

Центральноукраїнський національний технічний університет

Агротехнічний факультет

Кафедра сільськогосподарського машинобудування

“Допущено до захисту”

Зав. кафедрою СГМ

к.т.н., професор

\_\_\_\_\_ Олексій ВАСИЛЬКОВСЬКИЙ

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2025 р.

## **ДИПЛОМНА РОБОТА**

**за другим (магістерським) рівнем вищої освіти  
на тему:**

«Механізація виробництва молока з вдосконаленням бункера-дозатора»

Виконав здобувач вищої освіти ІІ курсу,  
групи АІ-24М-1

ОПП «Агроінженерія»

спеціальності 208 «Агроінженерія»

\_\_\_\_\_ Помазан Олег Володимирович

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2025 р.

Керівник роботи

доцент, канд. техн. наук

\_\_\_\_\_ Володимир АМОСОВ

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2025 р.

Рецензент

професор, докт. техн. наук

\_\_\_\_\_ Ігор ШЕПЕЛЕНКО

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2025 р.

м. Кропивницький

# Центральноукраїнський національний технічний університет

Факультет Агротехнічний

Кафедра Сільськогосподарського машинобудування

Рівень вищої освіти другий (магістерський) рівень

Галузь знань 20 «Аграрні науки та продовольство»

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

Освітньо-професійна (освітньо-наукова) програма ОПП «Агроінженерія»

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_ **Олексій ВАСИЛЬКОВСЬКИЙ**

«\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2025 року

## **ЗАВДАННЯ НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ ЗА ДРУГИМ (МАГІСТЕРСЬКИМ) РІВНЕМ ВИЩОЇ ОСВІТИ ЗДОБУВАЧА ВИЩОЇ ОСВІТИ**

\_\_\_\_\_ Помазан Олег Володимирович \_\_\_\_\_

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи (проекту) Механізація виробництва молока з вдосконаленням бункера-дозатора

2. Керівник роботи (проекту)

Амосов Володимир Васильович, к.т.н., доцент  
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

3. Строк подання роботи до захисту 10.12.2025 р.

4. Мета та завдання дипломної роботи (проекту) Метою даної дипломної роботи є покращення якості підготовки кормів шляхом розроблення та вдосконалення транспортерного дозуючого механізму бункерного дозатора стеблових кормів.

5. Перелік графічного матеріалу Бункери-живильники та бункери-дозатори

Теоретичні дослідження Бункер-дозатор БДК-Ф-70-20

Транспортер Деталювання

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Розробка та оформлення розділів 1 та 2	15.10.2025 р.	
2	Проведення необхідних розрахунків та оформлення розділу 3	29.10.2025 р.	
3	Проведення необхідних розрахунків та оформлення розділу 4	5.11.2025 р.	
4	Оформлення графічної частини ДР	19.11.2025 р.	
5	Проведення необхідних розрахунків та оформлення розділів 5 та 6	26.11.2025 р.	
6	Нормоконтроль, захист ДР на засіданні ДЕК	Згідно з графіком	

Дата видачі завдання

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2025 р.

Підпис керівника

\_\_\_\_\_ Амосов В.В.  
(прізвище та ініціали)

Завдання прийнято до виконання

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2025 р.

Підпис здобувача

\_\_\_\_\_ Помазан О.В.  
(прізвище та ініціали)

Помазан, О. В. Механізація виробництва молока з вдосконаленням бункера-дозатора: кваліфікаційна магістерська робота : спец. Н7 «Агроінженерія» / наук. кер. В.В. Амосов; Центральнoукраїн. нац. техн. ун-т. – Кропивницький : ЦНТУ, 2025. – 52 с.

Проведений аналіз сучасних технічних засобів для механізації дозування подрібнених грубих кормів. Проведені теоретичні дослідження процесу дозування кормів та запропонована вдосконалена конструкція планетарного бітерного дозатора зі змінним кутом входження пальців в моноліт корму, що дозволило покращити якість і ефективність роботи дозування грубих кормів.

Запропоновано заходи по покращенню умов праці механізатора.  
**бункер-дозатор, бітерний дозатор, грубий корм, дозування**

Pomazan Oleg

Mechanization of milk production with improvement of the hopper-doser

The analysis of modern technical means for the mechanization of dosage of crushed roughage was carried out. Theoretical studies of the feed dosing process were carried out and an improved design of the planetary biter dispenser with a variable angle of entry of the fingers into the feed monolith was proposed, which made it possible to improve the quality and efficiency of roughage dosing.

Measures to improve the working conditions of the machine operator are proposed.

**hopper dispenser, bitter dispenser, roughage, dosing**

# ЗМІСТ

	Стор.
1. Вступ .....	5
2. Стан досліджуваного питання та вибір напрямку досліджень .....	7
3. Наукова частина .....	14
4. Практична реалізація результатів досліджень .....	29
5. Охорона праці .....	46
6. Загальні висновки .....	48
Список використаної літератури .....	50
Додатки .....	52

## 1 ВСТУП

В Україні молочне скотарство відіграє важливу роль у розвитку сільського господарства та має суттєве економічне значення. Ця галузь успішно функціонує в різних ґрунтово-кліматичних зонах і представлена фермерськими, приватними, кооперативними, сімейними та орендними господарствами. Споживання молока та молочної продукції в країні постійно зростає, і відповідно до науково обґрунтованих норм харчування воно повинно досягати 450–500 кг на одну особу на рік.

Протягом останніх десятиліть у тваринницькій галузі спостерігаються негативні тенденції, зокрема значне скорочення чисельності поголів'я худоби та зниження її продуктивності. Одночасно погіршилися умови кормозабезпечення, рівень організації виробничих процесів і технології виробництва молока. Такі зміни суттєво ускладнили економічний стан аграрного сектору, що зумовило необхідність розроблення державної програми та комплексу першочергових заходів, спрямованих на відновлення і стабілізацію тваринництва в Україні.

У більшості європейських країн середній річний надій молока від однієї корови становить 4,0–5,0 тис. кг. Таких показників досягнуто завдяки впровадженню інтенсивних технологій виробництва молока, раціональному використанню генетичного потенціалу тварин, удосконаленню молочних порід, розвитку кормовиробництва, а також широкому застосуванню механізації та автоматизації технологічних процесів.

Сучасне молочне скотарство базується на системі механізованих та зоотехнологічних операцій, які формують ефективні технології утримання, годівлі, відтворення і використання тварин. Такі системи забезпечують безперервність і ритмічність виробничих процесів та дотримання технологічної дисципліни. Важливими умовами подальшого розвитку галузі є зміцнення кормової бази, повне забезпечення тварин збалансованими за поживними речовинами, вітамінами та мінеральними добавками кормами відповідно до запланованої продуктивності, а також технічне переоснащення ферм сучасними

засобами механізації й автоматизації та раціональне використання машин і обладнання.

Відповідно до національної виробничої програми України одним із пріоритетних напрямів розвитку тваринництва є завершення механізації всіх технологічних процесів і впровадження комплексної автоматизації на основі сучасних прогресивних технологій виробництва та переробки молока.

Метою даної дипломної роботи є покращення якості підготовки кормів шляхом розроблення та вдосконалення транспортерного дозуючого механізму бункерного дозатора стеблових кормів.

## **2. СТАН ДОСЛІДЖУВАНОВОГО ПИТАННЯ ТА ВИБІР НАПРЯМУ ДОСЛІДЖЕНЬ**

Однією з найважливіших і водночас найскладніших операцій у процесі підготовки кормів до згодовування, а також при виробництві збалансованих кормових сумішей, є точне дозування кормів і їх складових відповідно до встановлених рецептів добових раціонів для різних технологічних груп тварин. Недотримання необхідних пропорцій компонентів у кормовій суміші може призвести як до зменшення, так і до надлишкового вмісту поживних речовин, що в результаті спричиняє нераціональне використання кормів і зниження рівня одержуваної продукції. Забезпечення цих процесів здійснюється за допомогою накопичувальних бункерів, кормопереробного обладнання, транспортерів, регулювальних механізмів, а також спеціальних пристроїв для відокремлення, дозування та вирівнювання кормів [4].

### **2.1 Загальна характеристика бункерів-дозаторів грубих кормів**

Бункери-дозатори грубих кормів є важливим елементом систем механізації процесів годівлі сільськогосподарських тварин. Вони призначені для приймання, накопичення, дозування та рівномірної подачі сіна, соломи, сінажу та інших грубих кормів до годівниць або кормового столу [5].

Використання бункерів-дозаторів дозволяє зменшити затрати ручної праці, підвищити продуктивність праці обслуговуючого персоналу та забезпечити стабільну якість годівлі тварин, що безпосередньо впливає на їхню продуктивність [7].

У сучасних умовах розвитку тваринництва бункери-дозатори застосовуються як у складі стаціонарних кормоцехів, так і в мобільних кормороздавачах та змішувачах-кормороздавачах різних типів [6].

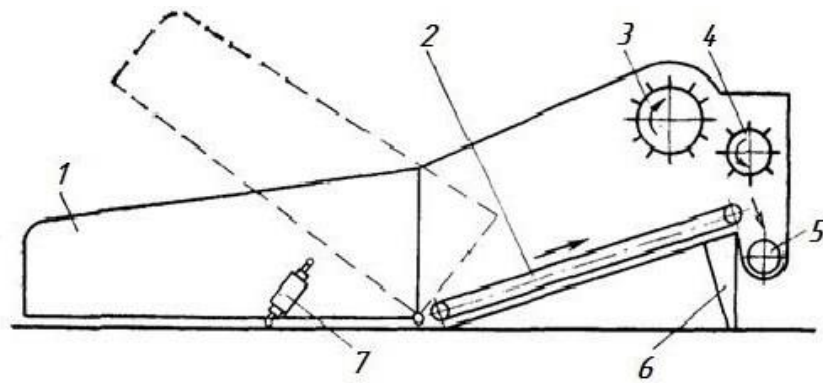


Рис. 2.1 – Конструктивно-функціональна схема живильника-дозатора кормів: 1 – приймальний лотік; 2 – живильний конвеєр; 3 – зчісувальний (відбійний) бітер; 4 – розпушувальний бітер; 5 – шнековий транспортер; 6 – опора; 7 – гідроциліндр.

## 2.2 Класифікація та конструктивні особливості бункерів-дозаторів

За конструктивним виконанням та типом робочих органів бункери-дозатори грубих кормів поділяють на шнекові, стрічкові, ланцюгово-планчасті та барабанні [5].

Шнекові бункери-дозатори забезпечують рівномірне переміщення та дозування корму завдяки обертанню гвинтового робочого органу. Вони широко застосовуються у змішувачах-кормороздавачах закордонного виробництва [6].

Стрічкові та ланцюгово-планчасті механізми відзначаються підвищеною надійністю та простотою конструкції, що робить їх доцільними для використання у вітчизняних кормороздавачах типу КТУ [7].

Барабанні дозуючі органи застосовуються для розпушування та рівномірного вивантаження злежаних грубих кормів, однак мають складнішу конструкцію та вищу вартість.

### **2.3 Вітчизняні бункери-дозатори на прикладі кормороздавачів КТУ**

Кормороздавачі типу КТУ (рис. 2.2) є одними з найбільш поширених машин для роздавання грубих кормів у господарствах України [7]. Вони характеризуються простою та надійною конструкцією, адаптованою до умов експлуатації на вітчизняних фермах.

Бункер-дозатор кормороздавача КТУ має металевий корпус та оснащується ланцюгово-планчастим або стрічковим транспортером, який забезпечує подачу корму до вивантажувального вікна [1].

Перевагами таких машин є невисока вартість, ремонтпридатність та можливість агрегування з тракторами середнього класу потужності.



Рис. 2.2 – Кормороздавач КТУ з бункером-дозатором грубих кормів.

### **2.4 Бункери-живильники та бункери-дозатори**

До сучасних машин цього призначення, які серійно виготовляються промисловістю, належать живильники-дозатори для стеблових кормів (ПДК-Ф-3, ПДК-Ф-12, ПСМ-Ф-50), а також для коренебульбоплодів (ПДК-10 без приймального лотка). Зазначене обладнання є уніфікованим і розроблене на основі живильника зеленої маси ПЗМ-1,5 та його модернізованої версії ПЗМ-1,5М. Конструкція основних вузлів, принцип роботи, схема технологічного процесу, способи регулювання механізмів, усунення можливих несправностей і виконання технічного обслуговування у цих машин суттєво не відрізняються. У зв'язку з цим доцільно розглядати їхню будову та роботу на прикладі базової моделі ПЗМ-1,5 (ПДК-Ф-12).

Живильник-дозатор складається з приймального лотка, оснащеного гідравлічним механізмом піднімання, конвеєра-живильника, шнекового вивантажувального транспортера та пульта керування.

Основним робочим органом машини є конвеєр-живильник, який забезпечує дозовану подачу корму. До його складу входять регулятор рівня завантаження, поздовжній транспортер, зчісувальний (відбійний) бітер і розпушувальний бітер.

Зміна положення зчісувального бітера відносно полотна конвеєра дозволяє встановлювати необхідну норму подавання кормової маси на завантажувальний транспортер. Привід конвеєра здійснюється від електродвигуна через клинопасову та ланцюгову передачі, а також кривошипно-храповий механізм.

Живильник-дозатор розміщують на початку відповідної технологічної лінії, зокрема в кормоцехах, на лініях приготування вітамінного борошна, завантаження сінажних башт або системах роздавання кормів. Транспортний засіб заїжджає заднім ходом на приймальний лоток і здійснює вивантаження кормів. Далі кормова маса з лотка надходить на полотно конвеєра-живильника, транспортується до верхнього зчісувального бітера, який вирівнює шар, після чого потрапляє до розпушувального бітера. Попередньо дозований і розпушений корм рівномірно подається на поперечний шнек, а з нього — на збірний або завантажувальний транспортер.

Регулювання кількості корму, що подається в технологічну лінію, здійснюється шляхом зміни швидкості руху полотна поздовжнього конвеєра-живильника з урахуванням висоти встановлення зчісувального бітера. Для цього в трансмісії конвеєра, яка включає ланцюгову передачу, храповий механізм і ведучі колеса, передбачено спеціальний пристрій регулювання зачеплення храпового колеса. Під час налаштування швидкості подачі ослаблюють фіксатор рукоятки та встановлюють зірочку з кривошипом у положення, за якого верхня собачка займає крайнє ліве положення. Далі, обертанням регулювальної стяжки, переміщують щиток до моменту виходу

нижньої собачки із зачеплення. Рукоятку фіксують у положенні, що відповідає необхідній кількості зубців храпового колеса, які перебувають у зачепленні.

Під час проходження корму через зазор між відбійним бітером і полотном конвеєра пропускається лише шар визначеної товщини, тоді як надлишок знімається бітером. Для встановлення потрібної норми подачі передбачено регулювання величини цього зазору: при опусканні бітера подача корму зменшується, а при його підніманні — збільшується. Налаштування положення бітера виконують за допомогою домкрата.

Після повного розвантаження кормів приймальний лоток під дією власної ваги опускається у початкове горизонтальне положення при переведенні важеля гідророзподільника в положення «Опускання».

## **2.5 Закордонні конструкції бункерів-дозаторів (Trioliet, Siloking, KUNN)**

Сучасні закордонні виробники сільськогосподарської техніки пропонують високотехнологічні бункери-дозатори, які поєднують функції дозування, змішування та подрібнення кормів [6].

Компанія Trioliet (Нідерланди) виготовляє змішувачі-кормороздавачі з вертикальними шнеками, які забезпечують ефективне перемішування та рівномірне вивантаження грубих кормів (рис. 2.3) [6].

Фірма Siloking (Німеччина) застосовує ребристі бункери та потужні шнеки, що дозволяє працювати з тюкованими кормами та забезпечувати однорідність кормосуміші (рис. 2.4).



Рис. 2.3 – Змішувач-кормороздавач Trioliet.



Рис. 2.4 – Змішувач-кормороздавач, Siloking.

Техніка компанії KUHN (Франція) відзначається високим рівнем автоматизації, наявністю систем зважування та точного дозування компонентів корму (рис. 2.5) [6].



Рис. 2.5 – Змішувач-кормороздавач KUHN.

## 2.6 Порівняльна оцінка конструкцій бункерів-дозаторів

Порівняльний аналіз конструкцій бункерів-дозаторів свідчить, що вітчизняні машини типу КТУ поступаються закордонним аналогам за рівнем автоматизації, однак мають переваги за простотою конструкції та економічністю [7].

Закордонні машини забезпечують більш точне дозування та кращу якість приготування кормосумішей, що є важливим для великих тваринницьких комплексів [6].

Таблиця 2.1 – Технічні характеристики бункерів-дозаторів грубих кормів

Виробник	Тип машини	Об'єм бункера, м <sup>3</sup>	Дозуючий орган	Продуктивність, т/год
КТУ	Причипний	8–12	Транспортер	3–6
Trioliet	Причипний	10–30	Вертикальний шнек	5–10
Siloking	Причипний	12–40	Шнек	6–12
KUHN	Причипний	8–45	Вертикальний шнек	5–12

## **2.7 Висновки до розділу**

У результаті аналізу встановлено, що бункери-дозатори грубих кормів є невід'ємною складовою сучасних машин для механізації тваринництва.

Вибір конкретної конструкції повинен здійснюватися з урахуванням умов експлуатації, виду кормів та масштабів виробництва.

### 3. НАУКОВА ЧАСТИНА

#### 3.1 Теоретичні дослідження процесу дозування листостебельної маси корму бітерними дозаторами

З аналізу наведених у літературних джерелах даних випливає, що для дозованої подачі стеблових в'язких матеріалів у технологічних лініях приготування кормів найчастіше використовують ланцюгово-планкові бункерні живильники, обладнані бітерними механізмами різної конструкції. Такі машини відрізняються між собою типом і будовою робочих органів подаючих конвеєрів, конструктивними особливостями бітерів, їх кількістю та взаємним розміщенням, кутом нахилу транспортерних живильників відносно горизонтальної площини, а також конструкцією приймальної частини.

Процес дозованого подавання стеблових та інших в'язких кормів здійснюється із застосуванням одно- або двоступінчастих систем. Кормова маса, що знаходиться у вигляді моноліту в бункері, переміщується ланцюгово-планковим конвеєром до відокремлювальних пристроїв, які включають бітери (рис. 3.1, д, е). Пальці бітерів зчісують, розпушують і відокремлюють кормову масу, яка контактує з ними, після чого вона вивантажується на поперечний транспортер або безпосередньо подається в технологічну лінію на збірний конвеєр для подальшого змішування компонентів, що відповідає одноступінчастій системі дозування.

Пропускна спроможність бітерного механізму повинна бути більшою або рівною пропускній здатності живильника, який подає корм до блоку бітерів, та узгоджуватися з нею за продуктивністю. Така система забезпечує регульовану і дозовану подачу в'язких кормових матеріалів із допустимими відхиленнями від заданої норми. Однак для підвищення точності дозування стеблових та інших в'язких кормів, а також для забезпечення стабільної роботи бітерного пристрою в межах технологічних допусків, застосовують двоступінчасту систему дозування.

Двоступінчаста система включає живильник-дозатор-відокремлювач бітерного типу та вирівнювальний зчісувальний пристрій поперечного конвеєра. Останній забезпечує згладжування нерівномірності потоку корму, що надходить від живильника, і здійснює автоматичне регулювання його роботи (рис. 3.1).

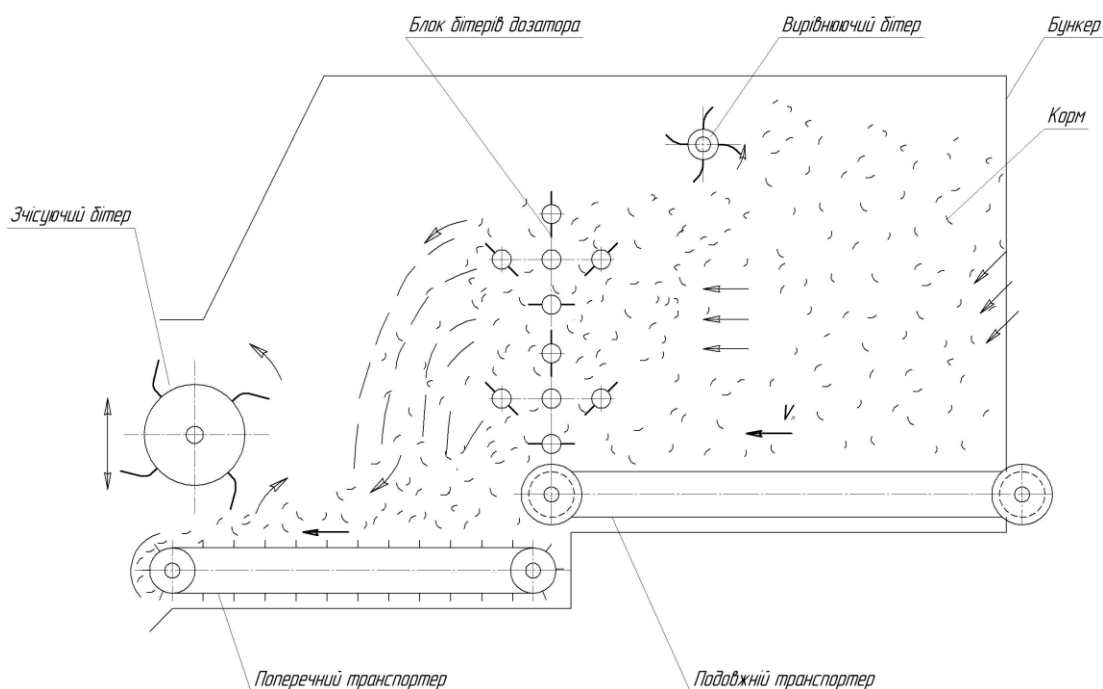


Рис. 3.1. Технологічна схема двохстадійного дозатора стебельних кормів з змінним кутом входження пальців граблин в моноліт

Пропускна здатність живильників бітерного типу обумовлена параметрами ланцюгово-планкового конвеєра і відокремлювачів бітерів та визначається виразом

$$Q_k = 3600NB\gamma v_k K_o, \text{ т/год}, \quad (3.1)$$

де  $N$  – висота корма в бункері, м;

$B$  – ширина бункера, м;

$\gamma$  – об'ємна маса корму, т/м<sup>3</sup>;

$v_k$  – швидкість руху конвеєра, м/с;

$K_o$  – коефіцієнт, який характеризує ступінь відставання маси від конвеєра ( $K_o = 0,8 \dots 0,9$ ).

Швидкість переміщення конвеєра повинна бути узгоджена з режимом роботи бітерів і мати можливість регулювання. Характерною особливістю функціонування розглянутих живильників є те, що величина подачі дозованого корму значною мірою залежить від рівня заповнення бункера-накопичувача. На початковому етапі роботи, коли кормова маса ще не сформувала стабільний контакт із бітерним пристроєм і режим його дії не встановився, інтенсивність подавання корму істотно нижча за задану норму.

Після стабілізації робочого режиму кількість корму, що видається за одиницю часу, а також точність дозування найбільше відповідають розрахунковим значенням за умови, що верхня поверхня кормового моноліту вирівнюється зчісувальним бітером або грабельним транспортером. У процесі зменшення об'єму кормової маси в бункері спочатку відбувається її зсув, а згодом — обвал верхніх шарів. У цей період подача корму різко скорочується і може знижуватися до 60–70 % від встановленої норми.

Для запобігання порушенню режиму дозування, особливо за умов безперервної подачі та змішування кормів, необхідно постійно контролювати рівень маси в накопичувальному бункері та своєчасно поповнювати його в міру витрачання корму. Альтернативним рішенням є оснащення живильника-дозатора додатковим пристроєм, який забезпечує сталість геометричної форми кормового моноліту.

Рівномірність видачі корму значною мірою визначається роботою бітера, оскільки його конструктивні та кінематичні параметри впливають на кількість корму, що захоплюється кожною гребінкою, а також на формування вивантажувального валка на збірному або вивантажувальному конвеєрі. На сьогодні оптимальні параметри штифтових бітерів, призначених для відокремлення листостеблових кормів, остаточно не встановлені, що є причиною значної нерівномірності роботи серійних живильників-дозаторів. У зв'язку з цим більшість існуючих дозаторів не повністю відповідають зоотехнічним вимогам щодо точності дозування листостеблових кормових матеріалів.

З метою дослідження впливу конструктивних і кінематичних характеристик бітерів пропонується використання фізичної моделі, яка дозволяє описати кінематику взаємодії радіальних пальців бітера з кормовим монолітом.

Бітер як обертовий робочий орган за допомогою пальців здійснює захоплення та розпушування певного шару кормової маси, долає її пружний опір, руйнує внутрішню структуру матеріалу, відокремлює частину корму від моноліту та за рахунок дії відцентрових сил перекидає її на вивантажувальний конвеєр. У процесі руху пальця гребінки на його кінці формується так зване тіло волочіння, яке переміщується вздовж пружної кормової маси (рис. 3.3).

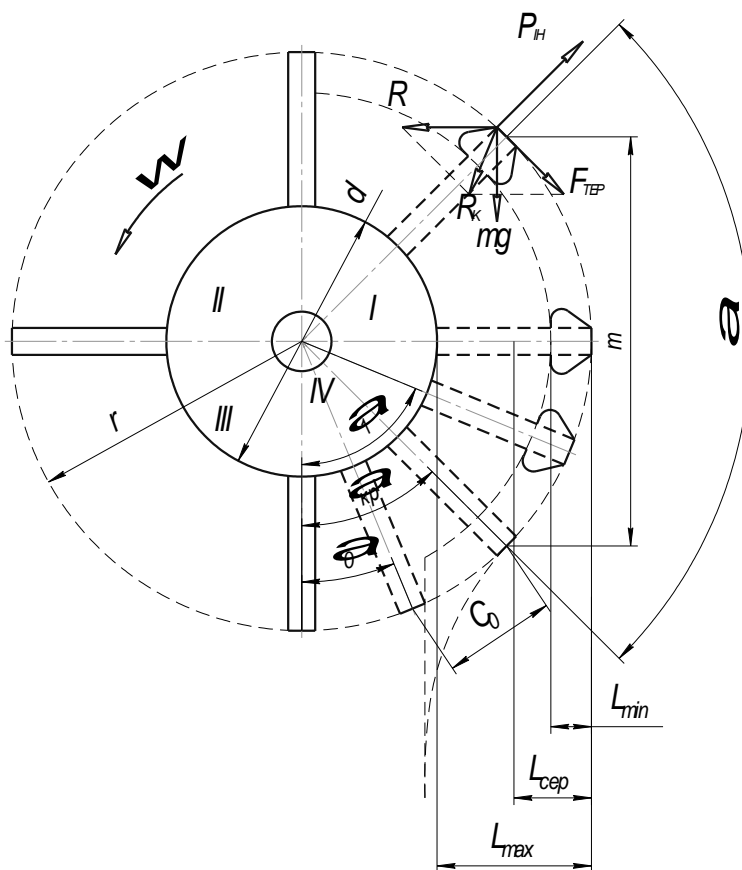


Рис. 3.2. Технологічна схема процесу взаємодії радіального пальця з постійним кутом входження в моноліт

При цьому бітерна гребінка знімає шар корму, висота якого відповідає довжині хорди  $t$  центрального кута  $\alpha$ , утвореного радіусами входження пальця в кормову масу та виходу з неї. Криволінійність траєкторії руху пальця в

першому і другому періодах не враховується, оскільки в кожний момент часу реакція матеріалу спрямована по нормалі до поверхні пальця. Ділянка траєкторії пальця, на якій відбувається пружне стискання кормового матеріалу, може бути визначена відповідним рівнянням [2].

$$C_o = \pi r \frac{\alpha_{кр} - \alpha_o}{180}, \quad (3.2)$$

де  $r$  – радіус бітера, м;

$\alpha_{кр}$  – кут відхилення пальця, при якому матеріал руйнується, град.;

$\alpha_o$  – кут, при якому палець контактує з матеріалом, град.

Мінімальні затрати енергії в цьому випадку виникають тоді, коли з масою зтикається тільки одна гребінка. Тоді

$$\alpha = 2 \arcsin \frac{m}{D}, \quad (3.3)$$

а оптимальна кількість гребінок бітера складає

$$Z = \frac{360^\circ}{\alpha} = \frac{180}{\arcsin \frac{m}{D}}. \quad (3.4)$$

За час обертання граблини від  $0$  до  $\pi$  об'єм видаляє мого корма збільшується від  $0$  до величини

$$V = \frac{\pi r v_n}{\omega} \cdot B, \quad (3.5)$$

де  $\omega$  - кутова швидкість руху бітера;

$r$  – радіус бітера;

$v_n$  – швидкість руху поздовжнього транспортера;

$B$  – довжина граблини (ширина бункера).

Відокремлений корм у процесі роботи розміщується безпосередньо на робочій поверхні пальців бітера, що дає підстави для таких висновків. Для узгодження принципу дії бітера з механізмом відокремлення кормової маси необхідно, щоб робоча довжина його пальців змінювалася залежно від площі поперечного перерізу шару корму, який відділяється. При цьому на початковому етапі взаємодії з кормовим монолітом робоча довжина пальців повинна дорівнювати нулю, а в кінцевій фазі процесу – досягати

максимального значення, що відповідає повному відокремленню корму від загальної маси.

$$S = \int_0^{\pi} \frac{\pi v_n}{2\omega} \cdot r \cdot \sin \cot \cdot dt, \quad (3.6)$$

де  $S$  – площа поперечного перерізу шару, який видаляється граблиною;

$\omega t$  – кут обертання граблини;

$t$  – час обертання граблини.

Продуктивність чотиграбельного бітера за один оберт у залежності від подачі кормової маси можна визначити співвідношенням

$$Q_{60} = \frac{4\pi r}{\omega} \cdot v_n \cdot B \cdot \gamma, \quad (3.7)$$

$$\text{або} \quad Q_{60} = \frac{4\pi r^2 v_n B \gamma}{v_6} = \frac{2r v_n B \gamma}{n}, \quad (3.8)$$

де  $\gamma$  – об'ємна маса корма;

$n$  – частота обертання вала бітера;

$v_6$  – кругова швидкість руху бітера;

$v_n$  – швидкість руху конвеєра.

Таким чином, секундна продуктивність бітерного відокремлювача визначається в залежності від діаметра бітера і величини подачі кормової маси за допомогою формули

$$Q_{6c} = \frac{4\pi r v_n B n \gamma}{\omega}, \quad (3.9)$$

Виходячи з оптимальних умов розподілення корма на гребінці бітера, формула оптимальної секундної продуктивності приймає вигляд

$$Q_{6c} = l^2 n \sin 2\varphi'' B \gamma, \quad (3.10)$$

де  $\varphi''$  – кут внутрішнього тертя (для розрихленої стебельної маси  $\varphi'' = 50 \dots 55^\circ$ );

$l$  – довжина пальця.

Прирівнюючи продуктивність бітера до оптимальної продуктивності бітера, отримуємо рівняння кінематичного зв'язку швидкостей поздовжнього транспортера і бітерного пристрою

$$v_n = \frac{l^2 n \sin 2\varphi \gamma}{r}. \quad (3.11)$$

Робочу довжину пальця граблини визначаємо з рівняння подачі моноліта за один оберт відокремлюючого бітера

$$\Delta x = \frac{2\pi K_1 K_2}{\lambda Z}, \quad (3.12)$$

де  $K_1$  – коефіцієнт, який враховує буксування моноліта на подаючому транспортері;

$K_2$  – коефіцієнт скучення корму при відокремленні;

$\lambda$  - співвідношення швидкостей руху бітера-відокремлювача і подаючого транспортера.

$Z$  – кількість граблин бітера.

Продуктивність бітерних (літерних) пристроїв бункера-дозатора має відповідати максимально можливій пропускній здатності поздовжнього конвеєра, значення якої визначають за відповідною розрахунковою формулою

$$qK_p = V n v_n K_o \gamma K_3, \quad (3.13)$$

де  $K_3$  – коефіцієнт заповнення бункера.

Пропускна спрощена здатність бітера аналогічна здатності ротора з інерційним розвантаженням і залежить від об'єма шару маси  $V_e$ , яка відокремлюється кожною гребінкою, кількості гребінок  $Z$ , частоти обертання  $n_6$  і ступеня розривлення маси  $K_p$

$$q_6 = \frac{V_e \gamma Z n_6}{60 K_p}. \quad (3.14)$$

Взаємодія пальців бітера, об'єднаних у гребінку, з кормовою масою відбувається внаслідок руйнування в'язкого матеріалу за умов обмеженого бокового розширення. Оскільки процес контакту здійснюється по дузі, довжина якої є незначною порівняно із загальною висотою шару корму в бункері, для інженерних розрахунків цю ділянку взаємодії можна з достатньою точністю вважати прямолінійною.

Переміщення кормової маси в бункері за час контакту пальців бітера з матеріалом є незначним, тому допустимо прийняти припущення, що пальці бітера взаємодіють з умовно нерухомою в'язкою кормовою масою.

З урахуванням наведених допущень частоту обертання бітера визначають за відповідною розрахунковою залежністю.

$$N_6 = 30 \nu_n K_0 \frac{1}{D_6^2 \sin^2 \frac{d}{\alpha} \cdot Z} \cdot \frac{K_p \cdot K_3}{\sec^2 \frac{\varphi''}{2}}, \quad (3.15)$$

де  $\varphi''$  – кут внутрішнього тертя корма,

$\alpha$  - кут між гребінками.

Дія пальця при відокремленні маси корма аналогічна дії клина і тому можна представити її двома фазами: перша фаза – стискання робочої поверхні моноліта корма до максимально визначеної величини, яка обумовлена міцністю матеріала; друга фаза – руйнування матеріала.

Відокремлення корма пальцями відбувається за рахунок взаємодії на кормову масу кругового зусилля. При цьому виникає на пальці реакція: нормальна до поверхні пальця і дотична вздовж поверхні пальця (від сил тертя). Рівнодіюча сила  $R$  цих реакцій деформує і руйнує оброблюваний матеріал. Складові сили  $P_x$  (кругове зусилля) і  $P_y$  (реакція основного кормового моноліта) стискають корм вздовж радіуса і перпендикулярно йому. Вони пропорційні проникненню пальця і підвищуються із збільшенням кута  $\alpha$ .

В залежності від величини кута  $\alpha$  змінюється і величина деформації при відокремленні. Моноліт корма скучується в процесі відділення корма пальцем якщо  $\alpha < \frac{\pi}{2}$  і стискається (продавлюється) при  $\alpha \geq \frac{\pi}{2}$ , що істотно впливає на точність дозування і енергомісткість так, у дозаторів ПЗМ-1,5 і КТУ-40.000 з одно стадійним дозуванням силосу і соломи нерівномірність подачі маси досягає 30...50%, а потужність встановлених електродвигунів складає 8-10 кВт.

Тому для оброблюваного корма треба встановлювати пальці граблини під таким кутом, щоб сила  $P_y$  дорівнювала нулю. Такий кут установки пальця називають критичним. Критичний кут є оптимальним і забезпечує кращу стабільність відокремлення корма.

При пошукуванні активного робочого органа був проведений аналіз роботи бітерного дозатора з похилим встановленням пальців (рис. 3.4).

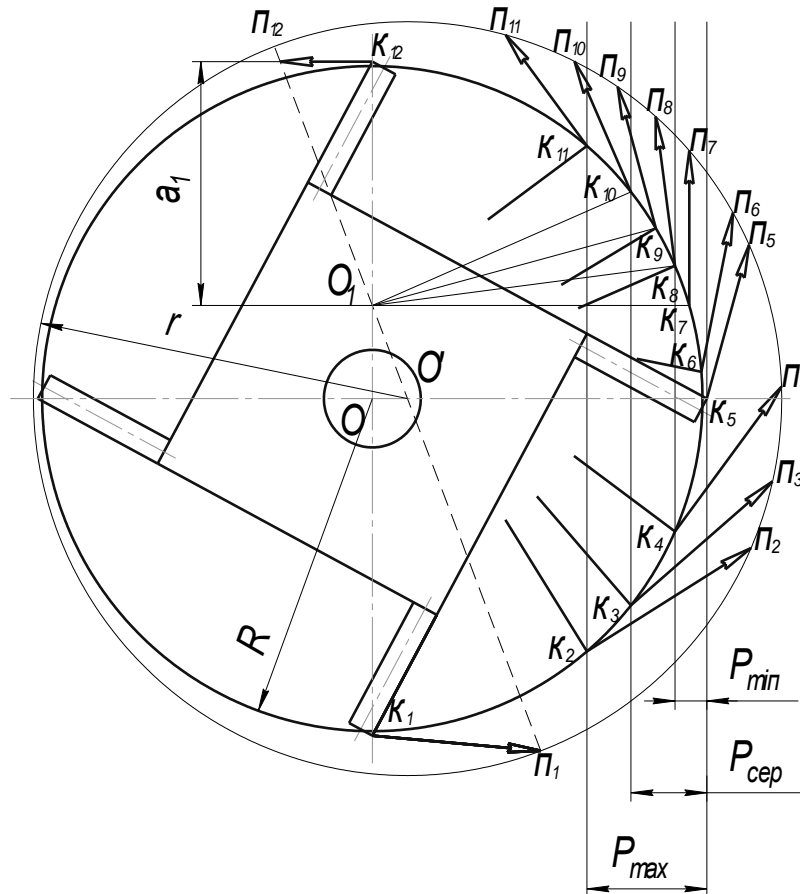


Рис. 3.3. Схема взаємодії бітера першого ступеня дозування з похилими пальцями з кормовим монолітом.

Аналіз руху бітера з похилим входженням пальців в моноліт корма показує, що в цьому випадку напрямок руху рівнодіючої сили відокремлення співпадає з напрямком кругового зусилля. Для критичного кута відокремлення корма виконується умова  $R=P_x(P_y=0)$ , що можливо тільки при  $\alpha+\varphi=90^\circ$ .

Враховуючи, що матеріал пальців – сталь, приймаємо кут тертя для силоса і сінажа  $\varphi'=27^0$ , а для соломи  $\varphi'=17^0$ , тоді критичний кут нахилу пальців повинен складати не більше  $\alpha_{кр}=63-73^0$ .

Ефективна взаємодія пальця з кормовим монолітом забезпечується при куті  $\alpha$ , який має значення  $\alpha_{кр} > \alpha > 0$ . при вивільненні пальця від транспортуємого корму кут  $\alpha$  повинен перевищувати значення  $\alpha_{кр}$  і знаходитися в межах  $\pi \geq \alpha > \alpha_{кр}$ .

При виконанні технологічного процесу дозування кормів при обертальному русі пальців бітера за один оберт здійснює дві протилежні функції: 1 – відокремлює порцію корму від моноліта і транспортує її; 2 – звільняється від корма і передає його на вивантажувальний транспортер.

У цьому випадку в декартовій системі координат основна робота пальця виконується в IV і I квадрантах. У II і III квадрантах палець повинен повністю звільнитися від транспортуємого ним корма. На відокремлений корм діє відцентрове зусилля

$$F_b = m_k r \omega^2, \quad (3.16)$$

де  $m_k$  – маса відокремленого корма;

$r$  – радіус бітера;

$\omega$  - кутова швидкість руху пальця.

Це зусилля у II і III квадрантах створює нормальні умови виконання технологічного процесу роботи бітера, а в IV і I квадрантах повинно відбуватися кормовідокремлення.

Для оцінки зусиль, які виникають на пальці в IV і I квадрантах використаємо формулу академіка В.П. Горячкіна

$$P_n = P_1 + P_2 + P_3, \quad (3.17)$$

де  $P_1$  – загальний опір пальця в процесі відокремлення;

$P_1 = fZ_6$  – сила опору від тертя пальця з кормом по поверхні моноліту;

$P_2 = P_y = K_{ав}$  – сила, яка деформує корм;

$P_3$  – зусилля, яке виникає при отриманні масою корма кінетичної енергії;

F – коефіцієнт тертя;

Z<sub>6</sub> – реакція моно лата корма (від нормального і кругового зусилля);

K – питомий опір корма, який залежить від сил зчеплення часток і кута  $\alpha$ ;

a x в – переріз відокремлюваного шару у напрямку руху пальця.

Враховуючи масу корма і відцентрову силу корма на пальці, складову силу P<sub>1</sub> в залежності від кута повороту бітера  $\omega t$  і кута  $\alpha$  визначаємо з рівняння

$$P_1 = fP_y + mr\omega^2(\sin\alpha - f_1 \cos\alpha)f - mg[\cos(\omega t + \alpha) + f_1 \sin(\omega t + \alpha)], \quad (3.18)$$

де f – коефіцієнт тертя корма по пальцю;

f<sub>1</sub> – коефіцієнт внутрішнього тертя корма.

При  $\alpha \leq \alpha_{кр}$  і P<sub>y</sub> ≤ 0 перша складова рівняння виключається і тоді

$$P_1 = \frac{mv_{\delta}^2}{r}(\sin\alpha - f_1 \cos\alpha)f - mg[\cos(\omega t + \alpha) + f_1 \sin(\omega t + \alpha)], \quad (3.19)$$

Складова сила P<sub>2</sub> руйнує граничний шар моноліта корма і відокремлює корм, долаючи опір сили зчеплення часток і визначається

$$P_2 = P_x = F_{пит} \frac{\pi v_n B}{2\omega} \sin\alpha, \quad (3.20)$$

де F<sub>пит</sub> .sin $\alpha$ =K;

F<sub>пит</sub> – питома сила зчеплення часток (визначається експериментально). Для попередніх розрахунків приймається F<sub>пит</sub> =450...480 Па.

Тоді загальна потужність на привід бітера складатиме

$$N_s = \left\{ \frac{mv_{\delta}^2}{r}(\sin\alpha - f_1 \cos\alpha)f - mgv_{\delta}[\cos(\omega t + \alpha) + f \sin(\omega t + \alpha)] + F_{пит} \frac{v_n B \pi r \sin\alpha}{2v_{\delta}} + \frac{mv_{\delta}}{2} \right\} v_{\delta} + N_n, \quad (3.21)$$

де N<sub>n</sub> – потужність номінальних втрат;

v<sub>6</sub> – кругова швидкість руху пальця.

Потужність номінальних втрат в механізмі зв'язано з потужністю холостого ходу

$$N_n = N_{xx}(1+\xi) \quad (3.22)$$

де  $\xi$  - коефіцієнт пропорційності.

$$\begin{aligned} \text{Тоді} \quad N_3 = & \left\{ \frac{m v_0^2}{r} (\sin \alpha - f_1 \cos \alpha) f - mg v_0 [\cos(\omega t + \alpha) + \right. \\ & \left. + f \sin(\omega t + \alpha)] + F_{num} \frac{v_n B \pi r \sin \alpha}{2 v_m} + \frac{m v_0}{2} \right\} v_0 + N_{xx} (1 + \xi). \quad (3.23) \end{aligned}$$

Загальна потужність привода робочого органа ротаційного бітера залежить від об'ємної маси корма, питомої сили зчеплення часток, моноліта, матеріала пальців, радіуса, кругової швидкості руху бітера, кута взаємодії пальців з кормом та величини подачі поздовжнього транспортера.

Під час проектування бітерного дозатора з змінним кутом входження пальця в кормовий моноліт було встановлено, що при повороті бітера на кут  $\pi$  палець у переносному русі має займати певне кутове положення, яке відповідає вимогам технологічного процесу вивантаження корму.

Проведений математичний аналіз плоских еліптичних кривих вищого порядку показав, що такому характеру руху відповідають криві, відомі як завитки Паскаля. У окремому випадку завиток Паскаля може бути отриманий за принципом утворення епіциклоїди шляхом обкочування колеса по нерухомому колу однакового діаметра.

Використовуючи принцип накладання двох обертальних рухів та кінематичні особливості переміщення пальця активного бітера, можна визначити основні параметри складного руху, на основі яких здійснюється синтез механізму бітера. Параметричні рівняння руху точки в прямокутній системі координат  $X$  і  $Y$  для епіциклоїди подають у вигляді [15]

$$X=r[K\cos(j\omega t)+\cos(j+1)\omega t], \quad (3.24)$$

$$Y=r[K\sin(j\omega t)+\sin(j+1)\omega t], \quad (3.25)$$

де  $r$  – радіус відносно осі обертання;

$Kr$  – радіус при переносному обертанні;

$j$  – відношення кутової швидкості переносного обертання до кутової швидкості;

знак плюс відповідає складанню обертання одного напрямку, мінус – різних напрямків.

Аналіз рівняння показав, що воно є коректним лише за умови одночасної зміни параметрів бітерів і швидкості руху транспортера, що не передбачено конструкцією існуючих живильників для подрібнених стеблових кормів.

Оптимальним рішенням для таких умов є бітерний кормовідокремлювач із змінним кутом установки пальців і траєкторією їхнього руху по завитку Паскаля (рис. 3.4), який у технічній літературі називають активним бітером.

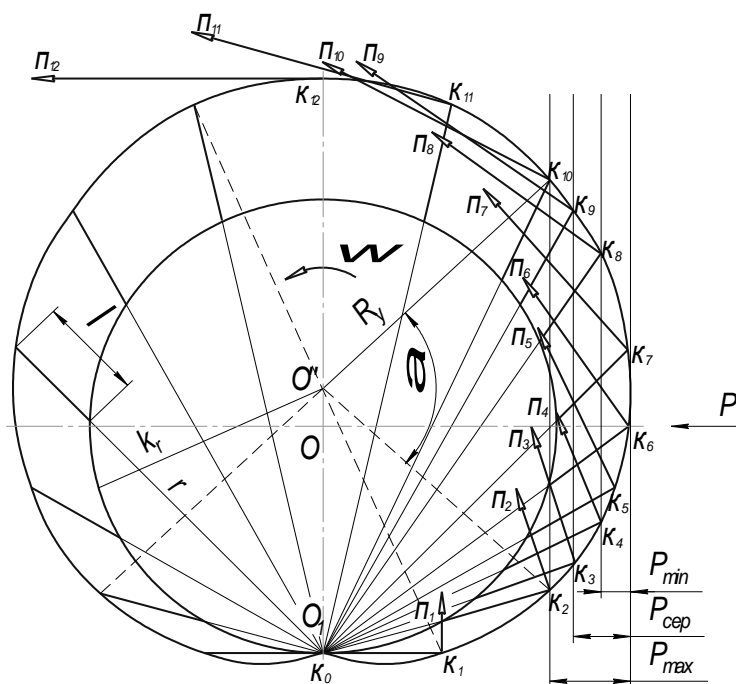


Рис. 3.4. Схема взаємодії пальця бітера першого ступеня дозування з змінним кутом установки з кормовим монолітом

Положення пальців активного бітера визначається напрямками радіус-векторів, проведених від миттєвого центра обертання  $O_1$ . Як показано на рисунку 3.5, дія пальця на кормовий моноліт відбувається на різних ділянках дуги залежно від норми подачі: при мінімальній – на дузі  $K_4K_8$ , а при максимальній – на дузі  $K_2K_{10}$ . Довжина дуги безпосереднього відокремлення кормової маси в цьому випадку значно перевищує дугу взаємодії з матеріалом у серійного бітера з постійним кутом установки пальця.

Таке конструктивне рішення суттєво підвищує пропускну здатність активного бітера та дозволяє точніше узгоджувати обсяги подачі корму

транспортером і його відокремлення бітерами, що сприяє більш рівномірній видачі кормової маси.

Площа поперечного перерізу шару корму, яку видаляє палець бітера, має форму параболічного сегмента і визначається за відповідною формулою.

Положення пальців такого бітера визначається напрямками радіусів – векторів, які проведені з миттєвого центра обертання  $O_1$ . Як видно з рисунка 3.5, дія пальця активного бітера на кормовий моноліт відбувається при мінімальній подачі – на дузі  $K_4K_8$ , при максимальній – на дузі  $K_2K_{10}$ . Довжина дуги безпосередньо відокремлення кормової маси у цьому випадку значно більше дуги взаємодії з масою серійного бітера з постійним кутом установки пальця. Це значно збільшує пропускну здатність активного бітера і призводить до більш точного узгодження об'ємів подачі транспортером і відокремлення корма бітерами, що помітно підвищує рівномірність видачі корма.

Площа поперечного перерізу шару корма, яка видаляється пальцем бітера представляє собою площу параболічного сегмента і визначається за формулою

$$F_n = \frac{2}{3} P \cdot q, \quad (3.26)$$

де  $q$  – довжина ділянки дії пальця на корм;

$P$  – висота параболічного сегмента, яка дорівнює величині подачі поздовжнього транспортера.

Якщо замінити параболічний сегмент круговим, довжина ділянки дії пальця  $q$  буде дорівнювати хорді умовного круга з кормового моноліту, довжину якої визначаємо

$$q = 2R_y \sin \frac{\alpha}{2}, \quad (3.27)$$

де  $R_y$  – радіус умовного круга, який описаний кінцями пальців бітера;

$\alpha$  – центральний кут дуги дії пальця на моноліт корма.

Підставивши значення  $q$  у рівняння (3.26), прирівнюємо його площі кругового сегмента

$$F_n = \frac{R_y^2}{2} \left( \frac{\pi\alpha}{180} - \sin \alpha \right). \quad (3.28)$$

Вирішуючи рівняння відносно висоти сегмента Р, яка за одиницю часу представляє собою швидкість руху подаючого транспортера, отримаємо рівняння кінематичного зв'язку подаючого транспортера і активного бітера

$$P = \frac{3}{8} \cdot \frac{R_y \left( \frac{\pi\alpha}{180} - \sin \alpha \right)}{\sin \frac{\alpha}{2}}. \quad (3.29)$$

### Висновки за розділом 3

Проведені теоретичні дослідження дозволили створити модель процесу відокремлення кормового моноліту за допомогою дозуючих бітерів, яка визначає пропускну здатність, енергетичні витрати та траєкторію руху пальців літерів із радіальними і похилими пальцями, що працюють з постійним або змінним кутом входження в кормовий моноліт.

Дослідження показали, що довжина дуги траєкторії взаємодії бітера зі змінним кутом установки пальців значно перевищує аналогічну дугу взаємодії серійного бітера з постійним кутом. Це підвищує пропускну здатність активного бітера і забезпечує більш повну відповідність обсягу подачі корму поздовжнім транспортером та відокремлюючим бітером зі змінним кутом, що сприяє підвищенню рівномірності роботи дозатора.

Аналіз кінетики руху пальців активного бітера показав, що вертикальна сила пружного стискання кормової маси при проникненні пальців зводиться до мінімуму, що дозволяє зменшити енергетичні витрати на привід бітера на 35–50 % у порівнянні з радіальними пальцями.

Використання бітерів з похилими радіальними пальцями підвищує ефективність взаємодії з монолітом при куті нахилу  $\alpha = 60\text{--}75^\circ$ , що зменшує енергетичні витрати на пружне стискання та коефіцієнт нерівномірності подачі корму. Такі бітери ефективно застосовуються при проектуванні зчісуючих механізмів для вирівнювання потоків кормової маси.

## 4. ПРАКТИЧНА РЕАЛІЗАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

### 4.1. Загальна будова, принцип роботи і недоліки роботи бункера-дозатора БДК-Ф-70-20

Бункер-дозатор БДК-Ф-70-20 складається із подаючого конвейєра, бортів, накопичувальної ємкості, кормовирівнюючого механізму і відокремлюючого блока бітерів, поперечного транспортера, зчісуючого механізму, шафи управління індивідуального механізму привода робочих органів.

Бункер-дозатор заповнюється кормовою масою із пересувних транспортних засобів, далі корм подають в бункер по мірі його звільнення бульдозерним скребком колісного трактора. При використанні бункера-дозатора в лінії кормороздачі на відгодівельних майданчиках, він обладнується естакадою зі сторони підвезення корму при транспортуванні його самоскидними засобами з заднім розвантажуванням.

У бункері кормовий моноліт транспортується поздовжнім подаючим транспортером до блоку бітерів, які захоплюють корм, розпушують його та рівномірно подають на поперечний транспортер дозатора. Привід блоку бітерів здійснюється від мотор-редуктора, на вихідному валу якого змонтовано блок зірочок. Обертання на граблини бітерного блока передається за допомогою зубчастих планетарних механізмів.

Дозатор призначений для дозування кормів і складається зі стрічкового транспортера, рами, привідних, натяжних та підтримуючих роликів. Привід транспортера здійснюється від електродвигуна через редуктор. На рамі розміщений зчісуючий ротор, який приводиться в рух від блоку зірочок.

Ротор складається з трубчастого вала, на якому закріплені диски з пальцями. Він шарнірно з'єднаний з рамою за допомогою двох пар тяг, що забезпечують переміщення і фіксацію кожуха ротора, запобігаючи його прокручуванню. Інтенсивність подачі дозатора визначається величиною зазору між стрічкою конвеєра та зовнішніми кінцями пальців ротора. Корм, який не

проходить через цей зазор, зчісується і формує валок, який відхиляє флажок до 90°, що автоматично вимикає привід. Дозатор продовжує працювати, викидаючи накопичений корм за відхиленням сектором. При відсутності корму флажок повертається у вихідне положення та знову вмикає привід транспортера бункера.

Верхній бітер бункера-дозатора призначений для вирівнювання верхнього шару потоку корму.

У бункері-дозаторі передбачено наступні регулювання:

- швидкість руху подаючого транспортера, що дозволяє змінювати масову подачу корму від 5 до 20 т/год;
- величину зазору між кінцями пальців зчісуючого барабана та стрічкою дозатора за допомогою штурвала;
- натяг ланцюгів подаючого та поперечного транспортерів за допомогою натяжних гвинтів;
- натяг ланцюгових передач регулюється пересуванням електродвигунів на салазках.

Під час експлуатаційних, державних та сервісних випробувань бункера-дозатора БДК-Ф-70-20 у протоколах зазначено, що, незважаючи на переваги перед іншими кормовими дозаторами, виявлено низку недоліків:

1. Конструкція планетарних бітерів дуже складна, матеріаломістка та дорога у виготовленні.
2. Планетарний редуктор приводу блоку бітерів також металомісткий, дорогий і потребує спеціального обладнання для виготовлення.

#### **4.2. Пропозиції по модернізації бункера-дозатора БДК-Ф-70-20**

Враховуючи недоліки бункера-дозатора, які виявлені в процесі експлуатації, державного та сервісного випробування, в дипломному проекті пропонується провести такі вдосконалення і обґрунтування:

1. Змінити складну конструкцію блока бітерів планетарного типу з змінним кутом входження граблин в моноліт корма вертикальним відокремлюючим ланцюговим транспортером з граблинами і якірним

ланцюгом. Ця зміна не знижує якості розрихлення і рівномірності подачі корма, але помітно зменшує матеріаломісткість і собівартість виготовлення відокремлюючого транспортера.

2. Конструкцію планетарного редуктора механізму привода бітерів замінити на ланцюговий привід з моторредуктором. Така конструкція значно спрощує механізм привода і підвищує надійність роботи і зменшує собівартість його виготовлення.

3. Обґрунтувати режим роботи, геометричні і конструктивні параметри транспортера та економічну доцільність його використання.

### 4.3. Технологічний розрахунок бункера-дозатора

Для забезпечення дозування корму розробляємо розрахункову технологічну схему дозатора (рис. 4.1), який забезпечує подачу моноліту поздовжнім транспортером, верхнім бітером вирівнює масу і відокремлюючим вертикальним транспортером розрихлює і подає корм на поперечний транспортер.

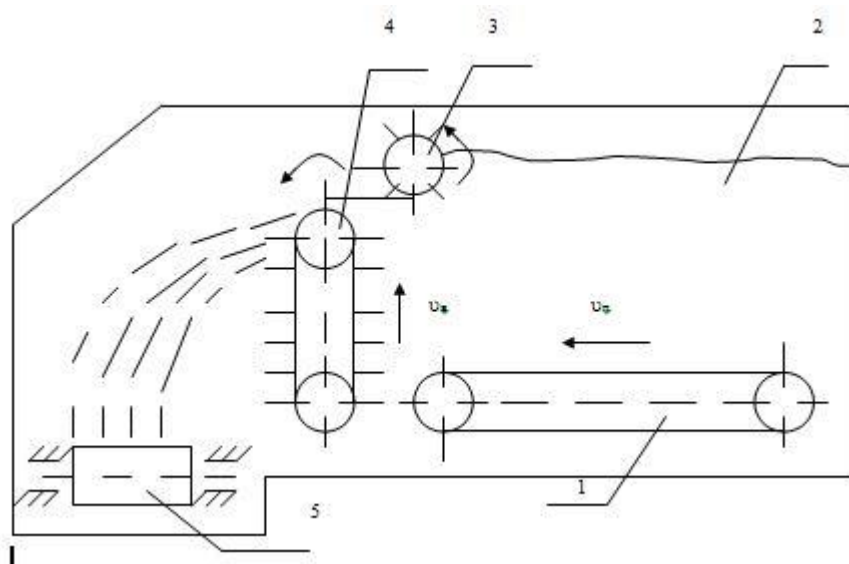


Рис. 4.1. Розрахунково-технологічна схема бункера-дозатора БДК-Ф-70-20: 1 – поздовжній транспортер; 2 – бункер-накопичувач; 3 – верхній бітер; 4 – вертикальний відокремлюючий транспортер; 5 – поперечний транспортер

Визначаємо швидкість руху подаючого транспортера з рівняння продуктивності горизонтального конвейєра

$$Q = v \cdot \gamma \cdot S \cdot \beta \cdot K, \quad (4.1)$$

звідки  $v = \frac{Q}{\gamma \cdot S \cdot \beta \cdot K},$

де Q – секундна подача корму, Q=1,388...5,56 кг/с;

$\beta$  – коефіцієнт заповнення бункера,  $\beta=0,8...0,9$ ;

$\gamma$  - об'ємна вага моноліту,  $\gamma = 150...190$  кг/м<sup>3</sup>;

S – площа поперечного перерізу бункера-дозатора, м<sup>2</sup>;

K – коефіцієнт буксування маси на транспортері, K=0,8...0,9;

$$S = B \cdot H, \text{ м}^2 \quad (4.2)$$

де B – ширина подаючого транспортера, B=2,9 м;

H – висота шару моноліту в бункері, H=1,2 м;

$$S = 2,9 \cdot 1,2 = 3,48 \text{ м}^2$$

$$v_{\min} = \frac{1,388}{170 \cdot 3,48 \cdot 0,85 \cdot 0,85} = 0,003 \text{ м/с},$$

$$v_{\max} = \frac{5,56}{170 \cdot 3,48 \cdot 0,85 \cdot 0,85} = 0,013 \text{ м/с}.$$

Частота обертання ведучого вала подаючого транспортера

$$n_{mp.} = \frac{30v}{\pi R} \text{ об/хв}, \quad (4.3)$$

де v - швидкість руху подаючого транспортера, м/с;

R – радіус ділильного кола ведучої зірочки, R=0,13 м;

$$n_{mp.\min} = \frac{30 \cdot 0,003}{3,14 \cdot 0,13} = 0,22 \text{ об/хв},$$

$$n_{mp.\max} = \frac{30 \cdot 0,013}{3,14 \cdot 0,13} = 0,96 \text{ об/хв}.$$

Визначаємо швидкість руху вертикального відокремлюючого транспортера

$$v = \frac{Q}{B \cdot h_{cp} \cdot \gamma \cdot K_o}, \quad (4.4)$$

де  $Q$  – максимальна секундна подача горизонтального транспортера, кг/с;

$B$  – ширина бункера-дозатора, м;

$h_{гр}$  – висота пальців гребінки,  $h_{гр} = 105$  мм, м;

$K_0$  – коефіцієнт заповнення простору між гребінками транспортера-відокремлювача,  $K_0 = 0,8 \dots 0,9$ ;

$\gamma$  – об'ємна вага розрихленої маси корму,  $\gamma = 80 \dots 90$  кг/м<sup>3</sup>;

$$v = \frac{5,56}{2,9 \cdot 0,105 \cdot 85 \cdot 0,85} = 0,25 \text{ м/с.}$$

Визначаємо подачу моноліту на палець граблини за один оберт відокремлюючого транспортера

$$\Delta X = \frac{K}{\lambda} (\pi R + L_0), \quad (4.5)$$

де  $K$  – коефіцієнт, який враховує буксування моноліту на подаючому транспортері,  $K = 0,8 \dots 0,9$ ;

$\lambda$  – співвідношення швидкостей руху транспортера кормовідокремлювача і подаючого транспортера;

$R$  – радіус обертання кінця пальця граблини,  $R = 0,22$  м;

$L_0$  – міжосьова відстань валів транспортера,  $L_0 = 0,72$  м;

$$\lambda = \frac{v_{\max}}{v_{\text{под. max}}}, \quad (4.6)$$

$$\lambda = \frac{0,25}{0,013} = 19,2$$

$$\Delta X = \frac{0,85}{19,2} (3,14 \cdot 0,22 + 0,72) = 0,063 \text{ м.}$$

Частота обертання ведучого вала транспортера відокремлювача

$$n = \frac{30v}{\pi R}, \quad (4.7)$$

де  $R$  – радіус ділильного кола ведучої зірочки,  $R = 0,13$  м;

$$n = \frac{30 \cdot 0,25}{3,14 \cdot 0,13} = 18,4 \text{ об/хв.}$$

Визначаємо швидкість руху поперечного транспортера

$$v_{nm} = \frac{Q}{b \cdot h \cdot \gamma \cdot K_0}, \quad (4.8)$$

де  $Q$  – секундна подача корму, кг/с;

$b, h$  – відповідно ширина і висота корму на стрічці транспортера,  
 $b=0,6$  м,  $h=0,09$  м;

$K_0$  – коефіцієнт пробуксовування корму на транспортері,  
 $K_0=0,8\dots 0,9$ ;

$$v_{nm.min} = \frac{1,388}{0,6 \cdot 0,09 \cdot 170 \cdot 0,85} = 0,178 \text{ м/с},$$

$$v_{nm.max} = \frac{5,56}{0,6 \cdot 0,09 \cdot 170 \cdot 0,85} = 0,713 \text{ м/с}.$$

Частота обертання ведучого вала поперечного транспортера

$$n = \frac{60v_{nm}}{\pi D}, \text{ об/хв}, \quad (4.9)$$

де  $D$  – діаметр ділильного кола ведучої зірочки,  $D=0,12$  м;

$$n_{min} = \frac{60 \cdot 0,178}{3,14 \cdot 0,12} = 28,3 \text{ об/хв},$$

$$n_{max} = \frac{60 \cdot 0,713}{3,14 \cdot 0,12} = 113,5 \text{ об/хв}.$$

Частота обертання зчісуючого барабана

$$n = \frac{60v_3}{\pi D}, \text{ об/хв}, \quad (4.10)$$

де  $v_3$  – кругова швидкість пальців зчісуючого барабана. Для забезпечення технологічного процесу зчісування корму у потоці приймаємо

$$v_3 > v_{пт} \quad (v_3=1,2 \text{ м/с});$$

$D$  – діаметр зчісуючого барабана,  $D=1$  м;

$$n_{max} = \frac{60 \cdot 1,2}{3,14 \cdot 1} = 22,93 \text{ об/хв}.$$

Визначаємо частоту обертання верхнього бітера з рівняння продуктивності бітера

$$n_{б\bar{o}} = \frac{30 \cdot \frac{1}{4} \cdot Q}{\frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \cdot B \cdot \gamma \cdot K_0}, \quad (4.11)$$

де  $D, d$  – відповідно діаметр бітера і вала,  $D=0,28$  м,  $d=0,08$  м;

$$n_{об} = \frac{30 \cdot \frac{1}{4} \cdot 5,56}{3,14(0,28^2 - 0,08^2) \cdot 2,9 \cdot 100 \cdot 0,5} = 5,1 \text{ об/хв.}$$

Визначаємо швидкість руху верхнього бітера

$$v_{вб} = \omega R, \quad (4.12)$$

$$\omega = \frac{\pi n_{об}}{30}, \quad (4.13)$$

$$\omega = \frac{3,14 \cdot 5,1}{30} = 0,5 \text{ с}^{-1}$$

$$v_{вб} = 0,53 \cdot 0,14 = 0,074 \text{ м/с.}$$

#### 4.4. Кінематичний розрахунок

Визначаємо загальне передаточне число механізму приводу поздовжнього транспортера. Приймаємо індивідуальний привід від двохшвидкісного електродвигуна  $n=720/1440$  об/хв з черв'ячним редуктором 42-180-1000

$$i_{заг} = \frac{n_{дв}}{n_{нтр}}, \quad (4.14)$$

де  $n_{дв}$  – частота обертання вала двигуна, об/хв;

$n_{нтр}$  – частота обертання вала поздовжнього транспортера, об/хв;

$$i_{заг1} = \frac{n_{дв \min}}{n_{нтр \min}}, \quad (4.15)$$

$$i_{заг1} = \frac{720}{0,22} = 3272,73,$$

$$i_{заг2} = \frac{n_{дв \max}}{n_{нтр \min}}, \quad (4.16)$$

$$i_{заг2} = \frac{1440}{0,22} = 6545,46,$$

$$i_{заг3} = \frac{n_{дв \min}}{n_{нтр \max}}, \quad (4.17)$$

$$i_{заг3} = \frac{720}{0,96} = 750,$$

$$i_{\text{заг4}} = \frac{n_{\text{де max}}}{n_{\text{нпр max}}}, \quad (4.18)$$

$$i_{\text{заг4}} = \frac{1440}{0,96} = 1500.$$

Розбиваємо загальне передаточне число на ступені передач

$$i_{\text{заг}} = i_{\text{гр}} \cdot i_{\text{лн}}, \quad (4.19)$$

де  $i_{\text{гр}}$  – передаточне число черв'ячного редуктора (приймаємо черв'ячний редуктор 42-180-1000 з передаточним числом  $i_{\text{гр}} = 1000$ );

$i_{\text{лн}}$  – передаточне число ланцюгової передачі ( $i_{\text{лн1}} = 3,27$ ;  $i_{\text{лн2}} = 6,55$ ;  $i_{\text{лн3}} = 0,75$ ;  $i_{\text{лн4}} = 1,5$ );

$$i_{\text{заг1}} = 1000 \cdot 3,27 = 3270,$$

$$i_{\text{заг2}} = 1000 \cdot 6,55 = 6550,$$

$$i_{\text{заг3}} = 1000 \cdot 0,75 = 750,$$

$$i_{\text{заг4}} = 1000 \cdot 1,5 = 1500.$$

Загальне передаточне число механізму привода відокремлюючого транспортера.

Приймаємо індивідуальний привід від моторредуктора МПз-2-40 з електродвигуном  $n = 700$  об/хв.

$$i_{\text{заг}} = \frac{n_{\text{де}}}{n_{\text{впр}}}, \quad (4.20)$$

$$i_{\text{заг}} = \frac{700}{18,4} = 38,04.$$

Розбиваємо загальне передаточне число на ступені передач

$$i_{\text{заг}} = i_{\text{м.р}} \cdot i_{\text{лп}}, \quad (4.21)$$

де  $i_{\text{м.р.}}$  – передаточне число моторредуктора,  $i_{\text{м.р.}} = 38,9$ ;

$i_{\text{лп}}$  – передаточне число ланцюгової передачі,  $i_{\text{лп}} = 0,98$ ;

$$i_{\text{заг}} = 38,9 \cdot 0,98 = 38,122.$$

Загальне передаточне число механізму привода верхнього бітера

$$i_{\text{заг}} = \frac{n_{\text{впр}}}{n_{\text{вб}}}, \quad (4.22)$$

де  $n_{\text{втр}}$  – частота обертання вала відокремлюючого транспортера, об/хв;

$n_{вб}$  – частота обертання вала верхнього бітера,  $n_{вб} = 5,1$  об/хв.

$$i_{заг} = \frac{18,4}{5,1} = 3,61.$$

Розбиваємо загальне передаточне число на ступені передач

$$i_{заг} = i_{лп1} \cdot i_{лп2}, \quad (4.23)$$

де  $i_{лп1}$ ,  $i_{лп2}$  – передаточні числа ланцюгових передач,  $i_{лп1} = 0,98$ ;  $i_{лп2} = 3,68$ ;

$$i_{заг} = 0,98 \cdot 3,68 = 3,6.$$

Визначаємо загальне передаточне число механізму приводу поперечного транспортера. Приймаємо індивідуальний привід від двигуна  $n = 2,2$  кВт,  $n = 950$  об/хв.

$$i_{заг} = \frac{n_{дв}}{n_{поп.тр.}}, \quad (4.24)$$

де  $n_{дв}$  – частота обертання вала двигуна,  $n_{дв} = 950$  об/хв;

$n_{поп.тр.}$  – частота обертання вала поперечного транспортера,  $n_{поп.тр.макс} = 113,5$  об/хв;  $n_{поп.тр.мін} = 28,34$  об/хв;

$$i_{заг\ макс} = \frac{950}{113,5} = 8,37, \quad i_{заг\ мін} = \frac{950}{28,34} = 33,52.$$

Розбиваємо загальне передаточне число на ступені передач

$$i_{заг} = i_{гр} \cdot i_{лп}, \quad (4.25)$$

де  $i_{гр}$  – передаточне число черв'ячного редуктора. Приймаємо черв'ячний редуктор 4р-100-20 з передаточним числом  $i_{гр} = 20$ ;

$i_{лп}$  – передаточне число ланцюгової передачі,  $i_{лп} = 1,68$ ;

$$i_{заг} = 1,68 \cdot 20 = 33,6.$$

Визначаємо загальне передаточне число механізму приводу зчісуючого барабана

$$i_{заг} = \frac{n_{дв}}{n_{зч.б.}}, \quad (4.26)$$

де  $n_{дв}$  – частота обертання вала двигуна,  $n_{дв} = 950$  об/хв;

$n_{зч.б.}$  – частота обертання зчісуючого барабана,  $n_{зч.б.} = 22,93$  об/хв;

$$i_{заг} = \frac{950}{22,93} = 41,43.$$

Розбиваємо загальне передаточне число на ступені передач

$$i_{\text{заг}} = i_{\text{гр}} \cdot i_{\text{лп}}, \quad (4.27)$$

де  $i_{\text{гр}}$  – передаточне число черв'ячного редуктора,  $i_{\text{гр}} = 20$ ;

$i_{\text{лп}}$  – передаточне число ланцюгової передачі,  $i_{\text{лп}} = 2,07$ ;

$$i_{\text{заг}} = 20 \cdot 2,07 = 41,40.$$

#### 4.5. Енергетичний розрахунок

Визначаємо необхідну потужність для привода верхнього бітера

$$N_{\text{вб}} = \frac{F \cdot v_{\text{вб}}}{1000 \cdot \eta}, \quad (4.28)$$

де  $F$  – дотична сила крутного моменту бітера, Па;

$$F = B \cdot D_{\text{б}} \cdot P_{\text{пит}}, \quad (4.29)$$

де  $B$  – ширина бітера,  $B = 2,9$  м;

$D_{\text{б}}$  – діаметр бітера,  $D_{\text{б}} = 0,28$  м;

$P_{\text{пит}} = 450 \dots 480$  Па/м<sup>2</sup> – питомий тиск корма;

$$F = 2,9 \cdot 0,28 \cdot 460 = 373,52 \text{ Па},$$

$v_{\text{вб}}$  – колова швидкість руху пальця бітера,  $v_{\text{вб}} = 0,074$  м/с;

$\eta$  - ККД приводу;

$$\eta = \eta_{\text{лп}} \cdot \eta_{\text{чп}} \cdot \eta_{\text{пк}},$$

$$\eta = 0,97 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 0,94,$$

$$N_{\text{вб}} = \frac{373,52 \cdot 0,074}{1000 \cdot 0,94} = 0,03, \text{ кВт.}$$

Потужність приводу подаючого транспортера

$$N_{\text{пт}} = \frac{Q}{367 \cdot \eta} (LW + H), \quad (4.30)$$

де  $Q$  – продуктивність транспортера,  $Q = 20$  т/год;

$L$  – довжина горизонтальної проекції транспортера,  $L = 5,038$  м;

$H$  – висота вертикальної проекції транспортера,  $H = 0,31$  м;

$W$  – коефіцієнт опору руху,  $W = 1,3$ ;

$$N_{\text{пт}} = \frac{20}{367 \cdot 0,94} \cdot (5,038 \cdot 1,3 + 0,31) = 0,4$$

Для приводу подаючого транспортера приймаємо двохшвидкісний електродвигун УА10058Уз

$$N = 1,0/1,7 \text{ кВт}, \quad n = 750/1440 \text{ об/хв.}$$

Потужність на привод відокремлюючого транспортера

$$N_{\text{вт}} = \frac{Q}{367 \cdot \eta} (LW + H),$$

де  $\eta$  - ККД приводу,

$$\eta = \eta_{\text{гп}} \cdot \eta_{\text{лп}} \cdot \eta_{\text{лк}},$$

$$\eta = 0,98 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 0,94.$$

$$N_{\text{вт}} = \frac{20}{367 \cdot 0,94} (1,05 \cdot 1,3) = 0,08 \text{ кВт.}$$

Загальна потужність електродвигуна для приводу верхнього бітера і відокремлюючого транспортера

$$N = N_{\text{вб}} + N_{\text{вт}}, \text{ кВт}, \quad N = 0,03 + 0,08 = 0,11 \text{ кВт.}$$

Приймаємо електродвигун УАХ80В8РЗ

$$N = 0,55 \text{ кВт}, \quad n = 700 \text{ об/хв.}$$

Потужність приводу зчісуючого барабана

$$N_{\text{зб}} = \frac{F \cdot v_{\text{зб}}}{1000 \cdot \eta}, \quad (4.31)$$

де  $F$  - дотична сила крутного моменту

$$F = B \cdot D_{\text{зб}} \cdot P_{\text{пит}}, \quad (4.32)$$

де  $B$  – ширина зчісуючого барабана,  $B = 0,6$  м;

$D_{\text{зб}}$  – діаметр зчісуючого барабана,  $D_{\text{зб}} = 1$  м;

$P_{\text{пит}}$  – питоме зусилля,  $P_{\text{пит}} = 450-480$  Па;

$$F = 0,6 \cdot 1 \cdot 460 = 276 \text{ Па.}$$

$v_{\text{зб}}$  – швидкість обертання пальців зчісуючого барабана,  $v_{\text{зб}} = 1,2$  м/с;

$\eta$  - ККД передачі

$$\eta = \eta_{\text{гп}} \cdot \eta_{\text{лп}} \cdot \eta_{\text{лк}},$$

$$\eta = 0,98 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 0,94,$$

$$N_{\text{зб}} = \frac{276 \cdot 1,2}{1000 \cdot 0,94} = 0,35 \text{ кВт.}$$

Потужність механізму приводу поперечного транспортера

$$N_{\text{птр}} = \frac{Q}{367 \cdot \eta} (L_{\text{гор}} \cdot W + H),$$

де  $L_{\text{гор}}$  – довжина горизонтальної проєкції транспортера,  $L_{\text{гор}} = 4,8$  м;

$W$  – коефіцієнт опору руху,  $W = 1,3$ ;

$H$  – висота вертикальної проєкції транспортера,  $H = 0$ ;

$\eta$  – ККД приводу;

$$\eta = \eta_{\text{гп}} \cdot \eta_{\text{лп}} \cdot \eta_{\text{пк}},$$

$$\eta = 0,98 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 0,94,$$

$$N_{\text{птр}} = \frac{20}{367 \cdot 0,94} \cdot (4,8 \cdot 1,3) = 0,36 \text{ кВт.}$$

Загальна потужність на привід поперечного транспортера і зчісуючого барабана

$$N = N_{\text{птр}} + N_{\text{зч.б.}}, \text{ кВт,}$$

$$N = 0,36 + 0,35 = 0,71 \text{ кВт.}$$

Приймаємо електродвигун  $N = 2,2$  кВт,

$n = 950$  об/хв.

#### 4.6. Силовий аналіз, обґрунтування параметрів і розрахунок на міцність

4.6.1. Розрахунок параметрів ведучого вала відокремлюючого транспортера

Вихідні дані:

1. Частота обертання вала відокремлюючого транспортера  $n = 18,4$  об/хв.

2. Потужність на привід відокремлюючого транспортера  $N = 0,55$  кВт.

3. Максимальний крутний момент, що діє на ведучий вал

$$M_{\text{кр}} = \frac{30 \cdot N}{\pi \cdot n} \cdot 10^3, \quad (4.33)$$

$$M_{\text{кр}} = \frac{30 \cdot 0,55}{3,14 \cdot 18,4} \cdot 10^3 = 286 \text{ Нм.}$$

4. Колове зусилля на зірочках 1,2  $F_t = 85$  Н; на 4-ій зірочці  $F_{tg} = 381$  Н; на 3-ій зірочці  $t_{tg} = 136$  Н.

Проводимо силовий аналіз і розробляємо схему навантаження на ведучий вал відокремлюючого транспортера (рис. 4.2).

Розрахунок ведучого вала проводимо на ЕОМ за стандартною програмою. Розпечатка розрахунку представлена в додатку. В процесі розрахунку визначено, що небезпечний переріз знаходиться на опорі В, де момент приймає екстремальне значення  $x = 1,37$  м, для якого діаметр вала складає  $d_B = 84,8$  мм. Приймаємо діаметр вала  $d_B = 85$  мм.

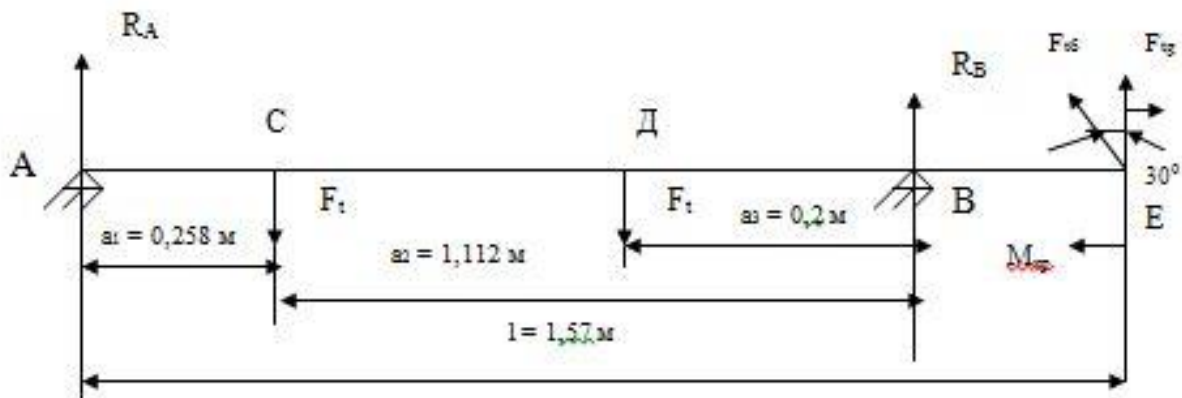


Рис. 4.2. Схема навантаження на ведучий вал відокремлюючого транспортера

#### 4.5.2. Розрахунок на міцність вала вирівнюючого бітера

Вихідні дані:

1. Потужність, яка необхідна для приводу вирівнюючого бітера, складає  $N=0,03$  кВт.

2. Частота обертання вала  $n_6=5,1$  об/хв.

3. Максимальний крутний момент, що діє на вал

$$T = \frac{30 \cdot N}{\pi \cdot n_6} \cdot 10^3, \quad (4.34)$$

$$T = \frac{30 \cdot 0,03}{3,14 \cdot 5,1} \cdot 10^3 = 56,2 \text{ нм.}$$

Проводимо силовий аналіз вирівнюючого бітера і розробляємо схему його навантажень (рис. 4.3).

Визначаємо силу, яка діє на вал від ланцюгової передачі

$$Q_L = F_f \cdot K_f + F_t, \quad (4.35)$$

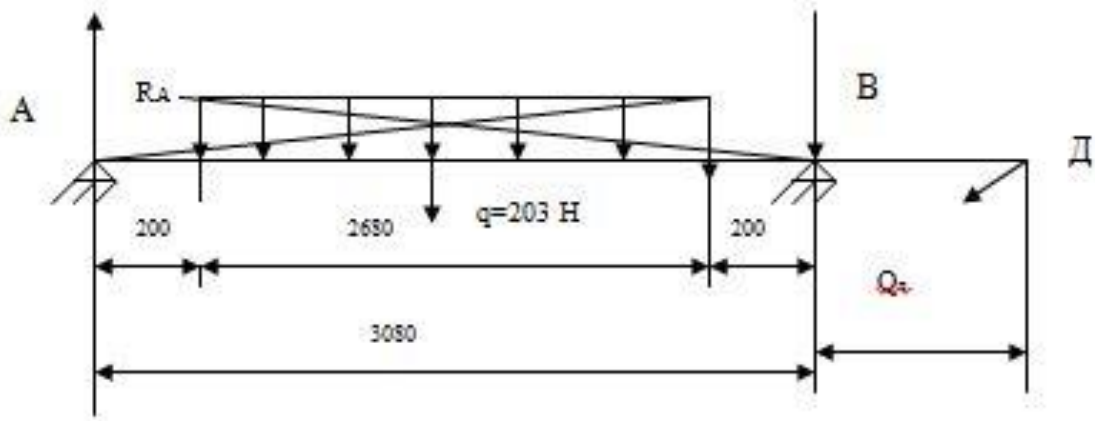


Рис. 4.3. Схема навантаження на вал вирівнюючого бітера

де  $F_f$  - натяжіння ланцюга від провисання веденої його частини, Н;

$$F_f = K_f \cdot q_{\text{л}} \cdot g \cdot a, \quad (4.36)$$

де  $K_f$  – коефіцієнт натяжіння,  $K_f = 2,5 \dots 3$  при  $a > 10^0$ ;

$q_{\text{л}}$  – маса одного метра ланцюга,  $q_{\text{л}} = 2,6$  кг/м;

$a$  – міжосьова відстань,  $a = 0,5$  м;

$F_t$  – дотична сила від крутного моменту

$$F_t = \frac{2T}{d_g}, \quad (4.37)$$

де  $d_g$  – дільний діаметр веденої зірочки,  $d_g = 202,71$  мм;

$$F_t = \frac{2 \cdot 56,2}{0,20271} = 555 \text{ н},$$

$$F_f = 2,5 \cdot 2,6 \cdot 9,81 \cdot 0,5 = 32 \text{ н},$$

$$Q_{\text{л}} = 32 \cdot 2,5 + 555 = 635 \text{ н}.$$

Визначаємо силу, що діє на вал від рівномірно розподіленого навантаження маси бітера

$$q = 20,7 \cdot 9,8 = 203 \text{ н}.$$

Визначаємо реакції опор:

для горизонтальної площини ZOX

$$\Sigma M_A = 0; \quad q(l_1 + l_2) - R_{\text{BZ}} \cdot L + Q_{\text{л}} \cdot \sin 30^0 (L + l_5) = 0,$$

$$R_{\text{BZ}} = \frac{q(l_1 + l_2) + Q_{\text{л}} \cdot \sin 30^0 (L + l_5)}{L},$$

$$R_{BZ} = \frac{203(200 + 1340) + 635 \cdot 0,5(3080 + 100)}{3080} = 429,3 \text{ н.}$$

$$\Sigma M_B = 0; \quad R_{AZ} \cdot L - q(l_3 + l_4) + Q_{\text{л}} \sin 30^\circ \cdot l_5 = 0,$$

$$R_{AZ} = \frac{203(1350 + 200) - 635 \cdot 0,5 \cdot 100}{3080} = 91,2 \text{ н.}$$

$$\text{Перевірка: } \Sigma Y = 0; \quad R_{AZ} - q + R_{BZ} - Q_{\text{л}} \sin 30^\circ = 0;$$

$$91,2 - 203 + 429,3 - 635 \cdot 0,5 = 0.$$

Для вертикальної площини УОХ

$$\Sigma M_A = 0; \quad \Sigma M_A = q(l_1 + l_2) - R_{BY} \cdot L + Q_{\text{л}} \cdot \cos 30^\circ (L + l_5) = 0,$$

$$R_{BY} = \frac{203(1350 + 200) - 635 \cdot 0,866(3080 + 100)}{3080} = 669,26 \text{ н.}$$

$$\Sigma M_B = 0; \quad \Sigma M_B = R_{AY} \cdot L - q(l_3 + l_4) + Q_{\text{л}} \cos 30^\circ \cdot l_5 = 0,$$

$$R_{AY} = \frac{203(1340 + 200) - 635 \cdot 0,866 \cdot 100}{3080} = 83,65 \text{ н.}$$

$$\text{Перевірка: } 83,65 - 203 + 669,26 - 635 \cdot 0,866 = 0.$$

Розраховуємо згинальні моменти:

площина ZOX

$$M_{CZ} = R_{AZ}(l_1 + l_2) + R_{BZ}(l_3 + l_4) - Q_{\text{л}} \cdot \sin 30^\circ (l_3 + l_4 + l_5),$$

$$M_{CZ} = 91,2(0,2 + 1,34) + 429,3(1,34 + 0,2) - 635 \cdot$$

$$0,5(1,34 + 0,2 + 0,1) = 280,87 \text{ Нм.}$$

$$M_{BZ} = R_{AZ} L - q(l_3 + l_4) + Q_{\text{л}} \cdot \sin 30^\circ \cdot l_5,$$

$$M_{BZ} = 91,2 \cdot 3,08 - 203(0,2 + 1,34) - 635 \cdot 0,5 \cdot 0,1 = -64,474 \text{ Нм.}$$

площина УОХ

$$M_{CY} = R_{AY}(l_1 + l_2) + R_{BY}(l_3 + l_4) - Q_{\text{л}} \cdot \cos 30^\circ (l_3 + l_4 + l_5),$$

$$M_{CY} = 83,65(0,2 + 1,34) + 669,26(1,34 + 0,2) -$$

$$635 \cdot 0,866(1,34 + 0,2 + 0,1) = 257,63 \text{ нм.}$$

$$M_{BY} = R_{AZ} L - q(l_3 + l_4) + Q_{\text{л}} \cdot \cos 30^\circ \cdot l_5,$$

$$M_{BY} = 83,65 \cdot 3,08 - 203(1,34 + 0,2) - 635 \cdot 0,866 \cdot 0,1 = -109,97 \text{ нм.}$$

За результатами розрахунків будуємо епюри (рис. 4.4).

Розраховуємо сумарний момент

$$M_C = \sqrt{M_{CY}^2 + M_{CZ}^2},$$

$$M_C = \sqrt{257,63^2 + 280,87^2} = 381,13 \text{ Н м},$$

$$M_B = \sqrt{M_{BY}^2 + M_{BZ}^2},$$

$$M_B = \sqrt{(-109,97)^2 + (-64,474)^2} = 127,48 \text{ Н м}.$$

Визначаємо приведений момент в небезпечному перерізі (Т.С) за III теорією міцності

$$M_{пр} = \sqrt{T^2 + M^2}, \quad (4.38)$$

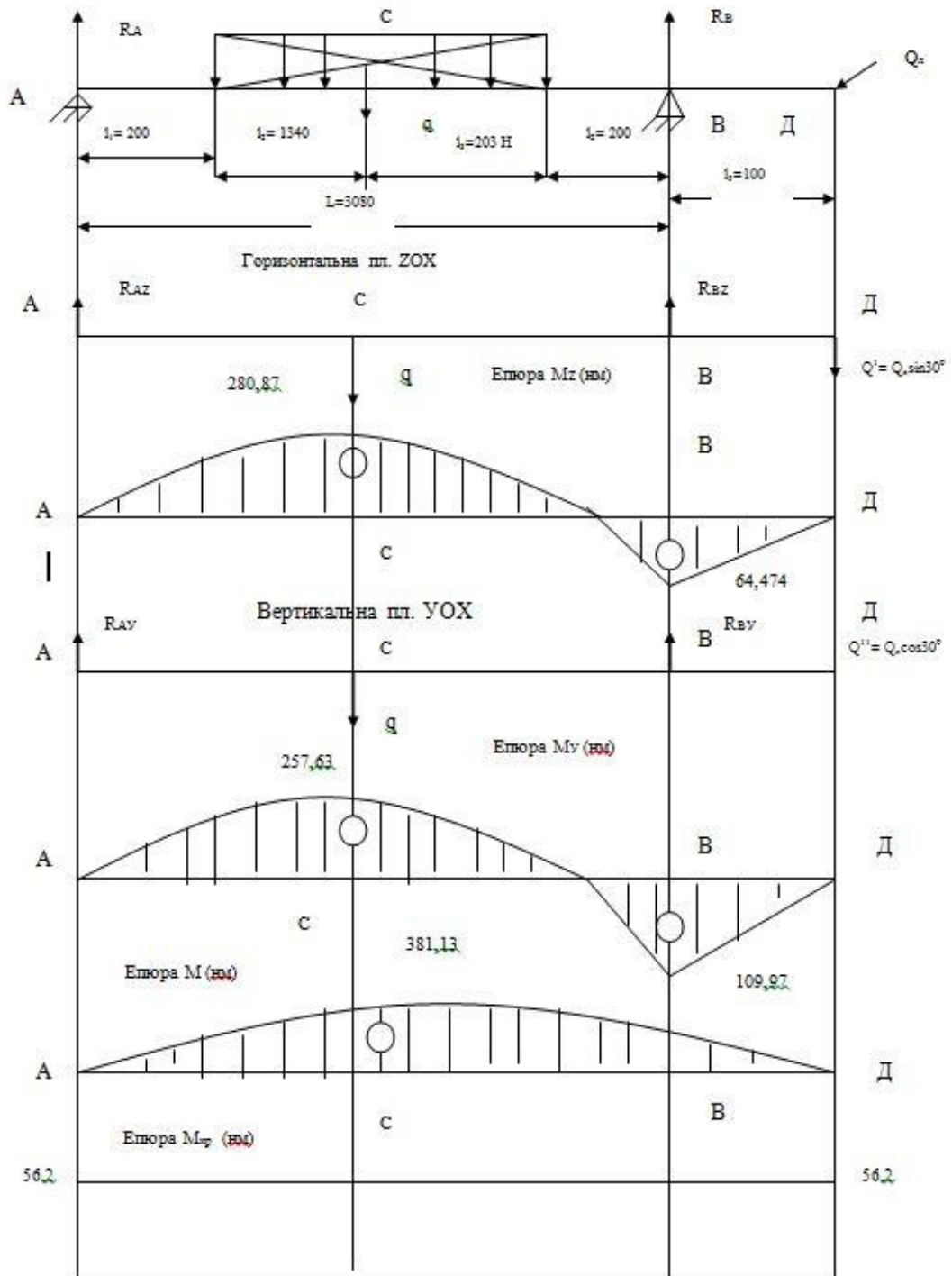


Рис. 4.4 Епюри моментів

$$M_{\text{пр}} = \sqrt{44,514^2 + 177,75^2} = 183,3 \text{ Нм.}$$

Визначаємо діаметр вала для небезпечного перерізу при  $[\tau]=10\dots35 \text{ МПа}$

$$d = \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3}{0,2[\tau]}}, \quad (4.39)$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{44,514 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 10}} = 28,1 \text{ мм.}$$

Приймаємо діаметр цапфи вала під зірочку  $d_b=30 \text{ мм}$ , під підшипник  $d_n=35 \text{ мм}$ , під бітер діаметр труби  $d_6=50 \text{ мм}$ .

#### **4. 7 Вплив змін у конструкції машини на техніко-економічні показники**

У рамках даної дипломної роботи було детально проаналізовано та обґрунтовано конструкцію дозатора кормів БДК-Ф-70-20.

Результати експериментальних досліджень повністю підтвердили висновки теоретичних аналізів щодо доцільності застосування планетарних бітерних дозаторів для грубих і соковитих кормів, а також правильність обґрунтування їхніх конструктивних і кінематичних параметрів.

Аналіз рівномірності дозування кормів показав, що вдосконалений дозатор забезпечує нерівномірність одноступеневого дозування на рівні 8–14 %, а двоступеневого – 4,5–7,5 %. Для порівняння, традиційний бітерний дозатор із постійним кутом входження пальців значно перевищує зоотехнічні вимоги, демонструючи показник нерівномірності 22–35 %.

Таким чином, отримані експериментальні результати беззаперечно підтвердили ефективність проведених конструктивних удосконалень у запропонованому дозаторі кормів.

## 5. ОХОРОНА ПРАЦІ

### 5.1 Заходи по створенню безпечних та нешкідливих санітарно-гігієнічних умов роботи

Під час роботи з дозатором кормів існують різноманітні небезпечні та шкідливі виробничі фактори, до яких слід ставитися з особливою обережністю. До них належать: рухомі частини механізмів, можливе викидання часток продукту або сторонніх предметів із бункера-дозатора, підвищена запиленість, статична електрика, ризик виникнення небезпечного потенціалу на струмонепровідних елементах обладнання, ймовірність утворення вибухонебезпечних сумішей та небезпека пожежі.

Перед початком роботи відповідальна особа або оператор повинні оглянути обладнання та надіти засоби індивідуального захисту, переконавшись, що одяг не має звисаючих елементів, а волосся закріплене під головним убором. Крім того, необхідно увімкнути вентиляцію та освітлення робочої зони [14].

Наступним кроком є звільнення всіх проходів та підходів до рубильників і вимикачів від сторонніх предметів, перевірка надійності кріплення машин, захисних кожухів та заземлення. Оператор повинен упевнитися в правильному балансуванні та надійному закріпленні робочих органів, а також переконатися у відсутності сторонніх предметів у подавальних транспортерах і бункерах [14].

Обов'язковою є перевірка наявності та справності засобів пожежогасіння, комплектності медичної аптечки та працездатності сигналізаційних пристроїв. Перед початком роботи дозатор слід запустити на холостому ході для контролю відсутності сторонніх шумів, вібрації, перегріву та перевірки роботи контрольних і сигнальних приладів. Інструменти та допоміжні пристрої необхідно розташувати таким чином, щоб їх було зручно використовувати

Під час роботи з дозатором уникайте його перевантаження та потрапляння сторонніх предметів разом із кормом. Не відволікайтеся на сторонні розмови під час виконання своїх обов'язків [14].

Якщо бункер-дозатор забився кормовою масою, очищення слід проводити лише при повністю вимкненому електродвигуні. Перед роботою повісьте попереджувальний знак «Не вмикати! Працюють люди». Для очищення рекомендується використовувати чистик із ручкою довжиною не менше одного метра [15].

Не допускається перебування тварин у приміщенні під час роботи дозатора, а сторонні особи не повинні знаходитися у зоні дії обладнання. У випадку потрапляння сторонніх предметів у дозатор або його заклинювання негайно зупиніть обладнання за допомогою комутаційного апарата та видаліть перешкоду [15].

Не експлуатуйте дозатор, якщо з нього зняті або пошкоджені захисні елементи (кожухи, заземлення, блокуючі пристрої тощо). Після завершення роботи відключіть електроживлення систем подачі кормів. Дочекайтеся повної зупинки двигунів, після чого очистіть бункер та робоче місце від залишків корму, а приміщення — від пилу та залишків продукту. У разі мокрої або слизької підлоги розкидайте тонкий шар піску, тирси або іншого абсорбуючого матеріалу перед прибиранням.

При наявності загрози для життя або здоров'я негайно залиште небезпечну зону, попередивши інших працівників. Не намагайтеся усувати несправності або проводити ремонт до повної зупинки машини та обладнання. Після аварійної зупинки перед повторним запуском обов'язково очистіть обладнання від залишків продукту.

## 6. ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Проведений аналіз сучасних технічних засобів механізації дозування подрібнених грубих кормів дозволив визначити основні напрями розвитку конструкцій дозуючих пристроїв для приготування повноцінних кормових сумішей із використанням бункерних одно- та двоступеневих дозаторів потокової дії.

Дослідження показали, що бункерні бітерні дозатори з постійним кутом входження пальців у кормовий моноліт забезпечують задовільну працездатність та технологічні показники роботи, проте не повною мірою задовольняють вимоги щодо точності та якості дозування кормів.

У науковій частині роботи проведено теоретичний аналіз процесу дозування кормів і запропоновано вдосконалену конструкцію планетарного бітерного дозатора зі змінним кутом входження пальців у моноліт корму. Це дозволило значно підвищити ефективність та якість дозування як грубих, так і соковитих кормів.

Теоретичні дослідження виявили суттєві переваги нової конструкції. Було проаналізовано кінематику руху пальчастих граблин, обґрунтовано процес відокремлення кормового моноліту робочими органами дозатора, а також визначено пропускну здатність, режими роботи та витрати енергії на привід.

Обґрунтовано продуктивність планетарного дозатора, який забезпечує більш рівномірну подачу корму порівняно з традиційними бітерними дозаторами. При цьому досягається узгодженість обсягу подачі поздовжнім конвеєром, що підвищує рівномірність подачі та знижує енергетичні витрати.

Розроблено пропозиції щодо модернізації конструкції бункера-дозатора БДК-Ф-70-20 із застосуванням планетарного бітерного дозатора. Проведено технологічні, кінематичні та силові розрахунки, а також перевірку на міцність верхнього валу вирівнюючого бітера.

У розділі «Охорона праці» виконано аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів, які можуть виникнути під час експлуатації

вдосконаленого бункера-дозатора БДК-Ф-70-20, і розроблено заходи щодо поліпшення умов праці.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Кулик М.Ф., Засуха Т.В. та ін. Основи технологій виробництва продукції тваринництва. К.: Сільгоспосвіта, 1994
2. Вертійчук А.І., Маценко М.І. Технологія виробництва продукції тваринництва. К.: Урожай, 1995.
3. Ревенко І.І., Манько В.М., Кравчук В.І. Машиновикористання у тваринництві. К.: Урожай, 1999.
4. Вдосконалення конструкції дозатора кормів грабельного типу / Р.В. Кісільов, П.Г. Лузан, І.П. Сисоліна, О.Р. Лузан. *Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки*, 2019. Вип. 1(32). С.3–10.
5. Машини та обладнання для тваринництва : підручник / за ред. В. П. Литвиненка. К. : НУБіП України.
6. Каталоги та технічна документація фірм Trioliet, Siloking, KUHN.
7. Машини і обладнання для тваринництва : Електронний підручник / І.І. Ревенко, В.С. Хмельовський, О.О. Заболотько та ін. Київ, ДУ «Науково-методичний центр вищої та фахової передвищої освіти», 2019.
8. Практикум по машинах і обладнанню для тваринництва / За редакцією О.П. Скорика, О.І. Фісяченко. Харків, ХДТУСГ, 2004. 256 с. .
9. Механізація тваринництва / І.І. Ревенко, В.С. Хмельовський, М.І. Ікальчик. Ніжин, видавець ПП Лисенко М.М., 2015. 328 с.
10. Підпала Т.В. Скотарство і технологія виробництва молока та яловичини / Т.В. Підпала. Миколаїв: Видавничий відділ МДАУ, 2008. 369 с.
11. Механізація тваринницьких ферм / Б.П.Шабельник, М.М. Троянов, І.Г. Бойко та ін.; За ред. М.М. Троянова, Харків, 2002. 208 с.
12. Машини, обладнання та їх використання в тваринництві: підручник для здобувачів ступеня вищої освіти закладів вищої освіти / Р.В. Скляр, О.Г. Скляр, Н.І. Болтянська, Д.О. Мілько, Б.В. Болтянський. Кондор, 2024. 608 с.

13. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин : підручник. Київ : Вища школа, 1993. 556 с.
14. Зеркалов Д.В. Охорона праці в галузі: Загальні вимоги : навч. посібник. Київ : «Основа», 2011. 551 с.
15. Навчальний посібник з охорони праці / Дніпропетр. держ. агр. ун-т . Дніпропетровськ, 2009 . 132 с.

## **ДОДАТКИ**