

УМАНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ САДІВНИЦТВА
ІНЖЕНЕРНО-ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ
КАФЕДРА АГРОІНЖЕНЕРІЇ

Допускається до захисту

Завідувач кафедри

“ ” Андрій ВОЙТІК
_____ 2023

ДИПЛОМНА РОБОТА

магістр

(освітній ступінь)

на тему: «ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ
ПАРАМЕТРІВ НАВАНТАЖУВАЧА СИЛОСУ»

Виконав: студент 2 курсу, групи 21м-3-ім
Спеціальність 208 «Агроінженерія»

Анатолій ВИШНЕВСЬКИЙ

Керівник: _____ Олександр ПУШКА

м. Умань - 2023

ЗМІСТ

РЕФЕРАТ	6
ВСТУП.....	7
РОЗДІЛ 1. СУЧАСНИЙ СТАН МЕХАНІЗАЦІЇ НАВАНТАЖЕННЯ	
КОНСЕРВОВАНИХ КОРМІВ.....	10
1.1. Значення консервованих кормів і вимоги до них.....	10
1.2. Існуючі засоби вивантаження траншейних сховищ.....	14
1.3. Робочі органи позиційних вивантажувачів силосу і сінажу	26
Висновки до першого розділу	28
РОЗДІЛ 2. АНАЛІТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ПЛОСКОРІЗАЛЬНОГО	
НАВАНТАЖУВАЧА СИЛОСУ	30
2.1. Конструкція і процес відділення корму плоскорізальним	
навантажувачем.....	30
2.2. Теоретичний аналіз взаємодії віддільника-подрібнювача	
з кормовим	32
2.2.1. Обґрунтування параметрів робочого органа	32
2.2.2. Визначення товщини стружки.....	36
2.2.3. Визначення зусилля відділення корму	38
Висновки до другого розділу	43
РОЗДІЛ 3. ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕНЬ НАВАНТАЖУВАЧА	
СИЛОСУ	44
3.1. Дослідження фізико-механічних і технологічних властивостей	
кормових монолітів.....	44
3.1.1. Програма досліджень	44
3.1.2. Методики досліджень фізико-механічних властивостей	
кормових	45
3.2. Програма і методика досліджень плоскорізального	
навантажувача.....	48
3.2.1. Програма досліджень	48

	3
3.2.2. Експериментальний навантажувач силосу	49
3.2.3. Вимірювальні пристрої	51
3.2.4. Методика виконання експериментальних досліджень	51
3.2.5. Методика обробки записів приладів, планування експериментальних досліджень і обробки результатів	52
3.2.6. Аналіз математичної моделі факторів	55
3.3. Інженерний розрахунок плоскоріжучого навантажувача силосу	58
Висновки до третього розділу	60
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ	61
РОЗДІЛ 5. ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ПОЗИЦІЙНОГО ЕЛЕКТРИФІКОВАНОГО НАВАНТАЖУВАЧА З ПЛОСКОРІЖУЧИМ РОБОЧИМ ОРГАНОМ	64
Висновки до п'ятого розділу	67
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	68
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	69

УМАНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ САДІВНИЦТВА
ІНЖЕНЕРНО-ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ
КАФЕДРА АГРОІНЖЕНЕРІЇ

Освітній рівень магістр
Спеціальність 208 «Агроінженерія»
(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
Андрій ВОЙТІК
“ ” 2023

ЗАВДАННЯ НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Вишневський Анатолій Михайловичі

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи «ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ НАВАНТАЖУВАЧА СИЛОСУ»

керівник роботи Олександр ПУШКА, к.т.н., доцент

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджена наказом вищого навчального закладу від

“ 09 ” листопада 2023 № 01-06/256

2. Строк подання студентом роботи 20.11.2023

3. Вихідні дані до роботи: науково-технічна література; авторські свідоцтва і патенти на винаходи навантажувача силосу із траншейних сховищ; результати випробування навантажувача силосу із траншейних сховищ; результати дослідження та випробування навантажувача силосу із траншейних сховищ; вимоги охорони праці; методика визначення економічного ефекту.

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

Вступ.

1. Сучасний стан механізації навантаження консервованих кормів.
2. Аналітичні дослідження роботи плоскорізального навантажувача силосу.
3. Програма, методика і реалізація досліджень навантажувача силосу.
4. Охорона праці.
5. Розрахунок економічної ефективності.

Загальні висновки.

Список використаних джерел.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):

Назва дипломної роботи; мета і задачі дипломної роботи; класифікація навантажувачів консервованих кормів; технічні засоби для вивантаження траншейних сховищ; плоскорізальний відокремлювач-подрібнювач; визначення режиму роботи плоскорізального відділювача; зони впливу лопаті; визначення

товщини стружки; зміна товщини стружки в залежності від кута повороту диска; техніко-економічні показники.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	Прокопенко Е.В., к.с.-г.н., доцент		
Економічне обґрунтування проекту	Пушка О.С., к.т.н., доцент		

7. Дата видачі завдання « » 2023

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської роботи	Строк виконання етапів роботи	При- мітка
	Вступ	24.04.2023	
1.	Сучасний стан механізації навантаження консервованих кормів	19.05.2023	
2.	Аналітичні дослідження роботи плоскорізального навантажувача силосу	23.06.2023	
3.	Програма, методика і реалізація досліджень навантажувача силосу	15.09.2023	
4.	Охорона праці	06.10.2023	
5.	Розрахунок економічної ефективності	03.11.2023	
	Загальні висновки	17.11.2023	
	Список використаних джерел	17.11.2023	

Студент _____
(підпис)

Анатолій ВИШНЕВСЬКИЙ

Керівник роботи _____
(підпис)

Олександр ПУШКА

РЕФЕРАТ

Дипломна робота магістра складається з пояснювальної записки, виконаної машинописним способом на 71 аркуші формату А4, яка вміщує 5 розділів, 7 таблиць, 25 рисунків, 30 найменувань використаних джерел і презентаційного матеріалу на 10 аркушах.

Мета магістерської роботи полягає в зниженні енергоємності вивантаження консервованих кормів із траншейних сховищ шляхом удосконалювання технологічного процесу на основі раціонального використання фізико-механічних і технологічних властивостей кормових монолітів і розробці навантажувача силосу.

В магістерській роботі зроблено наступне:

- обґрунтовано конструкцію високопродуктивного навантажувача, що робить необхідне доподрібнення маси;
- виконано аналітичні дослідження процесу роботи навантажувача й одержано залежності, необхідні для визначення конструктивних параметрів і технологічних режимів процесу;
- вивчено необхідні фізико-механічні і технологічні властивості кормових буртів;
- запропоновано конструктивно-технологічну схему навантажувача, визначено економічну ефективність.

Мета досліджень. Полягає в зниженні енергоємності вивантаження консервованих кормів із траншейних сховищ шляхом удосконалювання технологічного процесу на основі раціонального використання фізико-механічних і технологічних властивостей кормових монолітів і розробці навантажувача силосу.

Об'єкт дослідження – удосконалювання технологічного процесу на основі раціонального використання фізико-механічних і технологічних властивостей кормових монолітів і розробці навантажувача силосу.

Предмет дослідження – фізико-механічні і технологічні властивості кормових буртів.

ВСТУП

Актуальність роботи. Однією з найважливіших задач сільськогосподарського виробництва є поліпшення забезпечення населення продуктами тваринництва.

Існуюча матеріальна база тваринництва дозволила забезпечити рівень комплексної механізації ферм і комплексів великої рогатої худоби на 66,2, свиноферм 73,2, птахоферм 89,2, вівчарства 14%.

Машини й обладнання поліпшили умови праці у тваринництві, виключили ручну працю на багатьох операціях, зробили їх більш привабливими. Разом з тим витрати ручної праці у виробництві тваринницької продукції ще досить великі, особливо на малих фермах.

У зв'язку з цим у даний час достатньо гостро стоїть питання про забезпечення тваринницьких об'єктів машинами й обладнанням, що сприяє підвищенню продуктивності і полегшенню праці.

Збільшення виробництва м'яса і молока здійснюється в основному, за рахунок поліпшення якості годівлі, створення стійкої кормової бази.

У 2015 році в Україні було понад 10 тисяч фермерських господарств, за якими закріплено 132 тис. га сільгоспугідь, у тому числі 107,6 тис. га ріллі, тобто, близько 0,3% усієї ріллі країни. У середньому на господарство приходить 20 га сільгоспугідь, у тому числі 16 га ріллі.

Слід зазначити, що спад виробництва сільськогосподарської продукції був допущений, в основному, за рахунок суспільного виробництва. У той же час питома вага індивідуального сектора у виробництві сільськогосподарської продукції збільшилася з 16,7 до 30,3% [1].

Однією з причин спаду суспільного виробництва сільськогосподарської продукції є зниження рівня технічного забезпечення. У зв'язку з недоліком запасних частин і палива рівень технічної готовності сільськогосподарської техніки знизився до 0,6.

Таким чином, у даний час у господарствах може працювати лише 24%

технічних засобів від нормативної потреби.

В даний час основна маса консервованих кормів зберігається й у перспективі буде закладатися в траншейні сховища, тому рішення питань механізації технологічних процесів, зокрема, розвантаження, і рішення пов'язаних з цим питань комплексної механізації з перспективами автоматизації, підвищення продуктивності, зниження енергоємності, доподрібнення маси, що вивантажується, скорочення витрат праці, зниження витрат і псування корму, є важливою народногосподарською задачею.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- обґрунтувати конструкцію високопродуктивного навантажувача, що робить необхідне доподрібнення маси;
- виконати аналітичні дослідження процесу роботи навантажувача й одержати залежності, необхідні для визначення конструктивних параметрів і технологічних режимів процесу;
- дослідити фізико-механічні і технологічні властивості кормових буртів;
- обґрунтувати конструктивно-технологічну схему навантажувача, визначено економічну ефективність;
- визначити економічну ефективність від впровадження навантажувача з плоскоріжучим робочим органом.

Методи дослідження. теоретичні дослідження виконані із застосуванням основних положень механіки суцільних та гетерогенних середовищ, аеродинаміки. Розв'язок побудованих математичних моделей виконано з використанням методів розв'язання диференціальних рівнянь та обчислювальної техніки. Експериментальні дослідження проведені на виготовлених лабораторних установках з використанням відеозйомки та розробленого програмного забезпечення. Обробка результатів експериментальних досліджень виконана із застосуванням положень теорії ймовірності та математичної статистики з використанням пакетів програм "Mathcad", "MatLab", "Excel".

Наукова новизна одержаних результатів:

- виконано аналітичні дослідження процесу роботи навантажувача й одержати залежності, необхідні для визначення конструктивних параметрів і технологічних режимів процесу;

- досліджено фізико-механічні і технологічні властивості кормових буртів;
- обґрунтовано конструктивно-технологічну схему навантажувача, визначено економічну ефективність.

Практичне значення одержаних результатів. За результатами теоретичних та експериментальних досліджень комплексно обґрунтовані раціональні параметри навантажувача силосу, використання якого підвищує ефективність роботи шляхом удосконалювання технологічного процесу на основі раціонального використання фізико-механічних і технологічних властивостей кормових монолітів.

РОЗДІЛ 1. СУЧАСНИЙ СТАН МЕХАНІЗАЦІЇ НАВАНТАЖЕННЯ КОНСЕРВОВАНИХ КОРМІВ

1.1. Значення консервованих кормів і вимоги до них

Основою продуктивності сільськогосподарських тварин є потоковість і ритмічність кормової бази, наближення зимового типу годівлі до літнього по кількості, якості, змістові живильних речовин.

Рішення цих задач тісно зв'язано з удосконаленням технології консервування кормів і їхні використання, що дає можливість зберегти до 85...90% сухої речовини і понад 60% каротину. Воно дозволяє використовувати високоврожайні культури в період найбільшого виходу живильних речовин, створювати запаси корму при незначному зниженні поживності, просто за технологією і полегшує комплексну механізацію й автоматизацію процесів готування кормів і годівлі тварин [8].

Займаючи в раціонах великої рогатої худоби до 30...50% (по поживності) при загальній частці кормів у структурі собівартості сільськогосподарської продукції 50...70%, консервований корм дозволяє мати соковиті корми весь стійловий період змісту худоби, а також на початку весняно-літні й осінній періоди, коли відчувається недолік у зеленій масі. Звичайно коровам дають 25...30 кг консервованих кормів (силосу) у добу, але ця величина може досягти 30...40 кг у раціонах дійних і 20...25 кг – сухостійних корів. Доброякісний консервований корм робить раціони тварин більш різноманітне і повноцінним, позитивно впливає на використання живильних речовин, молочну продуктивність, склад молока і відтворні функції корів [16, 20].

В даний час у світовій практиці більшість консервованих кормів закладається в траншейні сховища, герметизує потім полімерною плівкою. Основна маса цих сховищ побудованих у нас у країні і виконана по типових проектах ТП811-29 і ТП811-37, причому кращими з них є наземні сховища.

Велика частина консервованих кормів, що закладаються в траншейні

сховища, заготовлюється силосуванням, причому основна кількість силосу (85...87%) виходить з кукурудзи.

Ступінь здрібнювання маси відіграє важливу роль в одержанні високоякісного корму, вона ж у свою чергу залежить від фази вегетації рослин, вмісту живильних речовин, вологості й інших факторів. Так, кукурудзу у восковій і повній спілості початків вологістю менш 70% необхідно подрібнювати до величини часток 15...20 мм, розщеплюючи їх уздовж волокон; молочної спілості з вологістю 70...75% - до 30...40 мм; молочної і молочно-воскової спілості з вологістю 75...80% - до 50...70 мм; з вологістю 80...85% - до 50...70 мм; з вологістю 80...85% - до 80...100 мм і при вологості більш 85% - до 100...120 мм або силосувати з додаванням соломи [4, 5, 14]. Ці рекомендації також справедливі і до інших культур, зокрема, трав. Для закладки сінажу використовуються бобові трави у фазі бутонізації і злакові на початку колосіння, пров'ялені до 50...55% і здрібнені до 30...50 мм [18].

Аналіз роботи машин, використовуваних у даний час для заготівлі кормів, показує, що частки силосу довжиною до 65 мм, що заготовлюється комбайнами КС-1,8, КСК-100, МПУ-150, Е-281 (Німеччина) складають 65...97%, використання трьох останніх машин на сінажі дає зміст часток довжиною до 30 мм, відповідно 76,9, 86,5 і 85,6% [19].

Здрібнювання силосу має велике значення також з погляду поїдання корму тваринами. Силос з кукурудзи воскової спілості початків поїдається на 90...95% не залежно від довжини різання, при воскової - 80...90%, у залежності від ступеня здрібнювання, поїдаємість крупноподрібненого силосу з кукурудзи в повній спілості складає всього 73%. Найбільше повно поїдається маса здрібнена до 10...50 мм [18]. При більш дрібному здрібнюванні і перездрібнюванні корму до стану мезги поїдаємість корму знижується.

Виходячи з цього і приймаючи в увагу перебої з постачанням палив-мастильних матеріалами, їхню велику вартість, високу енерго- і матеріалоємність, вартість польових машин, необхідно робити закладку консервованої маси здрібненої на максимальну довжину, що допускається з умов

консервування, а для вивантаження використовувати машини, що роблять додаткове здрібнювання маси відповідно до вимог до годівлі тварин.

При виконанні технологічного процесу відбору кормів зі сховищ відбувається взаємодія між робочими елементами (ножами) і оброблюваним середовищем (кормовим монолітом). Фізико-механічні властивості кормових монолітів значно впливають на геометрію й кінематику робочих органів, визначають режими їхньої роботи.

Дослідженню фізико-механічних властивостей кормових монолітів присвячений ряд робіт [4, 5, 18]. Основна увага при цьому приділялася вивченню їхньої міцності під час відбору й опір моноліту різанню, зсуву, жорсткості стебел, коефіцієнтів тертя, щільності. Крім того, визначались такі характеристики як опір на розрив, стиск, міцність стебел при розтягу й стиску.

В основу теоретичних і експериментальних досліджень цих питань покладена творча спадщина академіка В.П. Горячкіна [12], експериментальна теорія різання академіка В.А. Желіговського. Проведені роботи з теорії різання дозволяють вирішувати основні питання інженерних розрахунків по деяким вузькоспеціалізованим машинам, вказують на складність взаємодії робочих органів із сільськогосподарськими матеріалами й значні труднощі аналітичних розрахунків і необхідність експериментальних методів.

Найбільш вивченим є опір сіно-соломистої маси стиску, що досліджувалася в процесі пресування. Під дією масових сил моноліт здобуває кінцеву щільність, яка є одним з основних показників його механічної міцності.

Зміна щільності моноліту по висоті сховища наведена в табл. 1.1.

Таблиця 1.1 – Щільність кормів по висоті сховищ, кг/м³

Висота відбору проб, м	Сінаж люцерновий	Сінаж злакобобовий	Сіно люцернове	Солома ячмінна	Силос кукурудзяний
4	—	—	122,4	53,1	620,0
3	470	570	125,8	55,0	629,8
2	496	606	128,1	57,5	640,1
1	525	640	130,0	60,0	650,0

Щільність моноліту впливає на більшість інших його властивостей: опір різанню, розриву, зсуву, тертя, деформацію, явище релаксації й ін.

З наведених даних видно, що щільність кормів по висоті сховища при збільшенні глибини розташування шару на кожний метр змінюється на 3...5%.

Дослідженнями встановлено, що сіно-соломиста маса має високий опір різанню, що й наведено в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 – Опір різанню грубих кормів

Види грубих кормів	Вологість, %	Питомий опір різанню, Н/м при щільності маси		
		$c = 70 \text{ кг/м}^3$	$c = 50 \text{ кг/м}^3$	$c = 30 \text{ кг/м}^3$
солома пшениці	10,3	1400	900	500
солома горохова	10,9	1100	700	350
сіно з люцерни	11,8	1600	1150	600

Дослідженнями [19, 26] доведено, що стебла соломи й сіна в скиртах розташовуються в основному горизонтально й відхилення площини їхнього залягання від горизонталі не перевищує 20° . Тому опір зсуву в горизонтальній площині незначний.

Важливим фактором, що впливає як на опір різанню, так і транспортування матеріалу є коефіцієнт тертя. Існують два основних види коефіцієнта тертя: об поверхню робочих органів (зовнішнє тертя) стебел об стебла (внутрішнє тертя).

Коефіцієнт тертя руху в 1,2...2,0 рази менший коефіцієнта тертя спокою.

1.2. Існуючі засоби вивантаження траншейних сховищ

Стан комплексної механізації траншейних сховищ консервованих кормів, зокрема, засобів їхнього розвантаження, у даний час не можна визнати задовільним.

Різні умови використання засобів механізації вивантаження траншейних сховищ (поголів'я худоби, розміри сховища, добова кількість споживаного корму) створюють передумови до застосування навантажувачів, що працюють по трьох

технологічних схемах. Класифікація навантажувачів представлена на рисунку 1.1.

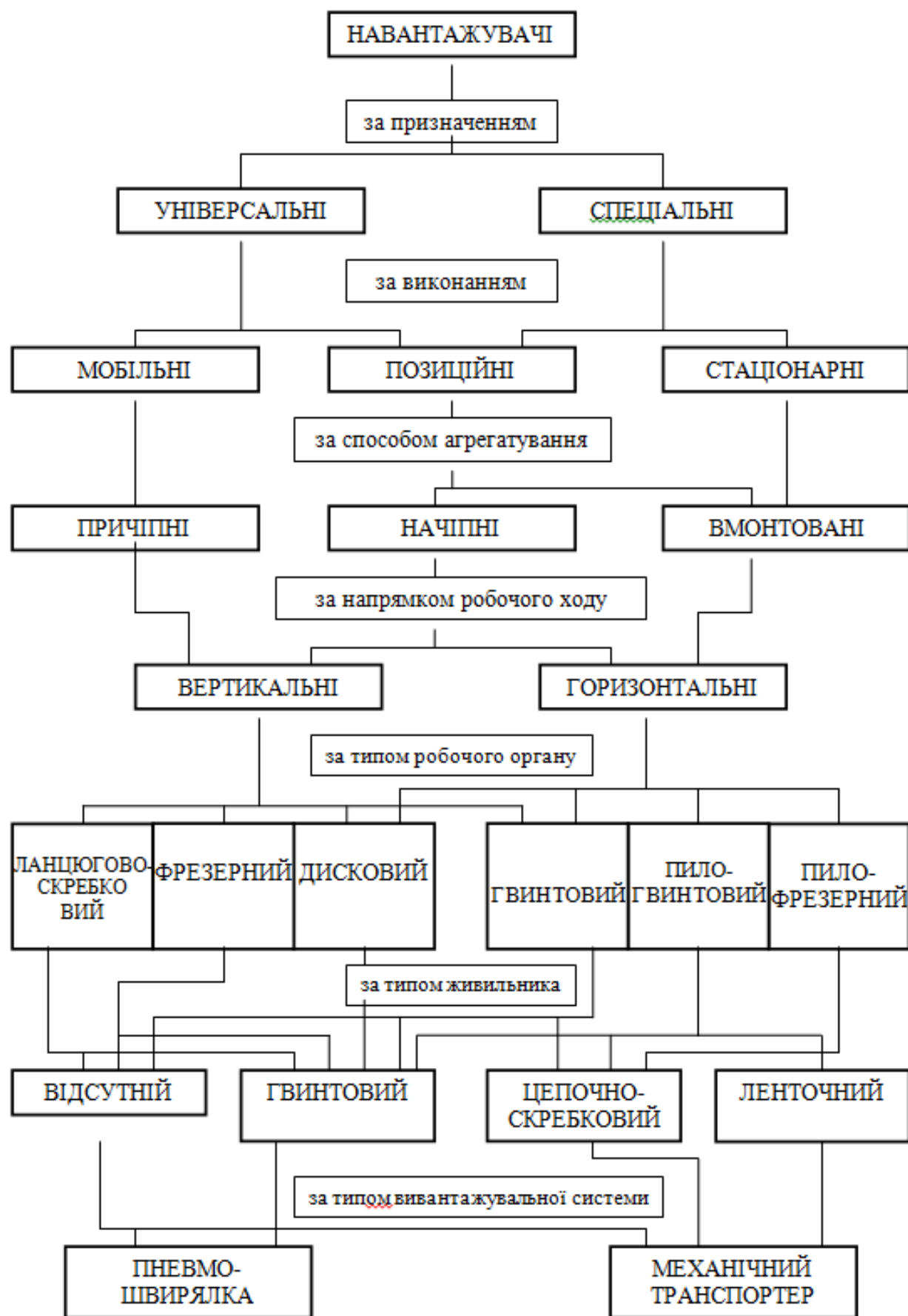


Рис. 1.1. Класифікація навантажувачів консервованих кормів

1. Відбирання корму з розпушенням частини, яка відбирається, так і моноліту бурту, що залишається, і навантаження в транспортно-роздавальні засоби. Для цього застосовуються різні вильчаті, ковшові і грейферні навантажувачі переднього і заднього навішення на трактор-стогоклад СШР-0,5 і СНУ-0,75, НГ-5Д, ПЕ-0,8Б, ПЕЛ-1, ПМГ-2, англійські навантажувачі SG-100, SG-200, SG-300 і ін.

Для них властиві недоліки, загальні для навантажувачів періодичної дії: відносно низька продуктивність, висока енергоємність і мала висота вивантаження. Крім того їхнє застосування не відповідає технологічним вимогам розвантаження траншів - вони розпушують моноліт корму, що залишився, що приводить до розвитку процесів вторинної ферментації, до зниження поживності і знецінюванню кормів.

2. Сполучення вивантаження корму з його транспортуванням і роздачою. Машини такого типу випускаються двох видів:

- вирізуючи блок корму обсягом 0,6...2,4 м³ без його розпушення і розпушення моноліту, що залишається, і транспортуючи його до місця роздачі, при цьому можливо створення запасу корму на 2...4 дня;

- відокремлюючи корм як з доподрібненням, так і без нього, що завантажують наявний бункер, що транспортують і роздають корм тваринам.

Машини першого типу виконуються як задньої, так і передньої навіски, навантажувачі задньої навіски можуть забирати корм із висоти до 1,8 м, а оснащені додатковим телескопічним пристроєм - з висоти до 3 м, навантажувачі переднього навішення можуть вивантажувати корм із висоти до 3,5 м. Вантажопідйомність блокових навантажувачів, як правило, досягає 1300...1500 кг, тому варто використовувати трактор потужністю більш 40 кВт.

Переваги машин такого типу полягають у високій цілісності кормового моноліту, низкою матеріало- і енергоємності, мобільності і маневреності; недолік у їхній невисокій продуктивності і необхідності додаткових пристроїв для руйнування блоків перед роздачою корму, необхідності додаткових пристроїв для руйнування блоків перед роздачою корму.

3. Для навантаження консервованого корму зі сховищ траншейного типу усе ширше застосовуються машини безперервної дії. Висока продуктивність, гладка поверхня моноліту, що залишається в сховище, корму, можливість застосування електропривода робочих органів вивантажувачів, вивантаження корму зі сховищ висотою п'ять і більш метрів роблять їх незамінними на великих і середніх фермах великої рогатої худоби.

Вони здійснюють вивантаження і навантаження маси в кузов кормороздавача або на стаціонарну лінію транспортування кормів. При цьому навантаження може вироблятися як з доподрібненням маси, що вивантажується, так і без неї. У випадку використання разом з вивантажувачем стаціонарної лінії доставки корму можна досягти автоматизації процесу.

Навантажувачі такого типу випускаються мобільними (начіпним або причіпними), самохідним і позиційними, частіше з приводом від електродвигунів.

Начіпні навантажувачі одержали широке поширення завдяки великій мобільності і маневреності, а також можливості використання базового трактора на інших видах сільськогосподарських робіт.

Однак із практики сільськогосподарського виробництва відомо, що навантажувачі не демонтуються через високу трудомісткість цього процесу. Причіпний спосіб виконання дає можливість швидко звільнити базовий трактор, але застосовується він рідко через складність привода робочих органів, низької маневреності.

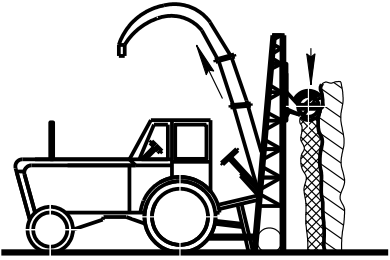
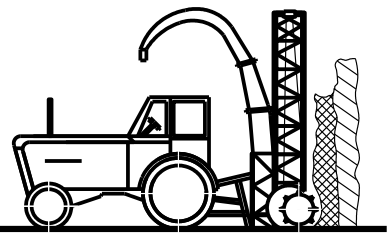
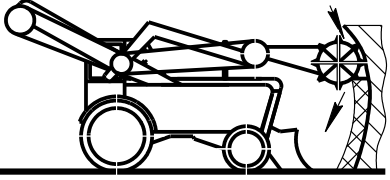
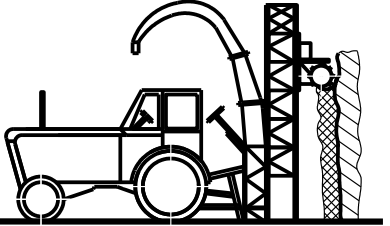
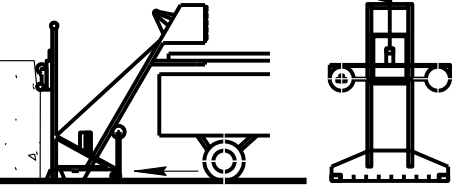
Самохідні навантажувачі зручні в роботі, однак не знайшли широкого поширення через недостатню універсальність.

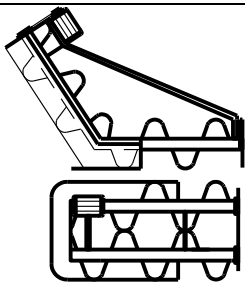
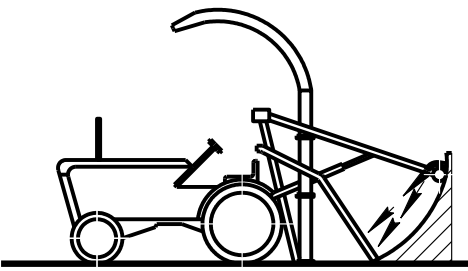
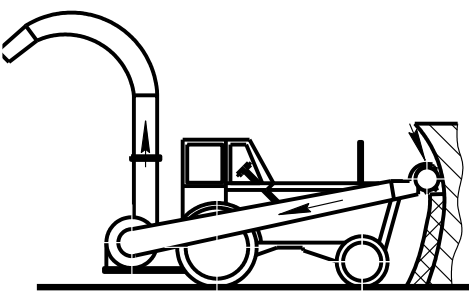
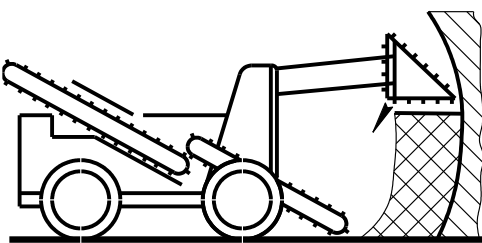
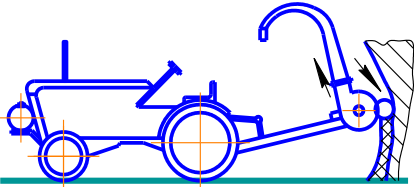
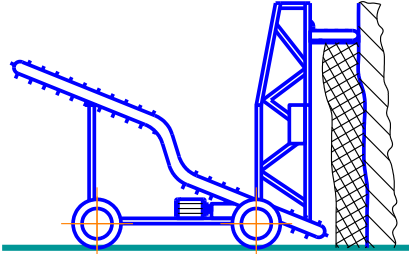
Принцип дії мобільних розвантажників майже однаковий. Робочий орган, що рухається у вертикальному напрямку, відокремлює силосну масу від моноліту.

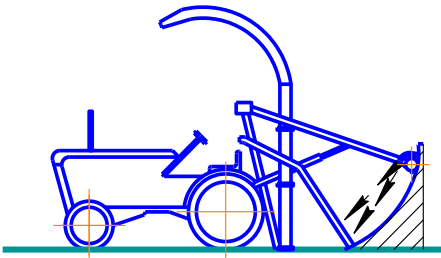
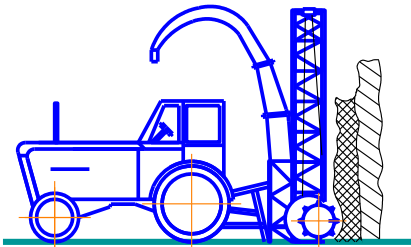
Зрізаний корм падає в прийомний пристрій, відкіля за допомогою поперечно розташованого гвинтового транспортера подається до вентилятора або транспортера, якими завантажується транспортний засіб.

Робочі органи барабанного типу відрізняються високою енергоємністю при порівняно низькій продуктивності (табл. 1.1).

Таблиця 1.1. – Технологічні схеми й технічні характеристики робочих органів навантажувачів

Назва машини	Технологічна схема	Характеристика робочого органу
Навантажувач силосу VSZ-140		Фрезерний барабан штифтовий
Навантажувач силосу «СНУ»		Фрезерний барабан зі стрільчатими ножами
Навантажувач силосу F-80A		Пилоподібний шнек
Навантажувач силосу БИИФ		Фрезерний барабан з пружинними пальцями
Навантажувач силосу ПЛУТО		Шнек з Г-подібними ножами
Навантажувач силосу Стефаноизе		Дискова пилка з активним шнеком

Назва машини	Технологічна схема	Характеристика робочого органу
Навантажувач силосу НІАЕ		Спарений активний шнек
Навантажувач стеблових кормів ПСК-5		Фрезерний барабан з Г-подібними ножами
Фуражир ФН-1,2		Фрезерний барабан з сегментними ножами
Електрифікований навантажувач ЕК-5		Ланцюгово-планчатий
Навантажувач амонізатор ПАС-ВИК		Фрезерний барабан з Г-подібними ножами
Навантажувач силосу ПСЕ-20		Ланцюгово-планчатий

Назва машини	Технологічна схема	Характеристика робочого органу
Універсальний навантажувач силосу ПСГ-20		Фрезерний барабан зі стрільчатими ножами
Навантажувач силосу ПСГ-20		Фрезерний барабан зі стрільчатими ножами

Особливо незадовільно вони працюють при навантаженні грубих кормів (низька якість подрібнення, недостатня висота початку фрезерування й ін.) Це пояснюється розмаїттям ріжучих елементів, недостатнім вивченням процесів взаємодії їх з монолітом і обґрунтуванням геометричних параметрів.

Істотною відмінністю мобільних і позиційних вивантажувачів є організація технологічного процесу вивантаження - мобільні навантажувачі відокремлюють корм при переміщенні робочого органу зверху вниз, при цьому процес вивантаження може супроводжуватися додатковим здрібнюванням маси, що вивантажується, або без нього. При здрібнюванні виробляється різання поперек шарів кормового моноліту, що вимагає великої швидкості впливу ножів і приводить до розсіювання енергії, тобто до зниження енергоємності процесу.

Фрезерні навантажувачі висувають високі вимоги до виду корму і його фракційному складові. Зі збільшенням довжини стебел і вологості дія фрезерних силосонавантажувачів погіршується. Ці знаряддя без обмежень можуть використовуватися для силосу, для сінажу вони придатні тільки у випадку, якщо трава була дрібно здрібнена і достатнє пров'ялена. У протилежному випадку продуктивність знижується в два рази в порівнянні з вивантаженням кукурудзяного силосу. Найбільше застосування фрезерні навантажувачі знаходять у господарствах з великим поголів'ям худоби і з переважною питомою вагою в

кормовому раціоні консервованих кормів.

Істотним недоліком мобільних навантажувачів є необхідність частої зміни позицій (практично після кожного проходу робочого органа), наявність неодруженого ходу при його підйомі, що приводить до зниження продуктивності і вимагає більшої пропускної здатності приймально-транспортних засобів навантажувача.

Позиційні розвантажники силосних траншів, в основному, виконуються за технологічною схемою пошарового горизонтального зняття шаром корму з заглибленням робітника органа наприкінці проходу, тобто здійснюється човниковий рух. Після завершення горизонтального проходу робочий орган знову заглиблюється на необхідну величину і, переміщаючи в зворотну сторону, знімає шар корму.

Виключенням з відомих розвантажників є лише ПСТ-30, що відокремлює корм при вертикальній подачі робочого органа.

Пошарове зняття горизонтальних шарів корму з погляду технологічного процесу найбільше доцільно - при цьому раціонально використовується одне з найважливіших фізико-механічних властивостей моноліту консервованого корму - шаруватість у горизонтальній площині і практично відсутність взаємного зчеплення горизонтальних шарів.

Позиційні розвантажники виконуються з установкою їх на бруствери (стіни) сховищ або на днища.

У першому випадку основу їхньої конструкції складає бруківці кран, у другому може бути конструкція, що має напрямну для переміщення робочого органа по всій ширині траншеї або її частини.

Робочими органами цих розвантажників в основному є гвинтові віддільники, що практично не подрібнюють корм при навантаженні або доподрібнюючі пилофрезерні робочі органи.

Відокремлюваний корм може скидатися вниз у приймальний пристрій, а потім системою транспортерів подаватися в мобільний кормороздавач або стаціонарну систему транспортування або прийматися транспортерами

безпосередньо в зоні вивантаження.

В основному позиційні вивантажувачі виконані з приводом від електродвигунів.

Перевага позиційних вивантажувачів в тому, що працюють вони при горизонтальному переміщенні робочого органа та їх високій продуктивності, низької енергоємності процесу вивантаження, високій рівномірності потоку корму, що вивантажується, можливості повної механізації й автоматизації процесу вивантаження.

Рух робочого органа човником зводить до мінімуму час холостих ходів, майже цілком виключає циклічність подачі корму, ставить у кращі умови роботу транспортуючої системи доставки кормів і дозуючі системи роздачі, дозволяє впритул наблизити циклову продуктивність до секундної.

Недолік позиційних навантажувачів у великій металоємності машин брустверного виконання, а також у складності з підбором маси, що упала на днище сховища.

Нині українські господарства, що активно займаються тваринництвом, дедалі більше розглядають технологію виймання силосу фрезами. Одна з моделей, на яку звертають увагу тваринники, це модель Topstar фірми BVL.



Рис. 1.2. Навантажувач-кормозмішувач Topstar фірми BVL

Її відрізняє те, що тут є так звана система подвійного ножа, яка дозволяє

дуже якісно вирізати блок силосу з маси. Знаряддя забезпечує висоту блоків силосу від 1,10 до 1,95 м. Робота фрези іде таким чином, що зберігається структура силосу та знижуються втрати кормів. Окрім цього, тут є можливість використовувати гідропривід трактора або самохідного навантажувача для керування. Що стосується вивантаження блоку, то для цього фреза забезпечена спеціальним механічним ежектором.

Своє знаряддя для виймання силосу пропонує й відомий виробник телескопічних навантажувачів фірма JCB. Ця фреза ефективно розрихлює та забирає утрамбований силос із силосних ям. Рівна поверхня силосу зберігається, за рахунок чого зменшується його псування. Відкрита конструкція рами забезпечує прекрасну оглядовість поверхні силосної ями, а вбудований мотор дозволяє виконати виймання силосу з максимальною близькістю до стінок траншеї.



Рис. 1.3. Телескопічний навантажувачі фірми JCB.

Фрезами для силосу обладнують також безпосередньо і кормозмішувачі, як-от обладнання німецької фірми HIMEL. Для швидкого і чистого завантаження із силосної траншеї фреза HIMEL оснащена потужним мотором, ширина її захвату становить від 1,60 до 1,80 м. Привід із високим крутним моментом, серійна автоматика опускання і гідравлічний циліндр подвійної дії гарантують високу продуктивність обладнання.



Рис. 1.4. Фрезерний навантажувач-роздавач кормів німецької фірми HIMEL

Навантажувач-кормозмішувач Strautmann Verti-Mix 1450 SF також обладнаний фрезою шириною 2 м зі 110 ножами. Спочатку важелем ручного управління подачі газу встановлюється потрібне число обертів двигуна. Швидкість руху регулюється ногою педаллю, а функції гідравліки фрези - джойстиком. Комп'ютер зважуючого пристрою видає дані про вагу корму, яким заповнюється бункер. Виїмка силосу можлива зі скірт висотою до 5 м.



Рис. 1.5. Навантажувач-кормозмішувач Strautmann Verti-Mix 1450 SF.

У кормозмішувачів SABRE серії WT фрези розташовані позаду машини.

Конструктори таким чином досягли зменшення габаритів знаряддя, а це не така вже дрібниця, якщо йдеться про роботу у вузьких місцях. При цьому підрамник гарантує дуже точне зважування. Крім того, ця модель дає можливість прибирати силос дуже акуратно й утримувати в чистоті силосну яму.



Рис. 1.5. Навантажувач-кормозмішувач SABRE серії WT.

Російські сільгоспмашинобудівники також розробили обладнання для завантаження сінажу та силосу з траншеї, яке працює разом із фрезою. Ця машина має назву ИСРК-12 Ф ХОЗЯИН.



Рис. 1.6. Навантажувач-кормозмішувач ИСРК-12 Ф ХОЗЯИН.

Висота підйому фрези сягає до 4,5 м. Завантаження силосу фрезерним

навантажувачем і змішування компонентів корму в змішувальному бункері кормороздавача відбувається одночасно.

1.3. Робочі органи позиційних вивантажувачів силосу і сінажу

Дослідженню процесу вивантаження силосу і сінажу з траншейних сховищ присвячені роботи В.Д. Ткача, А.М. Семенихіна, Н.П. Волосевича, М.М. Мустафаєва, Т.И. Ермохіна, Л.И. Крамаренко, П.Д. Сокольника, Р.П. Белова, Н.П. Алексєнко, Л.И. Хворостянова, А.И. Логвина, А.В. Кисельова та ін.

Характерною рисою технологічного процесу вивантаження консервованих кормів позиційними навантажувачами, при якому найбільше повно реалізуються фізико-механічні властивості кормових монолітів і потенційні можливості цього типу машин, є горизонтальне переміщення робочого органа з заглибленням наприкінці проходу, тобто човникове переміщення. Машини, виконані за цією схемою оснащуються робочими органами, які доподрібнюють корм.

До робочих органів першого типу відносяться пилофрезерні (ПСС-6,6), пило фрезерні з розвитими властивостями, що шпурляють, (СХ-177), пило-гвинтові з ревучим гвинтом (СХ-866), "Stephanoise D-250". До робочих органів другого типу відносяться лемішні, а також пило гвинтові з гладким гвинтом, що встановлені на машинах "Pulman", конструкції NIAE, Ризького ГСКБ.

У ІМТ розроблений і випробуваний вивантажувач подрібнювач силосу ВИС-Ф-30 "Фрезер", призначений для навантаження силосу, сінажу з буртів і траншей з доподрібненням маси, що вивантажується, і без неї, з навантаженням у мобільні або стаціонарні засоби доставки і роздачі кормів.

Він є самохідною електрифікованою машиною з кабельним харчуванням. Для переміщення усередині траншеї використовується електропривод ходових коліс, внутрішньогосподарські переїзди здійснюються за допомогою трактора.

Пилогвинтовий робочий орган конструктивно виконаний аналогічно попередньому.

Гвинти робочого органа виконані змінними, у залежності від необхідності

можна встановлювати як гладкі, так і що ріжуть.

Технічна характеристика робочого органа:

Довжина, мм..... 750

Діаметр гвинта, мм..... 400

Крок гвинта, мм.....400

Діаметр пилки, мм..... 450

Частота обертання, 1/с

- гвинта..... 6,67

- пилки..... 20,83

Швидкість подачі, м/с..... 0,25

Потужність привода, кВт.....7,5

Результати випробуванням вивантажувача-подрібнювача ВИС-Ф-30 «Фрезер», отримані при навантаженні силосу і сінажу, насамперед, характеризують роботу пилогвинтового робочого органа з гладким шнеком. Вони проведені при ширині захоплення робочого органа 0,65 м і швидкості подачі (горизонтального переміщення) 0,20 м/с. Отримані залежності продуктивності і споживаної потужності на привод робочого органа й енергоємності відділення силосу і сінажу в залежності від товщини шару, що знімається, представлені рівняннями, що описують продуктивність вивантаження (кг/с):

- силосу

$$Q_{\text{сл.}} = 70,1 - 17,2h \quad (1.1)$$

- сінажу

$$Q_{\text{сн.}} = 60,8 - 30,9h \quad (1.2)$$

Споживаної потужності, кВт:

- силосу

$$N_{\text{сл.}} = 2 + 14,1h - 26,7h^2 \quad (1.3)$$

- сінажу

$$N_{\text{сн.}} = 2 + 14,1h - 12,8h^2 \quad (1.4)$$

Оптимальною точкою вивантаження силосу є $h = 0,2$ м при $Q = 12,65$ кг/с, енергоємність $E = 0,4$ кДж/кг; для сінажу $h = 0,16$ м при $Q = 8,17$ кг/с, $E = 0,56$

кДж/кг.

Процес відділення консервованих і грубих кормів від монолітів дисковим віддільником досліджував Алексенко Н.Л.

В своїй роботі Л.І. Хворостянов розглянув процес виїмки консервованих кормів зі сховищ ланцюгово-пластинчатим віддільником.

При дослідженні фізико-механічних властивостей консервованих кормів визначалися опір розриву, коефіцієнти спучування, бічного тиску.

При відділенні корму дослідним робочим органом енергоємність процесу складала:

- на кукурудзяному силосі 0,157 кВт·год/т;
- на злакобобовому сінажі - 0,207 кВт·год/т;
- на люцерновому сінажі - 0,215 кВт·год/т.

У роботах, присвячених дослідженню процесу відділення корму від монолітів, особлива увага приділялася вивченню характеру взаємодії ріжучих елементів у специфічних технологічних умовах. В основі аналізу цих процесів лежать основні поняття теорії різання лезом, розробленої академіком Горячкиним [12].

На відміну від процесу різання окремих стебел, відділення корму від монолітів пов'язане з перерізанням шару хаотично орієнтованих часток, ущільнених у процесі заповнення сховища й зберігання.

На процес різання шару стебел істотно впливають не тільки фізико-механічні властивості самих рослин але й характер їхньої орієнтації щодо леза, деформація шару, що передує різанню, геометричні параметри й режими роботи ріжучих елементів.

З огляду досліджень по механізації виїмки кормів з горизонтальних сховищ і різанню стеблових матеріалів видно, що незважаючи на суперечливість зроблених висновків, складність отриманих залежностей, процес взаємодії робочих органів з кормовим монолітом досить вивчений. При цьому, основними параметрами й режимами роботи фрезбарабана, які визначалися в процесі дослідів є: діаметр, швидкість, подача й глибина фрезерування, а ланцюгового

робочого органа і швидкість ланцюгів, подача й глибина фрезерування.

У наведених дослідженнях, у більшості випадків вивчався лише процес відділення корму від моноліту, виходячи з умови його мінімальної енергоємності. В окремих роботах розглядався вплив параметрів конструкцій і режимів роботи на якісні показники.

Енерговитрати на технологічний процес розглядаються в розчленованому виді, однак залежності, що визначають витрати на попереднє ущільнення шару в зоні різання, у роботах не зустрічаються. Крім того, робочі органи, сприяючи зниженню шкідливих, попередніх різанню деформацій у зоні руйнування, дотепер не досліджені. Звідси виникає необхідність обґрунтування технологічного процесу фрезерування попередньо ущільненого моноліту, робочого органа для його здійснення й параметрів комбінованого різального апарату.

Висновки до першого розділу

Огляд і аналіз технологічних схем заготівлі, переробки, збереження консервованих кормів у траншейних сховищах, вимог, пропонованих до завантаження і згодовування, конструктивно-технологічних схем позиційних навантажувачів, що вивантажують корм при горизонтальній подачі, а також дослідження й випробування робочих органів, застосовуваних на цих вивантажувачах, дають можливість зробити наступні висновки:

1. Тенденції збереження консервованих кормів у наземних горизонтальних траншейних сховищах і зростаючому навантаженні на робітників, зайнятих у тваринництві, вимагають застосування високопродуктивного, низькоенергоємного навантажувача кормів, у перспективі маючого можливість працювати в напівавтоматичному й автоматичному режимах.

2. Для цієї мети доцільно використовувати позиційні навантажувачі, що вивантажують корм при горизонтальному напрямку робочого ходу з заглибленням віддільника наприкінці проходу, тобто, з робочими органами, що роблять човниковий рух. Це виключає холості ходи робочого органа і зменшує

частоту зміни позицій машин при роботі, створює передумови роботи зі стаціонарною системою доставки кормів.

3. У зв'язку з проблемами в забезпеченні паливно-мастильними матеріалами, необхідно перенести частину польових операцій на виконання їх машинами з приводом від електродвигунів, виконувати закладку силосуємої маси з наступним її здрібнюванням при навантаженні.

4. Використання як робочий орган вивантажувача пилофрезерних барабанів – високопродуктивно, але викликає переподрібнення корму, що вивантажується, що приводить до зайвих витрат енергії.

5. Пилогвинтові робочі органи з гладкими шнеками мають низьку енергоємність і високу продуктивність, але не забезпечують необхідного ступеня доподрібнення корму при навантаженні, незадовільно взаємодіють із прийомним пристроєм вивантажувача, допускаючи втрати корму.

6. Робочі органи лемішного типу не можуть вивантажувати крупноподрібнену масу, не виконують вертикального заглиблення і доподрібнення маси, подача ними відокремлюваної маси в прийомний пристрій навантажувачів практично неможлива, особливо при навантаженні нижніх шарів.

7. Відділення корму зчісуванням у горизонтальній площині в 4...7 разів менш енергомістко, ніж фрезерування у вертикальній, воно відбувається без доподрібнення маси, у той час як фрезерування вертикального торця шару, що знімається, супроводжується доподрібненням корму.

8. Дослідження пошарово поділяючих робочих органів, вищевикладені передумови, вивчення фізико-механічних і технологічних властивостей монолітів консервованих кормів покладені в основу робочої гіпотези про необхідність сполучення фрезерування вертикального торця бурту і зчісування горизонтального шару корму, що знімається.

РОЗДІЛ 2. АНАЛІТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ПЛОСКОРІЗАЛЬНОГО НАВАНТАЖУВАЧА СИЛОСУ

2.1. Конструкція і процес відділення корму плоскорізальним навантажувачем

Аналіз конструкцій і процесу відділення корму плоскорізальними робочими органами, вивчення фізико-механічних і технологічних властивостей силосно-сінажних буртів послужили основою створення низькоенергомісткого високопродуктивного плоскорізального віддільника-подрібнювача, що сполучить у собі фрезерування торця відокремлюваного шару корму, згрібання його з горизонтальної площини бурту і подачу в прийомний пристрій навантажувача.

Плоскорізальний відокремлювач-подрібнювач (рис. 2.1) складається з корпусу 6, у якому змонтований одноступінчатий понижуючий редуктор. На вертикальному вихідному валові редуктора встановлений диск I, із закріпленими на ньому чотирма робочими елементами, що представляють собою дві симетрично встановлені шарнірні різальні лопаті 2, що качаються на вертикальних осях 3. Сходження лопатей і, отже, кут різання регулюється переміщуваними упорами 4. Привод робочого органа здійснюється за допомогою електродвигуна 5, з'єднаному з первинним валом редуктора.

Кут загострення лопаті 15° , кут різання регулюється в межах 30...450.

Крайка ріжучої лопаті 2 розташовується вертикально, тобто перпендикулярно напрямку різання. Таке розташування виключає різання з ковзанням, ніж збільшується зусилля різання, але дозволяє зменшити розсіювання маси, що сходить з лопаті, трохи знизити зусилля сколювання і транспортування корму, виключивши вертикальний притиск відокремлюваної маси до горизонтальної площини бурту. Крім того, для виконання однієї з обов'язкових умов вивантаження - залишати гладку вертикальну стінку бурту, була б необхідна складна просторова конфігурація лопаті, що неможливо одержати без ускладнення технології виготовлення.

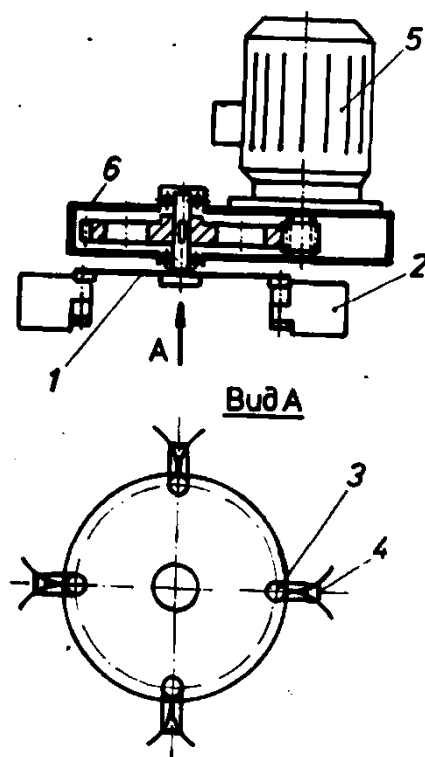


Рис. 2.1. Плоскорізальний відділювач-подрібнювач:

1 – диск; 2 – лопата; 3 – вісь; 4 – упор; 5 – електродвигун; 6 – корпус

Процес відділення корма відбувається при зустрічному обертанні диска і горизонтальному човниковому переміщенні робочого органа з заглибленням наприкінці проходу і протікає в такий спосіб. При обертанні диску, встановленого на необхідну ширину захоплення робочого органа, виробляється вертикальне опускання на необхідну глибину різання, після чого відділювач починає горизонтальне переміщення, виконуючи зустрічне фрезерування торця шару корму, що знімається, залишаючи рівну вертикальну стінку, згрібання маси з горизонтальної площини і подачу її в прийомний пристрій вивантажувача. При цьому працюють тільки передні лопаті, що упираються своєю потиличною частиною об регулюючі упори. Задні лопаті при цьому відхиляються за рахунок тертя потиличною частиною об моноліт корму. Після завершення проходу горизонтальне переміщення припиняється, обертання диска реверсується, робочий орган опускається вниз, знову заглиблюючись на необхідну величину, і починає переміщатися в зворотну сторону.

2.2. Теоретичний аналіз взаємодії віддільника-подрібнювача з кормовим монолітом

2.2.1. Обґрунтування параметрів робочого органа

Робочі органи, що відокремлюють силос від моноліту, відрізняються принципом роботи, конструкцією, кінематичними режимами, напрямком подачі. Зокрема, робочі органи сучасних розвантажників траншейних силососховищ за технологічною схемою відділення корму від моноліту можна підрозділити по переважному напрямку їхнього впливу на моноліт перпендикулярно або паралельно перетині його шарів, що фрезерують або зрушують. Причому розділення виробляється по величині відношення площі контакту робочого органа із силосним монолітом до її горизонтальної проекції і при величині відношення більш 1,4 робочий орган відноситься до фрезеруючих, менш 1,4 - до зчісуючих.

Процес вивантаження містить у собі ряд супутніх: додаткове здрібнювання (що складається з різання, розриву, розщеплення і змочалювання стебел), їх вичісування і висмикування, стиски, вигин, крутіння й ін. Усі вони відбуваються з анізотропним середовищем, яким є силосний моноліт, де частки мають різну довжину, товщину, міцність, щільність, парусність, відрізняються по будові (листя, стебла, початки) і ботанічному складу. У зв'язку із шаруватою структурою моноліту опір відділення корма залежить також від напрямку сили, що прикладається, причому вона може змінюватися як по ширині, так і по глибині бурту.

Усе це обумовлює складний технологічний процес відділення корму, додаткового здрібнювання і навантаження, тому задача полягає в тому, щоб на підставі теоретичного аналізу взаємодії робочого органа з кормом знайти аналітичні залежності енергетичних показників, конструктивних параметрів і кінематичних режимів робочого органа від властивостей маси, що вивантажується, дати фізичну сторону процесу. Користуючись отриманими залежностями вивести рівняння для розрахунку розглянутого технологічного процесу, параметрів і режимів роботи віддільника-подрібнювача.

Віднесемо обертовий диск віддільника з розташованими на ньому лопатами, що ріжуть, здійснюючий також прямолінійне переміщення до нерухомої системи координат, розташованої так, що їхній початок співпадає з віссю обертання диска, вісь абсцис спрямована убік переміщення робочого органа, а вісь ординат убік бурту корму (рис. 2.2).

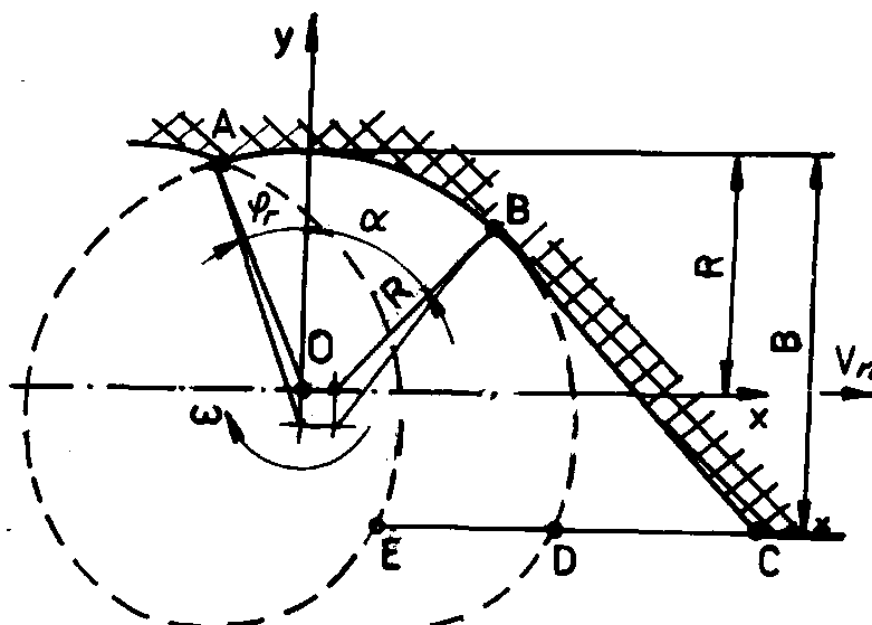


Рис. 2.2. Визначення режиму роботи плоскорізального відділювача

При обертанні диска і його прямолінійному переміщенні траєкторія руху крайки ріжучої лопаті, описується параметричним рівнянням

$$x = R \left(\frac{\phi}{\lambda} + \sin \phi \right); \quad (2.1)$$

$$y = R \cos \phi,$$

де R – відстань від осі обертання диска до крайки ріжучої лопаті;

ϕ – кут повороту диска за час;

λ – кінематичний показник режиму роботи;

V – швидкість різання, $V = \omega R$;

ω – кутова швидкість обертання;

V_n – швидкість горизонтальної подачі.

Відділення корму від моноліту відбувається по трьох площинах:

I – фрезерування вертикального торця (площина AA₁B₁BA);

II – сколювання вертикального торця (площина BB₁C₁CB);

III – згрібання з горизонтальної площини (площина ABCDA) (рис. 2.3).

Зона площини I розташовується від початку контакту лопати з вертикальним торцем моноліту до початку його сколювання, тобто її довжина визначається довжиною дуги АВ циклоїди від кута $\arcsin \frac{\pi}{\lambda_z}$ до α , де α – кут горизонтального сколювання корму.

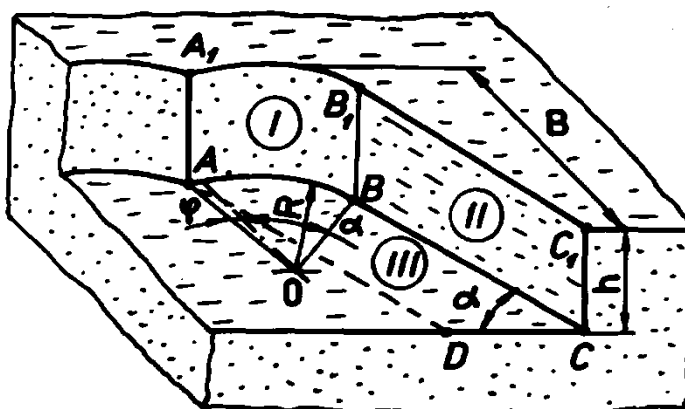


Рис. 2.3. Зони впливу лопаті на борт корму.

Приймаючи циклоїду близької до окружності, довжину її дуги можна визначити по формулі $l_\phi = R(\arcsin \frac{\pi}{\lambda_z} + \alpha$, а площа цієї зони, відповідно, буде

$$S_\phi = hR(\arcsin \frac{\pi}{\lambda_z} + \alpha) \quad (2.2)$$

Довжина площини сколювання представляється прямою ВР і визначається з виразу

$$l_{ск} = \frac{h[B - (1 - \cos \alpha)R]}{\sin \alpha},$$

де В – ширина захвату робочого органа.

Площа зони II дорівнює

$$S_{ск} = \frac{h[B - (1 - \cos \alpha)R]}{\sin \alpha} \quad (2.3)$$

Площа зони III визначається простором, обмеженим двома суміжними циклоїдами (площею АВДС) і з деякими допущеннями знаходиться з виразу

$$S_{сг} = \frac{2\pi RB}{\lambda_z} \quad (2.4)$$

Робочий орган буде працювати в зчісуючому режимі, за умови [27]

$$\frac{(S_{\phi} + S_{ck} + S_{cr})}{(S_{rk} + S_{rr})} \leq 1,4 \quad (2.5)$$

Вирішуючи це рівняння одержимо

$$Rh \left[\left(\arcsin \frac{\pi}{\lambda z} + \alpha \right) - \sin \left(\arcsin \frac{\pi}{\lambda z} + \alpha \right) \right] - 0,4 \left\{ \frac{[B - (1 - \cos \alpha)R]}{\sin \alpha} + \frac{2\pi RB}{\lambda z} \right\} \leq 0 \quad (2.6)$$

З його аналізу видно, що для створення плоскоріжучого робочого органа, що працює в режимі, зчісування, необхідний взаємозв'язок між собою технологічних властивостей моноліту консервованого корму (α), конструктивних (ω , z , R , V_n) і експлуатаційних (B , h) параметрів. Причому збільшення значень B і V_n сприяє розвитку зчісуючих властивостей відділювання, а збільшення ω , z , R значень перешкоджає їм.

З досвіду експлуатації навантажувачів відомо, що швидкість подачі V_n обмежена динамічними навантаженнями на привод і складає не більш 0,25 м/с, мінімальна швидкість фрезерування може бути прийнята з умов подачі маси, що вивантажується, у прийомний пристрій вивантажувача. Зменшувати кількість ріжучих лопатей, до мінімуму (2 лопаті) недоцільно через необхідність у цьому випадку збільшення їхніх розмірів як по довжині, так і по висоті для розміщення на них відокремлюваного корму, об'єм якого зворотно-пропорційний їхній кількості.

У той же час, щоб у роботі знаходилася лише одна лопата необхідно дотримувати умови, що обмежують їхню максимальну кількість, тобто

$$Z \frac{2\pi}{(\arcsin \frac{\pi}{\lambda z} + \alpha)}_{max}.$$

Виходячи з цього приймаємо $Z = 4$.

Тоді рівняння (2.6) прийме вид

$$Rh^2 \left[\left(\arcsin \frac{\pi}{\lambda z} + \alpha \right) - \sin \left(\arcsin \frac{\pi}{\lambda z} + \alpha \right) \right] - 0,4 \left\{ \frac{h^2 [B - (1 - \cos \alpha)R]}{\sin \alpha} \frac{2\pi W}{\omega z} \right\} \leq 0 \quad (2.7)$$

де W – об'ємна продуктивність вивантаження корму.

З аналізу рівняння (2.7) видно, що для створення робочого органа, працюючого в зчісуючому режимі і має задану продуктивність, необхідно зменшувати глибину фрезерування h , тобто товщину шару, що знімається, тому що її вплив на властивості, що фрезерують, плоскоріжучих відділювачів виражені параболічною залежністю.

2.2.2. Визначення товщини стружки

Ступінь доподрібнення корму при навантаженні залежить від товщини стружки, що знімається робочим елементом віддільника - ріжучою лопаттю.

Для визначення цієї величини пропонуються спрощені формули, прийняті з різними допущеннями і дають у залежності від різних факторів, найчастіше від кінематичного показника режиму роботи, погрішності, що досягають 5...50%.

Значення цієї величини визначається відстанню між двома послідовними траєкторіями крайок ріжучих лопатей, обмірюваною по радіусі, проведеному з осі обертання диска до крайки розглянутої лопаті. При цьому необхідно вирішити систему трьох рівнянь, два з яких задані в неявній формі, що трудомістко і дає невелику точність.

Для практичних застосувань досить знайти просту розрахункову формулу, що містить припустиму погрішність.

Формула, що визначає товщину стружки убік збільшення (при фрезеруванні другої чверті убік зменшення) знаходиться з трикутника ABC (рис. 2.4) (формула Фішера)

$$\delta_{\text{б}} = \frac{2\pi R}{\lambda_z} \sin \omega t \quad (2.8)$$

Формула, що визначає товщину стружки убік зменшення (при фрезеруванні другої чверті убік збільшення) знаходиться з трикутника ABD і визначається вираженням

$$\delta_{\text{м}} = \frac{2\pi R}{(\lambda + \cos \omega t)_z} \sin \omega t \quad (2.9)$$

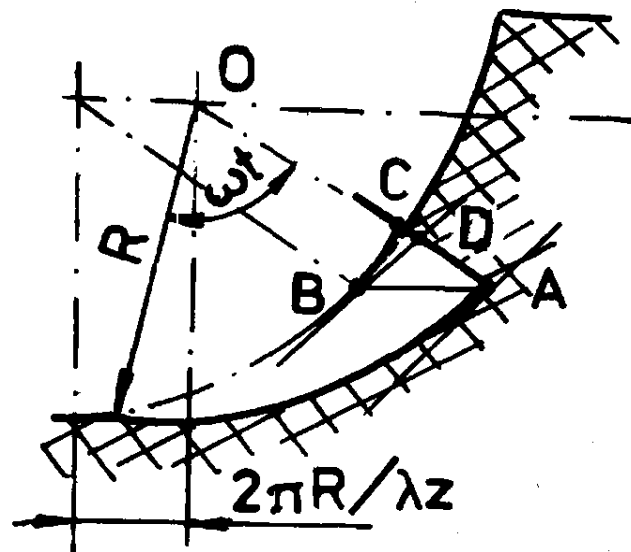
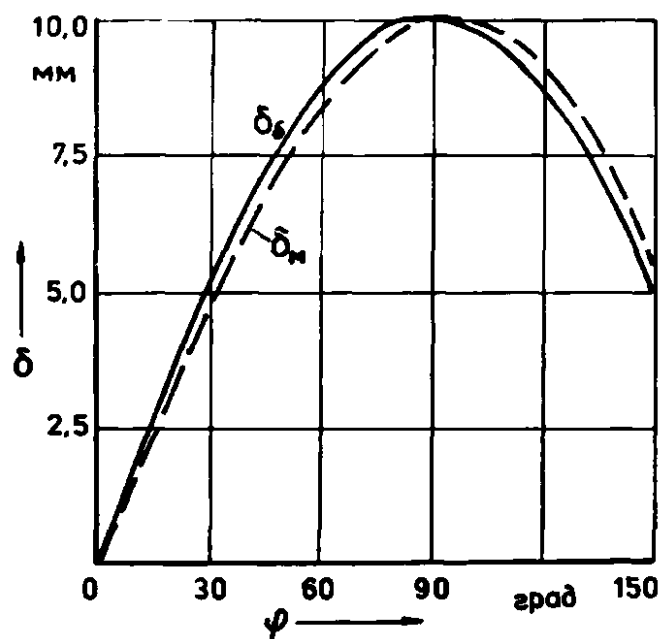


Рис. 2.4. Визначення товщини стружки

Рис. 2.5. Зміна товщини стружки в залежності від кута повороту диска при $R = 350$ мм і $\lambda = 10$

Отже, величина товщини стружки лежить у межах $\delta_с > \delta > \delta_н$ і більш точним наближенням до неї буде вираження

$$\delta = \frac{\pi R}{\lambda z} \cdot \frac{2\lambda + \cos \omega t}{\lambda + \cos \omega t} \cdot \sin \omega t. \quad (2.10)$$

Точність визначення товщини стружки наприкінці впливу ріжучого елемента, що розрахована по цій формулі, дає погрішність не більш 2...3% при $\lambda \geq 10$ і зі збільшенням кінематичного показника це значення знижується.

На рис.2.5 представлені залежності змін товщини стружки δ_b і δ_m , розрахованих, відповідно, по формулах (2.9) і (2.8) від кута повороту диска при $\lambda = 10$ і $R = 350$ мм.

2.2.3. Визначення зусилля відділення корму

При переміщенні тіл у суцільному середовищі виникає сила опору, визначення якої проводиться аналогічно раціональній формулі, запропонованої академіком Б.П. Горячкиним. У ній враховується опір холостого ходу, відділення корму, що вивантажується, від моноліту і додання йому кінетичної енергії.

На підставі цього опір, що виникає на ріжучій лопаті, дорівнює

$$P = P_{от} + P_x + P_t, \quad (2.11)$$

де $P_{от}$ – опір, що виникає при відділенні корму від моноліту бурту;

$P_{ф}$ – зусилля фрезерування вертикального торця шару корму, що знімається;

$P_{ск}$ – зусилля сколювання вертикального торця корму;

$P_{сг}$ – зусилля згрібання відокремлюваного шару по горизонтальній площині;

P_x – опір холостого ходу робочого органа;

P_t – опір транспортування;

P_r – зусилля транспортування відокремлюваної маси в межах бурту;

$P_{ш}$ – зусилля шпурляння корму.

Процес фрезерування кормового моноліту являє собою відділення стружки ріжучими лопатями, при обертанні диска навколо власної осі і горизонтальному поступальному русі. Маса, укладена в просторі між послідовними траєкторіями суміжних ріжучих елементів, умовно називається стружкою, обсяг якої дорівнює

$$V_c = \frac{2\pi R^2 h}{\lambda z} (1 - \cos \alpha). \quad (2.12)$$

Енергія, затрачена на відрізання (фрезерування) однієї стружки прямопропорційно площі її поперечного зрізу

$$e = \Delta e S_{\Phi}, \quad (2.13)$$

де Δe – енергія, затрачувана на одиницю утворення нової поверхні.

Потужність, необхідна на фрезерування вертикального торця відокремлюваного шару корму, представляється вираженням

$$N_{\Phi} = \frac{\Delta e R h}{2\pi} \left(\arcsin \frac{\pi}{\lambda z} + \alpha \right) \omega z, \quad (2.14)$$

а зусилля фрезерування однієї стружки дорівнює

$$P_{\Phi} = \frac{\Delta e h}{2\pi} \left(\arcsin \frac{\pi}{\lambda z} + \alpha \right) z. \quad (2.15)$$

Зусилля сколювання вертикального торця дорівнює

$$P_{ск} = \tau_v^H S_{ск}, \quad (2.16)$$

де τ_v^H – напруга сколювання, що допускається, вертикального шару корму при додатку до нього горизонтального зусилля.

Зусилля згрібання стружки з горизонтальної площини кормового моноліту буде

$$P_{сг} = \tau_H^H S_{сг}, \quad (2.17)$$

де τ_H^H – зусилля сколювання шару при додатку до нього горизонтального зусилля.

Зусилля транспортування стружки в межах бурту дорівнює

$$P_{\tau} = \frac{2\pi R B h}{\lambda z} \rho_m f g, \quad (2.18)$$

ρ_m – щільність моноліту бурту;

f – коефіцієнт тертя відокремлюваної частини корму об моноліт;

g – прискорення вільного падіння.

Подальше транспортування стружки характеризується переміщенням по ріжучій лопаті під дією інерційних сил і завершується її сходом з лопаті.

У зв'язку з тим, що розглянута частина корму знаходиться в складних умовах, при вивченні закономірностей її руху доцільно розглядати ізольовану частку маси, що транспортується, визначити закони її руху, а потім узагальнити них для всього обсягу.

При аналізі руху частки по лопаті приймаємо, що вона не має пружності і не випробує впливу повітряного потоку.

Розглядаючи умову рівноваги частки, що знаходиться на лопаті (рис. 2.6) запишемо умову її рівноваги

$$\overline{P}_{\text{ін}} = \overline{F}_{\text{ц}} + \overline{F}_{\text{к}} + \overline{F}_f, \quad (2.19)$$

де $P_{\text{ін}}$ – сила інерції, що діє на матеріальну частку, спрямована уздовж лопаті, рівна по модулі $P_{\text{ін}} = ml^{\text{II}}$;

$F_{\text{ц}}$ – відцентрова сила, спрямована уздовж миттєвого радіуса переносного обертання розглянутої точки, її модуль дорівнює $F_{\text{ц}} = m\omega^2\rho$;

$F_{\text{к}}$ – сила Коріоліса, спрямована по нормалі до лопаті убік протилежний обертанню барабана, рівна по модулі $F_{\text{к}} = 2m\omega l'$;

F_f – сила тертя, її напрямок протилежний силі інерції, модуль якої дорівнює $F_f = fN$;

m – маса частки;

ρ – поточний радіус розглянутої точки;

l – шлях, пройдений часткою по лопаті;

l', l'' – відповідно, швидкість і прискорення частки щодо лопаті;

N – нормальне зусилля впливу частки на лопаті.

Спроекувавши зусилля, що діють на частку корму на напрямок лопаті і приймаючи в увагу, що ріжуча лопать відхилена вперед, одержимо диференціальне рівняння

$$l'' = \omega^2\rho \cos \delta - 2l'\omega f - \omega^2\rho f \sin \delta, \quad (2.20)$$

де δ – кут між лопаттю і поточним радіусом положення часток.

Після перетворень рівняння (2.20) одержимо у виді

$$l'' - 2\omega l'f - \omega^2 l = \omega^2(l_0 - r_0 f), \quad (2.21)$$

де l_0 – початкове положення частки лопаті, відлічуване від крапки перетинання лопаті з нормаллю проведеної до неї з осі обертання барабана;

r_0 – радіус початкового положення частки.

Рішення диференціального рівняння (2.21) дають значення:

- шляху пройденного часткою по лопаті

$$l = \frac{(2l_0 - r_0 f)(k_2 e^{k_1 \psi} - k_1 e^{k_2 \psi})}{(k_2 - k_1) - l_0 + r_0 f}, \quad (2.22)$$

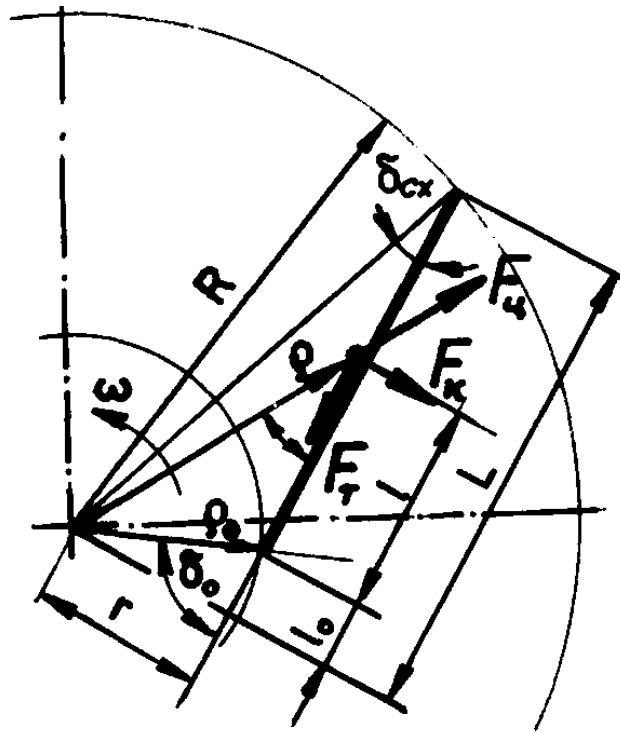


Рис.2.6. Схема сил діючих на частку, що переміщається по лопаті.

- відносної швидкості

$$V_L = \frac{(2l_0 - r_0 f) k_1 k_2 (e^{k_1 \psi} - e^{k_2 \psi}) \omega}{(k_2 - k_1)}, \quad (2.23)$$

- відносного прискорення

$$a_L = \frac{(2l_0 - r_0 f) k_1 k_2 (k_1 e^{k_1 \psi} - k_2 e^{k_2 \psi}) \omega^2}{(k_2 - k_1)}, \quad (2.24)$$

де $k_1 = -f + \sqrt{1 + f^2}$;

$k_2 = -f - \sqrt{1 + f^2}$;

ψ – кут повороту лопаті, відлічуваний від виходу її з моноліту.

Абсолютна швидкість частки дорівнює

$$V_a = \sqrt{\omega^2 \rho^2 + V_L^2 + 2\omega \rho V_L \sin \delta}, \quad (2.25)$$

а кут її сходу з лопаті (кут між вектором абсолютною швидкістю і лопаттю) складає

$$\gamma = \frac{\pi}{2} + \delta - \arcsin\left(\frac{\omega \rho}{V_L}\right) \cos \delta. \quad (2.26)$$

Тому що цей кут не постійний, а змінюється в процесі обертання диска, то траєкторії часток утворюють кут розкиду, рівний

$$\theta = \gamma + \phi. \quad (2.27)$$

При визначенні величин $l, V_L, V_a, \gamma, \theta$ зручно використовувати метод геометричного моделювання, прийнявши довжину лопаті диска рівній одиниці.

У момент відриву частки від лопаті $l = L$, позначивши $\frac{l_0+l}{L} = k$ і розділивши всі члени рівняння (2.22) на L маємо

$$k = \frac{1 - f \tan \delta_{cx} \left[\frac{1}{k_2 - k_1} (k_1 e^{k_2 \psi} - k_2 e^{k_1 \psi}) + 1 \right]}{\frac{2}{k_2 - k_1} (k_2 e^{k_1 \psi} - k_1 e^{k_2 \psi}) - 1}, \quad (2.28)$$

де δ_{cx} – кут нахилу лопаті до радіуса диска.

Розділивши рівняння (2.23), (2.25) і (2.26) на ωL маємо, відповідно, одиничні відносну й абсолютну швидкості частки:

$$r_L = \frac{k_1 k_2 (2k - f \tan \delta_{cx}) (e^{k_1 \psi} - e^{k_2 \psi})}{k_2 - k_1}; \quad (2.29)$$

$$r_a = \cos \delta_{cx} \sqrt{1 + r_L^2 + 2r_L \sin \delta_{cx}}, \quad (2.30)$$

а також кут їхнього розсіювання

$$\gamma = \frac{\pi}{2} - \delta + \arcsin\left(\frac{r_L}{r_a}\right) \cos \delta. \quad (2.31)$$

Таким чином, при постійних $k, r_0, l_0, f, \delta_{cx}$ рівняння (2.29...2.31) є функціями кута повороту, графіки яких для лопаті відхиленої вперед при $f = 0,8$ і $\delta_{cx} = 20^\circ$ представлені на рис. 2.7.

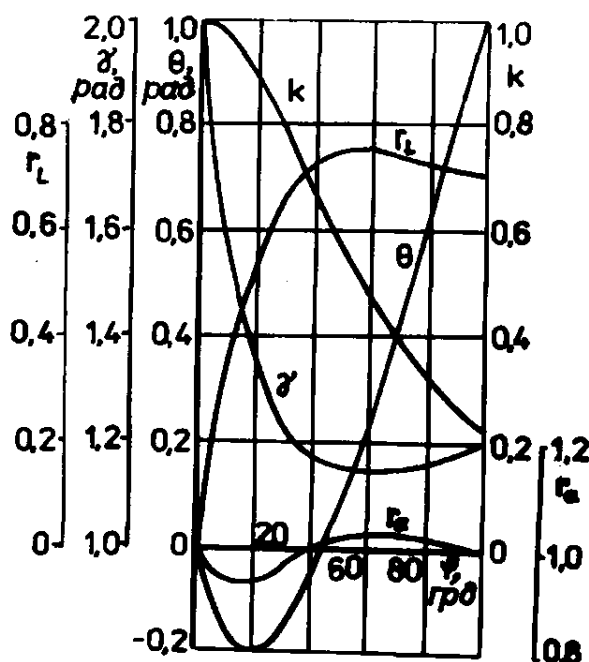


Рис. 2.7. Залежність k, r_L, r_a, γ і θ від кута повороту лопаті, відхиленої вперед при $\delta_{cx} = 20^\circ$ і $f = 0,8$

Як відомо, частки стружки, розташовані на краю лопаті утворюють трикутник, величина сторони якого, розташована уздовж лопаті дорівнює a , тоді з умови сходу всіх часток стружки маємо: $k = 1 - \frac{a}{L}$.

Визначивши величину k , знаходимо її на графіку $k = f(\psi)$ (рис. 2.7). Перетинання вертикалі, проведеної через цю крапку з кривими $r_L = f(\psi), r_a = f(\psi), \gamma = f(\psi), \theta = f(\psi)$ 0 і з віссю абсцис дає, відповідно, значення одиничних швидкостей r_L і r_a , а також кутів γ, θ .

Тоді зусилля шпурляння корму дорівнює

$$P_{\text{ш}} = \frac{2\pi a R B h \rho_{\text{ш}}}{z \lambda}. \quad (2.32)$$

Висновки до другого розділу

По виконаних аналітичних дослідженнях плоскорізального робочого органа можна зробити наступні висновки:

1. Ступінь доподрібнення корму, що вивантажується, залежить від співвідношення глибини врізання навантажувача і ширини його захоплення.
2. Запропонована розрахункова формула визначення товщини стружки дає погрішність менш 3% при $\lambda \geq 10$.
3. Аналізуючи формули, що входять у вираження для визначення зусиль, що виникають на ріжучій лопаті, бачимо, що крім фізико-механічних і технологічних властивостей, впливають конструктивно-технологічні параметри і режими: ширина захвату B , швидкість подачі V_n , показник кінематичного λ режиму, число ріжучих лопатей z і швидкість фрезерування V , причому їхнє збільшення тією чи іншою мірою сприяє зниженню розглянутого зусилля.

РОЗДІЛ 3. ПРОГРАМА, МЕТОДИКА І РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ НАВАНТАЖУВАЧА СИЛОСУ

3.1. Дослідження фізико-механічних і технологічних властивостей кормових монолітів

3.1.1. Програма досліджень

Створення нових і удосконалювання існуючих робочих органів навантажувачів силосу і сінажу з траншейних сховищ у даний час відбувається в напрямку більш раціонального використання фізико-механічних і технологічних властивостей кормових монолітів буртів.

У зв'язку з цим і вироблялося вивчення їхніх властивостей, необхідних для рішення виниклих задач. В даний час найбільш повно вивчені щільність, вологість, фракційний склад, міцності на розрив і зрушення, модулі пружності, коефіцієнт бічного тиску, коефіцієнти тертя, зусилля впровадження, різання і т.п. [1, 2, 10].

З виконаних аналітичних досліджень роботи віддільника видно, що деякі величини, що входять у розрахункові формули 2.11...2.18 визначені в дослідженнях різних авторів і ними можна скористатися, значення ряду інших величин, характерних для технологічного процесу вивантаження корму розроблювальним віддільником, зокрема α , $\tau_{\text{н}}^{\text{н}}$ і $\tau_{\text{в}}^{\text{н}}$ необхідно визначити.

Як показує досвід роботи з буртами консервованих кормів, вирізувати блок корму для проведення лабораторних досліджень його фізико-механічних і технологічних властивостей не порушуючи його внутрішніх зв'язків, практично неможливо і проведення на ньому досліджень, зв'язаних з їхнім вивченням, приводить до невірних результатів. Тому дослідження роботи плоскорізального навантажувача, його робочих елементів, а також лабораторні дослідження фізико-механічних і технологічних властивостей буртів консервованих кормів виконувалися безпосередньо в траншейних сховищах.

Тому що бурти характеризуються ботанічним і фракційним складами, вологістю і щільністю, що змінюються звичайно по ширині і глибині, факторами, що впливають на процес роботи віддільника і якість його роботи, то програмою досліджень фізико-механічних і технологічних властивостей консервованих монолітів передбачається досліджувати:

- фракційний склад маси;
- вологість і щільність корму в бурті;
- кути найменших дотичних напружень (кути сколювання) у різних напрямках моноліту;
- граничні допустимі напруження розриву і сколювання в різних напрямках моноліту.

3.1.2. Методики досліджень фізико-механічних властивостей кормових буртів.

Дослідження фізико-механічних властивостей кормових буртів, зокрема силосу, з терміном збереження від 4 до 7 місяців, виконувалися безпосередньо в наземних траншейних сховищах консервованих кормів з висотою стін 3,2 м, у ФГ «Нападівське» Липовецького району Вінницької області. При цих дослідженнях використовувалися методики державних (ДСТ 23687-79, ДСТ 23638-79) і галузевих (ОСТ 46170-81, ОСТ 70.9.1-71) стандартів.

Для визначення кутів найменших дотичних напружень (кутів сколювання) і граничних допустимих напружень розриву і сколювання спеціально розроблений прилад (рис. 3.1). Він являє собою плиту 1, до якої прикріплені Г-образні стійки 2, з'єднані вгорі горизонтальною переміщуваною балкою 3, що має отвору. У горизонтальних частинах Г-подібних стійок мають різьбові отвори, у які входять болти 4, що притискають пластину 5, що закріплюють шар корму на плиті 1.

Визначення цих показників проводиться в такий спосіб. Дисковою пилкою в моноліті корму прорізається паз для утворення шару необхідної ширини. Для визначення кута сколювання і величини дотичних напружень сколювання і

нормальних вигину, на глибині паза в моноліт уводиться плита, на якій за допомогою пластини і болтів закріплюється шар корму. Далі за допомогою динамометра ДПУ-0,1/2 прилад підіймається вертикально вгору або переміщається горизонтально до утворення площини сколювання, що йде від плити вгору. У момент сколювання фіксуються показання динамометра, потім проводяться обмірювання площини сколювання і зокрема, заміряється величина кута сколювання. Потім відокремився блок корму і пристрій зважуються.

Для визначення граничних допустимих напружень вигину прилад із закріпленою на ньому частиною шару силосу повертається. У момент руйнування утвореного шару фіксуються зусилля на динамометрі і кут повороту приладу, далі проводяться обмірювання площини сколювання.

Граничні напруги розриву визначаються при горизонтальному і вертикальному переміщенні приладу, створюванням нормальної напруги в досліджуваному перетині шару.

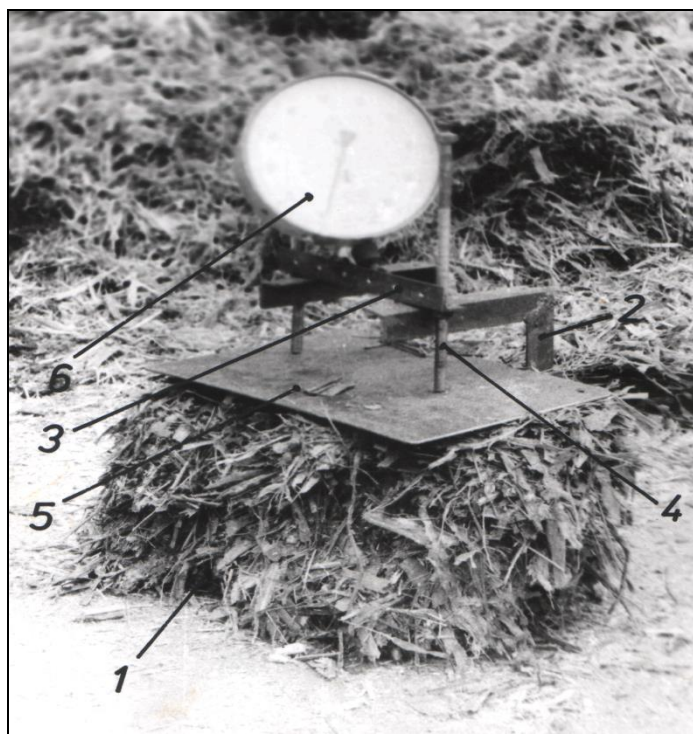


Рис. 3.1. Прилад для визначення кутів сколювання і граничних напруг моноліту консервованого корму:

1 – плита; 2 – стійка; 3 – балка; 4 – притискної болт; 5 – пластина; 6 – динамометр ДПУ-0,1/2

Величина граничних дотичних напружень у вертикальній площині при вертикальному навантаженні визначається по формулі

$$\tau_v^v = \frac{P-G}{bh} \operatorname{tg} \alpha, \quad (3.1)$$

де P – максимальне зусилля, показуване динамометром;

G – сила ваги приладу і відділеної частини шару корму;

b, h – відповідно, ширина і товщина шару корму;

α – кут сколювання корму.

Для визначення нормальних граничних напруг розтягання до закріпленого на приладі шару прикладають силу, що розриває шар, і фіксують її в момент руйнування шару і після руйнування. Величина нормальної граничної напруги розтягання визначається з виразу

$$\sigma_p = \frac{R-F}{bh}, \quad (3.2)$$

де R, F – відповідно, зусилля в момент руйнування шару і після руйнування.

Визначення граничної нормальної напруги вигину у вертикальній площині робимо піддаючи шар вигинові в цій площині, обертаючи прилад із закріпленим шаром навколо переднього ребра плити.

Шукане значення визначається з виразу

$$\sigma_{\text{н}} = \frac{6l(Q-G \cos \frac{\beta}{2})}{bh^2} \quad (3.3)$$

де Q – зусилля динамометра в момент руйнування;

l – плече додатка сили Q ;

L – довжина плити;

β – кут нахилу плити в момент руйнування.

Тому що механічні властивості шару консервованого корму однакові в подовжньому і поперечному напрямках траншейного сховища, необхідно також визначити кут сколювання шару в горизонтальній площині і величину граничних дотичних напружень у ній.

Для цього в пропил між шаром і монолітом уводиться плита приладу, шар фіксується і прилад починає переміщатися в горизонтальному напрямку. У

момент руйнування зв'язків шару фіксується максимальне значення зусилля, потім зусилля після руйнування і виробляються виміри кута сколювання шару γ .

Граничне дотичне напруження в горизонтальній площині визначається по формулі

$$\tau_v^H = \frac{T}{bh} \operatorname{tg} \gamma, \quad (3.4)$$

де T – зусилля в момент руйнування шару.

3.2. Програма і методика досліджень плоскорізального навантажувача

3.2.1. Програма досліджень

Опір, що виникає на лопаті при відділенні корму, складається з фрезерування, сколювання, згрібання, транспортування маси в межах бурту і шпурляння корму. Визначенню зусиль фрезерування і згрібання присвячені теоретичні й експериментальні дослідження, виконані при створенні відповідних типів робочих органів [9]. Процеси транспортування корму по моноліті і шпурляння також досить вивчені [30].

Таким чином, при створенні плоскорізального робочого органа необхідно вивчити процес сколювання в горизонтальній площині, тобто перевірити правильність розрахункової формули (2.16).

Основою розробки програми і методики експериментальних досліджень плоскорізального робочого органа послужили теоретичні й експериментальні дослідження робочих органів навантажувачів силосу і сінажу, що відокремлюють корм при горизонтальному переміщенні [9].

У програму увійшли:

- перевірка правильності розрахункової формули, що визначає зусилля сколювання маси, що вивантажується;
- дослідження впливу на енергоємність процесу вивантаження консервованого корму ширини захоплення робочого органа, глибини різання (товщини шару, що знімається) і швидкості подачі робочого ходу;

– дослідження впливу перерахованих факторів на продуктивність вивантаження;

– визначення якісних показників роботи, тобто доподрібнення часток корму в процесі вивантаження.

3.2.2. Експериментальний навантажувач силосу

Згідно програми експериментальних досліджень плоскорізального робочого органа необхідно вивчити вплив на його роботу ширини захоплення, глибини різання і швидкості подачі робочого ходу.

Експериментальні дослідження проводилися на плоскорізальному навантажувачі (рис. 3.2), виконаним на схемі, представленій на рис. 2.1.

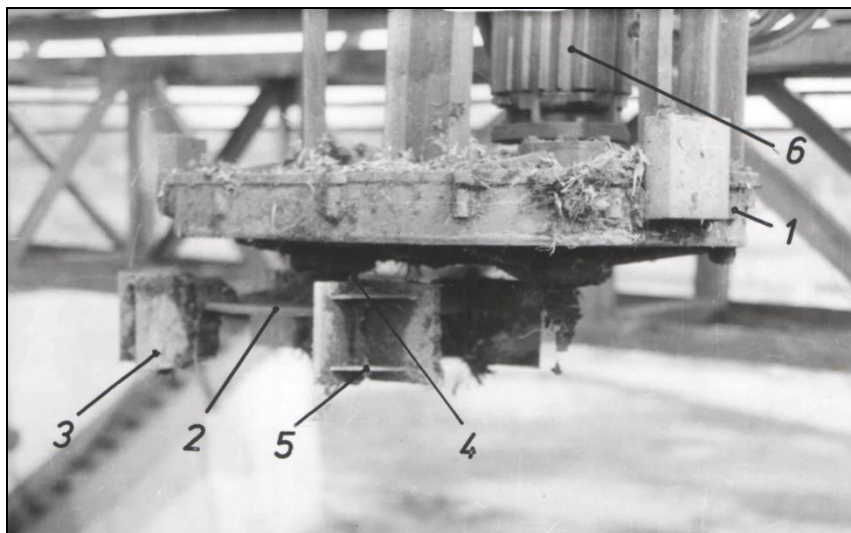


Рис. 3.2. Плоскоріжучий відділювач-відокремлювач консервованих кормів:

1 – корпус; 2 – диск; 3 – лопата; 4 – вісь; 5 – упор; 6 – електродвигун

Діаметр окружності фрезерування прийнятий рівним 700 мм, щоб забезпечити за один прохід зняття необхідної величини добового шару корму, рівного для силосу 0,5 м.

Швидкість впливу лопати на моноліт узята 16,5 м/с, виходячи зі швидкостей, що рекомендуються, фрезерування (15...18 м/с), таким чином, частота обертання диска дорівнює 7,5 1/с. Швидкість подачі робочого ходу 0,25 м/с за рекомендацією для вивантажувачів з горизонтальним переміщенням

робочого органа, глибина різання складає до 120 мм, що забезпечить теоретичну продуктивність вивантаження силосу до 35 т/год.

Для проведення експериментальних досліджень використаний вивантажувач-подрібнювач консервованих кормів ВИС-Ф-30 "Фрезер" (рис. 3.3), розроблений і досліджений у ІМТ. Він складається з рами, що спирається попереду на опорні колеса, установлені на поворотній рамі, що забезпечує підйом передньої частини вивантажувача при переїздах і маневруванні.



Рис. 3.3. Вивантажувач-подрібнювач ВИС-Ф-30 «Фрезер»:

1 – рама; 2 – колеса опорні; 3 – колеса ведучі; 4 - приводна станція; 5 – вертикальна напрямна; 6 – рамка; 7 – каретка; 8 – траверсу; 9 – приводна станція; 10 – прийомний шнек; 11 – вивантажувальний транспортер

Задня частина рами спирається на блок ведучих коліс, на яких установлений привод переміщення вивантажувача.

У передній частині рами вивантажувача установлена вертикальна напрямна, по якій переміщається рамка, усередині якої ходить каретка, із закріпленою горизонтальною траверсою.

Але траверсі переміщається візок, із установленим на ній плоско ріжучим робочим органом, що відокремлює корм від моноліту і подає його в приймальний пристрій вивантажувача.

У нижній частині напрямних розташоване приймальний пристрій, що представляє собою гвинтовий конвеєр з лопатями.

Конвеєр має праву і ліву навіски і транспортує масу, що вивантажується, до центра, де розташовані лопаті. До шнека примикає похилий вивантажувальний транспортер. Привод вивантажувача електричний. Керування роботою здійснюється як у напівавтоматичному, так і в ручному режимах з пульта керування, встановленого на його рамі.

3.2.3. Вимірювальні пристрої

При виконанні експериментальних досліджень для реєстрації вимірюваних величин використовувалися прилади, розташовані на спеціальному стенді, встановлюваному у вивантажувача й електричних кабелів, що з'єднуються з ним.

Для виміру і реєстрації зусиль застосовувався осцилограф Н-441 з магнітним відмітником часу. Для вимірів потужності, споживаної при навантаженні - самописний ватметр Н-348 із трансформатором струму Н-54 і ТК-20.

Продуктивність вивантаження корма вимірялася за допомогою стрічкового ваговимірювача ВЛ-1059, з автоматичним записом вимірюваної величини.

3.2.4. Методика виконання експериментальних досліджень

Опір, що виникає на лопаті при відділенні корму, складається з фрезерування, сколювання, згрібання, транспортування маси в межах бурту і шпурляння корму. Оскільки задачею досліджень ставляться в числі іншого визначення енергетики процесу сколювання корму, то необхідно виділити цей процес із усього процесу відділення корму.

Як видно з формули (2.16), вона є функцією двох експлуатаційних параметрів – ширини і товщини шару, що знімається, тому для перевірки її правильності був виконаний двофакторний експеримент.

Для цього на ширині захоплення робочого органа, прийнятої згідно матриці планування експерименту, відрізається вертикальна стінка. Потім робочий орган встановлюється на цю ширину захоплення, заглиблюється на глибину, прийняту

також згідно матриці планування і робить робочий прохід. При цьому реєструються енергетичні параметри і продуктивність вивантаження.

Отримані величини характеризують всі етапи процесів сколювання, згрібання, транспортування і шпурляння маси.

Для виключення впливу двох останніх після проходу робочого органа, вивантажена маса рівномірним шаром розстеляється по тій же утвореній поверхні і відбувається прохід віддільника в тім же напрямку без змін ширини захоплення, висоти і режимів роботи. Тому що зусилля згрібання в два порядки менше зусилля сколювання, то їм можна зневажити.

Вирахування енергетичних показників другого проходу з першого дає характеристику процесу сколювання шару.

3.2.5. Методика обробки записів приладів, планування експериментальних досліджень і обробки результатів

Тому що всі геометричні параметри і режими роботи плоскорізального відокремлювача-подрібнювача відповідали параметрам і режимам роботи майбутнього плоскорізального робочого органа вивантажувача, а для експериментів використовувалися досліджувані, а не модельовані матеріали, отже коефіцієнт геометричної і динамічної подоби дорівнюють одиницям, тому отримані результати не вимагали перерахунку.

Обробка діаграм виконувалася на приладі обробки діаграм ПІД-6, цифровий матеріал оброблявся на ПЕОМ.

Дані, отримані в результаті декількох рівнобіжних вимірів, відповідно до центральної граничної теореми, розподіляються по нормальному закону. Вони замінюються середнім арифметичним значенням, тобто найбільш ймовірним значенням вимірюваної величини [14].

У роботі прийнята триразова повторність дослідів, що забезпечує з імовірністю 95% помилку менш трьох стандартів [9].

При кількаразовому вимірі якої-небудь величини отримані результати можуть викликати сумнів у їхній вірогідності, тому виробляється перевірка гіпотез про грубі помилки і про випадковості вибірки.

Гіпотеза виключення грубих помилок використовує критерій Стюдента

$$t = \frac{y\bar{y}_{k-1max,min}}{S}, \quad (3.5)$$

де $y_{max,min}$ – мінімальне і максимальне значення результатів вимірів;

$\bar{y}_{k-1}$ – середньоарифметичне значення результатів вимірів, вираховане для інших результатів (за винятком сумнівного) $\bar{y}_{k-1} = \frac{k_1}{k-1}$; $y = \frac{\sum_{i=1}^k y_i}{k-1}$,

k – повторність експерименту;

y_i – значення виміру;

S – стандарт, вирахований для інших результатів вимірів (за винятком сумнівного) і рівний

$$S = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^k (y_i - \bar{y})^2}{k-2}}.$$

При $t > t_{\alpha, k-1}$ (у нашому випадку $t = 4.969$) розглянуте значення є грубою помилкою з прийнятою імовірністю.

Гіпотеза про випадкову помилку використовує метод різностей, тобто, критерій τ .

$$\tau = \frac{C^2}{S^2}, \quad (3.6)$$

де $C^2 = \frac{1}{2(k-1)} \sum_{i=1}^k (y_{i+1} - y_i)^2$;

S^2 - скоректована дисперсія кожної серії вимірів,

$$S^2 = \frac{1}{k-1} \sum_{i=1}^k (y_i - \bar{y}_k)^2;$$

$\bar{y}_k$ – середньоарифметичне значення серії вимірів.

За умови, що $\tau < \tau_{кр} \equiv t_{\alpha, k-1}$ гіпотеза про випадковості вибірки відкидається, тобто вибірка не випадкова з імовірністю α .

Абсолютна і відносна погрішності вимірів вираховуються, відповідно, по формулах

$$m = \pm \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^k (y_i - \bar{y}_k)^2}{k(k-1)}}, \quad (3.7)$$

$$\Delta_0 = \frac{m}{\bar{y}_k} \cdot 100\%. \quad (3.8)$$

З урахуванням систематичної помилки приладу Δ_n , використовуваного при вимірах, остаточний результат вимірів обчислюється по формулі

$$Y = \bar{y}_k [1 \pm (\Delta_0 + \Delta_n)]. \quad (3.9)$$

Математичне планування експериментів, що одержало в даний час широке поширення, скорочує обсяг досліджень, зменшує число дослідів у кілька разів; дозволяє одержати кількісну оцінку впливу факторів; дає можливість необхідну математичну модель процесу; визначити оптимальні умови його протікання і т.п.

Для опису області оптимуму найчастіше використовуються плани другого порядку, що дають можливість одержати математичну модель у виді полінома другого порядку

$$y = b_0 + \sum^n b_i x_i + \sum_{i < j}^n b_{ij} x_i x_j + \sum^n b_{ii} x_i^2 \quad (3.10)$$

де b_0, b_i, b_{ij}, b_{ii} – коефіцієнти регресії.

При проведенні експериментів використовувався повний факторний експеримент типу 23, що містить 15 дослідів (7 дослідів поставлені в центрі експерименту для більш точної оцінки адекватності отриманої моделі).

Найбільш економічним - що дозволяє одержати представлення про функції відгуку другого порядку, що описує досліджуваний процес, є варіювання факторів на двох рівнях.

При експериментах фактори кодувалися по формулі

$$x_i = \frac{x_i - x_{0i}}{\varepsilon}, \quad (3.11)$$

де x_i – кодоване значення фактора (безрозмірна величина), для верхнього, центра експерименту і нижнього рівнів вони позначені відповідно:

- + 1, 0 і - 1;

- x_{0i} – натуральне значення факторів на нульовому рівні, узяті в центрі варіювання факторів;

- ε - натуральне значення інтервалу варіювання фактора, рівне

$$\varepsilon = \frac{(x_i^b - x_i^n)}{2};$$

- x_i^b, x_i^n - відповідно, значення факторів на верхньому і нижньому рівнях.

Відтворюваність дослідів перевіряється за критерієм Кохрена:

$$G \frac{G_{u \max}^2}{\sum^u S_u^2 \max}. \quad (3.12)$$

Для цього проводиться m серій рівнобіжних дослідів у розглянутій зоні змін факторів, приймаючи 2...4 серії дослідів при k повторності на кожному рівні.

За умови $G \leq G_{\alpha, k-1, m}$, досліді вважаються відтвореними, а дисперсія однорідною з імовірністю α .

У випадку, якщо мається ряд дисперсій, відтворюваність обчислюється по формулі

$$S^2 = \frac{1}{N} \sum_{u=1}^N S_u^2. \quad (3.13)$$

По отриманих експериментальних значеннях виробляється обробка експериментальних даних і побудову математичної моделі другого порядку. Її коефіцієнти розраховуються за допомогою ПЕОМ. Після їхнього розрахунку виробляється перевірка їхньої значимості за умовою $|b_i| \geq S_{(b_i)} t$, де t - критерій Стюдента при прийнятому рівні значимості і ступенях волі $f = n_0 - 1$.

Придатність отриманої математичної моделі другого порядку для опису досліджуваного процесу, тобто її адекватність перевіряється за допомогою критерію Фішера.

Рівняння регресії вважається адекватним, якщо його розрахункове значення менше або дорівнює табличному з прийнятим рівнем імовірності і числом ступенів волі.

3.2.6. Аналіз математичної моделі факторів

При дослідженні й аналізі рівняння (3.10), що дає математичну модель досліджуваного процесу полінома другого порядку, вирішуються наступні задачі: визначається центр поверхні відгуку, описуваного даним рівнянням; отримане рівняння приводиться до канонічного виду і визначається тип поверхні відгуку в

досліджуваний області; визначається оптимум досліджуваних параметрів. При рішенні цих задач використовуються методи аналітичної геометрії і лінійної алгебри.

Визначення координат центра поверхні відгуку знаходиться рішенням системи рівняння часток похідних параметрів оптимізації [9]

$$\frac{\partial y}{\partial x_1} = 0, \quad \frac{\partial y}{\partial x_2} = 0, \quad \dots, \quad \frac{\partial y}{\partial x_n} = 0. \quad (3.14)$$

У матричній формі ця система має вигляд

$$AX = C, \quad (3.15)$$

де A – симетрична квадратна матриця n -го порядку;

$$A = \begin{vmatrix} b_{11} & 0,5b_{12} & \dots & 0,5b_{1n} \\ 0,5b_{21} & b_{22} & \dots & 0,5b_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0,5b_{n1} & 0,5b_{n2} & \dots & b_{nn} \end{vmatrix};$$

X – вектор-стовпець, що складається з елементів $x_1, x_2, \dots, x_n$, тобто

$$X = \begin{vmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \dots \\ x_n \end{vmatrix};$$

C – вектор-стовпець, що складається з елементів $-0,5b_{1n+1}, -0,5b_{2n+1}, \dots, -0,5b_{nn+1}$, тобто

$$C = -0,5 \begin{vmatrix} b_{1n+1} \\ b_{2n+1} \\ \dots \\ b_{nn+1} \end{vmatrix};$$

Для аналізу і визначення типу поверхні відгуку рівняння приводиться до канонічної форми виду

$$Y - Y_s = B_{11}X_1^2 + B_{22}X_2^2 + \dots + B_{nn}X_n^2, \quad (3.16)$$

де Y – значення критерію оптимізації;

Y_s – значення цього критерію в оптимальній точці;

$B_{11}, B_{22}, \dots, B_{nn}$ – коефіцієнти регресії канонічної форми, тобто власне значення матриці A , обумовлені з рівності

$$\det(A + BE) \equiv \begin{vmatrix} b_{11} - b & 0,5b_{12} & \dots & 0,5b_{1n} \\ 0,5b_{21} & b_{22} - b & \dots & 0,5b_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0,5b_{n1} & 0,5b_{n2} & \dots & b_{nn} - b \end{vmatrix};$$

E – одинична матриця.

Перехід до канонічного виду координат зв'язаний з поворотом координат $X_1, X_2, \dots, X_n$ на деякий кут до сполучення з головними осями поверхні відгуку.

Аналіз поверхні відгуку, обумовлений рівнянням регресії, виробляється за допомогою двовимірних перетинів при нульовому рівні інших факторів, описуваних рівнянням

$$y = b_{ii}x_i^2 + b_{jj}x_j^2 + b_{ij}x_ix_j + b_{in+1}x_j + b_{jn+1}x_i + b_{n+1} \quad (3.17)$$

Інваріанти відносного переносу і повороту осей при перетворенні цього рівняння в канонічне будуть $I = b_{ii} + b_{jj}$;

$$J = \det A = \begin{vmatrix} b_{ii} & 0,5b_{ij} \\ 0,5b_{ji} & b_{jj} \end{vmatrix};$$

$$D = \det C = \begin{vmatrix} b_{ii} & 0,5b_{ij} & 0,5b_{in+1} \\ 0,5b_{ji} & b_{jj} & 0,5b_{jn+1} \\ 0,5b_{n+1i} & 0,5b_{n+1j} & b_{(n+1)(n+1)} \end{vmatrix}$$

Інваріант J називається малим, а D - великим дискримінантом квадратичної форми.

Канонічна форма розглянутого квадратичного рівняння має вигляд

$$Y - Y_s = B_{ii}X_i^2 + B_{jj}X_j^2, \quad (3.18)$$

де B_{ii}, B_{jj} – коефіцієнти регресії, що знаходяться з виразу $\det|A + BE| = B^2 - IB - J = 0$;

E – одинична матриця;

Y_s – значення функції відгуку – критерію оптимізації в центрі нової системи координат, рівне $V_s = D/J$.

Центр нової системи координат знаходиться з виразу

$$\begin{pmatrix} x_{oi} \\ x_{oj} \end{pmatrix} = \frac{1}{\det A} \begin{pmatrix} b_{jj} & -0,5b_{ij} \\ -0,5b_{ji} & b_{ii} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} b_{in+1} \\ b_{jn+1} \end{pmatrix} \quad (3.19)$$

Кут повороту координат нової системи знаходиться як кут між віссю Ox_i і напрямком відповідного характеристичного числа B_i .

$$\alpha = \arctg \frac{B_i - a_{ii}}{a_{ij}}. \quad (3.20)$$

Кожне рівняння другого ступеня визначає або еліпс ($J > 0$) або гіперболу ($J < 0$), або параболу ($J = 0$). При $J \neq 0$ ці лінії будуть дійсними, а при $J = 0$ вироджуються в точку. Крім того, еліпс може бути ще і мнимим, тобто, його осі не мають позитивних значень.

При підстановці різних значень показника енергоємності в рівняння (3.18) виходять рівняння відповідних контурних кривих – еліпсів або гіпербол, що представляють лінію рівного значення показника енергоємності.

3.3. Інженерний розрахунок плоскоріжучого навантажувача силосу

Результати теоретичних досліджень дозволяють визначити оптимальні конструктивно-кінематичні параметри і режими роботи плоскоріжучого відділювача для вивантаження силосу.

Основним вихідним параметром служить продуктивність вивантаження.

Ґрунтуючись на вимогах мінімально припустимих величин добового зняття вертикального шару консервованого корму, що складають, відповідно, для силосу і сінажу 0,3 і 0,5 м, використовуючи метод геометричного моделювання знаходимо шукані межі діаметра фрезерування

$$\frac{b_{cl} D_\epsilon}{B_{cl}} \leq D \leq \frac{b_{cn} D_\epsilon}{B_{cn}}. \quad (3.21)$$

де b_{cl}, b_{cn} – мінімальні норми вивантаження добового вертикального шару бурту силосу і сінажу, відповідно, $b_{cl} = 0,3$ м і $b_{cn} = 0,5$ м;

D_ϵ – діаметр окружності лопатей експериментального відділювача, $D_\epsilon = 0,7$ м;

B_{cl}, B_{cn} – оптимальна ширина захвату робочого органа, відповідно при

навантаженні силосу і сінажу, $B_{cl} = 0,42$ м. На підставі цього приймаємо діаметр окружності лопатей відділювача $D = 0,7$ м.

Висота лопатей навантажувача визначається з виразу:

$$H = \frac{H_{\varepsilon} D}{D_{\varepsilon}}$$

де H_{ε} – висота лопатей експериментального відділювача.

Верхня межа швидкості подачі робочого ходу береться з умови обмеження динамічних навантажень привода переміщення і складає $V_n = 0,25$ м/с.

Потужність, затрачувана на відділення визначається множенням енергоємності на продуктивність, тобто $N = EQ$, Потужність, необхідна на привод дорівнює

$$N_{np} = \frac{N}{\eta}$$

де η – коефіцієнт корисної дії привода, $\eta = 0,85 \dots 0,9$.

Розрахунки, зв'язані з оптимізацією конструктивно-кінематичних параметрів і визначення їхніх величин, доцільно виконувати з використанням ПЕОМ.

У таблиці 4.1 даний приклад розрахунку параметрів, режимів роботи, продуктивності й енергоємності плоскоріжучого робочого органа, виконаний на ПЕОМ для вивантаження силосу з продуктивністю 11,7 кг/с (35 т/год).

Таблиця 4.1 – Результати розрахунку оптимальних параметрів і режимів роботи плоскоріжучого відділювача при продуктивності 11,7 кг/с

Режим роботи			Отримані результати		
Ширина захоплення, B , м	Глибина різання, h , м	Швидкість подачі, V_n , м/с	Продуктивність Q , кг/с	Енергоємність, E , кДж/кг	Споживана потужність, N , кВт
0,475	0,12	0,250	11,7	0,590	5,74
0,557	0,12	0,213	11,7	0,777	7,53
0,663	0,12	0,175	11,7	1,282	12,46
0,554	0,105	0,250	11,7	0,767	7,46
0,635	0,105	0,213	11,7	1,127	10,96
0,628	0,09	0,250	11,7	1,138	11,06

З аналізу табл. 4.1 видно, що оптимальними конструктивно-кінематичними

параметрами і режимами роботи плоскоріжучого відділювача, що вивантажує силос із продуктивністю 11,7 кг/с будуть:

- ширина захоплення, м 0,475;
- глибина різання, м 0,12;
- швидкість подачі, м/с 0,25.

При цьому енергоємність процесу вивантаження складе 0,59 кДж/кг, а споживана потужність – 5,74 кВт,

Висновки до третього розділу:

1. Програма і методики проведення експериментальних досліджень, розроблені лабораторна і експериментальна установки, прилади та обладнання дозволили отримати з достатньою точністю параметри процесу.

2. На базі результатів теоретичних досліджень плоскоріжучого відділювача розроблена методика інженерного розрахунку, знайдені оптимальні сполучення конструктивно-кінематичних параметрів і режимів роботи, виходячи з одержання заданої продуктивності і мінімальної енергоємності процесу.

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ

Основні вимоги щодо безпеки під час збирання та заготівлі соломи, сіна, сінажу і силосу визначені в Правилах охорони праці у сільськогосподарському виробництві, затвердженими наказом МНС України 26.11.2012 № 1353, зареєстровані в Міністерстві юстиції України 14 грудня 2012 р. за № 2075/22387.

Зернозбиральні комбайни і транспортні засоби повинні бути обладнані автоматичною зчіпкою, яка дозволяє від'єднувати наповнений причіп і приєднувати порожній під час руху агрегату без участі допоміжного працівника.

Погодження дій трактористів при розчепленні волокуші з трактором і початку руху машин після розчеплення необхідно здійснювати за умови наявності допоміжного працівника (сигнальника). Працівник повинен знаходитись попереду агрегату в зоні видимості обох трактористів. Трактористи повинні починати рух тільки після сигналу допоміжного працівника (свистком, прапорцем тощо).

Працівникам не дозволяється перебувати на копицях, які переміщують.

На період скиртування працівники повинні бути забезпечені справними вилами, страхувальним знаряддям, засобами сигналізації (свистками, прапорцями).

Скиртування дозволяється проводити у світлий час доби, за швидкості вітру не більше 6 м/с. Не дозволяється виконувати скиртувальні роботи під час грози.

Вкладати тюки у скирту, склади для сіна або кузов транспортного засобу необхідно у перев'язку. Тюки необхідно подавати узгоджено, укладачам не дозволяється наближатися до краю скирти (кузова) ближче ніж на 1,5 м.

Вкладати рулони необхідно механізованим способом вертикально у шаховому порядку.

Під час укладання рулонів і тюків не можна допускати нахилу штабеля. Нахилений штабель необхідно закріпити упорами або відтяжками до остаточного розбирання штабеля.

Працівникам не дозволяється перебувати під піднятими рулонами і тюками та у радіусі дії стріли навантажувальної машини під час укладання рулонів і тюків

за допомогою кранів або навантажувачів.

Розрізання скирт скирторізом дозволяється виконувати за умови наявності допоміжного працівника (сигнальника), який повинен перебувати за межами зони можливого падіння пиляльного ланцюга у разі його пошкодження чи відмови.

Не дозволяється перебування працівників поблизу потоку подрібненої маси та робочих органів машин для навантажування соломи і сіна зі скирт з одночасним подрібненням і пневматичним завантаженням у транспортні засоби.

Не дозволяється виконання робіт під навислими козирками, які утворились при розбиранні скирт.

Під час роботи прес-підбирача не дозволяється:

- перебувати на прес-підбирачі;
- заглядати до пресувальної камери;
- вправляти руками в'язальний шпагат у в'язальному апараті;
- перебувати у зоні обертання маховика;
- проштовхувати руками масу до приймальної камери.

Під час роботи тюкоукладача працівникам не дозволяється перебувати ближче 1 м від робочих ланцюгів підбирача і поперечного транспортера та проштовхувати тюки у підбирач під час його руху.

Докладати тюки, що обвалилися, вручну дозволено тільки після зупинення агрегату.

Перед вивантаженням штабеля необхідно впевнитися, що у небезпечній зоні не перебувають працівники. Під час розвантаження поправляти штабель вручну не допускається.

Агрегати для виготовлення вітамінного трав'яного борошна та для висушування трави, соломи, зелених гілок дерев, виноградної вичавки та інших відходів повинні бути обладнані справними приладами контролю температурного режиму та автоматичними приладами безпеки, які вимикають подавання палива у разі обривання полум'я форсунки.

Роботи, пов'язані зі закладанням силосу, дозволяється проводити тільки у світлий час доби.

У траншеях заглибленого типу дозволено трамбувати силосну (сінажну) масу в темний час доби одним трактором у разі відсутності у траншеї допоміжних працівників та наявності стаціонарного освітлення всієї поверхні робочої зони.

Для трамбування маси необхідно застосовувати тільки гусеничні трактори загального призначення. Під час трамбування двері кабіни необхідно закріпити у відкритому положенні.

Дозволяється використовувати трактори тільки з передньонавішеним розрівнювальним пристроєм.

На кургані, бурті або у траншеї дозволено виконувати роботи тільки одним трактором. У траншейних сховищах шириною 12 м і більше допускається одночасна робота не більше двох гусеничних тракторів загального призначення.

Роботи із внесення хімічних консервантів повинні проводити не менше двох працівників.

Під час закладання у башту силосу або сінажу заборонено перебування працівників у баштах під час перерв у подаванні маси більше ніж на 2 години.

Поновлення робіт після перерв дозволяється тільки після провітрювання башти протягом 2 годин.

РОЗДІЛ 5. ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ПОЗИЦІЙНОГО ЕЛЕКТРИФІКОВАНОГО НАВАНТАЖУВАЧА З ПЛОСКОРІЖУЧИМ РОБОЧИМ ОРГАНОМ

Як базу для порівняння при визначенні економічної ефективності при використанні електрифікованого позиційного навантажувача з плоскоріжучим робочим органом прийнятий навантажувач ПСК-5 і серійний навантажувач ПСС-5,5.

Розрахунки виконувалися для ферм КРС степової зони України з поголів'ям 400, 800 і 1200 корів. Зразкова річна норма споживання силосу на одну корову з річним удоєм 3500 кг для цієї зони складає 3,6 т.

Усі розрахунки вироблялися згідно програми з використанням каталогів і нормативно-довідкової літератури.

Розрахунок економічної ефективності позиційного електрифікованого навантажувача консервованих кормів із плоскоріжучим відділювачем виконаний у відповідності з ДСТ 23728-88 "Техніка сільськогосподарська. Методи економічної оцінки". Вихідні дані вартості машин, електроенергії, палива й інші розцінки прийняті діючими в даний час.

Річний економічний ефект від експлуатації нової машини дорівнює

$$E_{\Gamma} = B_3(\Pi_E - \Pi_H + E), \quad (5.1)$$

де Π_E, Π_H – приведені витрати на одиницю наробітку базової і нової машини грн./од.;

E – економічний ефект від вивільнення робочої сили техніки, якості продукції, грн./од.;

B_3 – річний наробіток нової машини, од.

Економічний ефект від виробництва і використання за термін служби нової машини, грн.

$$E_{CC} = \frac{E_{\Gamma}}{a_H + E}, \quad (5.2)$$

де a_H – коефіцієнт відрахувань на реновацію по новій машині;

E – нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень.

Лімітна ціна нової машини

$$C_L = \alpha C_{BP},$$

де C_{BP} – верхня межа ціни нової машини, грн.

$$C_{BP} = \frac{B_3(\Pi_B - \Pi_H + E)}{\delta(a_n + E)}, \quad (5.3)$$

де δ – коефіцієнт гарантії споживачеві економічного ефекту від використання нової машини;

α – коефіцієнт перекладу оптової ціни в балансову;

Π_H – приведені витрати по новій машині без реновації і нормативної ефективності капіталовкладень, грн.

Річну економію витрат праці при експлуатації нової машини ($З_Г$) в люд.-год. визначають по формулі

$$З_Г = (З_{TB} - З_{TH})B_3, \quad (5.4)$$

де $З_{TB}, З_{TH}$ – витрати праці на одиницю наробітку базової і нової машини;

Приведені витрати на одиницю наробітку (Π)

$$\Pi = I + KE, \quad (5.5)$$

де I – прямі експлуатаційні витрати на одиницю наробітку, грн./од.;

K – капітальні вкладення на одиницю наробітку, грн./од. Прямі експлуатаційні витрати на одиницю наробітку (I) визначають по формулі

$$I = З + Г + Р + А + Ф, \quad (5.6)$$

де $З$ – витрати на оплату праці обслуговуючого персоналу, грн./од.;

$Г$ – витрати на палив-мастильні матеріали й електроенергію, грн./од.;

$Р$ – витрати на технічне обслуговування і ремонти, грн./од.;

$А$ – витрати на реновацію, грн./од.;

$Ф$ – інші прямі витрати на основні і допоміжні матеріали, грн./од. наробітку.

Витрати на оплату праці обслуговуючого персоналу ($З$) визначають по формулі:

$$З = \frac{\Pi_3 z k_{\Phi}}{W_{3M}}, \quad (5.7)$$

де W_{3M} – продуктивність агрегату або робітника за одну годину змінного часу, од. наробітку /год;

z – годинна тарифна ставка оплати праці обслуговуючого персоналу по і -му

розряду, грн./чол.-год;

k_d – коефіцієнт, що враховує доплати з розрахунку за продукцію, премії, надбавки за класність і стаж роботи, кваліфікацію, оплату відпусток і нарахування по соціальному страхуванню;

L_3 – кількість виробничого персоналу, чол.

Витрати на паливо-мастильні матеріали й електроенергію (Γ) на одиницю наробітку визначають по формулі

$$\Gamma = qЦ, \quad (5.8)$$

де q – витрата паливно-мастильних матеріалів, електроенергії, кг/од., кВт·год/од.;

$Ц$ – ціна кг палива, кВт·год електроенергії, грн.

Витрати на технічне обслуговування, поточний і капітальний ремонти визначають по нормативах відрахуваннях від балансової ціни машини або за даними випробувань при наявності інформації з вартості ремонтів і показникам надійності.

Витрати на технічне обслуговування, поточний і капітальний ремонти по нормативах відрахуваннях від балансової ціни машини визначають по формулі

$$R = \frac{B(r_m + r_k)}{W_{ек} T_n}, \quad (5.9)$$

де B – балансова ціна машини, грн.;

$W_{ек}$ – продуктивність агрегату за годину експлуатаційного часу, од. наробітку/год;

r_m – коефіцієнт відрахувань на поточний ремонт і ТО;

r_k – коефіцієнт відрахувань на капітальний ремонт;

T_n – нормативне річне завантаження, год.

Витрати на реновацію машини (A) у карбованцях на одиницю наробітку визначають по формулі:

$$A = \frac{B_a}{W_{ек} T_n}, \quad (5.10)$$

де a – коефіцієнт відрахувань на реновацію машини.

Капітальні вкладення по машині в карбованцях на одиницю наробітку (K)

визначають по формулі

$$K = \frac{B}{w_{\text{ек}} T_k}, \quad (5.11)$$

Витрати праці (3_m) у люд·год на одиницю наробітку при виконанні машиною або робітником виробничого процесу визначають по формулі

$$3_m = \frac{L}{w_{\text{ек}}}, \quad (5.12)$$

де L – кількість виробничого персоналу, чол.

Вихідні дані і результати розрахунків, виконані по приведеним вище формулах, представлені в додатку Г.

На підставі отриманих розрахунків отримані показники порівняльної економічної ефективності для ферми на 400 голів, табл. 5.1.

Таблиця 5.1 – Показники порівняльної економічної ефективності

Найменування показника	Значення
Лімітна ціна, тис. грн.	282,46
Проект оптової ціни, тис. грн.	120,00
Річна економія праці, чол. год.	212,00
Річний економічний ефект, тис. грн.	48,86
Економічний ефект від використання за термін служби, тис. грн.	291,68

Висновки до п'ятого розділу:

1. Застосування позиційного електрифікованого навантажувача з плоскоріжучим робочим органом дозволяє підвищити продуктивність праці в 4,7 рази в порівнянні із серійним ПСС-5.5.

2. Зниження експлуатаційних витрат на фермі 400 голів ВРХ у порівнянні з навантажувачем ПСК-5 складає 44,2%.

3. Строк окупності пропонованого навантажувача на даній фермі складає 2,46 роки.

4. Технічний рівень позиційного електрифікованого навантажувача з плоскоріжучим робітником органом перевищує технічний рівень відомих вітчизняних навантажувачів.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Вивантаження кормів з наземних горизонтальних сховищ проводять фрезерними навантажувачами ПСК-5, що мають низьку продуктивність – до 1,95 кг/с і високу енергоємність – 30,27 кДж/кг і зчісуючими ПСС-5,5 продуктивністю до 10,3 кг/с і енергоємністю 9,52 кДж/кг, що металоемки, не надійні в експлуатації і не довговічні. Вони працюють при вертикальній подачі, що знижує продуктивність через наявність холостого ходу і частій зміни позицій.

2. Найбільш прийнятна схема човникового горизонтального руху відділювача, при цьому раціонально використовується шаруватість бурту в цій площині, що сприяє зниженню енергоємності.

Розроблено технологічну і конструктивну схеми плоскоріжучого навантажувача, що поєднує у собі фрезерування і сколювання вертикального торця шару корму, що знімається, зі зчісуванням його з горизонтальної площини, що дає можливість регулювати доподрібнення маси, що вивантажується.

3. Виконані дослідження фізико-механічних і технологічних властивостей буртів корму показали, що граничні дотичні напруження у вертикальній площині при вертикальному навантаженні рівні 4,04 кПа, кут сколювання при цьому 26° ; при горизонтальному навантаженні 3,94 кПа, кут сколювання – 45° ; граничні нормальні напруги вигину у вертикальній площині – 22,4 кПа, у горизонтальної – 19,86 кПа, напруги розриву шару – 4,41 кПа.

4. Отримані аналітичні розрахункові формули для визначення зусиль відділення корму плоскоріжучим навантажувачем.

5. Оптимальними параметрами і режимами роботи плоскоріжучого навантажувача при навантаженні силосу будуть: ширина захвату – 0,42 м, товщина шару, що знімається – 0,12 м, швидкість подачі – 0,22 м/с. Продуктивність складе – 8,64 кг/с, енергоємність процесу 0,520 кДж/кг.

6. Варіюванням ширини захоплення і глибини різання шару корму, що знімається, можна одержати необхідний ступінь доподрібнення маси, що вивантажується, при роботі в найменш енергоємному режимі.

7. Застосування позиційного навантажувача з плоскоріжучим навантажувачем дозволить підвищити продуктивність праці в 4,7 рази, у порівнянні з ПСК-5. Зниження експлуатаційних витрат на фермі 400 голів ВРХ, у порівнянні з навантажувачем ПСК-5 складе 44,2%.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Булгаков В.М. Плоскі вертикальні криві, що забезпечують постійні тиск і швидкість руху матеріальної точки. / Булгаков В.М., Пилипака С.Ф., Яропуд В.М., Захарова Т.Н, Калетнік Г.М. / Всеукраїнський науково-технічний журнал «Вібрації в техніці та технологіях». ВНАУ. 2014 р. – Вип. 1 (73).
2. Булгаков В.М. Теоретична механіка. Посібник для практичних занять. / В.М. Булгаков, В.В. Бурлака, Г.М. Калетнік, І.Є. Кравченко, С.І. Кучеренко, Д.І. Мазоренко, Л.М. Тіщенко. – Вінниця: Нова книга, 2010. – 667 с.
3. Булгаков В.М. Теоретичне дослідження збурених гармонійних коливань у вібраційних приводах машин / В.В. Адамчук, Г.М. Калетнік, В.М. Булгаков, О.М. Черниш // Всеукраїнський науково-технічний журнал «Вібрації в техніці та технологіях» №2 (82) 2016. – С.5-9.
4. Гунько І.В. Енергоощадні безконтактні методи діагностування показників технічного стану мобільної сільськогосподарської техніки / І.В. Гунько, Л.Г. Коваль // Техніка, енергетика, транспорт АПК. – №3 (95). – Вінниця. – 2016. – С. 89-93.
5. Даниленко Й.А., Перевозіна К.О., Польщіков М.В. Силосування, консервування кормів. К.Урожай, 1982. – 184 с.
6. Дубчак В.М. Вища математика в прикладах та задачах. Навчальний посібник / В.М. Дубчак, В.М. Пришляк, Л.І. Новицька. – Вінниця: ВНАУ, 2018. – 254 с.
7. Іванов М.І., Гунько І.В., Ковальова І.М., Худолій О.І. Аналіз технологічних систем. Навчальний посібник. Частина 1. Вінниця.2010. – 113с.
8. Калетнік Г.М., Кулик М.Ф., Петриненко В.Ф. та ін. Основи перспективних технологій виробництва продукції тваринництва. – Вінниця: «Енозіс», 2007. – 584 с.
9. Калетнік Г. М. Основи інженерних методів розрахунків на міцність і жорсткість: підручник / Г. М. Калетнік, М. Г. Чаусов, В. М. Швайко та ін. ... М-во аграр. політики України , Вінниц. держ. аграр. ун-т; . - Київ : Хай-Тек

- Прес, 2011. – 616 с.
10. Калетнік Г.М. Основи інженерних методів розрахунків на міцність і жорсткість : підручник. ... за ред. Г.М. Калетніка, М.Г. Чаусова. - Київ : Хай-Тек Прес, 2013. – 528 с.
 11. Калетнік Г.М. Технічна механіка. Підручник. Калетнік Г.М., Булгаков В.М., Черниш О.М., Кравченко І.Є., Солоня О.В., Цуркан О.В. – К.: «Хай-Тек Прес», 2011. – 340 с.
 12. Ковбасюк П. Технологія заготівлі якісного високопоживного силосу // Пропозиція. – 2009. – №8. – С. 76-78.
 13. Кужільний Г.Я. Заготовка консервованих кормів // Агровісник Україна. – 2006. – №11/12. – С. 54-56.
 14. Кулик М.Ф., Кравців Р.Й., Обертюх Ю.В. та ін. Корми: оцінка, використання, продукція тваринництва, екологія – Вінниця: ПП «Видавництво Тезис», 2003. – 334с.
 15. Л.М. Тіщенко, В.О. Білостоцький Проектування вантажопідйомних машин та навантажувачів. –Харків, 2003р. – 406 с.
 16. Павленко В.С. З'єднання в машинобудуванні: Навч. Посібник / В.С. Павленко, І.П. Паламарчук, О.В. Цуркан, Ю.А. Полєвода / За ред.. В.С. Павленка. – Вінниця: ПП «ТД Едельвейс і К», 2015. – 110 с.
 17. Павленко В.С., Цуркан О.В., Кравченко І.Є., Любін М.В. Пасові передачі. Теорія, розрахунки, конструювання: Навчальний посібник / За ред...В.С. Павленка. – К.: «Хай-Тек Прес», 2011. – 140 с.
 18. Павленко В.С., Цуркан О.В., Кравченко І.Є. Підшипники кочення. Вибір за статичною та динамічною вантажопідйомністю, конструювання підшипникових вузлів: Навчальний посібник / За ред.. В.С. Павленка. – К.: «Хай-Тек Прес», 2012. – 128 с.
 19. Ревенко І.І. Проектування механізованих технологічних процесів тваринницьких підприємств : навч. посібник / І. І. Ревенко та ін. за ред. І. І. Ревенка. – К. : Урожай, 2009. – 191 с.
 20. Сивак Р.І. Короткий курс теоретичної механіки / Р.І. Сивак, І.А. Деревенько.

- Вінниця: ТОВ «Вінницька міська друкарня», 2016. – 200 с.
21. Солон О.В. Прикладна механіка. Методичні рекомендації для виконання практичних робіт / О.В. Солон, І.М. Купчук – Вінниця: ВНАУ, 2017. – 116 с.
 22. Солон О.В. Прикладна механіка. Методичні рекомендації для виконання курсового проекту / О.В. Солон, І.М. Купчук, В.І. Паламарчук. – Вінниця: ВНАУ, 2017. – 84 с.
 23. Солон О.В. Технічна механіка. Методичні рекомендації для виконання практичних робіт / О.В. Солон, І.М. Купчук – Вінниця: ВНАУ, 2017. – 84 с.
 24. Солон О.В., Купчук І.М. Теорія механізмів і машин. Курсове проектування. Навчальний посібник. – Вінниця, 2019. – 254 с.
 25. Солон О.В. Теорія механізмів і машин. Лабораторний практикум. Навчальний посібник / О.В. Солон, В.С. Любин – Вінниця: ПП Балюк І.Б., 2014. – 138 с.
 26. Іванишин В.В., Грушецький С.М., Рудь А.В. Машини та обладнання в тваринництві : підручник. Кам'янець-Подільський : ПДАТУ : ТОВ «Друкарня «Рута»., 2021. 468 с.
 27. Грушецький С.М. Загородний В.В. Інноваційні засоби для вивантаження стеблових кормів з траншейних сховищ : Вісник Хмельницького національного університету, №1, 2022 (305). Хмельницький, 2022. С. 260-268.
 28. Грушецький С.М., Загородний В.В. Сучасний стан механізації вивантаження консервованих кормів : матеріали IV міжнар. наук.-практ. онл.-конф. «Тенденції розвитку та виклики сучасній аграрній науці й освіті за кліматичних та політичних умов» (28-30 листопада 2022 р.) / НУБІП України. Київ : Вид-во НУБІП України, 2022. С. 88-94.
 29. Механізація, електрифікація та автоматизація сільськогосподарського виробництва: підруч. У 2 т: Т. 1 / А.В. Рудь, І.М. Бендера, Д.Г. Войтюк та ін.; за ред. А.В. Рудя. – К.: Агроосвіта, 2012. – 584 с.; іл.
 30. Механізація, електрифікація та автоматизація сільськогосподарського виробництва: підруч. У 2 т: Т. 2 / А.В. Рудь, І.М. Бендера, Д.Г. Войтюк та ін.; за ред. А.В. Рудя. – К.: Агроосвіта, 2012. – 434 с.; іл.