою до 2 т/м^3 і можуть працювати як затвори бункерів. Головні вузли: зварний лоток і електромагнітний привід, встановлений під кутом 20° . Апарат кріпиться до конструкцій будівлі за допомогою спеціальних підвісок з амортизаторами та регульованих за довжиною тяг [5].

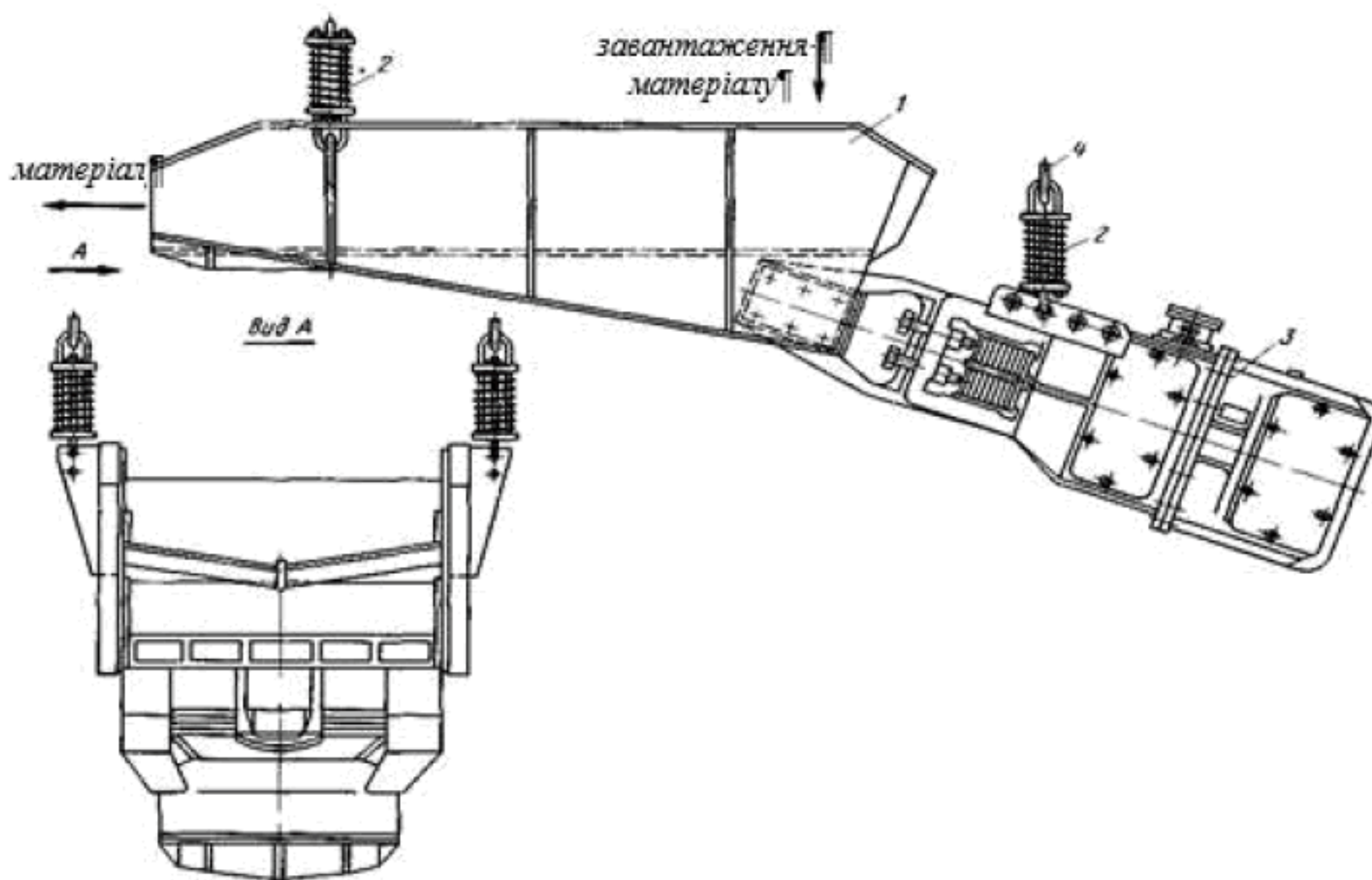


Рисунок 1.6 – Електро-вібраційний живильник: 1 – лоток; 2 – пружинні амортизатори; 3 – вібропривід; 4 – регульовані тяги [5]

1.1.2 Вагові дозатори

Вагові дозатори (стрічкові вагові живильники типів ЛДА, ДН, ВЛ) (рисунок 1.7) – сучасне обладнання, що забезпечує безперервне зважування матеріалу на стрічці та автоматичне коригування швидкості її руху. Вони гарантують високу точність (похибка становить $\pm 0,5-1 \%$), оскільки реагують на фактичну масу компонента. Працюють за принципом безперервного зважування шару матеріалу на рухомій стрічці [5].

					КНУ.РБ.136.26.113с-11.3Ч	Арк.
						6
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

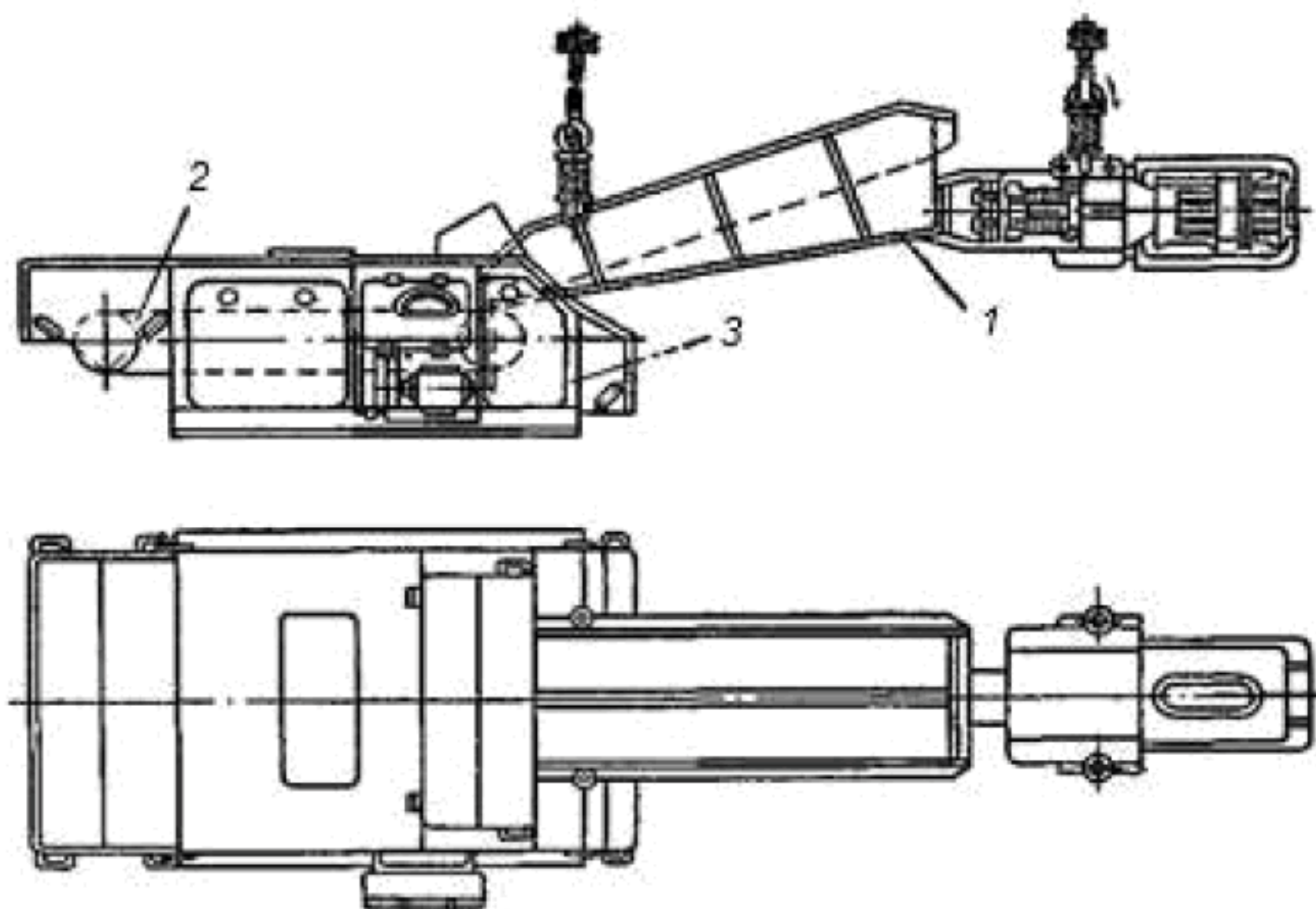


Рисунок 1.7 – Автоматичний ваговий дозатор типу ЛДА:
 1 – електровібраційний живильник; 2 – ваговий дозатор; 3 – опорна металоко́нструкція [5]

- *Переваги:* пряме вимірювання маси, що виключає похибку від зміни щільності сировини.
- *Недоліки:* складність експлуатації. В умовах аглофабрик (висока температура, пил, вібрація) тензодатчики часто видають похибку або виходять з ладу. Стрічка піддається налипанню шихти, що спотворює результати тарування ваг.

1.1.3 Комбіноване дозування та автоматизація

На сучасних фабриках згрудкування металургійної сировини рудні концентрати і руди видаються на збірний шихтовий конвеєр, як правило, об'ємними дозаторами тарілчастого типу. А дозування різних добавок в шихту (флюсових, паливних, зв'язуючих тощо), які суттєво впливають на якість готової продукції і продуктивність процесу згрудкування, відбувається з використанням автоматизованих вагових дозаторів. Тому питання ефективності розглядається переважно в контексті саме цього обладнання [2].

					КНУ.РБ.136.26.113с-11.01.3Ч	Арк.
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		7

Сучасний підхід до дозування полягає у поєднанні переваг обох типів обладнання. Найбільш ефективною схемою є встановлення вагового стрічкового конвеєра після кожного дискового живильника (рисунок 1.8). У такій системі дисковий живильник 1 виконує роль потужного тягового механізму, який приймає шихту з бункера, передає її на віброживильник 2, а короткий стрічковий конвеєр з вагами 3, встановлений безпосередньо під ним, виконує роль вимірювального пристрою.

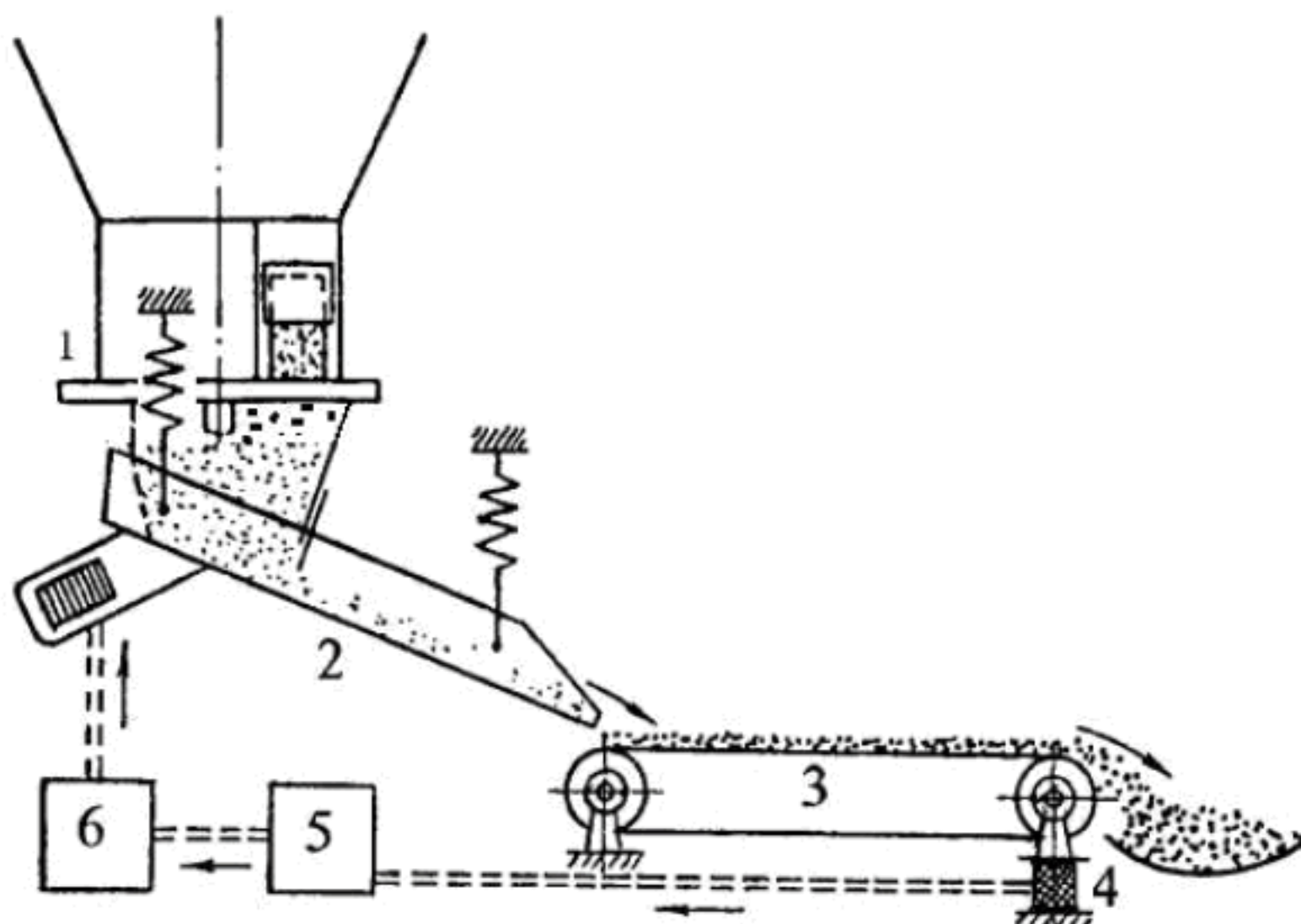


Рисунок 1.8 – Замкнена система автоматичного регулювання подачі шихтових матеріалів: 1 – дисковий живильник; 2 – віброживильник; 3 – стрічкові ваги; 4 – датчик ваги; 5 – блок порівняння; 6 – виконавчий механізм

Для підвищення якості (однорідності) шихти ці два вузли об'єднують у замкнену систему автоматичного регулювання (АСР) на основі адаптивних пропорційно-інтегрально-диференціальних регуляторів. Ваговимірювач 4 безперервно передає дані про фактичну масу на контролер 5. Якщо вага відхиляється від заданої рецептури, АСУ миттєво змінює число обертів дискового живильника через частотний перетворювач привода (виконавчий механізм) 6. Це дозволяє досягти стабільності складу шихти на рівні 99,5 %, що є ключовим для стабільної роботи доменної печі.

					КНУ.РБ.136.26.113с-11.01.3Ч	Арк.
						8
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Для оцінки технологічної характеристики роботи дозувальних пристроїв використовують коефіцієнт стабільності дозування:

$$K_{CT} = \frac{a_{cp} - \Delta a_{cp}}{a_{cp} + \Delta a_{cp}}, \quad (1.1)$$

де a_{cp} – витрата дозованого матеріалу, кг/с;

Δa_{cp} – середнє абсолютне відхилення витрати дозованого матеріалу, кг/с.

Він залежить від точності і стабільності дозування, яка, своєю чергою, визначається характером сходу матеріалів з бункера і роботою живильників [6].

1.2 Аналіз факторів, що знижують ефективність та термін служби об'ємних живильників

Експлуатація дозувального обладнання на агломераційних фабриках та фабриках огрудкування відбувається в екстремальних умовах. На відміну від легких галузей промисловості, металургійне виробництво висуває підвищені вимоги до стійкості механізмів. Аналіз роботи тарілчастих живильників дозволяє виділити кілька груп факторів, що негативно впливають на їх ефективність.

1.2.1 Абразивне зношування та корозійні процеси

Залізорудний концентрат, який є основою шихти, має високі абразивні властивості. Під час обертання диска виникає постійне тертя між шаром матеріалу, що знаходиться під тиском усього об'єму бункера, та поверхнею самого диска і обмежувальних бортів.

- **Абразивний знос:** частки руди та флюсів діють як мікрорізці, поступово знімаючи шар металу з робочих поверхонь. Це призводить до зміни геометрії робочої зони, збільшення зазорів між ножем (скидачем) та диском, що в результаті спотворює точність об'ємного дозування.
- **Корозія:** шихта часто має вологість у межах 8–12 %. У поєднанні з агресивними хімічними компонентами (наприклад, вапном або сірчистими сполуками руди) волога провокує інтенсивну корозію металоконструкцій живильника. Кородована поверхня стає шорсткою, що сприяє ще сильнішому налипанню матеріалу та збільшенню опору обертанню.

					КНУ.РБ.136.26.113с-11.01.3Ч	Арк.
						9
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

1.2.2 Динамічне навантаження та нерівномірність навантаження на привід

Робота живильників характеризується високою нерівномірністю крутного моменту.

- **Пуск під завалом:** одним із найбільш критичних режимів є запуск живильника після зупинки з повним бункером. Величезна маса матеріалу створює колосальний опір. При використанні застарілих приводів без систем плавного пуску, електродвигун у момент старту розвиває піковий струм, а редуктор отримує потужний динамічний удар. Це призводить до втомних тріщин у валах та передчасного виходу з ладу зубчастих коліс.
- **Нерівномірність подачі:** при обваленні «завислого» матеріалу в бункері виникають короточасні ударні навантаження на диск, які передаються безпосередньо на вихідний вал редуктора. Без демпфуючих елементів (муфт) ці удари руйнують підшипникові вузли.

1.2.3 Фізико-механічна нестабільність сировини

Ефективність об'ємного дозування прямо залежить від константи насипної щільності. Однак у реальних умовах є фактори, що впливають на неї:

- **Зміна вологості:** при підвищенні вологості матеріал стає більш в'язким і схильним до грудкування. Це змінює кут природного ухилу та швидкість витікання матеріалу на диск.
- **Гранулометрія:** наявність великих включень або зміна фракційного складу руди призводить до того, що за один оберт диска виноситься різна маса матеріалу.

1.2.4 Недосконалість систем керування

Більшість діючих дозувальних установок досі оснащені застарілими системами керування, що мають такі недоліки:

- **інерційність:** застарілі релейно-контактні схеми або механічні варіатори не дозволяють оперативно змінювати швидкість обертання диска. Час реакції

					КНУ.РБ.136.26.113с-11.01.3Ч	Арк.
						10
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

системи на зміну завдання може складати кілька хвилин, за які на конвеєр потрапляє значна кількість шихти невідповідного складу;

- **відсутність плавного регулювання:** робота «ступенями» не дозволяє точно підтримувати задану витрату. Система постійно перебуває в режимі «недодозування» або «передозування», що розбалансовує процес огрудкування;
- **похибки передачі сигналу:** у старих контурах АСУ ТП використання аналогових сигналів без належного екранування в умовах потужних електромагнітних полів цеху призводить до викривлення даних, що надходять від ваговимірювачів до виконавчих механізмів.

Всі ці фактори у сукупності призводять до того, що обладнання працює на межі своїх можливостей, часто виходить з ладу, а якість шихти не відповідає сучасним вимогам металургійного переділу.

1.3 Розробка заходів для збільшення терміну експлуатації та ефективності живильників об'ємного методу дозування

Досягнення високих значень ключових показників ефективності дозувального обладнання, якими є точність, надійність, швидкодія, діапазон регулювання, в умовах діючих фабрик згрудкування ускладнюється низкою технологічних та механічних перешкод. Модернізація дозувального обладнання є комплексним завданням, що поєднує зміну механічної частини та вдосконалення алгоритмів керування. Головна мета – забезпечити безперебійну роботу живильників при одночасному підвищенні точності дозування.

Для забезпечення максимальної ефективності дозування при виробництві згрудкованих матеріалів сьогодні застосовується комплексний підхід до модернізації обладнання [2].

- **Впровадження сучасних тензометричних систем:** використання високоточних цифрових тензодатчиків, стійких до температурних коливань та механічних перевантажень.

					КНУ.РБ.136.26.113с-11.01.3Ч	Арк.
						11
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- **Застосування частотних перетворювачів:** забезпечують плавне і надточне регулювання швидкості приводу стрічки дозатора відповідно до сигналів від системи зважування.
- **Модернізація конструкції бункерів:** використання полімерних футеровок (наприклад, з надвисокомолекулярного поліетилену), а також встановлення вібраторів та аераторів для запобігання зависанню матеріалів.
- **Автоматизація (АСУ ТП):** перехід на інтелектуальні алгоритми управління (наприклад, адаптивні пропорційно-інтегрально-диференціальні регулятори або системи на базі нейронних мереж). Вони дозволяють аналізувати роботу всієї лінії дозування в режимі реального часу, враховувати запізнення транспортування компонентів до змішувача та автоматично коригувати рецептуру шихти на основі даних про хімічний склад сировини.
- **Підвищення надійності та ремонтпридатності** дозувального обладнання, збільшення міжремонтного періоду та запобігання аварійних ремонтів. Аварійні зупинки однієї машини у технологічному ланцюжку можуть призвести до зупинки цілої технологічної лінії, що викличе недовипуск продукції, економічні збитки.

Впровадження автоматизованої системи АСАК для контролю дозування аглошихти на ММК ім. Ілліча забезпечило стабільніші показники складу виробів [7]. Коливання складу знизилися в 1,4 раза (за середньоквадратичним відхиленням), що стимулювало зростання продуктивності фабрики на 1,2%.

					КНУ.РБ.136.26.113с-11.01.3Ч	Арк.
						12
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

2 СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА

2.1 Область застосування живильників дискових

Для рівномірної видачі сипких матеріалів з бункерів на конвеєри або подачі безпосередньо в технологічні машини (наприклад у дробарку, грохоти) застосовують дискові живильники.

Зокрема на рисунку 2.1 [8] зображено принципову схему агломераційного технологічного процесу. Під кожним з бункерів встановлено живильники, а всі стрілки означають рух матеріалів стрічковими конвеєрами чи іншими видами транспорту.

На рисунку 2.2 [8] представлено схему виробництва котунів на конвеєрній випалювальній машині, на якій також під бункерами вапняка, концентрату і бентоніту встановлено живильники тарілчастий і вагові, а проміжні технологічні продукти між агрегатами передаються стрічковими конвеєрами.

На рисунку 2.3 [8] представлено схему виробництва котунів в комбінованих установках ("грати" – трубчаста піч), де дозування матеріалів з бункерів також виконується живильниками, а між технологічними апаратами транспортування виконується конвеєрами.

Відповідно, від надійності і безвідмовності транспортного обладнання залежить спроможність підприємства в цілому виробляти якісну продукцію з максимальною продуктивністю і в заплановані терміни.

Дисковий (тарілчастий) живильник є дуже важливим механізмом, від якого багато в чому залежить якість шихтовки. Він встановлюється під бункерами і виконує одразу декілька функцій: дозує видачу того чи іншого компонента з того чи іншого бункера і змінює напрямок транспортного потоку з вертикального на горизонтальний.

					КНУ.РБ.136.26.113С-11.02.СЧ			
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата				
Розроб.	Кондратенко				СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА	Літ.	Аркуш	Аркушів
Перевір.	Ярош					р	б	1
Н.контр.	Ярош				каф. МЧМЛВ гр. МТ-22-1			
Затв.	Бабошко							

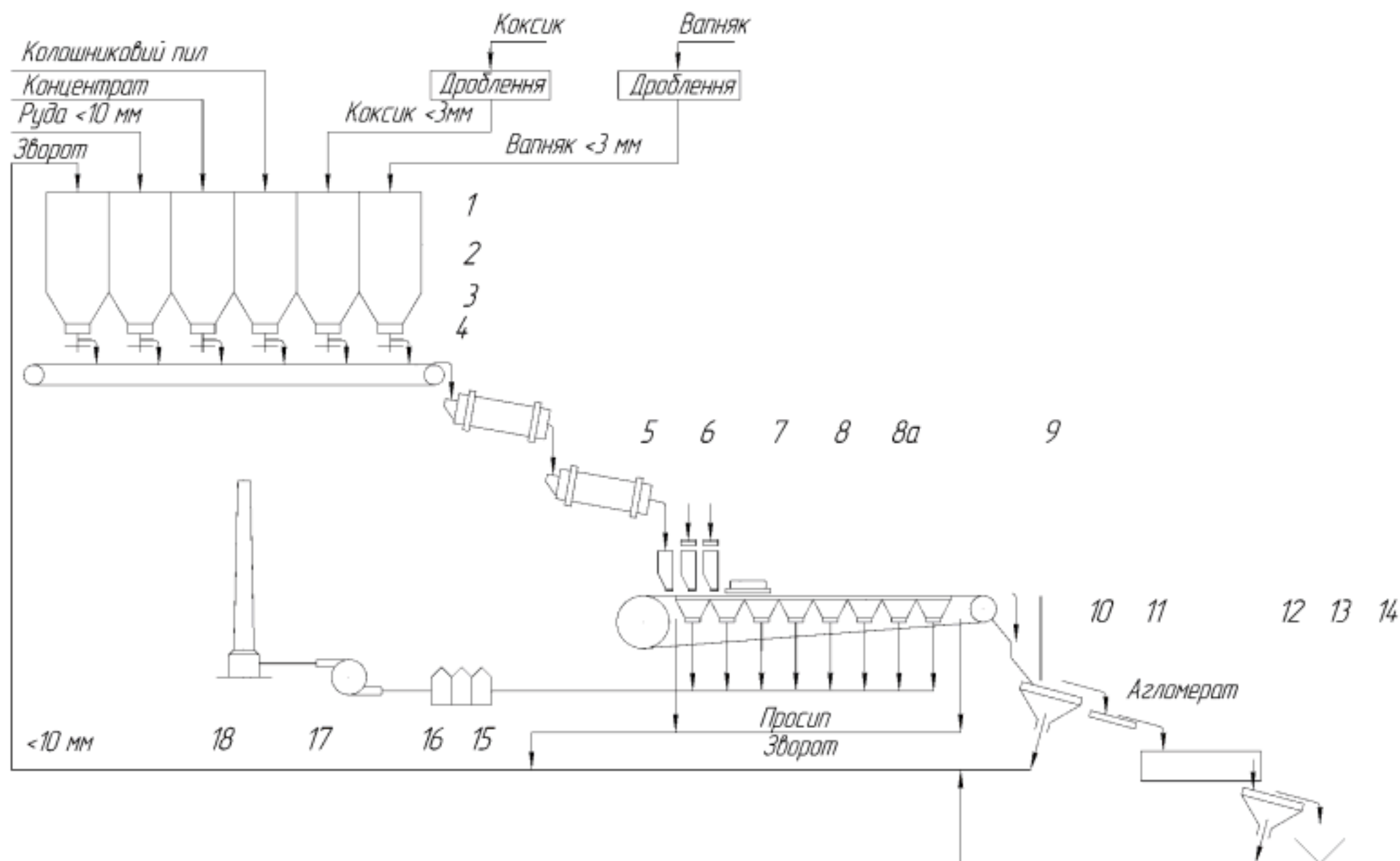


Рисунок 2.1 – Принципова схема агломераційного технологічного процесу: 1 – бункери; 2 – живильники; 3 – стрічковий конвеєр; 4 – барабанний змішувач; 5 – огрудкувач або вторинний змішувач; 6 – бункера-розподільники; 7 – запальний горн; 8 – стрічкова агломераційна машина; 8а – вакуум-камери; 9 – дробарка агломерату; 10 – грохот гарячого агломерату; 11 – живильник; 12 – охолоджувач агломерату; 13 – грохот для виділення дріб'язку; 14 – агловози (спеціальні металеві залізничні вагони); 15 – газовий колектор; 16 – газоочисний пристрій для продуктів згоряння; 17 – ексгаустер; 18 – димар [8]

2.2 Зміни в конструкціях дискових живильників

Свою назву – тарілчастий або дисковий – даний вид живильників отримав через форму робочого органу у вигляді обертового чавунного цільнолитого або зварного зі сталевих листів диска, який обертається навколо своєї осі, розташованої вертикально. Від швидкості цього обертання залежить продуктивність живильника і, відповідно, його дозувальна спроможність. Згори до тарелі кріпляться зносостійкі листи броні з марганцовистої сталі.

					КНУ.РБ.136.26.113С-11.02.СЧ	Арк.
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		2

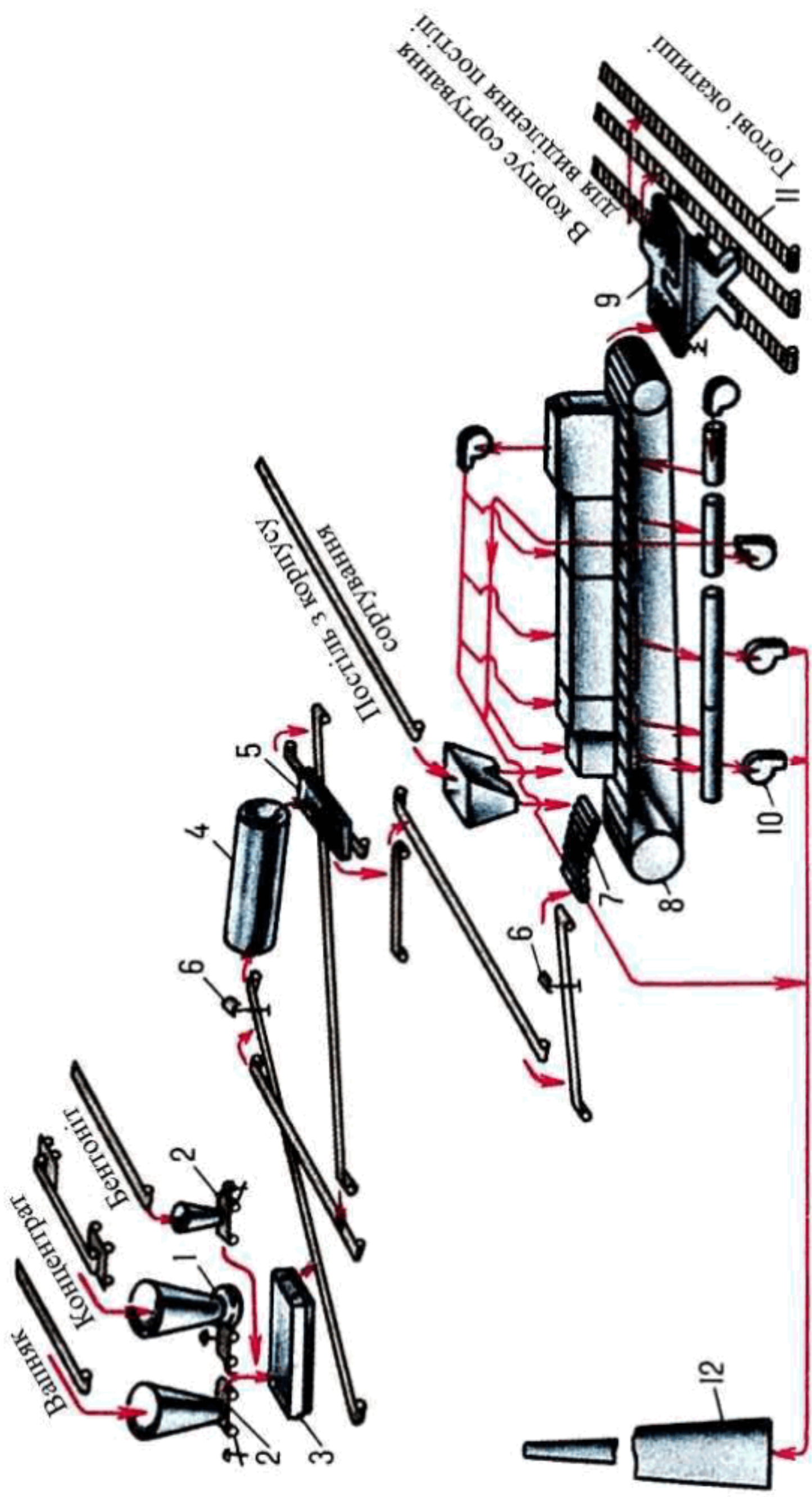


Рисунок 2.2 – Схема виробництва котунів на консервній обпалювальній машині: 1 – тарілчастий

живильник; 2 – вагові стрічкові дозатори; 3 – змішувач; 4 – огрудкувач; 5 – грохот; 6 – консервні ваги; 7 – укладач; 8 – обпалювальна машина; 9 – грохот; 10 – вентилятор; 11 – пластинчастий конвеєр; 12 – димова труба.

Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

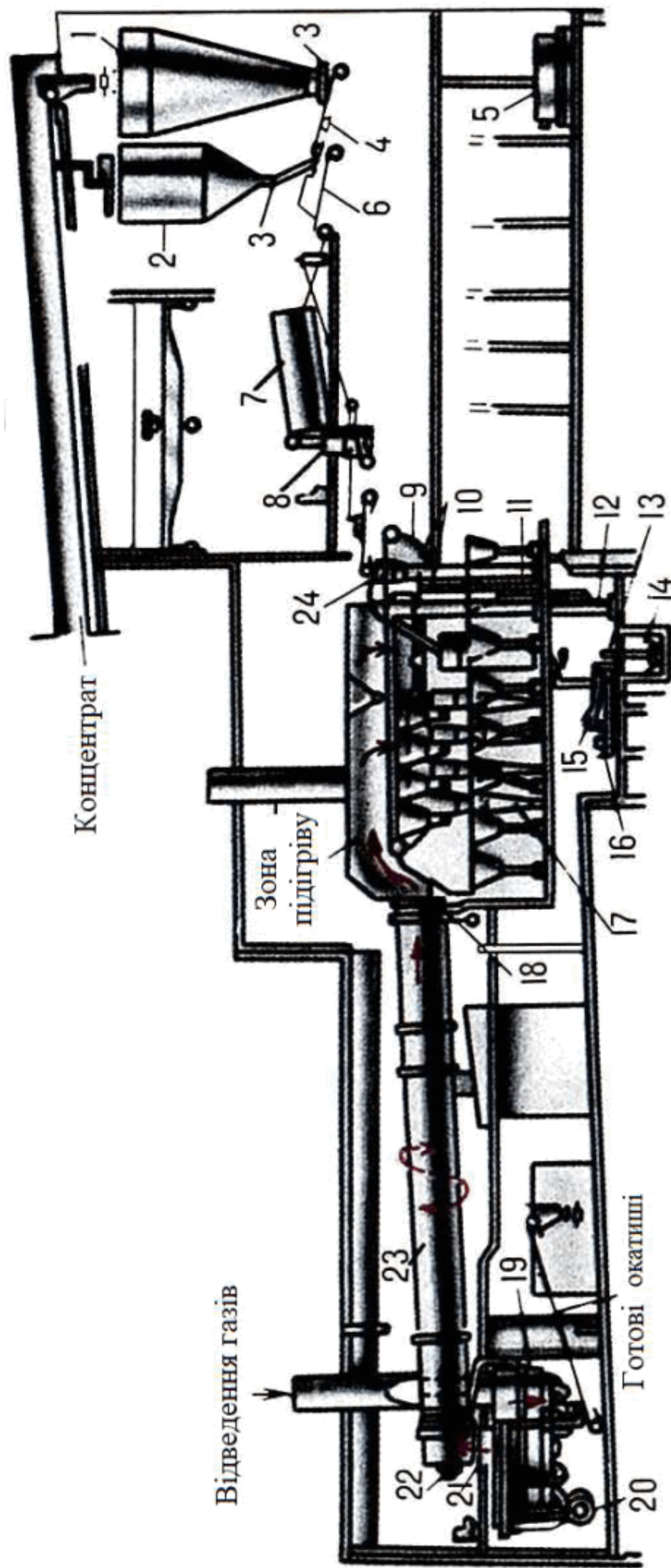


Рисунок 2.3 – Схема виробництва котунів в комбінованих установках ("грати" – трубчаста піч)

1 – бункер для концентрату; 2 – бункер для бентоніту і вапняку; 3 – живильники; 4 – ваги; 5 – бойлер; 6 – змішувач; 7 – барабаний огрудкувач; 8 – контрольний грохот; 9 – колосникові грати; 10 – конвеєр; 11 – жолоб; 12 – елеватор для дріб'язку і пилу; 13 – насос; 14 – зумпф; 15 – класифікатор; 16 – кульовий млин; 17 – циклони; 18 – вентилятор для охолодження; 19 – охолоджувач; 20 – вентилятор охолоджувача; 21 – камера горіння; 22 – палиник; 23 – обертова піч; 24 – грохот-живильник

Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КНУ.РБ.136.26.113С-11.02.СЧ

Арк.

4

Від потоку шихтових матеріалів, що завантажується з бункерів, броні мали швидке зношування. Їх заміна потребувала демонтажу живильника і плит диска, спорожнення бункера над ним. Тому на диск з боків по колу почали приварювати смугу, утворюючи невеликий бортик (рисунок 2.4). Така конструкція нагадувала вагони: шихтовий матеріал, що не міг висипатись через бортик, слугував постійною подушкою для наступних порцій. Завдяки такому вдосконаленню зношування диска і броней було зведено до мінімуму. А зношена бічна смуга замінювалась без демонтажу живильника і спорожнення бункера.

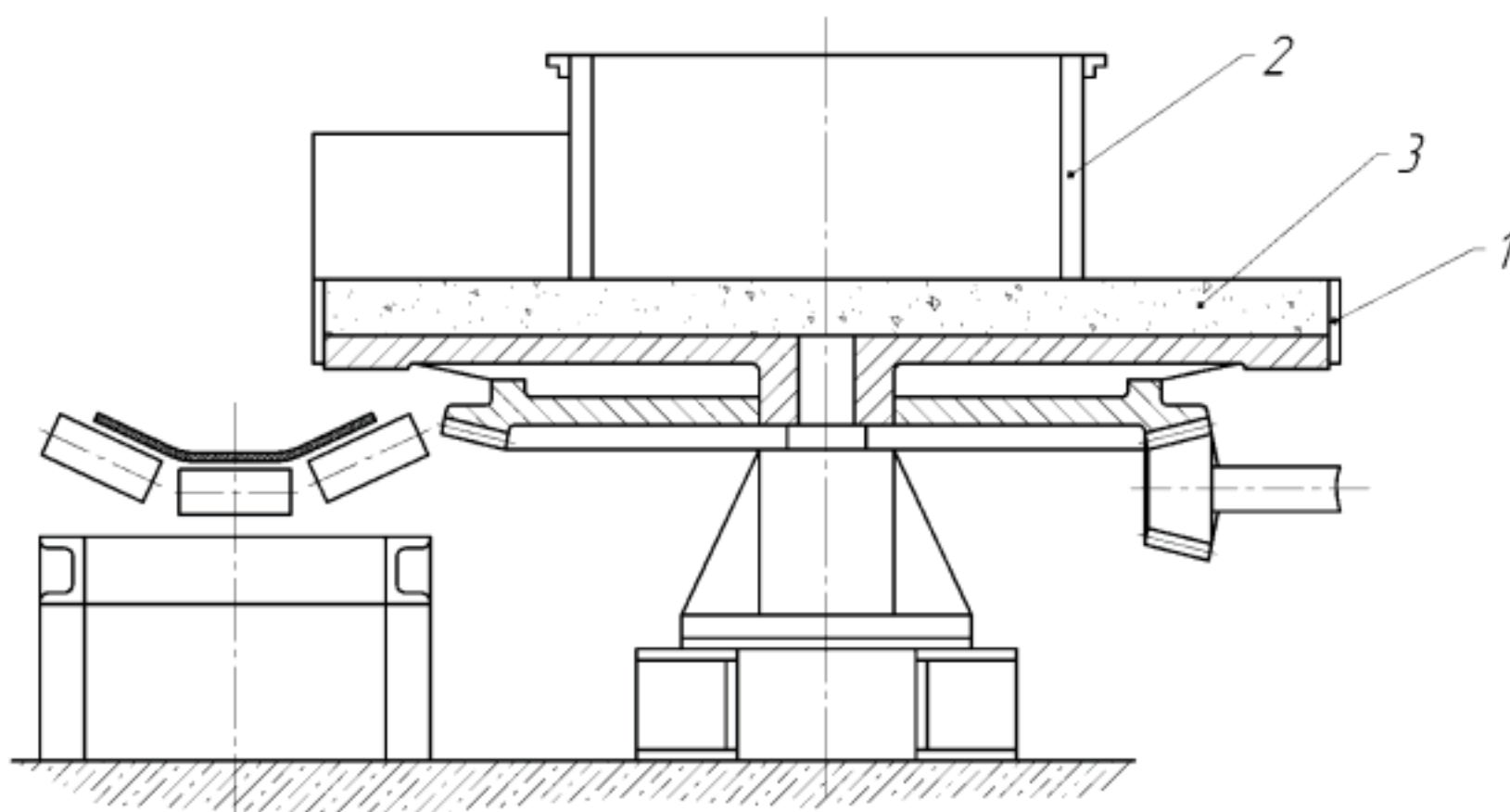


Рисунок 2.4 – Дісковий живильник з тарелю у формі ваганів: 1 – бічна смуга; 2 – розвантажувальна вирва; 3 – подушка з розвантажуваного матеріалу

В перших (рисунок 2.5), обертання робочому органу передавалось від двигуна 4 через запобіжну муфту зчеплення, циліндричний редуктор 5 конічній шестерні 7, що своєю чергою передавала обертальний рух конічному зубчастому колесу 3, яке болтами кріпилось знизу диска живильника 1. Тобто конічна пара зубчастих коліс розташовувалась безпосередньо під диском, на якій зсипався шихтовий матеріал з бункера, і нічим не була захищена від просипу, пилу, інших шкідливих факторів, що викликало швидке зношування поверхні, викришування та руйнування зубів. Відкрите зубчасте зчеплення потребувало постійного змащування, профілактичних оглядів і досить часто виходило з ладу. А його заміна, як і заміна зношеної броні, потребувала повної зупинки технологічного

					КНУ.РБ.136.26.113С-11.02.СЧ	Арк.
						5
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ланцюжка, в якому знаходився живильник, спорожнення бункера, з яким він працював і демонтажу живильника.

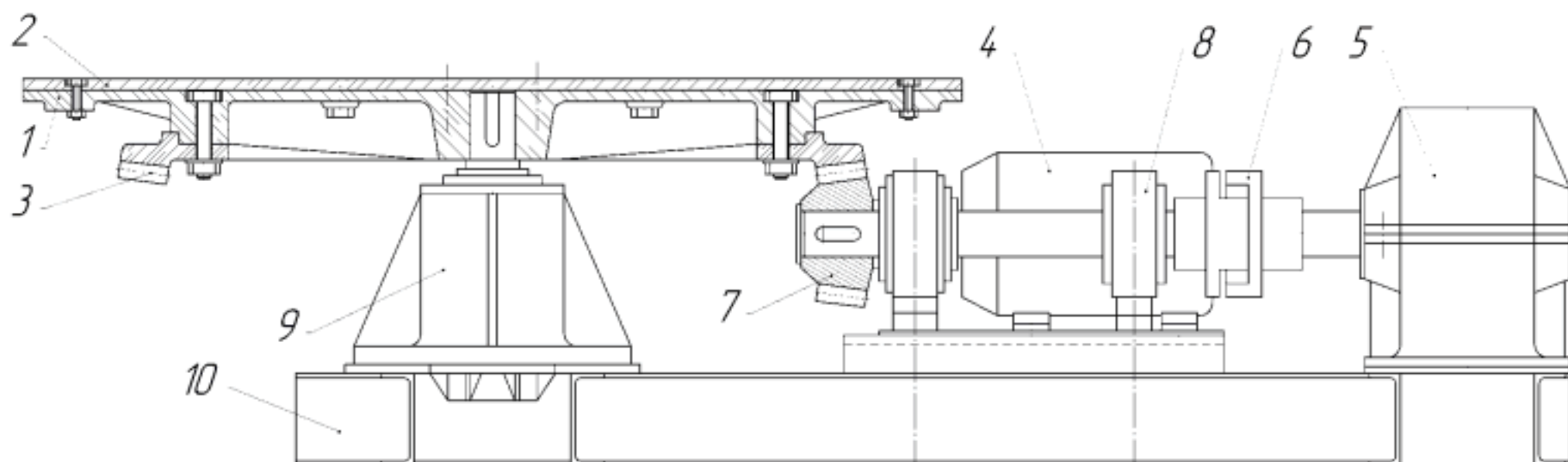


Рисунок 2.5 – Дісковий живильник з відкритою зубчастою передачею привода: 1 – диск (тарель); 2 – захисна броня; 3 – конічне колесо; 4 – електродвигун; 5 – циліндричний редуктор; 6 – муфта зчеплення; 7 – конічна шестерня; 8 – опорні підшипники; 9 – підп’ятник; 10 – рама

Незмінним залишається принцип приймання сипкого матеріалу з бункера на диск згори і вивантаження в зоні розвантаження.

Існувало три типи діскових живильників: з відкритим циліндричним телескопом (рисунок 2.6, а), із закритим циліндричним телескопом (рисунок 2.6, б) і з равликоподібним телескопом (рисунок 2.6, в). Найбільша стабільність в дозуванні притаманна другому типу живильників, через що саме вони отримали найбільше розповсюдження.

В циліндричному корпусі живильника над диском є вікно видачі матеріалу, робочий просвіт якого регулюється заслінкою вручну. Градувальна шкала дозволяє оцінити витрату матеріалу за ступенем відкриття вікна. При цьому відбувається дозування матеріалу за об’ємом. Спеціальний ніж скидає матеріал на збиральний конвеєр шихти.

					КНУ.РБ.136.26.113С-11.02.СЧ	Арк.
						6
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

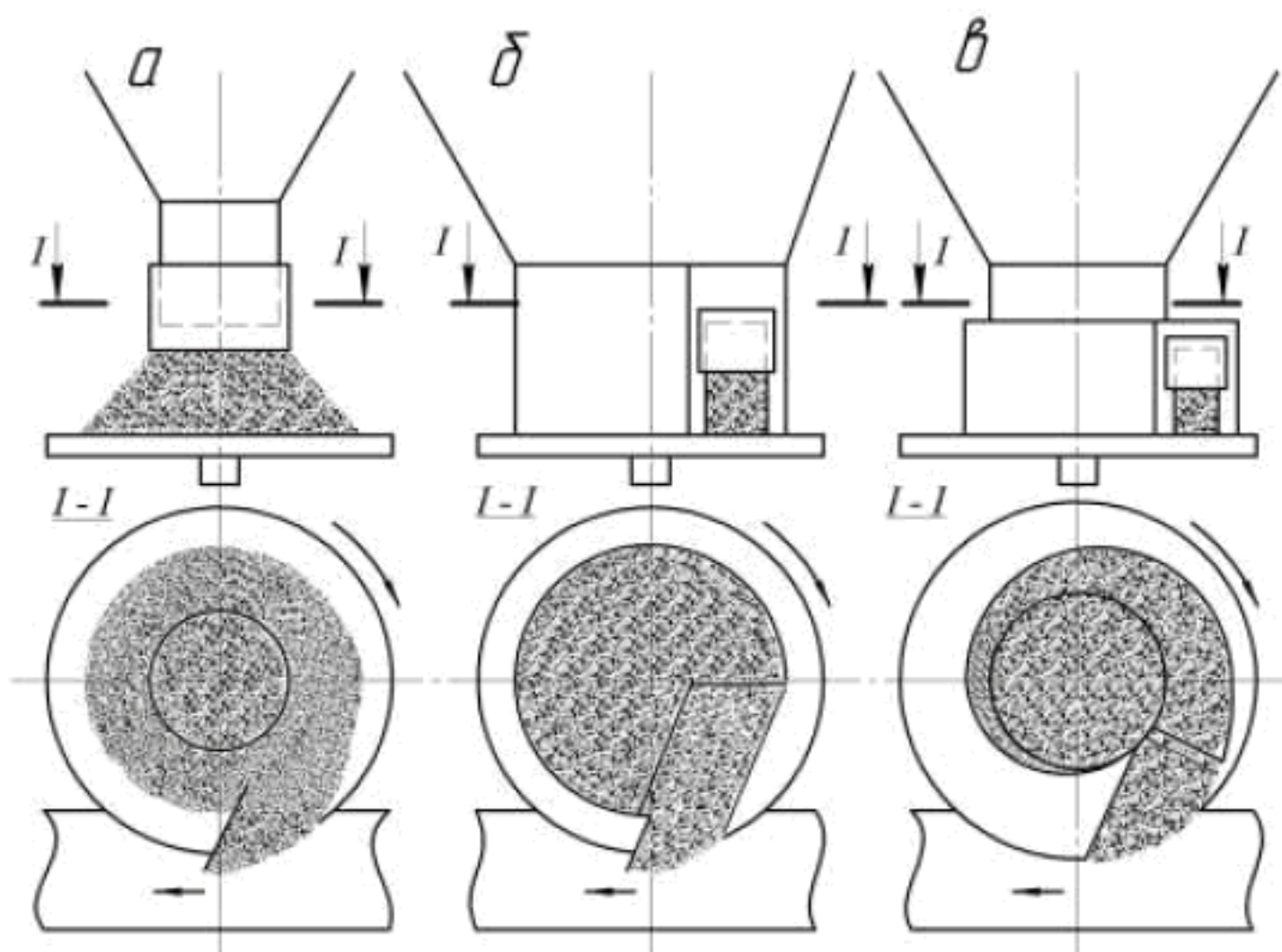


Рисунок 2.6 – Схеми дискових живильників: *a* – з відкритим циліндричним телескопом; *б* – із закритим циліндричним телескопом; *в* – з равликоподібним телескопом

2.3 Улаштування і принцип роботи живильника дискового ДТ-200

Продуктивність живильника залежить від частоти обертання диска, розмірів розвантажувального вікна й досягає 80–112 м³/год. Живильники улаштовують електродвигунами постійного або змінного струму з регульованою частотою обертання.

При роботі живильника сипкий матеріал, що надходить з бункера, рівномірно подається диском, який обертається, на приймальний пристрій транспортера (конвеєра). Продуктивність живильника залежить від обертів диску, конструкції розвантажувальної вирви та ножа.

На рисунку 1.3 [5] зображено загальний вигляд і схема роботи живильника дискового ДТ-200.

Живильник складається із закріпленої на фундаменті рами 1, електродвигуна 2, зубчастої муфти 3, редуктора 4 і закріпленого на вихідному валу редуктора диска (тарелі) 5, футерованого плитами 6 зі зносостійкої сталі. Горловину бункера, під яким установлюється дисковий живильник, виконують із бічним розвантажувальним

					КНУ.РБ.136.26.113С-11.02.СЧ	Арк.
						7
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

вікном 7, що перекривають заслінкою 8. Крім того, установлюють шкребок (ніж) 9. При роботі живильника матеріал силою тертя об диск захоплюється до розвантажувального вікна горловини бункера й зіштовхується шкребком на стрічку конвеєра 10, що рухається.

2.4 Технічна характеристика живильників дискових

Таблиця 2.1 – Технічна характеристика живильників дискових

Тип живильника	ДТ-200				ДТ-240
Максимальний розмір шматка матеріалу, мм	<125				<150
Насипна щільність матеріалу, т/м ³	<2,5				<2,5
Продуктивність, м ³ /год., при швидкості обертання диска					
мінімальній	80				80
максимальній	112				112
Діаметр диска, мм	2000				2400
Номінальне число обертів диска, об./хв.	5				5
Електродвигун:					
тип	ПН-290	АО71-8	П-82	П-91	П-91
потужність, кВт	9,5	13	8	14	14
число обертів, об./хв.	550÷1650	730	600÷1800	500 ÷ 1500	500 ÷ 1500
тип струму	постійний	змінний	постійний		
Тип редуктора	ЦКЦ 200–260–500				
Передатне число редуктора	145,8				
Розміри, мм:					
довжина	3137	3017	3137	3367	3567
ширина	2000	2000	2000	2000	2400
висота	1120	1120	1120	1120	1120
Вага живильника, кг	4960	4760	4960	5080	6098
					Арк.
					8
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата	

2.5 Недоліки в роботі живильника дискового ДТ-200 та пропозиції з їх усунення

Живильник має статичний характер навантаження. Не має динамічних поштовхів, надмірної вібрації. Найбільш відповідальні деталі, що визначають надійність і довготривалість живильника – підшипники кочення та зубчасті зчеплення у редукторі та муфтах.

Основним недоліком в конструкції живильника є дуже низька ремонтпридатність циліндро-конічно-циліндричного редуктора ЦКЦ-200-260-500. Це пов'язано, перш за все, з його безпосереднім розташуванням під диском живильника, який, своєю чергою, розташовано під бункером. Для огляду чи ремонту редуктора потрібен демонтаж всього живильника та порушення роботи процесу дозування матеріалу в цілому. Це супроводжується затратами неймовірних трудових ресурсів, а також часу. І, не зважаючи на те, що повної зупинки технологічного процесу при цьому може і не відбутися (завдяки наявності декількох живильників в одному технологічному ланцюгу), навантаження на сусідні живильники не може тривати довго, а трудомісткість ремонтів живильника та економічні витрати на них не виправдано великі.

Іще один недолік в конструкції живильника – відсутність фіксації вхідного вала в осьовому напрямку, внаслідок чого виникає осьовий люфт, підшипники не витримують осьового навантаження і відбувається руйнування підшипникового вузла, що призводить до частих зупинок на ремонт. Ще одним не менш важливим недоліком є те що при великих навантаженнях відбувається знос поверхонь в зубчастих зачепленнях.

До можливих причин відмов можна також віднести наступні:

- заклинення диску;
- вихід зі строю підшипників або зубчастого зачеплення;
- відсутність змащення;
- відсутність бокового зазору в зубчастих парах;
- відсутність осьового зазору в регульованих підшипниках другого ступеню.

					КНУ.РБ.136.26.113С-11.02.СЧ	Арк.
						9
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Кінематична схема живильника дискового зображена на рисунку 2.7.

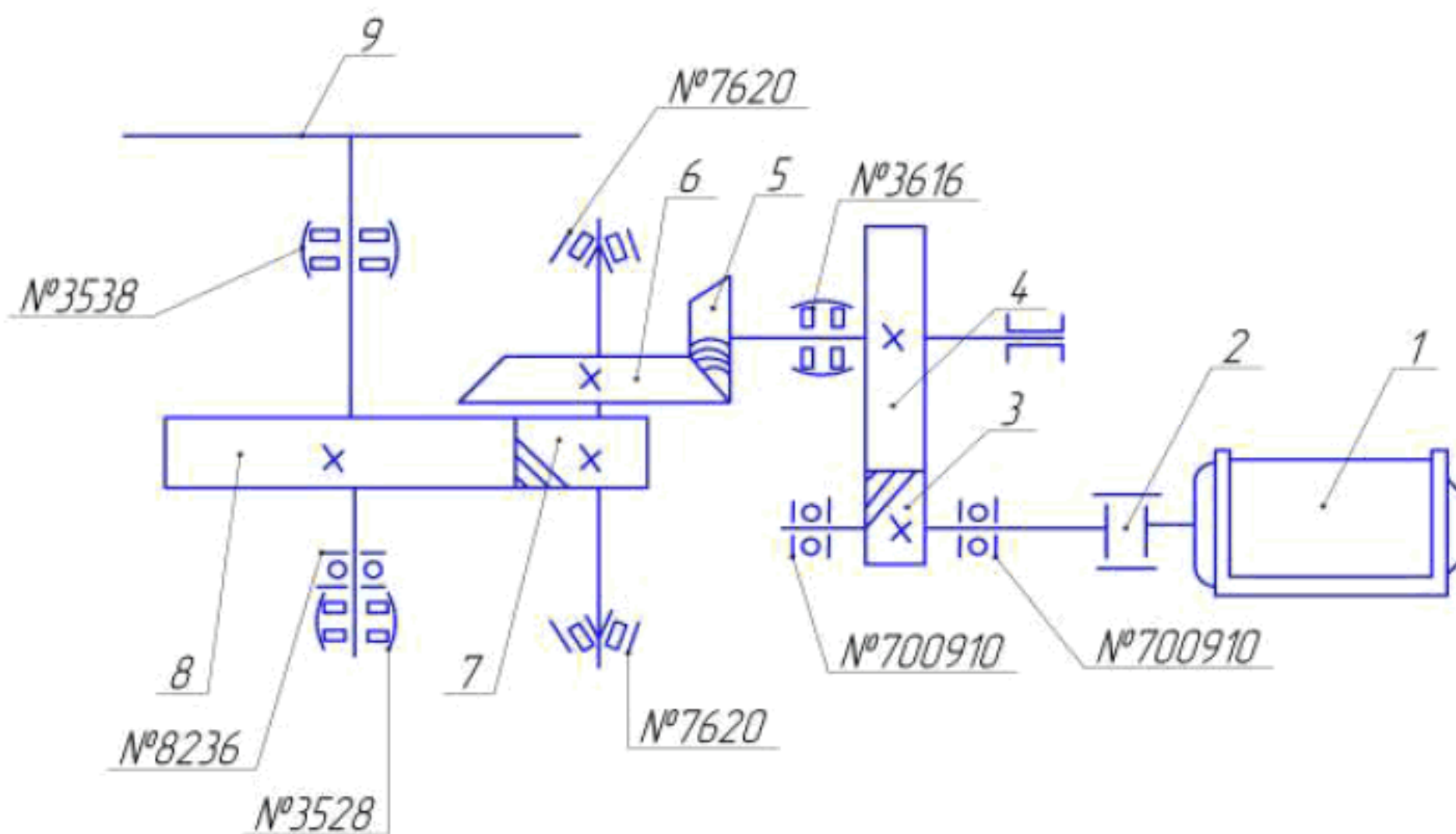


Рисунок 2.7 – Кінематична схема живильника дискового ДТ-200 до модернізації

- 1 – електродвигун;
- 2 – муфта зубчаста;
- 3 – вал-шестерня ($m = 4; z = 14$; сталь 40Х; **HB** = 240-280);
- 4 – колесо зубчасте ($m = 4; z = 85$; сталь 45; **HB** = 200-230);
- 5 – вал-шестерня конічний ($m = 8; z = 16$; сталь 40Х; **HB** = 240-280);
- 6 – колесо зубчасте конічне ($m = 8; z = 63$; сталь 45; **HB** = 200-230);
- 7 – вал-шестерня ($m = 10; z = 14$; сталь 40Х; **HB** = 240-280);
- 8 – колесо зубчасте ($m = 10; z = 85$; сталь 45; **HB** = 200-230);
- 9 – диск.

Перелік підшипників:

1. Роликopідшипник двохрандний 3538 ГОСТ 5721-57.
2. Роликopідшипник двохрандний 3528 ГОСТ 5721-57.
3. Роликopідшипник конічний 7620 ГОСТ 333-59.
4. Роликopідшипник двохрандний 3616 ГОСТ 5721-57.
5. Шарикopідшипник упорний 700910 ГОСТ 8338-57.
6. Шарикopідшипник упорний 8236 ГОСТ 6874-54.

					КНУ.РБ.136.26.113С-11.02.СЧ	Арк.
						10
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Вихід з ладу редуктора ЦКЦ 200–260–500 живильника означає на довгий час порушення роботи цілого процесу дозування матеріалу. На витягнення живильника з-під бункера затрачуються неймовірні трудові ресурси, а також час. В цілому час роботи без ремонту сягає близько 3 місяців.

Можливим фактором покращення експлуатаційних властивостей живильника дискового є розділення приводу на дві ланки – конічний і циліндричний редуктори.

Завдяки масивній конструкції і малій частоті обертання валів конічний редуктор майже ніколи не виходитиме з ладу і може працювати необмежену кількість годин, потім його просто замінюють на новий. Ця заміна має супроводжуватись повним демонтажем живильника (в зв'язку з його розташуванням безпосередньо під диском живильника) та зупинкою основного виробничого процесу. Але виконується такий ремонт щонайменше раз у п'ять років.

При екстремальних ситуаціях, що трапляються під час експлуатації обладнання комплексу згрудкування, циліндричний редуктор також може виходити з ладу. Але розташування цього редуктора винесене поза зоною розташування живильника дискового, що дає переваги у зручності в обслуговуванні, легкому демонтажі, транспортуванні (завдяки своїм невеликим габаритам і відносно малій вазі). На демонтаж та ремонт циліндричного редуктора витратиться набагато менше часу та трудових витрат в порівнянні з існуючою конструкцією живильника.

					КНУ.РБ.136.26.113С-11.02.СЧ	Арк.
						11
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

3 РОЗРАХУНКИ НАВАНТАЖЕНЬ

З огляду на габарити робочого простору змінити діаметр диска живильника дискового не є можливим. З огляду на технологічний процес в агломераційному цеху зменшити продуктивність, а, отже, і частоту обертання диска, теж неможливо.

Електродвигун постійного струму ПН-290 з регульованою частотою обертання від 550 до 1650 об/хв. дуже добре зарекомендував себе під час експлуатації модернізованої машини. За рахунок керованої частоти обертання електродвигуна регулюється продуктивність живильника дискового, і тому зміна типу електродвигуна недоцільна. А, отже, частота обертання електродвигуна та його потужність, залишаються старими. Отже

Вхідні дані для розрахунків

1. Діаметр диска, м 2,0
2. Число обертів диска, n , об./хв. 5–7
3. Продуктивність, м³/год. при швидкості обертання диска
 - мінімальній..... 80
 - максимальній 112

3.1 Силовий і кінематичний аналіз механізму

В зв'язку з тим, що в кінематичній схемі постійними залишаємо число обертів електродвигуна, як початкової ланки, та число обертів диска, як кінцевої ланки, визначимо передатне число передавального механізму, яким у даному випадку є послідовне поєднання циліндричного та конічного редукторів. В якості конічного редуктора приймаємо стандартний вертикальний конічний редуктор РКВ1-880 з передатним числом $u_k = 2$.

Максимальне число обертів диска живильника дискового:

					КНУ.РБ.136.26.113с-11.03.РН			
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата				
Розроб.	Кондратенко				РОЗРАХУНКИ НАВАНТАЖЕНЬ	Літ.	Аркуш	Аркушів
Перевір.	Ярош					р	б	1
Н.контр.	Ярош				каф. МЧМЛВ ер. МТ-22-1			
Затв.	Бабошко							

$$n = \frac{n_{\text{дв}}}{u_k u_{\text{ц}}} = 7 \text{ об./хв.}, \quad (3.1)$$

де $n_{\text{дв}} = 1645$ число обертів двигуна;

$u_k = 2$ передатне число конічного редуктора РКВ-1-880;

$u_{\text{ц}}$ – передатне число циліндричного редуктора.

Звідси загальне передатне число редуктора циліндричного:

$$u_{\text{ц}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n u_k} = \frac{1645}{7 \cdot 2} = 117,5. \quad (3.2)$$

Максимальне передатне число одноступеневих редукторів – 10. Максимальне передатне число двохступеневих редукторів – 50. Отже, циліндричний редуктор повинен мати три ступені. Подібного передатного числа немає в жодного стандартного циліндричного триступеневого редуктора, тому необхідно його проектувати.

На рисунку 3.1 зображена кінематична схема живильника після проведення модернізації.

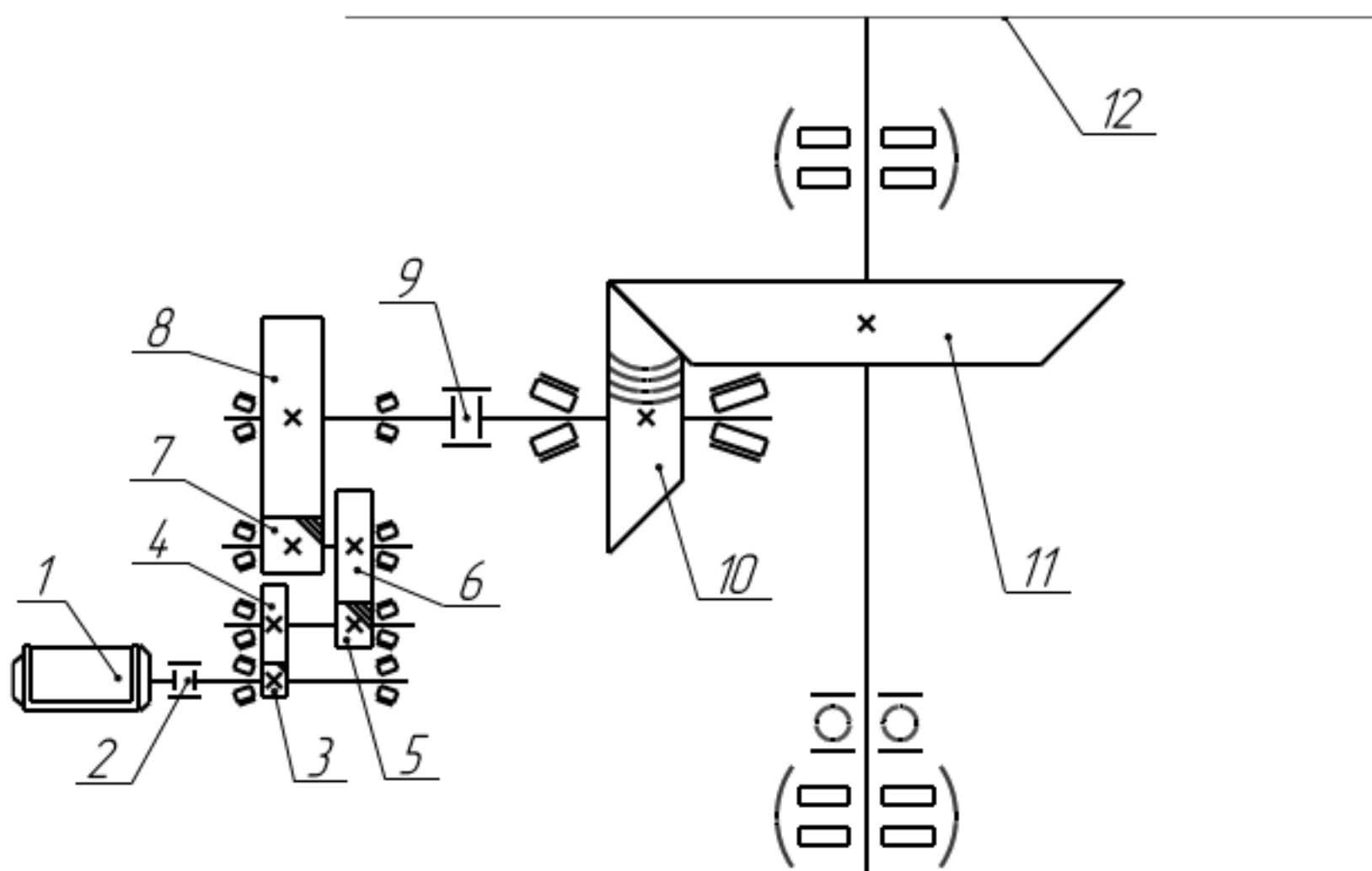


Рисунок 3.1 – Кінематична схема живильника дискового ДТ-200 модернізованого

1 – електродвигун; 2 – муфта запобіжна; 3 – вал-шестерня; 4 – колесо зубчасте; 5 – вал-шестерня; 6 – колесо зубчасте; 7 – вал-шестерня; 8 – колесо зубчасте; 9 – муфта зубчаста; 10 – шестерня конічна; 11 – колесо конічне; 12 – диск.

					КНУ.РБ.136.26.113с-11.03.РН	Арк.
						2
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Крутний момент від двигуна 1 через зубчасту муфту 2 передається горизонтальному циліндричному редукторові. Він складається з трьох циліндричних зубчастих зчеплень, утворених косозубими зубчастими колесами і вал-шестернями (1-й ступінь – 3 і 4, 2-й ступінь – 5 і 6, 3-й ступінь – 7 і 8). Далі через зубчасту муфту 9 крутний момент передається вертикальному конічному редуктору, що складається з 1 конічного зубчастого зчеплення (коліс 10 і 11). На вихідному валу вертикального конічного редуктора закріплено робочий орган – диск, що обертається.

За ДСТУ ISO 1328-1:2006 найближче стандартне передатне число для триступінчастих циліндричних редукторів $u' = 112,5$ ([9]). Передатні числа для швидкохідного, проміжного та тихохідного ступенів при такому передатному числі відповідно за [9] $u'_{ш} = 5$; $u'_n = 4,5$; $u'_m = 5$.

Корегуємо передатне число проміжного ступеню $u_n = 4,7$. Приймаємо

$$u_{ш} = 5; u_n = 4,7; u_m = 5. \quad (3.3)$$

Вхідний (перший) вал циліндричного редуктора з'єднано з валом електродвигуна муфтою, отже частоти обертання в них рівні:

$$n_1 = n_{дв} = 1645 \text{ об./хв.}$$

Тоді числа обертів валів циліндричного редуктора за формулою:

$$n_{i+1} = \frac{n_i}{u_i}. \quad (3.4)$$

$$n_2 = \frac{n_1}{u_{ш}} = \frac{1645}{5} = 329 \text{ об./хв.};$$

$$n_3 = \frac{n_2}{u_n} = \frac{329}{4,7} = 70 \text{ об./хв.};$$

$$n_4 = \frac{n_3}{u_m} = \frac{70}{5} = 14 \text{ об./хв.}$$

Кутові швидкості валів редуктора та електродвигуна за формулою:

$$\omega_i = \frac{\pi n_i}{30}, \text{ рад/с.} \quad (3.5)$$

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{\pi \cdot 1645}{30} = 172,264 \text{ рад/с.};$$

					КНУ.РБ.136.26.113с-11.03.РН	Арк.
						3
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$\omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30} = \frac{\pi \cdot 329}{30} = 34,453 \text{ рад/с.};$$

$$\omega_3 = \frac{\pi \cdot n_3}{30} = \frac{\pi \cdot 70}{30} = 7,33 \text{ рад/с.};$$

$$\omega_4 = \frac{\pi \cdot n_4}{30} = \frac{\pi \cdot 14}{30} = 1,466 \text{ рад/с.}$$

Визначаємо потужності на валах за формулою:

$$N_{i+1} = N_i \cdot \prod \eta_i, \quad (3.6)$$

де η_i – коефіцієнти корисної дії елементів, присутніх на даному валу;

$$N_1 = N_{дв} \cdot \eta_m \cdot \eta_n = 9,5 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 9,31095 \text{ кВт};$$

$$N_2 = N_1 \cdot \eta_u \cdot \eta_n = 9,31095 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 9,0335 \text{ кВт};$$

$$N_3 = N_2 \cdot \eta_u \cdot \eta_n = 9,0335 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 8,7643 \text{ кВт};$$

$$N_4 = N_3 \cdot \eta_u \cdot \eta_n = 8,7643 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 8,50311 \text{ кВт},$$

де $\eta_u = 0,98$ – коефіцієнт корисної дії закритої циліндричної косозубої зубчастої передачі;

$\eta_n = 0,99$ – коефіцієнт корисної дії однієї пари підшипників кочення.

Визначаємо крутні моменти на валах за формулою:

$$M_i = \frac{N_i}{n_i} \frac{30}{\pi}. \quad (3.7)$$

$$M_1 = \frac{N_1}{n_1} \frac{30}{\pi} = \frac{9,31095 \cdot 10^3}{1645} \frac{30}{\pi} = 54,05 \text{ Н·м};$$

$$M_2 = \frac{N_2}{n_2} \frac{30}{\pi} = \frac{9,0335 \cdot 10^3}{329} \frac{30}{\pi} = 262,2 \text{ Н·м};$$

$$M_3 = \frac{N_3}{n_3} \frac{30}{\pi} = \frac{8,7643 \cdot 10^3}{70} \frac{30}{\pi} = 1195,611 \text{ Н·м};$$

$$M_4 = \frac{N_4}{n_4} \frac{30}{\pi} = \frac{8,50311 \cdot 10^3}{14} \frac{30}{\pi} = 5799,91 \text{ Н·м}.$$

						КНУ.РБ.136.26.113с-11.03.РН	Арк.
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата			4

3.2 Розрахунок циліндричного косозубого триступінчастого редуктора

3.2.1 Розрахунок першого ступеню редуктора (швидкохідного) $u_{ш} = 5$

Приймемо матеріали: для вала-шестерні: сталь 45, термообробка – покращення, твердість HB 230; для колеса та ж сталь 45, термообробка – покращення, твердість HB 200 ([10]).

1) Контактна напруга, що допускається [10]:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim b} K_{HL}}{[S_H]}, \quad (3.8)$$

де $\sigma_{H \lim b}$ – межа контактної витривалості при базовому числі циклів;

K_{HL} – коефіцієнт довговічності; при числі циклів навантаження більше базового приймаємо $K_{HL} = 1$;

$[S_H]$ – коефіцієнт безпеки; $[S_H] = 1,10$.

За таблицею 3.2 [10] для вуглецевої сталі з твердістю поверхонь зубів менше, ніж HB350, та термічною обробкою (покращення):

$$\sigma_{H \lim b} = 2HB + 70. \quad (3.9)$$

Підставляємо (3.9) у (3.8) і отримуємо контактну напругу, що допускається, для вала-шестерні:

$$[\sigma_{H1}] = \frac{(2HB + 70)K_{HL}}{[S_H]} = \frac{(2 \cdot 230 + 70) \cdot 1}{1,1} = 481,82 \text{ МПа.}$$

Контактна напруга, що допускається, для колеса:

$$[\sigma_{H2}] = \frac{(2HB + 70)K_{HL}}{[S_H]} = \frac{(2 \cdot 200 + 70) \cdot 1}{1,1} = 427,3 \text{ МПа.}$$

Для пари косозубих коліс розрахункова контактна напруга, що допускається, [10]:

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) \text{ МПа.} \quad (3.10)$$

$$[\sigma_H] = 0,45(481,82 + 427,3) = 409,1 \text{ МПа.}$$

Для двох зазначених коліс менше значення $[\sigma_{H \min}]$ має колесо ($[\sigma_{H2}] < [\sigma_{H1}]$).

Перевіряємо умову:

					КНУ.РБ.136.26.113с-11.03.РН	Арк.
						5
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$[\sigma_H] \leq 1,23[\sigma_{H_{min}}] \quad (3.11)$$

$$409,1 \leq 1,23 \cdot 427,3 = 525,579 \text{ МПа.}$$

Умову виконано.

2) Основні розміри вал-шестерні та колеса.

Міжосьова відстань з умови контактної витривалості активних поверхонь зубів [10]:

$$a_w = K_a (u_{ш} + 1) \sqrt[3]{\frac{M_2 K_{н\beta}}{[\sigma_H]^2 u_{ш}^2 \psi_{ba}}}, \text{ мм} \quad (3.12)$$

де $K_a = 43$ для косозубих коліс;

$M_2 = 262,2 \cdot 10^3$ – крутний момент на валу колеса, Н·мм;

$K_{н\beta}$ – коефіцієнт навантаження для несиметричного розташування зубчатих коліс щодо опор при підвищеній твердості зубів [10];

прийmemo $K_{н\beta} = 1,25$;

$\psi_{ba} = b/a_w$ – коефіцієнт ширини вінця по міжосьовій відстані;

приймаємо $\psi_{ba} = 0,4$.

$$a_w = 43(5 + 1) \sqrt[3]{\frac{262,2 \cdot 10^3 \cdot 1,25}{409,1^2 \cdot 5^2 \cdot 0,4}} = 149,82385 \text{ мм.}$$

Прийmemo за ДСТУ ISO 1328-1:2006 $a_w = 160$ мм.

Нормальний модуль зчеплення:

$$m_n = (0,01 \div 0,02) a_w = (0,01 \div 0,02) 160 = 1,6 \div 3,2. \quad (3.13)$$

За ДСТУ ISO 1328-1:2006 прийmemo $m_n = 3,0$ мм.

Прийmemo попередньо кут нахилу зубів $\beta = 17^\circ$ та визначимо числа зубів вал-шестерні та колеса:

$$z_1 = \frac{2a_w \cos \beta}{(u_{ш} + 1)m_n} = \frac{2 \cdot 160 \cdot \cos 17^\circ}{(5 + 1)3,0} = 17,001. \quad (3.14)$$

Прийmemo $z_1 = 17$; тоді $z_2 = z_1 \cdot i_{ш} = 17 \cdot 5 = 85$.

Уточнюємо значення кута нахилу зубів:

$$\cos \beta = \frac{(z_1 + z_2)m_n}{2a_w} = \frac{(17 + 85) \cdot 3,0}{2 \cdot 160} = 0,95625 \quad (3.15)$$

					КНУ.РБ.136.26.113с-11.03.РН	Арк.
						6
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Тоді $\beta = 17^\circ$.

Ділильні діаметри визначаємо за виразом:

$$d_i = \frac{m_n}{\cos \beta} z_i, \text{ мм.} \quad (3.16)$$

$$d_1 = \frac{m_n}{\cos \beta^\circ} z_1 = \frac{3,0}{\cos 17^\circ} 17 = 53,3 \text{ мм};$$

$$d_2 = \frac{m_n}{\cos \beta^\circ} z_2 = \frac{3,0}{\cos 17^\circ} 85 = 266,7 \text{ мм.}$$

Діаметри вершин зубів визначаємо за виразом:

$$d_{ai} = d_i + 2m_n, \text{ мм.} \quad (3.17)$$

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n = 53,3 + 2 \cdot 3,0 = 59,3 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_n = 266,7 + 2 \cdot 3,0 = 272,7 \text{ мм.}$$

Ширина колеса:

$$b_2 = \psi_{ba} a_w = 0,4 \cdot 160 = 64, \text{ мм.} \quad (3.18)$$

Ширина зубчастої поверхні вала-шестерні:

$$b_1 = b_2 + 5 = 64 + 5 = 69 \text{ мм.} \quad (3.19)$$

Коефіцієнт ширини шестерні за діаметром:

$$\psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1} = \frac{69}{53,34} = 1,3. \quad (3.20)$$

Колова швидкість коліс:

$$v = \frac{\omega_1 d_1}{2} = \frac{172,264 \cdot 53,34}{2 \cdot 10^3} = 4,6, \text{ м/с.} \quad (3.21)$$

За даної швидкості і підвищеної твердості приймаємо 8-й ступінь точності [10].

Визначаємо коефіцієнт навантаження для перевірки контактних напружень:

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu}, \quad (3.22)$$

де $K_{H\alpha}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження між зубами; для 8-го ступеню точності і швидкості 4,6 м/с

$$K_{H\alpha} = 1,09 \text{ ([10]);}$$

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження

					КНУ.РБ.136.26.113с-11.03.РН	Арк.
						7
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

по ширині вінця; при $\psi_{bd} = 1,3$ для несиметричного розташування коліс та підвищеної твердості $K_{H\beta} = 1,165$ ([10]);

K_{Hv} – динамічний коефіцієнт, що залежить від колової швидкості і ступені точності виготовлення; для косозубих коліс при швидкості < 5 м/с та підвищеній твердості $K_{Hv} = 1$;

$$K_H = 1,09 \cdot 1,165 \cdot 1 = 1,26985 .$$

3) Перевірка контактних напружень [11]:

$$\sigma_H = \frac{270}{a_w} \sqrt{\frac{M_2 K_H (u_{ш} + 1)^3}{b_2 u_{ш}^2}} . \quad (3.23)$$

$$\sigma_H = \frac{270}{160} \sqrt{\frac{262,2 \cdot 10^3 \cdot 1,269855 (5 + 1)^3}{64 \cdot 5^2}} = 357,76942 \text{ МПа} < [\sigma_H] .$$

Для швидкохідного ступеню редуктора умову виконано.

4) Перевірка зубів на витривалість за напругами вигину [11]:

Сили, що діють в зчепленні:

$$\text{колова: } F_t = \frac{2M_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 262,2 \cdot 10^3}{266,66} = 1966,55 \text{ Н}; \quad (3.24)$$

$$\text{радіальна: } F_r = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = 1966,55 \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 17^\circ} = 748,5 \text{ Н}; \quad (3.25)$$

$$\text{осьова: } F_a = F_t \operatorname{tg} \beta = 1966,55 \cdot \operatorname{tg} 17^\circ = 601,23 \text{ Н}. \quad (3.26)$$

Напруга вигину:

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F Y_\beta K_{F\alpha}}{b m_n} \leq [\sigma_F], \quad (3.27)$$

де K_F – коефіцієнт навантаження;

Y_F – коефіцієнт, що враховує форму зуба і залежить від еквівалентного числа зубів z_v ;

Y_β – коефіцієнт, введений для компенсації похибок, що виникають в зв'язку із застосуванням тієї ж розрахункової схеми зуба, що й в разі прямих зубів;

					КНУ.РБ.136.26.113с-11.03.РН	Арк.
						8
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$K_{F\alpha}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження між зубами;

Коефіцієнт навантаження:

$$K_F = K_{F\beta} K_{Fv}, \quad (3.28)$$

де $K_{F\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по довжині зуба (коефіцієнт концентрації навантаження); при $\psi_{bd} = 1,3$, несиметричному розташуванні зубчастих коліс відносно опор та твердості $HB < 350$ $K_{F\beta} = 1,34$;

K_{Fv} – коефіцієнт, що враховує динамічну дію навантаження (коефіцієнт динамічності); для 8-го ступеню точності, швидкості $v = 3,74$ м/с та підвищеної твердості $K_{Fv} = 1,3$.

Тоді коефіцієнт навантаження:

$$K_F = 1,34 \cdot 1,3 = 1,742.$$

Еквівалентне число зубів z_v розраховуємо за виразом:

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}; \quad (3.29)$$

для вала-шестерні:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{17}{\cos^3 17^\circ} \approx 19;$$

для колеса:

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{85}{\cos^3 17^\circ} \approx 97.$$

При цьому $Y_{F1} = 4,1533$; $Y_{F2} = 3,6015$ ([11]).

Допустима напруга вигину враховується за формулою:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim}^0}{[S_F]}, \quad (3.30)$$

де $\sigma_{F\lim}^0$ – межа витривалості (при віднульовому циклі), відповідна базовій кількості циклів;

					КНУ.РБ.136.26.113с-11.03.РН	Арк.
						9
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$[S_F]$ – коефіцієнт безпеки.

Для сталі 45 при термообробці (покращенні) ([11]):

$$\sigma_{F\lim b}^0 = 1,8 HB \quad (3.31)$$

для вала-шестерні $\sigma_{F\lim b1}^0 = 1,8 \cdot 230 = 414$ МПа;

для колеса $\sigma_{F\lim b2}^0 = 1,8 \cdot 200 = 360$ МПа.

$$[S_F] = [S_F]' [S_F]'' \quad (3.32)$$

де $[S_F]'$ – коефіцієнт, що враховує нестабільність властивостей матеріалу зубчастих коліс; для сталі 45 при покращенні $[S_F]' = 1,75$;

$[S_F]''$ – коефіцієнт, що враховує спосіб отримання заготовки; для прокату $[S_{F1}]'' = 1,15$; для поковок і штамповок $[S_{F2}]'' = 1$.

Тоді коефіцієнти безпеки за виразом (3.32):

$$[S_{F1}] = 1,75 \cdot 1,15 = 2,0125; [S_{F2}] = 1,75 \cdot 1 = 1,75.$$

Розрахунок слід вести для зубів того колеса, для якого відношення $[\sigma_F]/Y_F$ менше.

Допустима напруга при розрахунку на витривалість для вала-шестерні:

$$[\sigma_{F1}] = \frac{414}{2,0125} = 205,7142857 \text{ МПа};$$

для колеса

$$[\sigma_{F2}] = \frac{205,7142857}{1,75} = 205,7142857 \text{ МПа}.$$

Знаходимо відношення:

$$\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} = \frac{205,7142857}{4,1533} = 49,53 \text{ МПа};$$

$$\frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}} = \frac{205,7142857}{3,6015} = 57,12 \text{ МПа}.$$

Подальші розрахунки слід вести для зубів вала-шестерні, так як для нього знайдене співвідношення менше.

Коефіцієнт Y_β розраховуємо за виразом:

					КНУ.РБ.136.26.113с-11.03.РН	Арк.
						10
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta}{140} = 1 - \frac{17^{\circ}}{140} = 0,879. \quad (3.33)$$

Коефіцієнт $K_{F_{\alpha}}$ залежить від коефіцієнту осьового перекриття ε_{β} , який розраховується за виразом:

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b_i \operatorname{tg} \beta}{\pi m_t} = \frac{b_i \operatorname{tg} \beta}{\pi m_n \cos \beta}, \quad (3.34)$$

де b_i – ширина тієї зубчастої поверхні, для якої потрібна перевірка; в даному випадку це вал-шестерня, у якої $b_1 = 69$ мм;

$m_t = m_n \cos \beta$ – торцевий модуль зчеплення, мм.

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{69 \operatorname{tg} 17^{\circ}}{\pi \cdot 3,0 \cdot \cos 17^{\circ}} = 2,34 > 1.$$

Тобто дана зубчаста пара не є вузькою. Тоді $K_{F_{\alpha}}$ розраховуємо за виразом:

$$K_{F_{\alpha}} = \frac{4 + (\varepsilon_{\alpha} - 1)(i - 5)}{4\varepsilon_{\alpha}} = \frac{4 + (1,5 - 1)(8 - 5)}{4 \cdot 1,5} = 0,92, \quad (3.35)$$

де $i = 8$ степінь точності зубчастої пари.

Підставляємо знайдені величини у формулу (3.27):

$$\sigma_F = \frac{1966,55 \cdot 1,742 \cdot 4,1533 \cdot 0,879 \cdot 0,92}{69 \cdot 3,0} = 55,3834 \leq 205,7142857 = [\sigma_F].$$

Для швидкохідного ступеню редуктора умову виконано.

3.2.2 Попередній розрахунок валів швидкохідного ступеня

Потрібний діаметр вала визначаємо за заниженою напругою, що допускається, $[\tau_k] = 15$ МПа за формулою:

$$d_{vi} = \sqrt[3]{\frac{16 M_i}{\pi [\tau_k]}}, \quad (3.36)$$

де M_1 – крутний момент на ведучому (першому) валу, Н·мм.

Ведучий вал:

$$d_{\sigma 1} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 54,05 \cdot 10^3}{\pi \cdot 15}} = 26,38 \text{ мм.}$$

					КНУ.РБ.136.26.113с-11.03.РН	Арк.
						11
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Так як редуктор з'єднано з електродвигуном муфтою, то необхідно узгодити діаметри ротора $d_{\partial e}$ та першого вала редуктора d_{e1} . Вихідний діаметр вала двигуна $d_{\partial e} = 40$ мм, тому конструктивно приймаємо $d_{e1} = 40$ мм.

Ведений вал:

Крутний момент на веденому (другому) валу $M_2 = 262,2$ Н·м

$$d_{e2} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 262,2 \cdot 10^3}{\pi \cdot 15}} = 44,65 \text{ мм.}$$

Приймаємо $d_{e2} = 45$ мм.

Другий ступінь веденого вала, на якому сидить колесо швидкохідного ступеню редуктора, конструктивно на 10 мм більший за посадковий діаметр опор кочення d_{e2} . Тобто $d'_{e2} = 55$ мм.

3.2.3 Конструктивні розміри шестерні та колеса швидкохідного ступеня

Шестерню виконуємо як одне ціле з валом. Її діаметри:

$$d_1 = 53,3 \text{ мм; } d_{a1} = 59,3 \text{ мм; } d_{f1} = 46,1 \text{ мм.}$$

Ширина зубчастої поверхні: $b_1 = 69$ мм.

Колесо штамповане. Його діаметри:

$$d_2 = 266,7 \text{ мм; } d_{a2} = 272,7 \text{ мм; } d_{f2} = 259,5 \text{ мм.}$$

Ширина зубчастої поверхні: $b_2 = 64$ мм.

$$\text{Розміри маточини: } d_m = 1,6 \cdot d'_{e2} = 1,6 \cdot 55 \approx 88 \text{ мм;} \quad (3.37)$$

$$l_m = (1,2 \div 1,5) d'_{e2} = (1,2 \div 1,5) 55 = 66 \div 82,5 = 72 \text{ мм.} \quad (3.38)$$

$$\text{Товщина диска колеса } C = 0,3 b_2 = 0,3 \cdot 64 \approx 19 \text{ мм.} \quad (3.39)$$

$$\text{Товщина обода колеса } \delta_0 = (2,5 \div 4) m = (2,5 \div 4) \cdot 3 = 7,5 \div 12 \approx 12 \text{ мм.} \quad (3.40)$$

Найбільший діаметр проточки:

$$D_0 = d_{f2} - 2\delta_0 = 259,5 - 2 \cdot 12 \approx 236 \text{ мм.} \quad (3.41)$$

Діаметр центрів отворів в маточині:

$$D_{отв.} = 0,5(D_0 + d_m) = 0,5 \cdot (236 + 88) = 162 \text{ мм.} \quad (3.42)$$

Діаметр отворів в маточині:

$$d_{отв.} = 0,25(D_0 - d_m) = 0,25 \cdot (236 - 88) = 37 \text{ мм.} \quad (3.43)$$

					КНУ.РБ.136.26.113с-11.03.РН	Арк.
						12
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

3.2.4 Вибір та перевірка підшипників кочення

Розрахуємо сили, що діють в зубчастому зчепленні швидкохідного ступеня для шестерні, так як в цьому випадку вони будуть більші. За формулами (3.24) – (3.26) маємо:

сили, що діють в зчепленні:

$$\text{колова: } F_t^{\text{ш}} = \frac{2M_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 54,05 \cdot 10^3}{53,3} = 2028,1426 \text{ Н;}$$

$$\text{радіальна: } F_r^{\text{ш}} = F_t^{\text{ш}} \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = 2028,143 \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 17^\circ} = 771,9124 \text{ Н;}$$

$$\text{осьова } F_a^{\text{ш}} = F_r^{\text{ш}} \operatorname{tg} \beta = 2028,143 \cdot \operatorname{tg} 17^\circ = 620,0654 \text{ Н.}$$

Ведучий вал.

З компонування редуктора маємо креслення першого вала-шестерні та конструктивні відстані між опорами та дією сил в зубчастому зчепленні: $l_1 = 69,375$ мм; $l_2 = 245,375$ мм. На рисунку 3.2 зображено погляд згори на ведучий вал швидкохідного ступеня.

Реакції опор вираховуємо з рівняння моментів сил відносно опор:

В площині xz :

$$M_{1_{xz}} = R_{x_2} (l_1 + l_2) - F_r^{\text{ш}} l_1 - F_a^{\text{ш}} \frac{d_1}{2} = 0 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow R_{x_2} = \frac{1}{l_1 + l_2} \left(F_r^{\text{ш}} l_1 + F_a^{\text{ш}} \frac{d_1}{2} \right). \quad (3.44)$$

$$R_{x_2} = \frac{1}{69,375 + 245,375} \left(771,9124 \cdot 69,375 + 620,0654 \cdot \frac{53,3}{2} \right) = 222,6407 \text{ Н.}$$

$$M_{2_{xz}} = R_{x_1} (l_1 + l_2) - F_r^{\text{ш}} l_2 + F_a^{\text{ш}} \frac{d_1}{2} = 0 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow R_{x_1} = \frac{1}{l_1 + l_2} \left(F_r^{\text{ш}} l_2 - F_a^{\text{ш}} \frac{d_1}{2} \right). \quad (3.45)$$

$$R_{x_1} = \frac{1}{69,375 + 245,375} \left(771,9124 \cdot 245,375 - 620,0654 \cdot \frac{53,3}{2} \right) = 549,2717 \text{ Н.}$$

Перевірка:

					КНУ.РБ.136.26.113с-11.03.РН	Арк.
						13
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

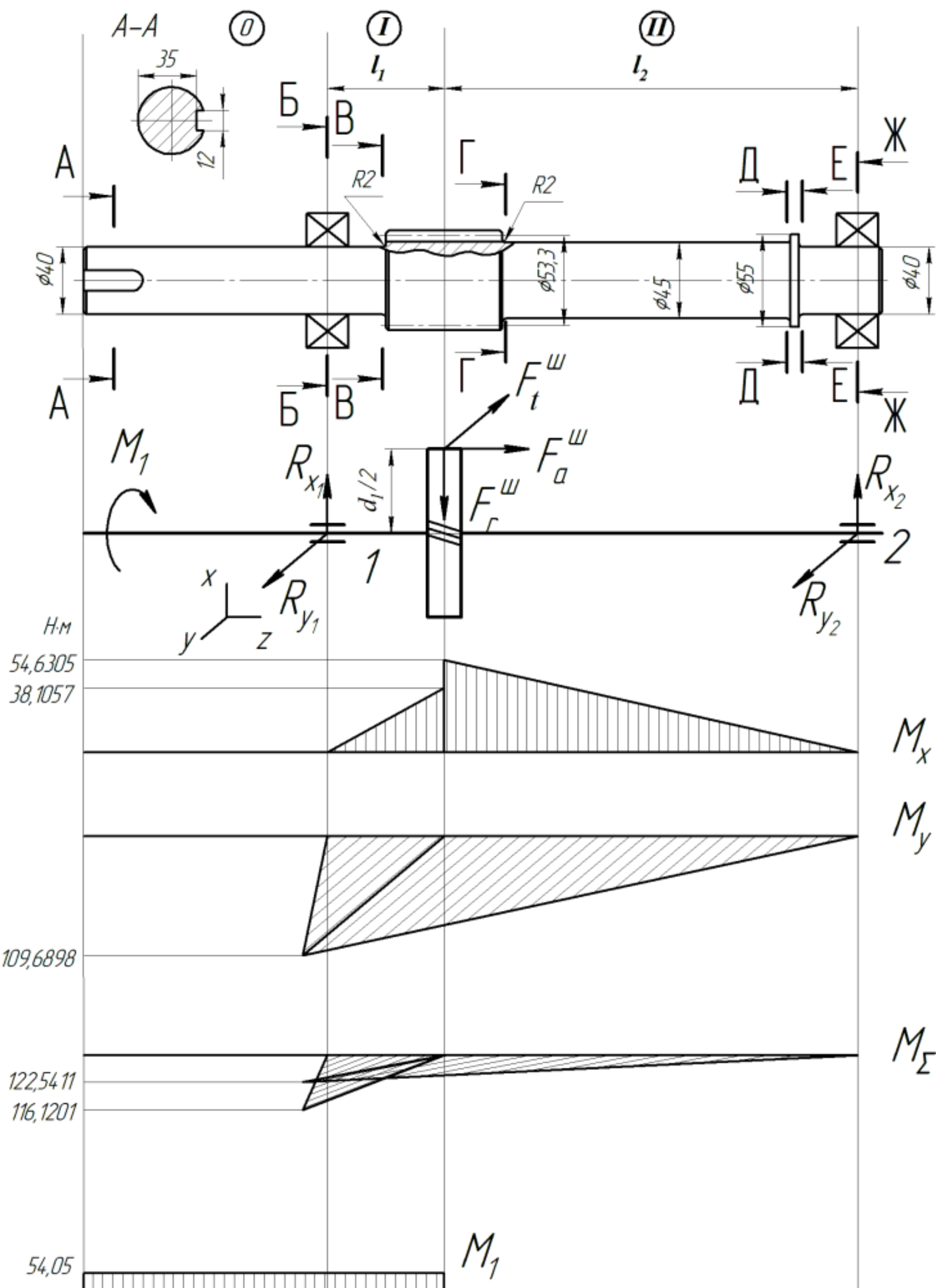


Рисунок 3.2 – Розрахункова схема ведучого вала

									Арк.
									14
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата	КНУ.РБ.136.26.113с-11.03.РН				

$$R_{x_1} + R_{x_2} - F_r^{\text{III}} = 549,2717 + 222,6407 - 771,9124 = 0. \quad (3.46)$$

В площині yz :

$$M_{1_{yz}} = R_{y_2}(l_1 + l_2) - F_t^{\text{III}} l_1 = 0 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow R_{y_2} = \frac{F_t^{\text{III}} l_1}{l_1 + l_2}. \quad (3.47)$$

$$R_{y_2} = \frac{2028,1426 \cdot 69,375}{69,375 + 245,375} = 447,0291 \text{ Н.}$$

$$M_{2_{yz}} = R_{y_1}(l_1 + l_2) - F_t^{\text{III}} l_2 = 0 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow R_{y_1} = \frac{F_t^{\text{III}} l_2}{l_1 + l_2}. \quad (3.48)$$

$$R_{y_1} = \frac{2028,1426 \cdot 245,375}{69,375 + 245,375} = 1581,1135 \text{ Н.}$$

Перевірка:

$$R_{y_1} + R_{y_2} - F_t^{\text{III}} = 1581,1135 + 447,0291 - 2028,1426 = 0. \quad (3.49)$$

Сумарні реакції:

$$P_{r_1} = \sqrt{R_{x_1}^2 + R_{y_1}^2} = \sqrt{549,2717^2 + 1581,1135^2} = 1673,8039 \text{ Н.} \quad (3.50)$$

$$P_{r_2} = \sqrt{R_{x_2}^2 + R_{y_2}^2} = \sqrt{222,6407^2 + 447,0291^2} = 499,4035 \text{ Н.} \quad (3.51)$$

Підбираємо підшипник за найбільш навантаженою опорою 1. Попередньо приймаємо роликові конічні підшипники 7508 за ДСТУ ISO 355 [12] $d_n = 40$ мм; $D_n = 80$ мм; $T = 24,75$ мм; $C = 56$ кН; $C_0 = 44$ кН; $e = 0,38$. При обертанні внутрішнього кільця підшипника щодо напрямку навантаження $V = 1$.

Знаходимо відношення F_a/VP_r :

$$F_a / \left(VP_{r_1}^{\text{III}} \right) = 620,0654 / (1 \cdot 1673,8039) = 0,37 < 0,38 = e.$$

У цьому випадку осьове навантаження не потрібно враховувати, отже

$$X = 1; Y = 0.$$

Еквівалентне навантаження:

					КНУ.РБ.136.26.113с-11.03.РН	Арк.
						15
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$Q = (XVP_{r1} + YF_a^{III}) K_b K_m, \quad (3.52)$$

де K_B – коефіцієнт безпеки; для помірних поштовхів, вібраційного навантаження, короткочасних перевантажень до 150 % від номінального (розрахункового) навантаження $K_B = 1,5$;

K_T – температурний коефіцієнт; для температури підшипників менше, ніж 100 °C $K_T = 1$.

Отже, для першої опори ведучого вала швидкохідного ступеню редуктора

$$Q_1 = (1 \cdot 1 \cdot 1673,80394 + 0 \cdot 620,0654) \cdot 1,5 \cdot 1 = 2\,510,7058 \text{ Н.}$$

Номінальна довговічність:

$$L_h = \frac{a_{23} 10^6}{60n} \left(\frac{C}{Q} \right)^\beta, \quad (3.53)$$

де a_{23} – коефіцієнт, що враховує спільний вплив якості металу кілець і тіл кочення і умов експлуатації (наявність гідродинамічної плівки мастила, між контактуючими поверхнями кілець і тіл кочення, наявність перекосів та ін.) на довговічність підшипника; для конічних роликотпідшипників $a_{23} = 0,6 \div 0,7$; приймаємо $a_{23} = 0,65$;

β – показник ступеня у формулі довговічності (для роликотпідшипників $\beta = 10/3$);

n – частота обертання обертового кільця підшипника; для першого вала редуктора – це частота обертання вала електродвигуна: $n_1 = 1645$ об/хв.

$$L_h^1 = \frac{0,65 \cdot 10^6}{60 \cdot 1645} \left(\frac{56\,000}{2\,510,7058} \right)^{3,333} = 205\,701,2155 \text{ год.}$$

Розрахуємо ймовірність того, що за даного навантаження даний підшипник не зруйнується за період часу, що дорівнює ремонтному циклу (5 років) [13]. З огляду на структуру ремонтного циклу живильника дискового [14] тривалість ремонтів за 5 років ремонтного циклу складе:

$$T_1 = 8 \text{ год.}; T_2 = 16 \text{ год.}; K = 48 \text{ год.}$$

$$20T_1 + 9T_2 + K = 20 \cdot 8 + 9 \cdot 16 + 48 = 352 \text{ год.} \quad (3.54)$$

					КНУ.РБ.136.26.113с-11.03.РН	Арк.
						16
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Напрацювання до відмови в годинах за виключенням тривалості ремонтів:

$$T_{P \gamma_j} = (24 \cdot 365 \cdot 5) - 352 = 43\,448 \text{ год. (при } \gamma = 95 \text{ \%)} \quad (3.55)$$

$$K_{\gamma_j} = \frac{T_{P 90}}{T_{P \gamma_j}} = \frac{L_h^{III}}{T_{P \gamma_j}} = \frac{205\,701,2155}{43\,448} \approx 4,73 \quad (3.56)$$

За діаграмою (рисунок 14.1, [15]) знаходимо, що такому коефіцієнту відповідає імовірність $\gamma_j = 98,25\%$. Тобто імовірність того, що за даного навантаження та умов експлуатації підшипник роликовий конічний №7508 ДСТУ ISO 355 не зруйнується за 5 років, дорівнює $98,25\%$.

Ведений вал.

Зубчасте колесо швидкохідного ступеня посаджене на вал-шестерню проміжного ступеня. Розрахуємо сили, що діють в зубчастому зчепленні проміжного ступеня для шестерні, так як в цьому випадку вони будуть більші. За формулами (3.24) – (3.26) маємо

$$\text{колова: } F_t^n = \frac{2M_2}{d_1} = \frac{2 \cdot 262,2 \cdot 10^3}{70,1} = 7\,480,7418 \text{ Н;}$$

$$\text{радіальна: } F_r^n = F_t^n \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = 7480,7418 \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 14,1^\circ} = 2\,807,3471 \text{ Н;}$$

$$\text{осьова } F_a^n = F_r^n \operatorname{tg} \beta = 7480,7418 \cdot \operatorname{tg} 14,1^\circ = 1\,879,0325 \text{ Н.}$$

З компонування редуктора маємо креслення другого вала-шестерні та конструктивні відстані між опорами та дією сил в зубчастих зчепленнях швидкохідного та проміжного ступенів: $l_3 = 76,125$ мм; $l_4 = 164$ мм; $l_5 = 88,125$ мм.

На рисунку 3.3 зображено погляд згори на ведений вал швидкохідного ступеня.

Реакції опор вираховуємо з рівняння моментів сил відносно опор:

В площині xz :

$$M_{3_{xz}} = R_{x_4} (l_3 + l_4 + l_5) - F_r^n (l_3 + l_4) - F_a^n \frac{d_3}{2} + F_r^{III} l_3 - F_a^{III} \frac{d_2}{2} = 0 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow R_{x_4} = \frac{1}{l_3 + l_4 + l_5} \left(F_r^n (l_3 + l_4) + F_a^n \frac{d_3}{2} - F_r^{III} l_3 + F_a^{III} \frac{d_2}{2} \right) \quad (3.57)$$

					КНУ.РБ.136.26.113с-11.03.РН	Арк.
						17
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

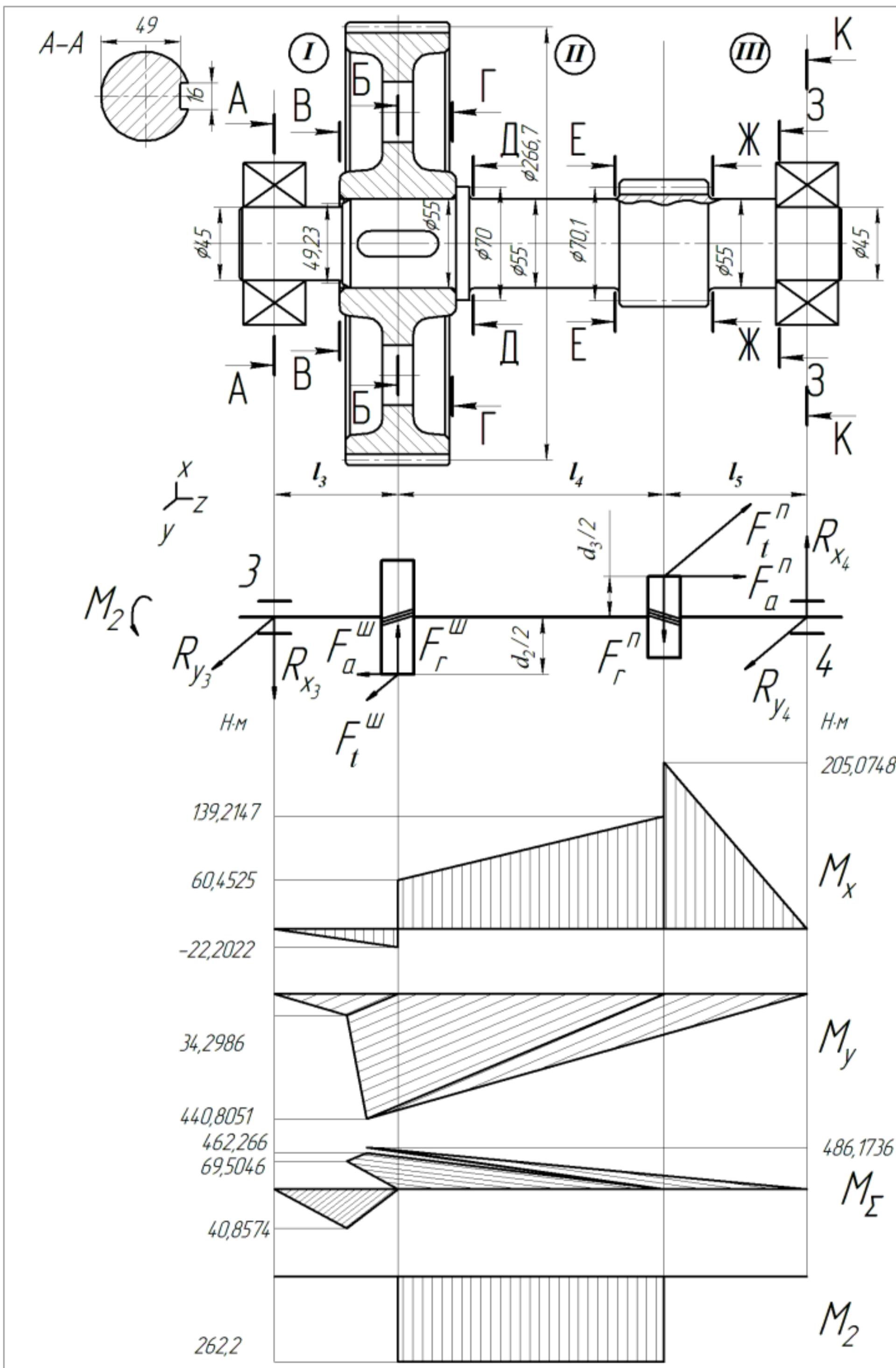


Рисунок 3.3 – Розрахункова схема веденого вала

				КНУ.РБ.136.26.113с-11.03.РН		Арк.
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		
						18

$$R_{x_4} = \frac{1}{76,125 + 164 + 88,125} \left(2807,3471(76,125 + 164) + 1879,0325 \frac{70,1}{2} - 771,9124 \cdot 76,125 + 620,0654 \frac{266,7}{2} \right) = 2\,327,1841 \text{ H}$$

$$M_{4_{xz}} = R_{x_3}(l_3 + l_4 + l_5) - F_r^u(l_4 + l_5) + F_r^n l_5 - F_a^u \frac{d_2}{2} - F_a^n \frac{d_3}{2} = 0 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow R_{x_3} = \frac{1}{l_3 + l_4 + l_5} \left(F_r^u(l_4 + l_5) - F_r^n l_5 + F_a^u \frac{d_2}{2} + F_a^n \frac{d_3}{2} \right). \quad (3.58)$$

$$R_{x_3} = \frac{1}{76,125 + 164 + 88,125} \left(771,9124(164 + 88,125) - 2807,3471 \cdot 88,125 + 620,0654 \frac{266,7}{2} + 1879,0325 \frac{70,1}{2} \right) = 291,7495 \text{ H}.$$

Перевірка:

$$-R_{x_3} + F_r^u - F_r^n + R_{x_4} =$$

$$= -291,7495 + 771,9124 - 2807,3471 + 2\,327,1841 = 0 \quad (3.59)$$

В площині yz:

$$M_{3_{yz}} = R_{y_4}(l_3 + l_4 + l_5) - F_t^n(l_3 + l_4) + F_t^u l_3 = 0 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow R_{y_4} = \frac{F_t^n(l_3 + l_4) - F_t^u l_3}{l_3 + l_4 + l_5} \quad (3.60)$$

$$R_{y_4} = \frac{7480,7418(76,125 + 164) - 2028,1426 \cdot 76,125}{76,125 + 164 + 88,125} = 5002,0435 \text{ H}$$

$$M_{4_{yz}} = R_{y_3}(l_3 + l_4 + l_5) + F_t^u(l_4 + l_5) - F_t^n l_5 = 0 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow R_{y_3} = \frac{-F_t^u(l_4 + l_5) + F_t^n l_5}{l_3 + l_4 + l_5}. \quad (3.61)$$

$$R_{y_3} = \frac{-2028,1426(164 + 88,125) + 7480,7418 \cdot 88,125}{76,125 + 164 + 88,125} = 450,5557 \text{ H}.$$

Перевірка:

$$-R_{y_3} - F_t^u + F_t^n - R_{y_4} =$$

$$= -450,5557 - 2028,1426 + 7480,7418 - 5002,0435 = 0 \quad (3.62)$$

					КНУ.РБ.136.26.113с-11.03.РН	Арк.
						19
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Сумарні реакції за формулами (3.50), (3.51):

$$P_{r3} = \sqrt{R_{x3}^2 + R_{y3}^2} = \sqrt{291,7495^2 + 450,5557^2} = 536,7665 \text{ Н.}$$

$$P_{r4} = \sqrt{R_{x4}^2 + R_{y4}^2} = \sqrt{2327,1841^2 + 5002,0435^2} = 5516,9036 \text{ Н.}$$

На 2-й вал (ведений вал першого ступеню) діють дві осьові сили:

$F_a^m = 620,065$ Н та $F_a^n = 1879,0325$ Н. Рівнобіжна цих двох сил:

$$F_a^2 = -F_a^m + F_a^n = -620,0654 + 1879,0325 = 1258,967 \text{ Н} \quad (3.63)$$

Знак «+» вказує на те, що рівнобіжна осьова сила направлена на 4-у опору від 3-ї.

Підбираємо підшипник за найбільш навантаженою опорою 4. Попередньо приймаємо роликові конічні підшипники 7609 за ДСТУ ISO 355 [12] $d_n = 45$ мм; $D_n = 100$ мм; $T = 38,25$ мм; $C = 114$ кН; $C_0 = 90,5$ кН; $e = 0,29$. При обертанні внутрішнього кільця підшипника щодо напрямку навантаження $V = 1$.

Знаходимо відношення F_a/VP_r :

$$F_a^2 / (VP_{r4}^n) = 1258,967 / (1 \cdot 5516,9036) = 0,2282 < 0,29 = e.$$

У цьому випадку осьове навантаження не потрібно враховувати, отже

$$X = 1; Y = 0.$$

Еквівалентне навантаження за виразом (3.52):

$$\begin{aligned} Q_4 &= (XVP_{r4} + YF_a^2) K_\sigma K_m = \\ &= (1 \cdot 1 \cdot 5516,9036 + 0 \cdot 1258,967) 1,5 \cdot 1 = 8275,3553 \text{ Н.} \end{aligned}$$

Коефіцієнти безпеки та температурний залишаються тими самими, що й для 1-го вала, бо вони працюють в одному редукторі.

Номінальна довговічність за виразом (3.53):

$$L_h = \frac{0,65 \cdot 10^6}{60 \cdot 329} \left(\frac{114000}{8275,3553} \right)^{3,3333} = 206360,645 \text{ год.}$$

Коефіцієнти a_{23} та β ті самі, що й для 1-го вала. Частота обертання 2-го вала $n_2 = 329$ об/хв.

					КНУ.РБ.136.26.113с-11.03.РН	Арк.
						20
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Для того ж самого напрацювання до відмови в годинах ймовірність того, що за даного навантаження даний підшипник не зруйнується за період часу, що дорівнює ремонтному циклу (5 років) за виразом (3.56):

$$K_{\gamma_j} = \frac{T_{P90}}{T_{P\gamma_j}} = \frac{L_h}{T_{P\gamma_j}} = \frac{206\,360,645}{43\,448} \approx 4,75 .$$

За діаграмою (рисунок 14.1, [15]) знаходимо, що такому коефіцієнту відповідає ймовірність $\gamma_j = 98,3\%$. Тобто ймовірність того, що за даного навантаження та умов експлуатації підшипник роликовий конічний №7609 ДСТУ ISO 355 не зруйнується за 5 років, дорівнює 98,3%.

3.2.5 Перевірка міцності шпонкових з'єднань

Матеріал шпонок – сталь 45 нормалізована. Маточини всіх коліс – сталеві. Муфти зубчасті для з'єднання циліндричного редуктора з електродвигуном та конічним редуктором – зі сталі 40. Тому $[\sigma_{зм}] = 100 \div 120$ МПа.

Напруга змінання і умова міцності:

$$\sigma_{зм}^{max} \approx \frac{2M_i}{d(h-t_{li})(l-b)} \leq [\sigma_{зм}] . \quad (3.64)$$

Ведучий вал.

Для $\varnothing 40$ мм розміри шпонки $b \times h = 12 \times 8$ мм. Повна довжина шпонки, що буде розташована у муфті зубчастій для з'єднання редуктора з електродвигуном – $l = 100$ мм. Глибина шпонкового паза у валу $t_1 = 5$ мм. Крутний момент на ведучому валу швидкохідного ступеня редуктора $M_1 = 54,05$ Н·м. Напруга змінання за виразом (3.64):

$$\sigma_{зм1}^{max} \approx \frac{2 \cdot 54,05 \cdot 10^3}{40(8-5)(100-12)} = 10,237 \text{ МПа} \ll 100 \div 120 = [\sigma_{зм}] .$$

Умову виконано.

Ведений вал.

Для $\varnothing 55$ мм розміри шпонки $b \times h = 16 \times 10$ мм. Довжина шпонки $l = 50$ мм. Глибина шпонкового паза у валу $t_1 = 6$ мм. Крутний момент на веденому валу швидкохідного ступеня редуктора $M_2 = 262,2$ Н·м. Напруга змінання за виразом (3.64):

					КНУ.РБ.136.26.113с-11.03.РН	Арк.
						21
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$\sigma_{зм 1}^{max} \approx \frac{2 \cdot 262,2 \cdot 10^3}{55(10-6)(50-16)} = 70,107 \text{ МПа} < 100 \div 120 = [\sigma_{зм}].$$

Умову виконано.

3.2 6 Уточнений розрахунок валів

Приймемо, що нормальні напруги вигину змінюються за симетричним циклом, а дотичні напруги кручення – за віднульовим (пульсуючим) циклом. Проводитимемо розрахунок для імовірно небезпечних перетинів кожного з валів.

Коефіцієнт запасу міцності в небезпечних перетинах:

$$s = \frac{s_{\sigma} s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}}, \quad (3.65)$$

де s_{σ} , s_{τ} – коефіцієнти запасу міцності відповідно за нормальними та дотичними напругами.

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \beta} \sigma_v + \psi_{\sigma} \sigma_m}; \quad (3.66)$$

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau} \beta} \tau_v + \psi_{\tau} \tau_m}, \quad (3.67)$$

де σ_{-1} , τ_{-1} – межі витривалості при симетричному циклі відповідно вигину та кручення, МПа;

k_{σ} , k_{τ} – ефективні коефіцієнти концентрації відповідно нормальних та дотичних напруг відповідно при вигині та крученні;

ε_{σ} , ε_{τ} – масштабні фактори відповідно для нормальних та дотичних напруг;

β – коефіцієнт, що враховує вплив шорсткості поверхні;

для $Ra = 0,32 \div 2,5$ $\beta = 0,97 \div 0,9$;

ψ_{σ} , ψ_{τ} – коефіцієнти, що віддзеркалює співвідношення меж витривалості при симетричному та пульсуючому циклах відповідно вигину та кручення;

					КНУ.РБ.136.26.113с-11.03.РН	Арк.
						22
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

σ_v , σ_m , τ_v , τ_m – амплітуда і середня напруга циклу відповідно нормальних та дотичних напруг, МПа.

Амплітуда циклу нормальних напруг σ_v дорівнює найбільшому напруженню вигину в розглянутому перетині:

$$\sigma_v = \sigma_{v \max} = \frac{M_i}{W_{z2i}}, \quad (3.68)$$

де M_i – вигинальний момент в перетині Н·мм;

W_{z2} – момент опору перетину вала при вигині, мм³.

В разі, якщо дія осьового навантаження F_a на вал в даному перетині відсутня чи дуже мала, приймають $\sigma_m = 0$. В іншому випадку

$$\sigma_m = \frac{F_a}{S_{пер.}}, \quad (3.69)$$

де $S_{пер.}$ – поперечна площа перетину, мм².

Значення амплітуди і середньої напруги циклу дотичних напруг визначають у припущенні, що внаслідок коливань крутного моменту M_i напруги кручення змінюються за віднульовим циклом. Тоді:

$$\tau_v = \tau_m = \frac{\tau_{max}}{2} = \frac{M_i}{2W_{крі}}. \quad (3.70)$$

При частому реверсі приймають, що напруги кручення змінюються за симетричним циклом. Тоді:

$$\tau_v = \tau_{max} = \frac{M_i}{W_{крі}}; \quad (3.71)$$

$$\tau_m = 0, \quad (3.72)$$

тут W_{z2i} , $W_{крі}$ – моменти опору перетину вала відповідно при згинанні та крученні, мм³;

У загальному випадку

$$W_{z2i} = \frac{J_{min_i}}{\rho_{i \max}}; \quad (3.73)$$

$$W_{крі} = \frac{J_{pi}}{\rho_{i \max}}, \quad (3.74)$$

					КНУ.РБ.136.26.113с-11.03.РН	Арк.
						23
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

де $J_{\min i}$ – мінімальний з двох осьових моментів інерції поперечного перерізу вала відносно нейтральної вісі (J_{X_i} чи J_{Y_i}), мм⁴;

J_{P_i} – полярний момент інерції поперечного перерізу вала відносно вісі обертання, мм⁴;

$\rho_{\max i}$ – максимальна відстань від центра мас до крайньої точки перерізу; для валів круглого перетину $\rho_{\max i} = d_{\max i}$;

$$J_{P_i} = J_{X_i} + J_{Y_i}. \quad (3.75)$$

Підставивши всі знайдені величини в (3.74) отримаємо:

$$W_{кр} = \frac{J_P}{\rho_{\max}} = \frac{2(J_X + J_Y)}{d}; \quad (3.76)$$

вираз (3.70) набуде вигляду:

$$\tau_v = \tau_m = \frac{M_i}{2 W_{кр i}} = \frac{M_i d_i}{4(J_{X_i} + J_{Y_i})}; \quad (3.77)$$

вираз (3.71) набуде вигляду:

$$\tau_v = \tau_{\max} = \frac{M_i}{W_{кр i}} = \frac{M_i d_i}{2(J_{X_i} + J_{Y_i})}. \quad (3.78)$$

Ведучий вал (рисунок 3.2).

Матеріал вал-шестерні – сталь 45, термічна обробка – покращення.

При діаметрі заготовки до 90 мм ($d_{a1} = 59,3$ мм) середнє значення $\sigma_s = 780$ МПа ([11]).

Межа витривалості для вуглецевої сталі при симетричному циклі вигину:

$$\sigma_{-1} \approx 0,43\sigma_s = 0,43 \cdot 780 = 335,4 \text{ МПа}. \quad (3.79)$$

Межа витривалості для вуглецевої сталі при симетричному циклі кручення:

$$\tau_{-1} \approx 0,58\sigma_{-1} = 0,58 \cdot 335,4 = 194,532 \text{ МПа}. \quad (3.80)$$

Як видно з епюр вигинальних та крутних моментів, вал має 3 ділянки: на нульовій ділянці діє тільки крутний момент, на I-й ділянці діють крутний і вигинальний моменти, на II-й ділянці діє тільки вигинальний момент.

На 0-й ділянці знаходяться концентратори напруги – шпонковий паз (перетин А–А), посадка підшипника кочення з гарантованим натягом (перетин Б–Б).

					КНУ.РБ.136.26.113с-11.03.РН	Арк.
						24
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

На I-й ділянці знаходяться концентратори напруги – посадка підшипника кочення з гарантованим натягом (перетин **Б–Б**) і галтельний перехід з Ø40 на Ø59,3 (шестерня ведучого вала, перетин **В–В**).

На II-й ділянці знаходяться концентратори напруги – 3 галтельні переходи (з Ø59,3 на Ø45 – перетин **Г–Г**, з Ø45 на Ø55 (буртик) – перетин **Д–Д** та з Ø55 на Ø40 – перетин **Е–Е**) та посадка підшипника кочення з гарантованим натягом (перетин **Ж–Ж**).

Перетин **А–А** (ділянка 0). Концентрацію напруги викликає наявність шпонкового паза. Діаметр вала в цьому перетині $d = 40$ мм. За ДСТУ ISO 773 розміри шпонкового паза наступні: $b \times h = 12 \times 8$ мм², $t_1 = 5$ мм, $r = 0,4$ мм. Цей перетин при передачі крутного моменту від електродвигуна через муфту розраховуємо на кручення, так як вигинальний момент у цьому перетині відсутній. Тому коефіцієнт запасу міцності розраховуємо за (3.67).

За допомогою AutoCAD 2D знаходимо, що для даного перетину Ø40.

$$J_{xA-A} = 108599,688517 \text{ мм}^4; J_{yA-A} = 125025,161244 \text{ мм}^4.$$

Так як реверс вала відсутній, ми прийняли, що дотичні напруги кручення змінюються за віднульовим (пульсуючим) циклом. Тоді за (3.77):

$$\tau_v = \tau_m = \frac{54,05 \cdot 10^3 \cdot 40}{4(108599,6885 + 125025,1612)} = 2,314 \text{ МПа}.$$

Приймаємо для $\sigma_e = 780$ МПа $k_t = 1,68$ [11], для Ø40 мм $\varepsilon_t = 0,73$ [11], для вуглецевої сталі $\psi_t = 0,1$ [10]; для шорсткості поверхні $Ra = 0,8$ приймаємо $\beta = 0,95458716$. Тоді коефіцієнт запасу міцності у перетині **А–А**:

$$s_{A-A} = s_{\tau A-A} = \frac{194,532}{2,314 \left(\frac{1,68}{0,73 \cdot 0,95458716} + 0,1 \right)} = 33,488.$$

Такий великий коефіцієнт запасу міцності пояснюється тим, що діаметр валу був збільшений при конструюванні для з'єднання його стандартною муфтою з валом електродвигуна.

Перетин **Б–Б** (ділянка I). Концентрацію напруги викликає наявність посадки підшипника кочення з гарантованим натягом. Цей перетин при передачі крутного

					КНУ.РБ.136.26.113с-11.03.РН	Арк.
						25
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

моменту від електродвигуна через муфту розраховуємо на кручення, так як вигинальний момент у цьому перетині відсутній. Тому коефіцієнт запасу міцності розраховуємо за (3.67).

Для $\varnothing 40$ та $\sigma_s = 780$ МПа за [11]: $\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = 3,56$,

$$\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} = 0,6 \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + 0,4 = 0,6 \cdot 3,56 + 0,4 = 2,536. \quad (3.81)$$

Для вуглецевої сталі $\psi_\tau = 0,1$ [10].

Крутний момент $M_1 = 54,05 \cdot 10^3$ Н·мм.

Момент опору суцільного круглого перетину вала при крученні:

$$W_{крБ-Б} = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 40^3}{16} = 12\,566,371 \text{ мм}^3. \quad (3.82)$$

Так як реверс вала відсутній, ми прийняли, що дотичні напруги кручення змінюються за віднульовим (пульсуючим) циклом. Тоді за (3.70):

$$\tau_{vБ-Б} = \tau_{mБ-Б} = \frac{M_1}{2 W_{крБ-Б}} = \frac{54,05 \cdot 10^3}{2 \cdot 12\,566,371} = 2,15 \text{ МПа.}$$

Для шорсткості поверхні $Ra 0,8$ приймаємо $\beta = 0,95458716$. Тоді коефіцієнт запасу міцності у перетині Б–Б за формулою (3.67):

$$s_{Б-Б} = s_{\tau_{Б-Б}} = \frac{194,532}{2,15 \left(\frac{2,536}{0,95458716} + 0,1 \right)} = 32,814$$

Перетин **В–В** (ділянка I). Концентрацію напруги викликає наявність галтельного переходу з $\varnothing 40$ на $\varnothing 59,3$. Перетин витримує навантаження кручення і вигину. При $\frac{D}{d} = \frac{59,3}{40} = 1,4825$ і $\frac{r}{d} = \frac{2}{40} = 0,05$ коефіцієнти концентрації напружень $k_\sigma = 2,18$, $k_\tau = 1,513$ [11]. Масштабні фактори для вуглецевої сталі $\varepsilon_\sigma = 0,85$, $\varepsilon_\tau = 0,73$ [11]. Шорсткість поверхні у перетині **В–В** така сама ($Ra = 0,8$), тому $\beta = 0,95458716$.

Згинальний момент в горизонтальній площині у перетині В–В ведучого вала (рисунок 3.2):

					КНУ.РБ.136.26.113с-11.03.РН	Арк.
						26
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$M_{B-B}^z = R_{x1} x \text{ Н}\cdot\text{мм}; \quad (3.83)$$

при $x = l_1 - b_1/2$

$$M_{B-B}^z = R_{x1} (l_1 - b_1/2) = 549,2717 \cdot (69,375 - 69/2) = 19,15585 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Згинальний момент в вертикальній площині:

$$M_{B-B}^6 = R_{y1} x \text{ Н}\cdot\text{мм}; \quad (3.84)$$

при $x = l_1 - b_1/2$

$$M_{B-B}^6 = R_{y1} (l_1 - b_1/2) = 1581,1135 \cdot (69,375 - 69/2) = 55,14 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Сумарний вигинальний момент у перетині $B-B$ ведучого вала:

$$M_{B-B} = \sqrt{M_{B-B}^z + M_{B-B}^6} \quad (3.85)$$

$$M_{B-B} = \sqrt{19,15585^2 + 55,14^2} \cdot 10^3 = 58,37391 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Момент опору суцільного круглого перетину вала при згинанні:

$$W_{32B-B} = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 40^3}{32} = 6283,1853 \text{ мм}^3; \quad (3.86)$$

Для вуглецевої сталі $\psi_\sigma = 0,2$ [10].

Амплітуда циклу нормальних напруг σ_v за формулою (3.68):

$$\sigma_v = \sigma_{v \max} = \frac{M_{B-B}}{W_{32B-B}} = \frac{58,37391 \cdot 10^3}{6283,1853} = 9,29 \text{ МПа}.$$

Осьове навантаження F_a на вал в даному перетині відсутнє, тому приймаємо $\sigma_m = 0$.

Коефіцієнт запасу міцності за нормальними напругами за (3.66):

$$s_{\sigma_{B-B}} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta} \sigma_v + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{335,4}{\frac{2,18}{0,85 \cdot 0,95458716} 9,26 + 0} = 13,437.$$

Крутний момент $M_t = 54,05 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$

Момент опору суцільного круглого перетину вала при крученні такий самий, як і в перетині $B-B$:

$$W_{крB-B} = W_{крB-B} = 12566,371 \text{ мм}^3.$$

					КНУ.РБ.136.26.113с-11.03.РН	Арк.
						27
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Значення амплітуди і середньої напруги циклу дотичних напруг такі самі, як для перетину *Б–Б*:

$$\tau_{v_{B-B}} = \tau_{m_{B-B}} = \tau_{v_{B-B}} = \tau_{m_{B-B}} = 2,15 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт запасу міцності за дотичними напругами за формулою (3.67):

$$s_{\tau_{B-B}} = \frac{194,532}{2,15 \left(\frac{1,513}{0,73 \cdot 0,95458716} + 0,1 \right)} = 39,827 .$$

Коефіцієнт запасу міцності у перетині *В–В* за формулою (3.65)

$$s_{B-B} = \frac{13,437 \cdot 39,827}{\sqrt{13,437^2 + 39,827^2}} = 12,732 .$$

Перетин *Г–Г* (ділянка II). Концентрацію напруги викликає наявність галтельного переходу з $\varnothing 59,3$ на $\varnothing 45$. Цей перетин витримує лише вигинальні напруги. В зв'язку з тим, що всі розрахунки аналогічні попередньому концентратору напруги, зводимо їх у таблицю 3.1.

Перетин *Д–Д* (ділянка II). Концентрацію напруги викликає наявність галтельного переходу з $\varnothing 45$ на $\varnothing 55$. Цей перетин витримує лише вигинальні напруги. В зв'язку з тим, що всі розрахунки аналогічні попередньому концентратору напруги, зводимо їх у таблицю 3.1.

Перетин *Е–Е* (ділянка II). Концентрацію напруги викликає наявність галтельного переходу з $\varnothing 40$ на $\varnothing 55$. Цей перетин витримує лише вигинальні напруги. В зв'язку з тим, що всі розрахунки аналогічні попередньому концентратору напруги, зводимо їх у таблицю 3.1.

Перетин *Ж–Ж* (ділянка II). Концентрацію напруги викликає наявність посадки підшипника кочення з гарантованим натягом. Але вигинальний і крутний моменти у цьому перетині дорівнюють 0.

Зведемо результати розрахунків ведучого вала в таблицю 3.2.

В усіх перетинах $s > [s] = 2,5$. Умову виконано.

					КНУ.РБ.136.26.113с-11.03.РН	Арк.
						28
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 3.1 – Розрахунок коефіцієнтів запасу міцності в небезпечних перетинах ведучого вала швидкохідного ступеню

Параметр	Перетин		
	<i>Г-Г</i>	<i>Д-Д</i>	<i>Е-Е</i>
Вид концентратора	галтель		
<i>D</i> , мм	59,3	55	55
<i>d</i> , мм	45	45	40
<i>r</i> , мм	2	2	2
σ_B , МПа	780		
σ_{-1} , МПа	335,4		
τ_{-1} , МПа	194,532		
<i>D/d</i>	1,3178	1,22	1,375
<i>r/d</i>	0,0444444		0,05
<i>k_σ</i>	1,8417777778		2,018
<i>k_τ</i>	1,5535555556		1,513
ϵ_σ	0,835		0,85
ϵ_τ	0,715		0,73
<i>Ra</i>	12,5	12,5	0,8
β	0,57889908		0,95458716
ψ_σ	0,2		
ψ_τ	0,1		
Вигинальні моменти			
в горизонтальній площині <i>M_x</i> , Н·м	46,9494	8,8778	7,7646
в вертикальній площині <i>M_y</i> , Н·м	94,2673	17,8253	15,5901
сумарний <i>M_Σ</i> , Н·м	105,3117	19,9137	17,1467
<i>W₃₂</i> , мм ³	8946,176		6283,185307
σ_v , МПа	11,77171	2,226	2,772
<i>F_a</i> , Н	620,0654		
<i>S</i> , мм ²	1590,431281		1256,637061
σ_m , МПа	0,39		0,493
Крутний момент, Н·м	0		
<i>W_{кр}</i> , мм ³	–	–	–
τ_v	–	–	–
τ_m	–	–	–
<i>S_σ</i>	7,465	39,186	47,964
<i>S_τ</i>	–	–	–
<i>S</i>	7,465	39,186	47,964

					КНУ.РБ.136.26.113с-11.03.РН	Арк.
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		29

Таблиця 3.2 – Результати розрахунків ведучого вала швидкохідного ступеню

Перетин	<i>A-A</i>	<i>B-B</i>	<i>B-B</i>	<i>Г-Г</i>	<i>Д-Д</i>	<i>E-E</i>
Коефіцієнт запасу <i>s</i>	33,488	32,814	12,732	6,576	34,549	47,964

Ведений вал (рисунок 3.3).

З метою зменшення розмірів та залишення генерального плану розташування трансмісії, електродвигуна і живильника дискового без змін приймаємо матеріал вала – легована сталь 40ХН; термообробка – об’ємне загартування, $\sigma_s = 930$ МПа [11].

Межа витривалості при симетричному циклі вигину для легової сталі:

$$\sigma_{-1} \approx 0,35\sigma_s + (70 \div 120) = 0,35 \cdot 930 + 74,5 = 325,5 + 74,5 = 400 \text{ МПа. (3.87)}$$

Межа витривалості при симетричному циклі дотичних напруг за (3.80):

$$\tau_{-1} \approx 0,58\sigma_{-1} = 0,58 \cdot 400 = 232 \text{ МПа.}$$

Як видно з епюр вигинальних та крутних моментів, вал має 3 ділянки: на I-й та III-й ділянці діють тільки вигинальні моменти, на II-й ділянці діють і крутний і вигинальний моменти.

На I-й ділянці знаходяться концентратори напруги – посадка підшипника кочення з гарантованим натягом (перетин *A-A*), шпонковий паз (перетин *B-B*), галтельний перехід з $\varnothing 45$ на $\varnothing 49,23$ (перетин *B-B*).

На II-й ділянці знаходяться концентратори напруги – 2 галтельних переходи з $\varnothing 55$ на $\varnothing 70$ (перетини *Г-Г* та *Д-Д*), галтельний перехід з $\varnothing 55$ на $\varnothing 78,25$ (перетин *E-E*).

На III-й ділянці знаходяться концентратори напруги – галтельний перехід з $\varnothing 55$ на $\varnothing 78,25$ (перетин *Ж-Ж*), галтельний перехід з $\varnothing 45$ на $\varnothing 55$ (перетин *З-З*) та посадка підшипника кочення з гарантованим натягом (перетин *К-К*).

Перетин *A-A* (ділянка I). Концентрацію напруги викликає наявність посадки підшипника кочення з гарантованим натягом. Але вигинальний і крутний моменти у цьому перетині дорівнюють 0.

Перетин *B-B* (ділянка I). Концентрацію напруги викликає наявність шпонкового паза. Перетин витримує лише вигинальні напруги. Діаметр вала в цьому перетині 55 мм. За ДСТУ ISO 773 розміри шпонкового паза наступні:

					КНУ.РБ.136.26.113с-11.03.РН	Арк.
						30
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 3.3 – Розрахунок коефіцієнтів запасу міцності в небезпечних перетинах веденого вала швидкохідного ступеню

Параметр	Перетин						
	<i>Б-Б</i>	<i>В-В</i>	<i>Г-Г</i>	<i>Д-Д</i>	<i>Е-Е</i>	<i>Ж-Ж</i>	<i>З-З</i>
Вид концентратора	паз	галтель					
1	2	3	4	5	6	7	8
<i>D</i> , мм	–	49,23	70	70	78,25	78,25	55
<i>d</i> , мм	55	45	55	55	55	55	45
<i>b</i> × <i>h</i> , мм ²	16×10	–	–	–	–	–	–
<i>t</i> ₁ , мм	6	–	–	–	–	–	–
<i>r</i> , мм	0,4	2,0	2,5	2,5	2,5	2,5	2,0
σ_B , МПа	930						
σ_{-1} , МПа	400						
τ_{-1} , МПа	232						
<i>D/d</i>	–	1,094	1,272727273		1,422727273		1,222222
<i>r/d</i>	–	0,0444	0,04545				0,044444
<i>k</i> _{σ}	1,93	1,77266667	2,19763636364				2,212888889
<i>k</i> _{τ}	1,93	–	1,6240909091				–
ε_σ	0,6875	0,715	0,6875				0,715
ε_τ	0,6875	–	0,6875				0,715
<i>R</i> _a	0,8	3,2	0,8	12,5			0,8
β	0,95458716	0,87752294	0,95458716	0,57889908			0,95458716
ψ_σ	0,25						
ψ_τ	0,08						
<i>M</i> _x , Н·м	60,4525	-11,7027	77,7417	81,5838	126,0076	141,0798	44,5056
<i>M</i> _y , Н·м	34,2986	18,0785	123,5317	143,3613	372,6409	303,2489	95,6641
<i>M</i> _z , Н·м	69,5046	21,5357	145,9584	164,9496	393,3690	334,4599	105,51
<i>J</i> _x , мм ⁴	395933,402546	201288,96	449180,2543				201288,96
<i>J</i> _y , мм ⁴	447378,590193	201288,96	449180,2543				201288,96
<i>W</i> _{z2} , мм ³	14397,5782744	8946,175955	16333,8274				8946,175955
σ_v , МПа	4,83	2,407	8,936	10,099	24,083	20,477	11,794
<i>F</i> _a , Н	1258,967						
<i>S</i> , мм ²	2286,185443	1590,431281	2375,82944				1590,431281
σ_m , МПа	0,55068457	0,791588459	0,529906324				0,791588459
<i>M</i> _{кр} , Н·м	262,5	0	262,5			0	
<i>W</i> _{кр} , мм ³	30665,8906	17892,35191	32667,65486				
τ_v	4,275	0	4,013			0	0
τ_m	4,275	0	4,013			0	0
<i>s</i> _{σ}	35,03	57,15	16,437	8,843	3,714	3,534	10,128
<i>s</i> _{τ}	17,965	–	23,981	14,736	14,736	–	–
<i>s</i>	15,985	57,15	13,558	7,582	3,602	3,534	10,128
КНУ.РБ.136.26.113с-11.03.РН							Арк.
Змін Арк. № документа Підпис Дата							31

$b \times h = 16 \times 10 \text{ мм}^2$, $t_1 = 6 \text{ мм}$, $r = 0,4 \text{ мм}$. В зв'язку з тим, що всі розрахунки аналогічні попереднім, зводимо їх у таблицю 3.3.

Перетин **В–В** (ділянка I). Концентрацію напруги викликає наявність галтельного переходу $r = 2 \text{ мм}$ з $\text{Ø}45$ на $\text{Ø}49,23$. Перетин витримує лише вигинальні напруги. В зв'язку з тим, що всі розрахунки аналогічні попереднім, зводимо їх у таблицю 3.3.

Перетини **Г–Г** та **Д–Д** (ділянка II). Концентрацію напруги викликає наявність галтельного переходу $r = 2,5 \text{ мм}$ з $\text{Ø}55$ на $\text{Ø}70$. Перетин витримує навантаження кручення і вигину. В зв'язку з тим, що всі розрахунки аналогічні попереднім, зводимо їх у таблицю 3.3.

Перетин **Е–Е** (ділянка II). Концентрацію напруги викликає наявність галтельного переходу з $r = 2,5 \text{ мм}$ $\text{Ø}55$ на $\text{Ø}78,25$. Перетин витримує навантаження кручення і вигину. В зв'язку з тим, що всі розрахунки аналогічні попереднім, зводимо їх у таблицю 3.3.

Перетин **Ж–Ж** (ділянка III). Концентрацію напруги викликає наявність галтельного переходу з $r = 2,5 \text{ мм}$ $\text{Ø}55$ на $\text{Ø}78,25$. Перетин витримує лише вигинальні напруги. В зв'язку з тим, що всі розрахунки аналогічні попереднім, зводимо їх у таблицю 3.3.

Перетин **З–З** (ділянка III). Концентрацію напруги викликає наявність галтельного переходу з $r = 2 \text{ мм}$ $\text{Ø}45$ на $\text{Ø}55$. Перетин витримує лише вигинальні напруги. В зв'язку з тим, що всі розрахунки аналогічні попереднім, зводимо їх у таблицю 3.3.

Перетин **К–К** (ділянка III). Концентрацію напруги викликає наявність посадки підшипника кочення з гарантованим натягом. Але вигинальний і крутний моменти у цьому перетині дорівнюють 0.

Зведемо результати розрахунків веденого вала в таблицю 3.4.

Таблиця 3.4 – Результати розрахунків веденого вала швидкохідного ступеню

Перетин	Б–Б	В–В	Г–Г	Д–Д	Е–Е	Ж–Ж	З–З
Коефіцієнт запасу s	15,985	57,15	13,558	7,582	3,602	3,534	10,128

В усіх перетинах $s > [s] = 2,5$. Умову виконано.

					КНУ.РБ.136.26.113с-11.03.РН	Арк.
						32
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

3.3 Розрахунок і вибір стандартних елементів кінематичної схеми

3.3.1 Вибір швидкохідної муфти

Муфта вибирається з умови:

$$K_1 \cdot K_2 \leq \frac{M_m}{M_{кр}^{max}}, \quad (3.88)$$

де K_1 – ступінь відповідальності передачі ([16]), $K_1=1,2$;

K_2 – режим роботи механізму $K_2 = 1,5$;

M_m – найбільший крутний момент, що передається муфтою;

$M_{кр}^{max}$ – найбільший крутний момент, діючий у з'єднанні валів; для

даного вала $M_{кр}^{max} = M_{ц1} = 54,055$ Н·м.

Тоді:

$$M_m^{III} = K_1 \cdot K_2 \cdot M_{ц1} = 1,2 \cdot 1,5 \cdot 54,055 = 97,299 \text{ Н·м.} \quad (3.89)$$

Задовольняє ці умови муфта зубчаста **МЗ НЗ** ([16]).

3.3.2 Вибір тихохідної муфти

Муфта для тихохідного вала, що з'єднує вихідний вал циліндричного редуктора з вхідним валом конічного редуктора розраховується за формулою (3.19) для наступних значень параметрів:

K_1 – ступінь відповідальності передачі ([16]), $K_1=1$;

K_2 – режим роботи механізму $K_2 = 1,6$;

M_m – найбільший крутний момент, що передається муфтою;

$M_{кр}^{max}$ – найбільший крутний момент, діючий у з'єднанні валів; для даного вала $M_{кр}^{max} = M_{ц4} = 7733,781$ Н·м.

$$M_m^m = K_1 \cdot K_2 \cdot M_{ц4} = 1,4 \cdot 1,6 \cdot 2733,477 = 6123,67 \text{ Н·м}$$

Задовольняє ці умови муфта зубчаста **МЗ Н7** ([16]).

					КНУ.РБ.136.26.113с-11.03.РН	Арк.
						33
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

3.4 Перевірка потужності електродвигуна привода живильника

В зв'язку з тим, що у модернізованій машині був залишений старий електродвигун, перевіримо, чи вистачить його потужності для забезпечення потрібної продуктивності живильника дискового ДТ-200.

Визначаємо загальний коефіцієнт корисної дії привода:

$$\eta = \eta_m^2 \cdot \eta_{\text{ц}}^3 \cdot \eta_n^5 \cdot \eta_k, \quad (3.90)$$

де $\eta_m = 0,99$ – коефіцієнт корисної дії зубчастої муфти;

$\eta_{\text{ц}} = 0,98$ – коефіцієнт корисної дії закритої циліндричної косозубої зубчастої передачі;

$\eta_n = 0,99$ – коефіцієнт корисної дії однієї пари підшипників кочення;

$\eta_k = 0,97$ – коефіцієнт корисної дії закритої конічної зубчастої передачі.

Згідно кінематичної схеми (рисунок 3.1) механізм привода живильника дискового матиме 2 зубчасті муфти, 3 пари циліндричних коліс у закритому корпусі, 5 пар підшипників кочення та 1 пару конічних коліс у закритому корпусі. Таким чином:

$$\eta = 0,99^2 \cdot 0,98^3 \cdot 0,99^5 \cdot 0,97 = 0,851.$$

Продуктивність дискового живильника [16], т/год.:

$$P = 570 \cdot \pi \frac{h^2 \omega_{\text{д}} \gamma}{\text{tg} \alpha} \left(\frac{D}{2} + \frac{h}{3 \text{tg} \alpha} \right) = \frac{570 \cdot \pi h^2 \omega_{\text{д}} \gamma}{\text{tg} \alpha} R_3. \quad (3.91)$$

При куті скосу насипного матеріалу $\alpha = 35^\circ$ (після округлення числових величин) продуктивність живильника, т/год.:

$$P = 1300 \cdot p^2 \omega_{\text{д}} \gamma (D + h), \quad (3.92)$$

де h – висота розташування манжети над диском, м (рисунок 3.4);

$\omega_{\text{д}}$ – кутова швидкість диска, с^{-1} ;

γ – об'ємна маса матеріалу, $\text{т}/\text{м}^3$; для руди $\gamma = 2,1-3,5 \text{ т}/\text{м}^3$;

приймаємо $\gamma = 3 \text{ т}/\text{м}^3$;

α – кут скосу насипного матеріалу, що знаходиться на диску;

					КНУ.РБ.136.26.113с-11.03.РН	Арк.
						34
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

D – внутрішній діаметр патрубку, м; $D = 1$ м;

$$R_3 = \frac{D}{2} + \frac{h}{3 \operatorname{tg} \alpha} \quad \text{– відстань центру тяжіння трикутника } abc \text{ від осі}$$

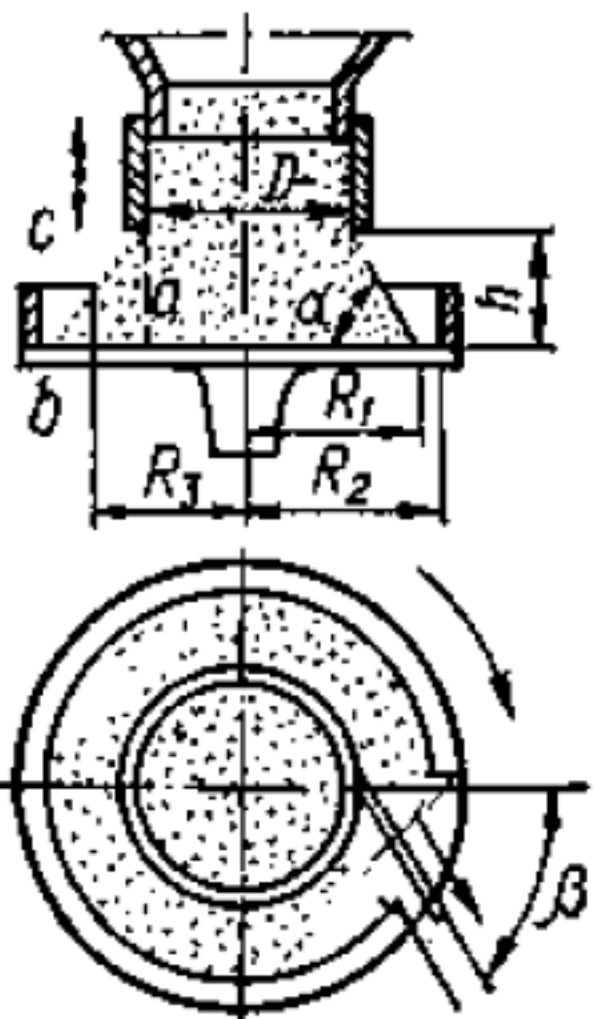
обертання;

$$R_3 = \frac{1}{2} + \frac{0,8}{3 \operatorname{tg} 35^\circ} = 0,881 \text{ м.}$$

При роботі тарілчастого живильника потужність електродвигуна витрачається на подолання наступних основних моментів сил опору, кН м:

- моменту сил тертя матеріалу об диск (M_1);
- моменту сил тертя матеріалу об скребок (M_2) і
- моменту сил внутрішнього тертя між частинами матеріалу, що обертаються і нерухомими, в патрубку або горловині бункера (M_3).

Момент сил тертя матеріалу об диск M_1 визначають виходячи з того, що за один оборот диска скребком буде скинуто кільце матеріалу з перетином у вигляді трикутника abc (рисунок 3.4). Сила тертя цього кільця матеріалу об диск:



$$F_1 = \frac{h^2}{2 \operatorname{tg} \alpha} 2\pi R_3 \gamma g f_1, \quad (3.93)$$

де f_1 – коефіцієнт тертя матеріалу об диск;
для матеріалу, що транспортується,
– руди – коефіцієнт тертя об сталь
 $f_1 = 0,6-0,8$; приймаємо $f_1 = 0,7$.

Шлях переміщення матеріалу рівний $R_2 - R_3$
(див. рисунок 3.4).

R_2 – внутрішній радіус телескопа диска:

$$R_2 = \frac{D_2}{2} - b = \frac{1,7}{2} - 0,040 = 0,81 \text{ м,} \quad (3.94)$$

де b – товщина стінки телескопа.

Робота сили $F_1 \cdot (R_2 - R_3)$ здійснюється за рахунок відцентрової сили P_u і моменту M_1 .

Рисунок 3.4 –
Схема дискового
(тарілчастого)
живильника

					КНУ.РБ.136.26.113с-11.03.РН	Арк.
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		35

Відцентрова сила

$$P_u = \frac{h^2}{2 \operatorname{tg} \alpha} 2\pi R_3 \gamma \frac{v^2}{R_3}, \quad (3.95)$$

де v – окружна швидкість диска на відстані R_3 від осі обертання.

Використовуючи формулу (3.91) і провівши заміну у формулах (3.93) і (3.95), отримаємо:

$$\pi R_3 \frac{h^2}{\operatorname{tg} \alpha} \gamma = \frac{\Pi}{570 \omega_\partial}. \quad (3.96)$$

Тоді

$$F_1 = \frac{\Pi f_1 g}{570 \omega_\partial}; \quad (3.97)$$

$$P_u = \frac{\Pi v^2 g}{570 \omega_\partial R_3}. \quad (3.98)$$

Роботі моменту M_1 при повороті диска на кут 2π відповідає робота сили $(F - P_u)$ на шляху $(R_2 - R_3)$, тобто

$$M_1 \cdot 2\pi = \int_{R_3}^{R_2} (F_1 - P_u) R dR = (F_1 - P_u) (R_2 - R_3). \quad (3.99)$$

Звідки, після підстановки значень F_1 і P_u

$$M_1 = \frac{\Pi (R_2 - R_3)}{2\pi \cdot 570 \cdot \omega_\partial} g \left(f_1 - \frac{v^2}{R_3} \right). \quad (3.100)$$

Виконавши заміну $v = \omega_\partial \cdot R_3$, отримаємо момент, кН · м:

$$M_1 = \frac{\Pi (R_2 - R_3) g}{3600 \cdot \omega_\partial} \left(f_1 - R_3 \omega_\partial^2 \right), \quad (3.101)$$

де Π – продуктивність живильника, т/год.;

$$\left[\frac{t}{\text{год.}} \right] = \left[\frac{m^3}{\text{год.}} \right] \gamma = \left[\frac{m^3}{\text{год.}} \right] \times \left[\frac{t}{m^3} \right] = \left[\frac{t}{\text{год.}} \right],$$

$\omega_\partial = \pi n / 30$ – кутова швидкість диска, c^{-1} ; $\omega_\partial = 7 \pi / 30 = 0,733 c^{-1}$;

R_2 і R_3 – радіуси, м.

					КНУ.РБ.136.26.113с-11.03.РН	Арк.
						36
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$M_1 = \frac{112 \cdot 3 \cdot (0,881 - 0,81) \cdot 9,81 (0,7 - 0,881 \cdot 0,733^2)}{3600 \cdot 0,733} = 0,02 \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

Момент сил тертя матеріалу об шкребок M_2 залежить від сили нормального тиску матеріалу на шкребок:

$$N_n = \frac{M_1}{R_3 \cos \beta}, \quad (3.102)$$

де β – кут скребка до радіального променя, пересічного з скребком на відстані R_3 від осі обертання; $\beta = 20,838368^\circ$.

Тоді сила тертя

$$F_2 = N_n f_1 = \frac{M_1 f_1}{R_3 \cos \beta} \quad (3.103)$$

і момент, кН · м:

$$M_2 = F_2 R_3 \sin \beta = M_1 f_1 \operatorname{tg} \beta. \quad (3.104)$$

$$M_2 = 0,0067 \cdot 0,7 \operatorname{tg} 20,838368^\circ = 0,0054 \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

Момент сил внутрішнього тертя M_3 визначають з елементарного моменту тертя для елементарного кільця шириною dr :

$$dM_3 = 2\pi r dr p f_\sigma r = 2\pi r^2 p f_\sigma dr. \quad (3.105)$$

Для всієї поверхні перетину горловини, кН · м:

$$M_3 = \int_0^{\frac{D}{2}} 2\pi r^2 p f_\sigma dr = \frac{\pi p f_\sigma D^3}{12} = \frac{GD f_\sigma}{3}, \quad (3.106)$$

де $p = \frac{R\gamma g}{fm}$ – тиск матеріалу (за Янсенном);

$R = S/L$ – гідравлічний радіус випускного отвору (рівний відношенню площі перетину отвору до його периметра);

$f = \operatorname{tg} \varphi$ – коефіцієнт внутрішнього тертя матеріалу (для руди $\operatorname{tg} \varphi = 0,7-0,8$; приймаємо $\operatorname{tg} \varphi = 0,75$);

$m = \frac{1 - \sin \varphi}{1 + \sin \varphi}$ – коефіцієнт рухливості матеріалу (за Ренкіним);

					КНУ.РБ.136.26.113с-11.03.РН	Арк.
						37
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

f_{σ} – коефіцієнт внутрішнього зрушення матеріалу (приблизно рівний коефіцієнту внутрішнього тертя);

$$G = \frac{\pi D^2}{4} p - \text{сила тиску матеріалу};$$

γ – об'ємна маса матеріалу.

$$\begin{aligned} M_3 &= \frac{\pi f_{\sigma} D^3}{12} p = \frac{\pi f_{\sigma} D^3}{12} \frac{R \gamma g}{f m} = \\ &= \frac{\pi f_{\sigma} D^3}{12} \frac{\gamma g}{f m L} = \frac{\pi f_{\sigma} D^3}{12} \cdot \frac{\gamma g}{f} \cdot \frac{\pi D^2}{4 \pi D} \cdot \frac{1 + \sin \varphi}{1 - \sin \varphi} = \\ &= \frac{\pi D^4 \gamma g}{48} \cdot \frac{1 + \sin \varphi}{1 - \sin \varphi} = \frac{\pi \cdot 1^4 \cdot 3 \cdot 9,81}{48} \cdot \frac{1 + \sin(\arctg 0,75)}{1 - \sin(\arctg 0,75)} = \\ &= 1,926 \frac{1 + 0,6}{1 - 0,6} = 7,705 \text{ кН}\cdot\text{м}. \end{aligned}$$

Потужність електродвигуна тарілчастого живильника, кВт:

$$N = \frac{(M_1 + M_2 + M_3)}{\eta} \omega_{\partial} k_3, \quad (3.107)$$

де η – загальний к. к. д. передачі за формулою (3.90);

$k_3 = 1,15 \dots 1,25$ – коефіцієнт запасу; приймаємо $k_3 = 1,25$.

$$N = \frac{(0,02 + 0,054 + 7,705)}{0,851} 0,733 \cdot 1,25 = 8,376 \text{ кВт}.$$

Потужність електродвигуна постійного струму ПН-290 – $N_{\partial e} = 9,5$ кВт, що цілком забезпечує розрахункову потужність для забезпечення потрібної продуктивності живильника дискового ДТ-200.

					КНУ.РБ.136.26.113с-11.03.РН	Арк.
						38
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

У ході виконання роботи було проведено комплексне дослідження ефективності функціонування дозувального обладнання у виробництві згрудкованих матеріалів. На основі проведеного аналізу та розроблених проєктних рішень можна зробити наступні висновки:

1. Аналіз поточного стану експлуатації дозувальних систем на підприємствах металургійного комплексу виявив, що традиційні об'ємні живильники, попри їхню високу механічну надійність, вже не відповідають сучасним вимогам до точності складання шихти. Похибка дозування при використанні застарілих приводних систем без зворотного зв'язку може сягати 5–7 %, що негативно впливає на якість готових котунів та агломерату.

2. Обґрунтовано перехід до комбінованого методу дозування, який поєднує витривалість дискових (тарілчастих) живильників із точністю безперервного вагового контролю. Встановлення ваговимірювача під кожним бункером дозволяє перетворити живильник на прецизійний виконавчий механізм, здатний миттєво реагувати на зміну фізико-механічних властивостей сировини (вологості, насипної щільності).

3. Розроблено заходи з модернізації кінематичної схеми привода. Заміна складного комбінованого редуктора на систему з двох послідовно підключених агрегатів (циліндричного триступеневого та конічного) дозволила значно спростити конструкцію, підвищити її ремонтпридатність та надійність. Безпосередня посадка диска на вертикальний вал конічного редуктора мінімізує кількість проміжних ланок та підвищує загальний ККД установки. Конічний редуктор, завдяки масивній конструкції і малій частоті обертання валів, майже ніколи не виходить з ладу і може працювати необмежену кількість годин, потім його просто замінюють на новий. Виконується такий ремонт щонайменше раз у п'ять років. Циліндричний редуктор розташований поза зоною розташування живильника дискового, що дає переваги

					КНУ.РБ.136.26.113с-11.В				
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата					
Розроб.	Кондратенко				ВИСНОВКИ		Літ.	Аркуш	Аркушів
Перевір.	Ярош						р	б	1
Н.контр.	Ярош				каф. МЧМЛВ гр. МТ-22-1				
Затв.	Бабошко								

у зручності обслуговування, легкому демонтажі, транспортуванні (завдяки своїм невеликим габаритам і відносно малій вазі) і саме головне – не потрібно демонтувати диск живильника для ремонту циліндричного редуктора.

4. З метою залишення генерального плану розташування трансмісії, електродвигуна і живильника дискового без змін розміри стандартного триступеневого циліндричного косозубого редуктора прийшлося зменшити за рахунок виконання веденого валу першого (швидкохідного) ступеня з легованої сталі 40ХН з об'ємним загартуванням. Це дало більшу межу міцності ($\sigma_s = 930$ МПа) вала і, як результат, дозволило зменшити його конструктивні розміри без втрати коефіцієнтів запасу міцності в небезпечних перетинах.

5. Застосування частотно-регульованого електропривода (ЧРП) у парі з ПІД-алгоритмом керування (адаптивні пропорційно-інтегрально-диференціальні регулятори або системи на базі нейронних мереж) забезпечує плавність пускових режимів та підтримку заданої витрати компонентів шихти з точністю до $\pm 0,5$ %.

					КНУ.РБ.136.26.113с-11.В	Арк.
						2
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ЛІТЕРАТУРА

1. Харлашин П.С. (ред.) *Металургія (проблеми, теорія, технологія, якість): Підручник*. Донецьк: Норд Комп'ютер, 2004. 723 с.
2. Савельєв С.Г., Кондратенко М.М., Кондратенко А.М., *Дослідження ефективності роботи дозувального обладнання при виробництві згрудкованих матеріалів // Матеріали Міжнар. науково-техн. конфер. «Розвиток промисловості та суспільства», Кривий Ріг: КНУ, 2026. – С. 100.*
3. Смирнов В.О., Білецький В.С. *Підготовчі процеси збагачення корисних копалин: навчальний посібник*. Донецьк: Східний видавничий дім, Донецьке відділення НТШ, 2012. 284 с.
4. *Методичні вказівки до практичного заняття «Визначення продуктивності шнекового конвеєра» з дисципліни «Проектування машинобудівних заводів» освітньо-кваліфікаційного рівня «спеціаліст, магістр» за напрямками 7(8).05050201 «Інженерна механіка», 7(8).05050301 «Машинобудування» усіх форм навчання. Дніпродзержинськ: ДДТУ, 2014 р. 18 стор.*
5. Русанов І.Ф., Петрушов С.М. *Конструкції і обладнання фабрик окускування: навчальний посібник*. Алчевськ: ДДТУ, 2010. 272 с.
6. *Задачник з теорії процесів підготовки сировини до доменної плавки. Семакова В.Б., Томаш О.А., Руських В.П. та ін. Маріуполь: ПДТУ, 2010. 105 с.*
7. Кузьміна С.Д. *Удосконалення процесу усереднення залізородних матеріалів у технологічному циклі їх підготовки до агломерації : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. тех. наук : спец. 05.16.02 «Металургія чорних металів», Донецьк, 2001. 20 с.*
8. Федорінов В.А., Добронос Ю.К. *Технологічні лінії та комплекси металургійних цехів: конспект лекцій для бакалаврів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування», спеціалізація «Інжиніринг автоматизованих машин і агрегатів», Краматорськ : ДДМА, 2019. 44 с.*

					КНУ.РБ.136.26.113с-11.Л			
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата				
Розроб.	Кондратенко				ЛІТЕРАТУРА	Літ.	Аркуш	Аркушів
Перевір.	Ярош					р	б	1
Н.контр.	Ярош				каф. МЧМЛВ ер. МТ-22-1			
Затв.	Савельєв							

9. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. 2-е вид., перероб. Львів: Афіша, 2003. 560 с.
10. Гайдамака А.В. Деталі машин. Основи теорії та розрахунків: навчальний посібник. Харків: Харківський політехнічний інститут, Планета-Принт, 2020. 275 с.
11. Ловейкін В.С., Рибалко В.М. Деталі машин. Курсове проектування. – Київ: Компринт, 2020. 275 с.
12. Скуратовський А.К. Підшипники кочення. Частина 2. Роликові підшипники: навчальний посібник. Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. 52 с.
13. Павлице В.Т. Підшипники кочення: Основні параметри, конструкції опор, змащування, ущільнення та розрахунки ресурсу. Львів: Національний університет „Львівська політехніка” (Інформаційно-видавничий центр „ІНТЕЛЕКТ+” Інституту підвищення кваліфікації та перепідготовки кадрів), „Інтелект-Захід”, 2001. 136 с.
14. Положення про технічне обслуговування устаткування підприємств гірничо-металургійного комплексу. Міністерство промислової політики України, 2004. Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0807-04#Text>
15. Канарчук В.Є., Полянський С.К., Дмитрієв М.М. Надійність машин: Підручник. Київ: «Либідь», 2003. 424 с.
16. Усачов В.П. Технологічні лінії та комплекси металургійних цехів. У 2-х ч. Ч.2 Технологічні основи компоновки ліній металургійних виробництв: Підручник для вузів. Київ: ІСДО, 1994. 415с.

					КНУ.РБ.136.26.113с-11.Л	Арк.
						2
Змін	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	Перв. примен.	Справ. №	Подп. и дата	Инв. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата	Инв. № подл.	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Лит.	Лист	Листов	
																						Разраб.
				<i>Документація</i>																		
A4			КНУ.РБ.136.26.113с-11.05.ЖД.СК	<i>Складальне креслення</i>																		
				<i>Складальні одиниці</i>																		
		1	КНУ.РБ.136.26.113с-11.05.ЖД.00.01.000.СК	<i>Муфта зубчаста МЗНЗ</i>	1																	
				<i>Деталі</i>																		
		2	КНУ.РБ.136.26.113с-11.05.ЖД.00.00.002	<i>Диск</i>	1																	
		3	КНУ.РБ.136.26.113с-11.05.ЖД.00.00.003	<i>Плита футеровочна</i>	1																	
		4	КНУ.РБ.136.26.113с-11.05.ЖД.00.00.004	<i>Плита</i>	1																	
		5	КНУ.РБ.136.26.113с-11.05.ЖД.00.00.005	<i>Кожух</i>	1																	
		6	КНУ.РБ.136.26.113с-11.05.ЖД.00.00.006	<i>Прокладка</i>	1																	
		7	КНУ.РБ.136.26.113с-11.05.ЖД.00.00.007	<i>Телескоп</i>	1																	
		8	КНУ.РБ.136.26.113с-11.05.ЖД.00.00.008	<i>Обічайка</i>	1																	
		9	КНУ.РБ.136.26.113с-11.05.ЖД.00.00.009	<i>Вал</i>	1																	
		10	КНУ.РБ.136.26.113с-11.05.ЖД.00.00.010	<i>Колесо зубчасте</i>	1																	
		11	КНУ.РБ.136.26.113с-11.05.ЖД.00.00.011	<i>Вал-шестерня</i>	1																	
		12	КНУ.РБ.136.26.113с-11.05.ЖД.00.00.012	<i>Вал-шестерня конічний</i>	1																	
		13	КНУ.РБ.136.26.113с-11.05.ЖД.00.00.013	<i>Вал-шестерня</i>	1																	
		14	КНУ.РБ.136.26.113с-11.05.ЖД.00.00.014	<i>Колесо зубчасте конічне</i>	1																	
		15	КНУ.РБ.136.26.113с-11.05.ЖД.00.00.015	<i>Колесо зубчасте</i>	1																	
				<i>Стандартні вироби</i>																		
		16		<i>Болт М12Х30 ГОСТ 7812-72</i>	4																	
													КНУ.РБ.136.26.113с-11.05.ЖД.СК.СП									
													Живильник дисковий до модернізації									
													Лит. Лист Листов									
													р δ 1 2									
													каф. МЧМЛВ									
													гр. МТ-22-1									
													Формат А4									

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
		17		Болт М16Х30 ГОСТ 7812-72	4	
		18		Болт М16Х80 ГОСТ 7812-72	24	
		19		Болт М20Х50 ГОСТ 7812-72	2	
		20		Болт М20Х120 ГОСТ 7812-72	4	
		21		Болт М30Х110 ГОСТ 7812-72	6	
		22		Гайка М16 ГОСТ 5915-70	2	
		23		Гайка М16 ГОСТ 5915-70	24	
		24		Шайба ГОСТ 6402-70	1	
		25		Підшипник №700910 ГОСТ 8338-57	2	
		26		Підшипник №3616 ГОСТ 5721-57	1	
		27		Підшипник №7620 ГОСТ 333-59	2	
		28		Підшипник №3528 ГОСТ 5721-57	1	
		29		Підшипник №8236 ГОСТ 6874-54	1	
		30		Підшипник №3538 ГОСТ 5721-57	1	
		31		Шайба концева ГОСТ 6402-70	1	
		32		Шайба прижимна ГОСТ 6402-70	6	
		33		Шпонка призматична Н14Х9Х70 ГОСТ 8789-68	1	
		34		Шпонка призматична Н45Х25Х180 ГОСТ 8789-68	1	
		35		Штіфт конічний 20Х100 Покупні вироби	2	
		36		Електродвигун ПН-290	1	
		37		Редуктор ЦКЦ-200-260-500	1	
Инд. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инд. № дубл.	Подп. и дата	КНУ.РБ.136.26.113с-11.05.ЖД.СК.СП	
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Лист 2	

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
A4			КНУ.РБ.136.26.113с-11.07.РЦТ.СК	Документація		
				Складальне креслення		
				Складальні одиниці		
				Деталі		
		1	КНУ.РБ.136.26.113с-11.07.РЦТ.00.00.001	Кришка редуктора	1	
		2	КНУ.РБ.136.26.113с-11.07.РЦТ.00.00.002	Картер редуктора	1	
		3	КНУ.РБ.136.26.113с-11.07.РЦТ.00.00.003	Вал-шестерня вхідний	1	
		4	КНУ.РБ.136.26.113с-11.07.РЦТ.00.00.004	Колесо зубчасте 1 ступені	1	
		5	КНУ.РБ.136.26.113с-11.07.РЦТ.00.00.005	Вал-шестерня проміжний	1	
		6	КНУ.РБ.136.26.113с-11.07.РЦТ.00.00.006	Колесо зубчасте 2 ступені	1	
		7	КНУ.РБ.136.26.113с-11.07.РЦТ.00.00.007	Вал-шестерня 3 ступені	1	
		8	КНУ.РБ.136.26.113с-11.07.РЦТ.00.00.008	Колесо зубчасте 3 ступені	1	
		9	КНУ.РБ.136.26.113с-11.07.РЦТ.00.00.009	Вал вихідний	1	
		10	КНУ.РБ.136.26.113с-11.07.РЦТ.00.00.010	Кільце	2	
		11	КНУ.РБ.136.26.113с-11.07.РЦТ.00.00.011	Кільце	1	
		12	КНУ.РБ.136.26.113с-11.07.РЦТ.00.00.012	Кільце	1	
		13	КНУ.РБ.136.26.113с-11.07.РЦТ.00.00.013	Кільце	1	
		14	КНУ.РБ.136.26.113с-11.07.РЦТ.00.00.014	Втулка	1	
		15	КНУ.РБ.136.26.113с-11.07.РЦТ.00.00.015	Кришка D=135 d=40	1	
		16	КНУ.РБ.136.26.113с-11.07.РЦТ.00.00.016	Кришка D=135	1	
		17	КНУ.РБ.136.26.113с-11.07.РЦТ.00.00.017	Кришка D=155	2	
		18	КНУ.РБ.136.26.113с-11.07.РЦТ.00.00.018	Кришка D=240	2	
		19	КНУ.РБ.136.26.113с-11.07.РЦТ.00.00.019	Кришка D=360	1	
		20	КНУ.РБ.136.26.113с-11.07.РЦТ.00.00.020	Кришка D=360 d=120	1	
КНУ.РБ.136.26.113с-11.04.РЦТ.СК.СП						
Изм.	Лист	№ докцм.	Подп.	Дата		
Разраб.	Кондратенко				Лит.	Лист
Проб.	Ярош				р δ	1 3
Н.контр.	Ярош				каф. МЧМЛВ	
Утв.	Бабюшко				гр. МТ-22-1	
Редуктор циліндричний треступеневиий						
Копировал						
Формат А4						

Перв. примен.

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

Формат	Зона	Поз.	Обозначення	Наименование	Кол.	Примечание
		21	КНУ.РБ.136.26.113с-11.07.РЦТ.00.00.021	Пробка М27×2	1	
		22	КНУ.РБ.136.26.113с-11.07.РЦТ.00.00.022	Маслоказівник жезловий	1	
		23	КНУ.РБ.136.26.113с-11.07.РЦТ.00.00.023	Віддушина	1	
		24	КНУ.РБ.136.26.113с-11.07.РЦТ.00.00.024	Кришка люка	2	
		25	КНУ.РБ.136.26.113с-11.07.РЦТ.00.00.025	Ручка	2	
		26	КНУ.РБ.136.26.113с-11.07.РЦТ.00.00.026	Прокладка d=135 D=80	2	
		27	КНУ.РБ.136.26.113с-11.07.РЦТ.00.00.027	Прокладка d=155 D=100	2	
		28	КНУ.РБ.136.26.113с-11.07.РЦТ.00.00.028	Прокладка d=240 D=170	2	
		29	КНУ.РБ.136.26.113с-11.07.РЦТ.00.00.029	Прокладка d=360 D=230	2	
		30	КНУ.РБ.136.26.113с-11.07.РЦТ.00.00.030	Прокладка d=26 D=16 δ=2	1	
		31	КНУ.РБ.136.26.113с-11.07.РЦТ.00.00.031	Прокладка 190×140 δ=2	2	
				<i>Стандартні вироби</i>		
		32		Болт М10×25 ГОСТ 15589-70	24	
		33		Болт М12×30 ГОСТ 15589-70	12	
		34		Болт М12×32 ГОСТ 15589-70	2	
		35		Болт М12×65 ГОСТ 15589-70	4	
		36		Болт М18×45 ГОСТ 15589-70	12	
		37		Болт М18×140 ГОСТ 15589-70	10	
		38		Винт М8Х22 ГОСТ 1491-80	8	
		39		Гайка М12 ГОСТ 15265-70	4	
		40		Гайка М18 ГОСТ 15265-70	10	
		41		Підшипник 7508 ГОСТ333-79	2	
		42		Підшипник 7609 ГОСТ333-79	2	
		43		Підшипник 7616 ГОСТ333-79	2	
		44		Підшипник 7526 ГОСТ333-79	2	
		45		Рим-болт М20 ГОСТ 4175-73	2	
		46		Шпонка призматична 16×10×50 ГОСТ 2360-76	1	
		47		Шпонка призматична 22×14×80 ГОСТ 2360-76	1	
Інв. № подл.	Подп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Подп. і дата	КНУ.РБ.136.26.113с-11.04.РТЦ.СК.СП	
Ізм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Лист 2	

