МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ПОЛІСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Факультет інженерії та енергетики
Кафедра агроінженерії та технічного сервісу

Кваліфікаційна робота
на правах рукопису

ШАМШУР ОЛЕКСАНДР ІВАНОВИЧ

УДК 631.354.2:631.354.026

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ ЗБИРАННЯ ЗЕРНОВИХ КУЛЬТУР З МОДЕРНІЗАЦІЄЮ МОЛОТИЛЬНО-СЕПАРУЮЧИХ СИСТЕМ

208 “Агроінженерія”
Подається на здобуття освітнього ступеня бакалавр

Кваліфікаційна робота містить результати власних розробок. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело
_____О. І. Шамшур

Керівник роботи
асистент Тимків В. В.

Житомир – 2026

АНОТАЦІЯ

Шамшур Олександр Іванович. Удосконалення технологічного процесу збирання зернових культур з модернізацією молотильно-сепаруючих систем. – *Кваліфікаційна робота на правах рукопису.*

Кваліфікаційна робота на здобуття першого освітнього ступеня бакалавр зі спеціальності 208 «Агроінженерія». – *Поліський національний університет, Житомир, 2026.*

Кваліфікаційна робота присвячена удосконаленню технологічного процесу збирання зернових культур шляхом модернізації молотильно-сепаруючої системи зернозбирального комбайна. У роботі проведено аналіз сучасних технологій збирання зернових культур, конструкцій та принципів роботи молотильно-сепаруючих систем вітчизняних і зарубіжних комбайнів, визначено основні фактори, що впливають на якість обмолоту та сепарації зерна.

На основі виконаного аналізу обґрунтовано напрям модернізації молотильно-сепаруючої системи, спрямований на підвищення повноти виділення зерна із зернової маси, зменшення втрат та підвищення продуктивності роботи комбайна. Виконано конструктивні, технологічні та міцнісні розрахунки модернізованого вузла, визначено його основні параметри та показники роботи.

У роботі проведено оцінку техніко-економічної ефективності запропонованого технічного рішення, яка підтверджує доцільність його впровадження у виробництво.

Результати роботи можуть бути використані при вдосконаленні конструкцій зернозбиральних комбайнів та підвищенні ефективності технологічних процесів збирання зернових культур.

***Ключові слова**: зернозбиральний комбайн, зернові культури, молотильно-сепаруюча система, обмолот, сепарація зерна, модернізація, продуктивність, втрати зерна, технологічний процес.*

ABSTRACT

Oleksandr Shamshur. Improvement of the Technological Process of Grain Crop Harvesting through the Modernization of Threshing and Separating Systems. – *Qualification Thesis Manuscript.*

Qualification thesis submitted for obtaining the Bachelor's degree in Specialty 208 "Agroengineering". – *Polissia National University, Zhytomyr, 2026.*

The qualification thesis is devoted to the improvement of the technological process of grain crop harvesting through the modernization of the threshing and separating system of a combine harvester.

The study analyzes modern grain harvesting technologies, the designs and operating principles of threshing and separating systems used in domestic and foreign combine harvesters, and identifies the main factors affecting the quality of threshing and grain separation.

Based on the conducted analysis, a direction for the modernization of the threshing and separating system has been substantiated. The proposed solution is aimed at increasing the completeness of grain separation from the harvested mass, reducing grain losses, and improving the productivity of the combine harvester. Design, technological, and strength calculations of the modernized unit were performed, and its main parameters and performance indicators were determined.

The thesis includes an assessment of the technical and economic efficiency of the proposed engineering solution, which confirms the feasibility of its implementation in agricultural production.

The results of the study can be used to improve combine harvester designs and increase the efficiency of grain harvesting processes.

Keywords*: combine harvester, grain crops, threshing and separating system, threshing, grain separation, modernization, productivity, grain losses, technological process.*

ЗМІСТ

ВСТУП

1. АНАЛІЗ СУЧАСНИХ ТЕХНОЛОГІЙ ЗБИРАННЯ ЗЕРНОВИХ КУЛЬТУР ТА КОНСТРУКЦІЙ МСС КОМБАЙНІВ

1.2. Класифікація молотильних апаратів у нашій країні та за кордоном…7

Висновки до розділу 1…….14

2. ПРОЄКТНО-ТЕХНОЛОГІЧНА РОЗРОБКА МСС ЗЕРНОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА

2.1. Вимоги, що висуваються до молотильно-сепарувальних пристроїв…15

2.2 Обґрунтування принципової схеми проєктованого молотильно-сепарувального пристрою……15

2.3 Технічна пропозиція…….……17

2.4 Технологічний розрахунок молотарки……20

2.5. Розрахунок параметрів молотильно-сепарувального пристрою…….24

2.6. Енергетичний розрахунок……26

2.7. Кінематичний розрахунок широкоремінної передачі……29

2.8. Розрахунок на міцність пасової передачі……30

2.9. Розрахунок на міцність вала барабана…….34

Висновки по розділу 2……..41

3. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ЗАПРОПОНОВАНОЇ МОДЕРНІЗАЦІЇ

3.1 Визначення параметрів та режимів роботи машини……43

3.2. Розрахунок продуктивності та витрат палива СГА……...47

Висновки до розділу 3…….51

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ……..52

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ……53

ДОДАТКИ

ВСТУП

Зернове виробництво є однією з провідних галузей агропромислового комплексу України та відіграє важливу роль у забезпеченні продовольчої безпеки держави, розвитку тваринництва та формуванні експортного потенціалу країни. Висока ефективність виробництва зерна значною мірою залежить від своєчасного та якісного виконання технологічних операцій, серед яких особливе значення має процес збирання врожаю.

Збирання зернових культур є завершальним етапом технології їх вирощування, від якого залежать кількісні та якісні показники отриманої продукції. Порушення оптимальних строків збирання, недосконаліть конструкції збиральної техніки або неефективна робота її окремих систем можуть призводити до значних втрат зерна.

Основною машиною для збирання зернових культур є зернозбиральний комбайн, у якому важливу роль виконує молотильно-сепаруюча система. Саме від ефективності її роботи залежить повнота обмолоту, якість сепарації зерна від соломистої маси, рівень втрат урожаю та продуктивність комбайна в цілому.

Актуальність теми зумовлена необхідністю зниження втрат зерна під час збирання, підвищення продуктивності зернозбиральних комбайнів та забезпечення стабільної якості зернової продукції. Одним із перспективних напрямів вирішення зазначених завдань є модернізація молотильно-сепаруючих систем.

Метою кваліфікаційної роботи є удосконалення технологічного процесу збирання зернових культур шляхом модернізації молотильно-сепаруючої системи зернозбирального комбайна.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

– провести аналіз сучасних технологій збирання зернових культур та конструкцій молотильно-сепаруючих систем комбайнів;

– обґрунтувати конструктивне рішення щодо модернізації молотильно-

сепаруючої системи;

– виконати необхідні конструктивні, технологічні та міцнісні розрахунки вузла;

– визначити техніко-економічну ефективність запропонованої модернізації.

Об'єктом є технологічний процес збирання зернових культур зернозбиральними комбайнами.

Предметом дослідження є конструктивні та технологічні параметри молотильно-сепаруючої системи зернозбирального комбайна та їх вплив на показники ефективності збирання.

Практичне значення роботи полягає у розробленні технічного рішення, спрямованого на підвищення продуктивності комбайна, зменшення втрат зерна та покращення якісних показників виконання технологічного процесу збирання зернових культур.

Методи дослідження: використовувалися методи аналізу та узагальнення науково-технічної літератури, патентної та нормативної документації, інженерного проєктування конструктивних параметрів технічних засобів.

Перелік публікацій автора за темою роботи:

1. Шамшур О. І. Обґрунтування принципової схеми проєктованого молотильно-сепаруючого пристрою: матеріали VI Міжнар. наук.-практ. конференції молодих учених. Запоріжжя: ТДАТУ, 2026. С. 69-71.
2. Шамшур О. І. Обгунтування технологічних параметрів молотарки зернозбирального комбайна Зб. Тез *XII Всеукраїнської науково-практичної конференції* «Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь» Житомир: ЖАТФК, 2026. С. 75-78.

Структура та обсяг роботи. Кваліфікаційна робота складається зі вступу, трьох розділів, висновків, списку використаних джерел з 23 найменувань. Загальний обсяг роботи становить 55 сторінок комп'ютерного тексту, 15 рисунків.

1. АНАЛІЗ СУЧАСНИХ ТЕХНОЛОГІЙ ЗБИРАННЯ ЗЕРНОВИХ КУЛЬТУР ТА КОНСТРУКЦІЙ МСС КОМБАЙНІВ

1.2. Класифікація молотильних апаратів у нашій країні та за кордоном

У промисловості випускається декілька типів зернозбиральних комбайнів, призначених для збирання зернових культур і таких, що мають різні за конструкцією та схемою обробки хлібної маси молотильно-сепарувальні пристрої. Переважно використовуються комбайни з тангенціальними, аксіальними та аксіально-роторними молотильними апаратами.[1,2]

Молотильно-сепарувальний пристрій, як правило, складається з приймальної частини, молотильного барабана (бильного, штифтового або їх комбінації), який знизу охоплюється сепарувальною решіткою (декою), а також транспортуючих і допоміжних елементів. Барабан може бути розташований поперек осі комбайна (тангенціальне подавання хлібної маси) або вздовж неї (аксіальне подавання хлібної маси). Крім того, молотильний барабан може бути розміщений поперечно до комбайна, але обмолот здійснюється шляхом спрямування маси вздовж його поздовжньої осі (тангенціально-аксіальний тип молотильних пристроїв).[3,4]

У США кількома фірмами виробляється понад 50 моделей зернозбиральних комбайнів, з яких понад 30% - з аксіальними молотильними пристроями. У схемах комбайнів із тангенціальним молотильно-сепарувальним пристроєм за молотильним барабаном і перекидним бітером може встановлюватися бітер-сепаратор. При цьому довжина клавішного соломосепаратора зменшена, і він може бути замінений роторним соломосепаратором. Аксіальні молотильні апарати в схемах комбайнів можуть мати один або два ротори та розташовуються горизонтально або з нахилом у бік похилої камери [19].

У Європі випускаються комбайни з поперечно розташованим молотильним барабаном, однак варіанти виконання сепаратора грубого вороху можуть бути різними (клавішні або роторні). [5,6]

Отже, відомі та широко застосовуються три основні схеми молотильно-сепарувальних пристроїв: [19]

1. тангенціальні (класична схема);
2. аксіальні;
3. аксіально-роторні.

Розглянемо кожен вид молотильного апарата окремо.

Тангенціальні молотильно-сепарувальні пристрої використовуються у 70–75% зернозбиральних комбайнів, що випускаються у світі. Основу такого молотильного пристрою становить бич, розташований поперек поздовжньої осі, виконаний з кутового профілю, що виключає застосування підбичників. Діаметр більшості молотильних барабанів становить 550 і 600 мм, і лише фірма Claas продовжує випуск комбайнів із барабанами діаметром 450 мм [19].

Дослідження бильного молотильно-сепарувального пристрою показали, що зі збільшенням діаметра барабана та довжини підбарабання сход зерна зменшується, що підтверджується зміною коефіцієнтів $\mu = ae^{-c(q-2)}$. Так, при зміні діаметра барабана від 550 до 825 мм і збільшенні довжини підбарабання від 648 до 1064 мм пропускна здатність молотильно-сепарувального пристрою зростає у 1,5 раза [19].

При цьому недомолот є меншим у пристроях із барабаном більшого діаметра, хоча зазори на вході та виході й окружні швидкості залишалися однаковими. Це пояснюється тим, що зі збільшенням діаметра барабана зростає шлях проходження обмолочуваної маси в молотильному зазорі, що підвищує виділення зерна з колоса та його сепарацію.

За подач, що відповідають пропускній здатності молотильно-сепарувального пристрою та соломотряса, зерно менше пошкоджується при

меншому діаметрі барабана. При цьому двобарабанні пристрої (діаметр барабана 550 мм) менше пошкоджують зерно при подачі до 5 кг/с, ніж однобарабанні (діаметр 830 мм) [19].

Для підвищення надійності робочого процесу молотарки фірма Massey Ferguson збільшує момент інерції барабана, застосовуючи литі диски.

Відмінною особливістю системи обмолоту комбайнів серії Z і Maximizer фірми John Deere є наявність двох молотильних барабанів діаметром 600 і 450 мм із змінною частотою обертання. Система забезпечує м'який обмолот, збереження якості зерна та менше його пошкодження.

У комбайні 8080 фірми Sperry New Holland другий барабан виконано у вигляді соломочісного сепаратора з десятьма рядами гребінок і сепарувальною решіткою площею 0,99 мм² [19].

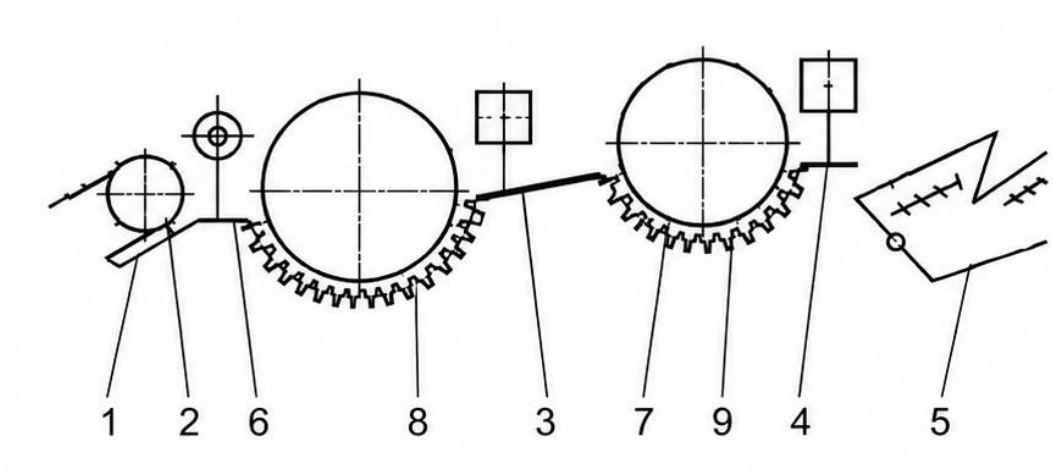


Рис. 1.1. Схема молотильно-сепарувального пристрою комбайнів серії Z і Maximizer фірми John Deere[4]

1 - транспортер, 2 - перший молотильний барабан, 3 - другий молотильний барабан, 4 - дека, 5 - сепарувальна решітка, 6 - клавішний соломотряс, 7 - решітний стан

Щоб підвищити пропускну здатність молотарки, збільшують габаритні розміри основних робочих органів і застосовують нові принципи обмолоту та сепарації хлібної маси. На комбайнах останніх випусків основою молотильного

пристрою залишився молотильний барабан із рифленими бичами. Залежно від діаметра на барабані встановлюють шість, вісім або десять бичів.[6]

Спроби заміни рифлених бичів, наприклад обгумованими або обертовими сталевими, поки що перебувають на стадії експериментальних досліджень.

Прагнення підвищити вимолот зерна призвело до заміни соломочісного сепаратора другим молотильним барабаном, що дає змогу комбайну працювати у складних кліматичних умовах і збирати важкообмолочувані хліби. У нас із таким молотильним пристроєм випусквють комбайн Скіф 280 рис. 1.2.[19]

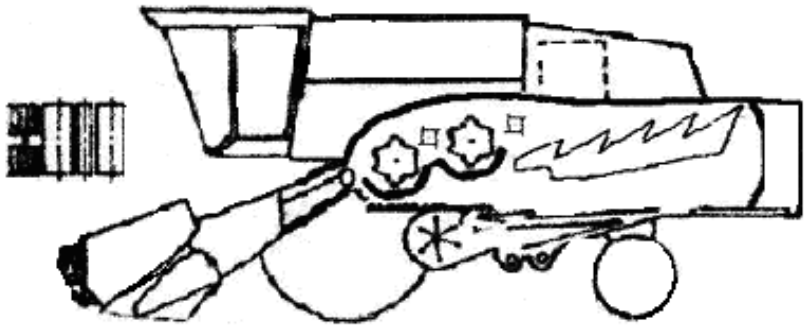


Рис. 1.2. Схема молотильно-сепарувального пристрою комбайна «Скіф 280».

Однак застосування двобарабанних молотильних пристроїв, хоча й підвищило сепарувальну здатність, але не настільки, щоб можна було відмовитися від клавішного соломотряса.

Тому випробовуються багатобарабанні (понад два) молотильні апарати, які дають змогу не лише виключити зі схеми комбайна клавішний сепаратор, але й значно зменшити його габарити (особливо довжину). Подача та рух хлібної маси в такому апараті від барабана до барабана може здійснюватися як з нижнім її переміщенням, так і з верхнім. В останньому варіанті молотильний барабан виконує також функцію вентилятора-відкидача, переміщуючи по верхньому каналу обмолочувану масу до іншого молотильного барабана.[6,19]

Заслуговують на увагу розроблені фірмою Ford New Holland рис.1.3. (США) комбайни TR, у яких традиційний соломотряс замінено поперечним ротором, що розділяє потік маси, обмолоченої барабаном. Наявність ротора у поєднанні з молотильним барабаном, відбійним бітером і очисним барабаном дає змогу покращити сепарацію та збільшити швидкість проходження маси через молотильний апарат.

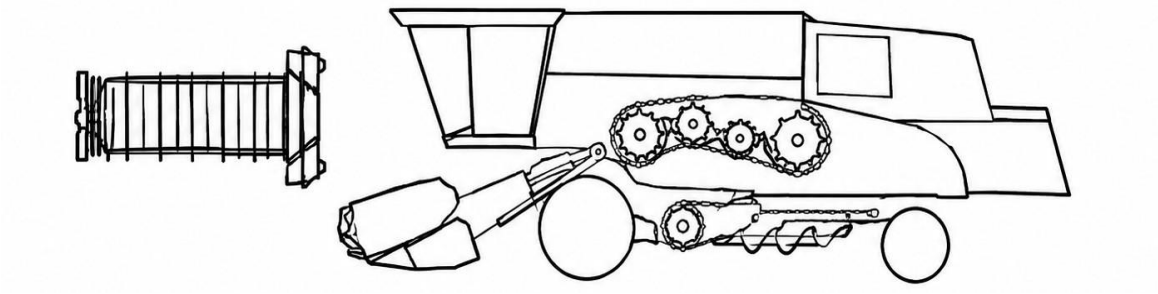


Рис. 1.3. Схема молотильно-сепарувального пристрою комбайна TR.

У моделі комбайна Commandor 228 SX фірми Claas (ФРН) (рис. 1.4.) клавішний соломотряс замінено вісьмома спеціальними сепарувальними роторами та підбарабаннями. Частота обертання роторів однакова (чотири режими).

Молотильно-сепарувальні пристрої, створені за аксіальним принципом, містять поздовжній ротор, розділений на три секції — приймальну, молотильну та сепарувальну. У приймальній секції на ротор монтують шнек або лопаті, а кожух виконують глухим або перфорованим.

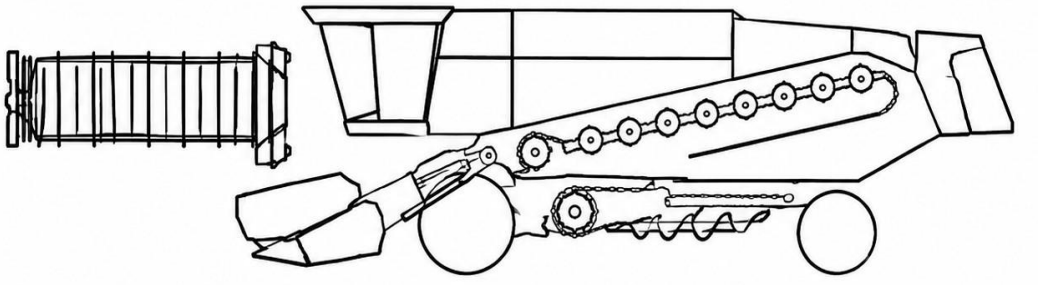


Рис. 1.4. Схема молотильно-сепарувального пристрою комбайна Commandor 228 SX фірми Claas.

Після приймальної секції хлібна маса рівномірно подається до молотильної секції через перехідну ділянку. У верхній частині молотильної секції кожух виконано без отворів, а в нижній — у вигляді регульованого решітчастого підбарабання.

Молотильна решітка складається з нерухомої, середньої (силовий брус із регулюванням) та рухомої частин, кожна з яких має секційне виконання. Молотильні зазори змінюються ступінчасто по секціях: на вході 42 мм, на виході 23, 29 і 35 мм [19].

Сепарувальна решітка виконана з чотирьох секцій, три з яких змінні. Кут охоплення становить 90°, у зоні зазорів встановлено регульовані протиударні пластини.

Конструкція ротора забезпечує збільшення швидкості переміщення хлібної маси вздовж робочої зони.

Подібні схеми застосовуються в комбайнах ТК-75, ТК-85, ТК-95 фірми Sperry New Holland.

В Україні аналогічні рішення реалізовані в комбайнах СКР-7 «Скіф». У СК-7 хлібна маса подається до ротора, де відбувається обмолот і сепарація: зерно проходить через решітку, а ворох видаляється відбійним бітером [19].

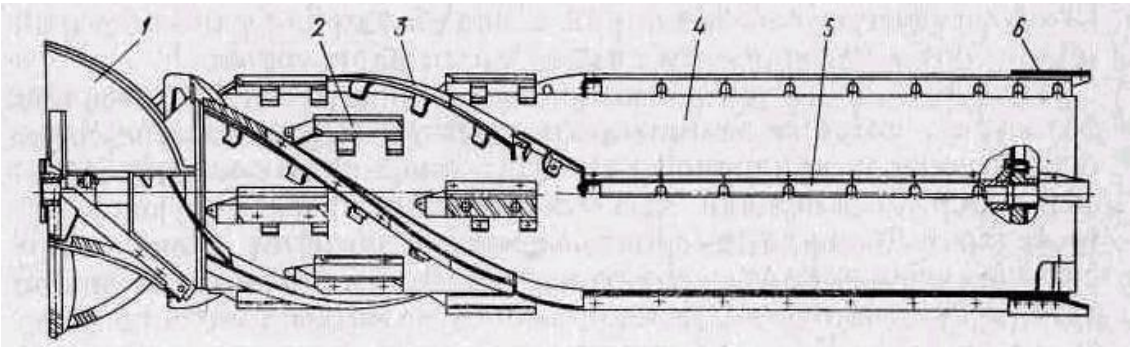


Рис. 1.5. Ротор комбайна СКР-7

1 — лопать, 2 — прямолінійний бич, 3 — криволінійний рифлений бич, 4 — циліндр, 5 — прямолінійний гладкий бич, 6 — гладка планка.

У комбайнах TR-97 фірми Ford New Holland (США) (рис. 1.6.) хлібна маса, що надходить із похилого транспортера, розділяється на два потоки і подається до двох поздовжньо встановлених роторів, які обертаються у протилежних напрямках. Солома на виході з молотильного апарата подається під відбійний бітер.

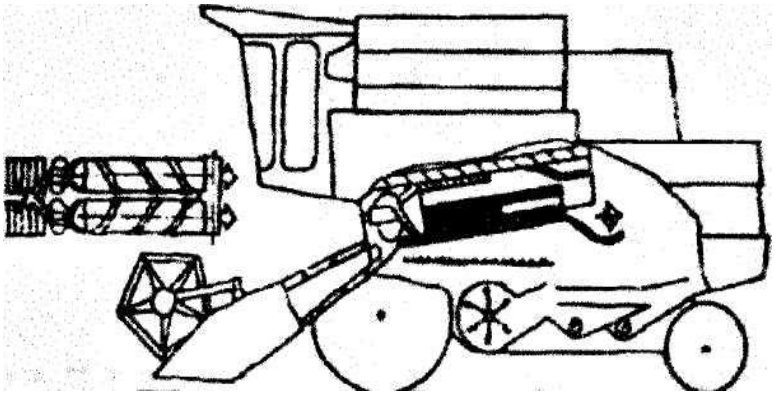


Рис. 1.6. Схема молотильно-сепарувального пристрою комбайна TR-97 фірми Ford New Holland.

У комбайнах фірми Case TH (США) (рис. 1.7.) молотильно-сепарувальний пристрій виконано у вигляді ротора, розташованого похило вздовж комбайна. За ротором встановлено відбійний бітер, який відводить солому за межі молотарки.

Подібна технологічна схема застосовується також у комбайнах фірми Western Combine (Канада), однак у цьому випадку ротор розташований горизонтально і має лише приймальний бітер (відбійний бітер відсутній).

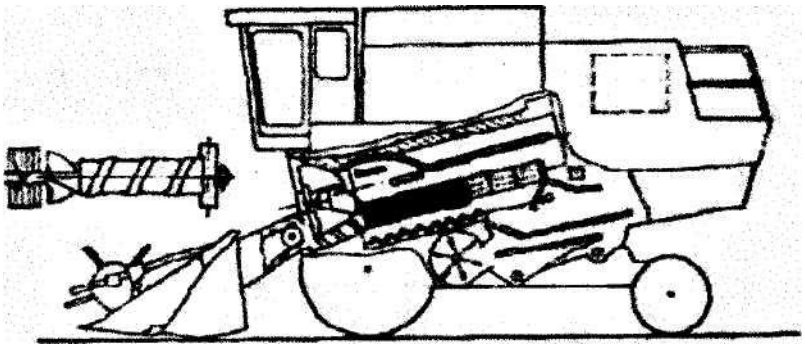


Рис. 1.7. Схема молотильно-сепарувального пристрою комбайна фірми Case IH

Комбайни з роторним молотильно-сепарувальним пристроєм характеризуються компактністю конструкції. Вони менше пошкоджують зерно та можуть надійно працювати на полях із ухилом, оскільки обмолочувана маса переміщується під дією ротора, а сепарація зерна відбувається під дією відцентрових сил.

Основним недоліком роторних молотильно-сепарувальних пристроїв є підвищена витрата потужності на привід робочих органів. Крім того, для них характерна нестабільність процесу під час збирання вологих і довгостеблових хлібів, підвищене подрібнення соломи, що призводить до перевантаження очисної системи.

Висновки до розділу 1.

У результаті аналізу конструкцій та принципів роботи молотильно-сепарувальних пристроїв зернозбиральних комбайнів встановлено, що застосовуються три основні схеми: тангенціальна, аксіальна та аксіально-роторна. Кожна з них має свої конструктивні особливості, переваги та обмеження.

Тангенціальні молотильні апарати характеризуються простотою конструкції та широким поширенням, однак мають обмежену пропускну здатність порівняно з більш сучасними схемами. Аксіальні системи забезпечують більш інтенсивний процес обмолоту та підвищену продуктивність за рахунок тривалого контакту маси з робочими органами. Аксіально-роторні рішення поєднують функції обмолоту та сепарації, що дозволяє зменшити габарити машини та підвищити ефективність процесу.

Встановлено, що підвищення пропускної здатності МСС досягається за рахунок збільшення розмірів робочих органів, удосконалення їх конструкції та впровадження багатобарабанних і роторних систем. Такі конструкції мають підвищені енерговитрати, зокрема при збиранні вологих і довгостеблових культур.

2. ПРОЄКТНО-ТЕХНОЛОГІЧНА РОЗРОБКА МСС ЗЕРНОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА

2.1. Вимоги, що висуваються до молотильно-сепарувальних пристроїв

Якісні показники роботи молотарки за номінального навантаження повинні відповідати таким вимогам:[1,2]

1. Загальні втрати за молотаркою (недомолот і невитрус) не повинні перевищувати 1,5 % під час збирання зернових культур із вологістю зерна до 18 % та 2 % під час збирання рису з вологістю зерна до 20 %.

2. Подрібнення та травмування продовольчого зерна не повинні перевищувати: [4,5]

- 2 % - під час збирання колосових культур;
- 3 % - під час збирання круп'яних і зернобобових культур;
- 5 % - під час збирання рису.

2.2 Обґрунтування принципової схеми проєктованого молотильно-сепарувального пристрою

Серед відомих молотильних пристроїв найбільшого поширення на практиці набули схеми з тангенціальною та аксіальною подачею хлібної маси до молотильного апарата.

Слід зазначити, що молотильно-сепарувальні пристрої з аксіальною подачею переважно використовуються американськими виробниками, у яких такими системами оснащено до 30 % моделей зернозбиральних комбайнів, тоді як у європейських виробників цей показник становить близько 3 %. Водночас тангенціальні молотильні пристрої набули найбільшого поширення в Україні та інших країнах пострадянського простору, де їх частка перевищує 80 %.[4]

Широке застосування тангенціальної схеми зумовлене її високою пропускною здатністю, порівняно невеликою потребою в потужності приводу, а також меншим ступенем подрібнення соломи і травмування зерна. Важливими

перевагами тангенціального молотильного апарата також є простота конструкції, технологічність виготовлення, зручність монтажу та експлуатації. [5]

На рисунку 1.1 наведено конструкцію двобарабанного молотильного апарата, основні елементи якого уніфіковані з елементами однобарабанного молотильного апарата.

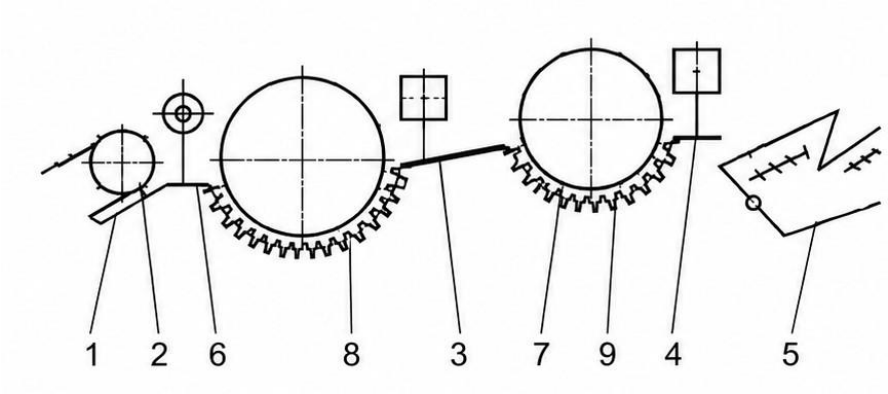


Рис. 2.1. Принципова схема проєктованого молотильно-сепарувального пристрою

1 — транспортер; 2 — приймальний бітер; 3 — проміжний бітер; 4 — відбивний бітер; 5 — соломотряс; 6 — перше підбарабання; 7 — друге підбарабання; 8 — перший барабан; 9 — другий барабан.

Особливості технологічного процесу двоступеневого обмолоту, реалізованого в двобарабанних зернозбиральних комбайнах, полягають у наступному. У першому молотильному апараті застосовується менша частота обертання барабана та більші зазори між барабаном і підбарабанням порівняно з другим молотильним апаратом. Завдяки цьому на першому етапі відбувається обмолот і виділення через підбарабання найбільш стиглих, крупних та легковимолочуваних зерен.

Другий молотильний апарат, навпаки, налаштовується на вищу частоту обертання барабана та менші молотильні зазори. У результаті забезпечується остаточний вимолот зерна та його подальше виділення через отвори підбарабання.

Розглянута схема підтвердила свою надійність і високі якісні показники роботи в процесі багаторічної експлуатації. Подальше застосування та вдосконалення таких конструктивних рішень є перспективним напрямом розвитку сучасних зернозбиральних комбайнів.

2.3 Технічна пропозиція

Відомим є молотильно-сепарувальний пристрій зернозбирального комбайна **«Скіф 280»**, який містить два барабани діаметром 550 мм, два односекційні підбарабання з кутом охоплення барабана 127°, проміжний бітер, сепарувальні решітки, відбивний бітер і напрямні решітки.

Багаторічний досвід експлуатації зазначеного молотильно-сепарувального пристрою показав, що обмолот зернових та зернобобових культур здійснюється двома однаковими за конструкцією барабанно-підбарабанними пристроями, які працюють у різних режимах. Колова швидкість бичів першого барабана зменшується на 10…15 %, молотильний зазор на вході збільшується приблизно на 10 %, а на виході - на 25 %. Зменшення частоти обертання першого барабана сприяє більш повній реалізації принципу двофазного обмолоту, однак при цьому істотно знижується пропускна здатність молотильно-сепарувального пристрою та збільшується кількість порушень технологічного процесу.

У даній роботі пропонується модернізований молотильно-сепарувальний пристрій, який забезпечує підвищення продуктивності та більш рівномірний розподіл хлібної маси по всій поверхні підбарабання.

Для досягнення поставленої мети в першому молотильному апараті змінено конструкцію підбарабання та барабана.

Конструкція підбарабання, відповідно до рис. 2.2, складається з двох зварних секцій. При цьому плоска секція 3 встановлена по дотичній до барабана, а криволінійна секція 4 розташована відносно неї уступом.

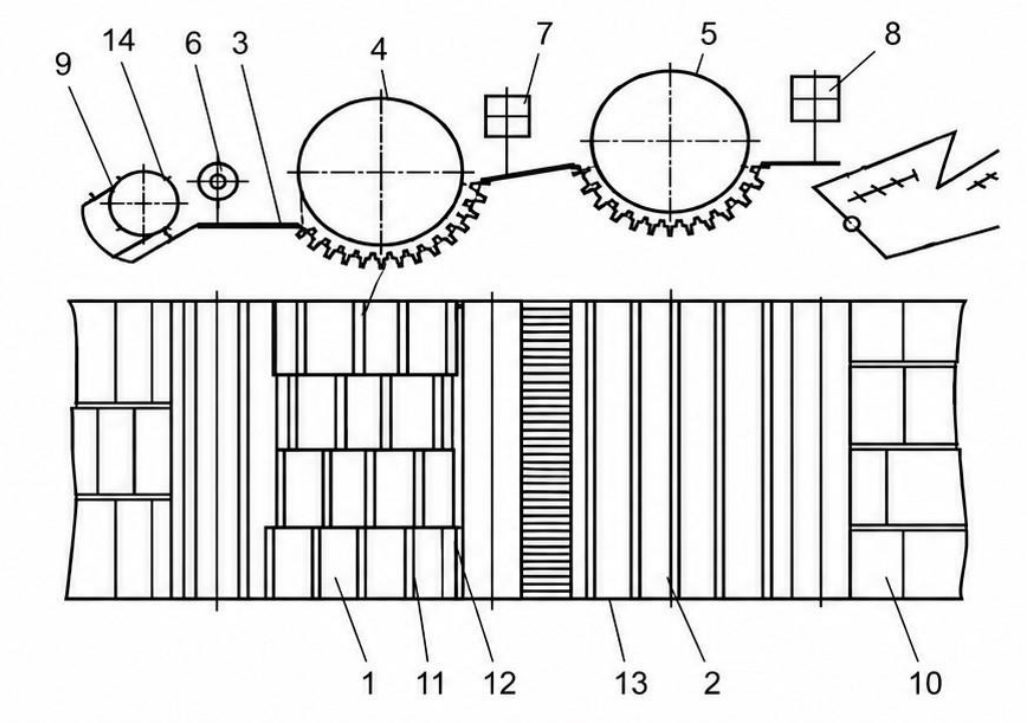


Рис. 2.2. Двобарабанний молотильно-сепарувальний пристрій

1 - турбінний барабан, 2 - молотильний барабан, 3 - прямолінійна секція, 4 - криволінійна секція, 5 - підбарабання, 6 - приймальний бітер, 7 - проміжний бітер, 8 - відбивний бітер, 9 - транспортер, 10 - соломотряс, 11 - било першої секції, 12 - било другої секції, 13 - била другого барабана, 14 - напрямна плита.

Турбінний барабан 1, відповідно до рисунків 2.1 та 2.2, складається з чотирьох секцій, кожна з яких виконана за типом бильного барабана. Кожна наступна секція повернута відносно попередньої таким чином, що било 12 зміщений на чверть кроку відносно била 11.

Конструкція другого молотильного апарата порівняно із серійною модифікацією залишилася без змін.

Хлібна маса, що подається транспортером 9 на напрямну плиту 14, ущільнюється приймальним бітером 6, що сприяє початковому відокремленню зерна від соломи, після чого переміщується на прямолінійну секцію 3. На цій

ділянці відбувається інтенсивний обмолот і виділення частини зерна через решітчасту поверхню.

Наприкінці прямолінійної секції 3 обмолочувана маса додатково обробляється турбінним барабаном 1, який багаторазовими ударами переміщує її на криволінійну секцію 4. Одночасно здійснюється вирівнювання шару матеріалу, оскільки конструкція барабана створює вздовж його осі зворотно-поступальний крутний момент.

Унаслідок того, що секція 4 розташована дещо нижче секції 3, обмолочувана маса повторно піднімається, де відбувається основний процес обмолоту з подальшим виділенням зерна через решітчасту поверхню криволінійної секції 4.

Домолот відбувається у кінцевій частині секції 4, оскільки хлібна маса повторно піддається стисненню внаслідок того, що зазор на вході менший, ніж на виході, і додатково протягується по криволінійній секції 4.

Хлібна маса, що подається транспортером 9, переміщується приймальним бітером 6 на прямолінійну секцію 3, де здійснюється основний інтенсивний обмолот, оскільки на даній ділянці довжиною 120…150 мм встановлена решітчаста поверхня. Далі, рухаючись по поверхні прямолінійної секції 3, хлібна маса додатково протягується турбінним барабаном 1 уздовж криволінійної секції 4, де відбувається обмолот менш стиглих зерен. Завдяки зміщенню бил 11 забезпечується рівномірний розподіл (вирівнювання) хлібної маси по робочій поверхні.

Другий молотильний апарат здійснює домолот хлібної маси шляхом її протягування барабаном 2 по поверхні підбарабання 5 та ударної дії бил 12. Після цього обмолочена маса подається на соломотряс.

Запропонований молотильний пристрій забезпечує підвищення пропускної здатності та рівномірний розподіл хлібної маси, що запобігає забиванню робочих

органів і, відповідно, підвищує загальну продуктивність зернозбирального комбайна.

2.4 Технологічний розрахунок молотарки

Хлібна маса зі співвідношенням зерна до соломи 1:1,5 подається транспортером у молотарку з пропускною здатністю 7 кг/с. Далі вона надходить до першого підбарабання, де відбувається виділення зерна. Наступним етапом є обмолот у другому підбарабанні. Після виходу з підбарабання матеріал надходить на соломотряс, де завершується остаточне відокремлення зерна від соломи.[6]

Нижче наведено схему розподілу подачі.

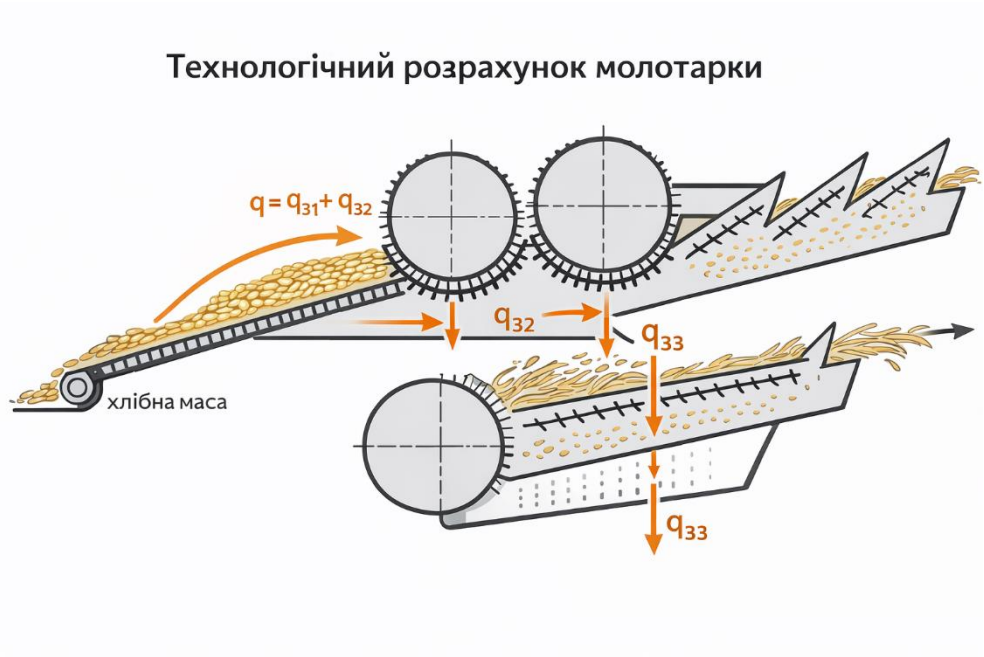


Рис. 2.3. Технологічна схема подачі зерна в молотарці комбайна

Відомо, що за співвідношення зерна до соломи 1:1,5 пропускна здатність комбайна становить q = 7 кг/с.

Визначимо подачу зерна в молотильно-сепарувальний пристрій [8].

$$q_з = q \cdot \lambda \qquad (2.1)$$

де λ - коефіцієнт вмісту зерна в соломі

$$\lambda = \frac{1}{1 + 1.5} = 0{,}4 \qquad (2.2)$$

звідки

$$q_з = 7 \cdot 0{,}4 = 2{,}8 \text{ кг/с}$$

$$q_c = q - q_з \qquad (2.3)$$

$$q_c = 7 - 2{,}8 = 4{,}2 \text{ кг/с}.$$

Визначимо подачу обмолочуваної маси з першого підбарабання на друге. Для цього скористаємося даними випробувань, проведених інженером Фадєєвим В. С. [10].

Відповідно до рисунка 2.4, за пропускної здатності 7 кг/с сепарація становить 80 % при частоті обертання 1200 хв$^{-1}$ та 74 % при 1050 хв$^{-1}$ [10].

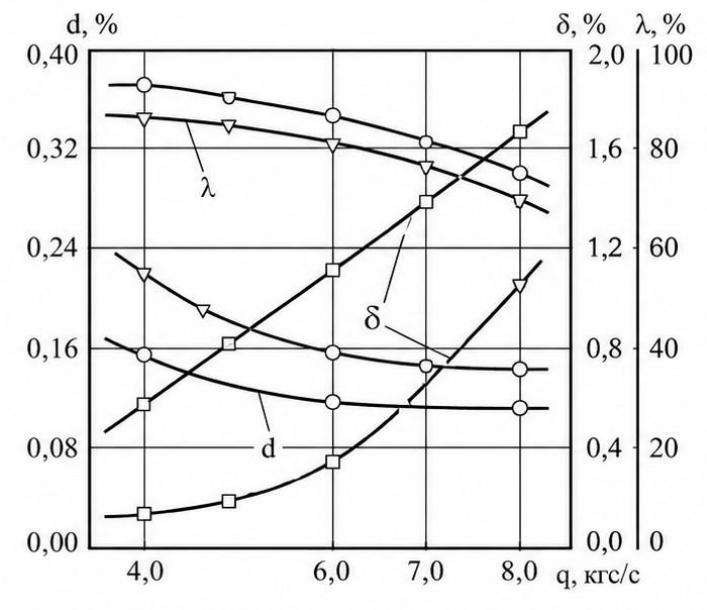


Рис. 2.4. Зміна якісних показників процесу обмолоту залежно від величини порції хлібної маси, що надходить у молотильний апарат

δ – недомолот, d – дроблення, λ – сепарація (пунктирна лінія – 1200 хв$^{-1}$, суцільна лінія – 1050 хв$^{-1}$)

Тоді вимолот зерна першою декою при фазах обмолоту 1200 хв$^{-1}$ ($q'_{з1}$) та 1050 хв$^{-1}$ ($q''_{з1}$) буде відповідно: [10]

$$q_{З1} = q_{З}\cdot 80 /100 \text{ кг/с} \quad ; \; q''_{З1} = q''_{З}\cdot 74 /100 \text{ кг/с} \qquad (2.4)$$

$$q'_{З1}=2{,}82\cdot 80 /100 = 2{,}24 \text{ кг/с} \quad ; \; q''_{З1}=2{,}82\cdot 74 /100 = 2{,}072 \text{ кг/с}$$

Отже, подача на друге підбарабання буде становити:[10]

$$q_{З2}= q_{з1} - q_{з3} \qquad (2.5)$$

$$q'_{З2}= 2{,}8-2{,}24=0{,}56 \text{ кг/с} ;$$

$$q''_{З2}= 2{,}8-2{,}072=0{,}728 \text{ кг/с}.$$

Визначимо сход зерна на соломотряс:[10]

$$q_{З4}= q_{З2}\cdot e^{-\mu D \alpha D} \qquad (2.6)$$

де μD - коефіцієнт сепарації зерна в молотильно-сепарувальному пристрої;

αD - кут охоплення підбарабання.

$$\mu_D=148^{o} , \; \alpha_D=0{,}0115 \text{ 1/град}$$

Звідки:

$$q'_{З4}= 0{,}56\cdot 2{,}72^{-0{,}0115\cdot 148}=0{,}102 \text{ кг/с}$$

$$q''_{З4}= 0{,}728\cdot 2{,}72^{-0{,}0115\cdot 148}=0{,}113 \text{ кг/с}.$$

Визначимо втрати зерна за соломотрясом: [10]

$$P_C = q_{З4}\cdot e^{-CLC} \qquad (2.7)$$

де C- коефіцієнт сепарації зерна на соломотрясі

Lc - довжина соломотряса

$$C =1{,}8 \text{ м}^{-1} ; \; Lc =3{,}6 \text{ м}$$

Тоді

$$P_C = 0{,}102\cdot 2{,}72^{-1{,}8\cdot 3{,}6}=0{,}00001558 \text{ кг/с}$$

$$P_c = 0{,}113 \cdot 2{,}72^{-1{,}8 \cdot 3{,}6} = 0{,}00001726 \text{ кг/с},$$

Визначимо подачу на транспортуючу доску: [10]

$$q_{36} = q_{31}\, q_{33} + q_{35} \quad (2.8)$$

Знайдем q_{33} и q_{34} по формулі. [10]

$$q_{33} = q_{32} - q_{34} \quad (2.9)$$

$$q_{33} = q_{34} - P_c \quad (2.10)$$

Тоді

$$q'_{33} = 0{,}56 - 0{,}102 = 0{,}458 \text{ кг/с};$$

$$q''_{33} = 0{,}728 - 0{,}113 = 0{,}615 \text{ кг/с}$$

$$q'_{35} = 0{,}102 - 0{,}00001558 = 0{,}10198 \text{ кг/с};$$

$$q''_{35} = 0{,}113 - 0{,}00001726 = 0{,}11298 \text{ кг/с}$$

Звідки

$$q'_{36} = 2{,}24 + 0{,}458 + 0{,}10198 = 2{,}8 \text{ кг/с};$$

$$q''_{36} = 2{,}072 + 0{,}615 + 0{,}11298 = 2{,}73 \text{ кг/с}$$

Подача зерна на верхнє решето:

$$q_{37} \text{ кг/с} = q_{36} \text{ кг/с}$$

$$q'_{37} = 2{,}8, \text{ кг/с} \;;\quad q''_{37} = 2{,}73 \text{ кг/с}$$

Визначимо подачу зерна на подовжувач: [10]

$$q_{37} = q_{37} \cdot e^{pLp} \quad (2.11)$$

де p - коефіцієнт сепарації зерна на решеті;

$Lp_{.}$ - довжина решета.

$$p = 0{,}41 \text{ м}^{-1}$$

$$Lp = 1{,}14 \text{ дм}$$

Тоді

$q'_{3Б}= 2,8\cdot2,72^{-0,41\cdot1,14}= 0,026$ кг/с; $q''_{3Б}= 2,73\cdot2,72^{-0,41\cdot1,14}= 0,025$ кг/с.

Визначимо втрати зерна за системою очистки: [9]

$$P_o= q_{3Б}\cdot e^{-\gamma L_y} \quad (2.12)$$

де у - коефіцієнт сепарації подовжувача; [8]

L_y - довжина подовжувача.

$\mu_y =0,41$ м$^{-1}$

$L_y=0,3$ м

Відповідно:

$P_o= 0,026\cdot2,72^{-0,41\cdot0,3}= 0,076$, кг/с;

$P_o= 0,025\cdot2,72^{-0,41\cdot0,3}= 0,073$, кг/с

Знайдемо загальні втрати:

$$P=P_c+P_o \quad (2.13)$$

$P_{заг}=0,00001558+0,076=0,07602$ кг/с $P_{заг}=0,00001726+0,073=0,07302$ кг/с.

2.5. Розрахунок параметрів молотильно-сепарувального пристрою

Основними параметрами бильного апарата є діаметр, довжина, кількість бичів, окружна швидкість барабана та розміри підбарабання.

Слід зазначити, що при виборі зазначених параметрів враховуються умови розміщення необхідної кількості бичів, забезпечення необхідного моменту інерції, а також зменшення ймовірності намотування стеблової маси. Пропускна здатність бильного молотильного апарата пропорційна загальній довжині бичів *l* і визначається величиною допустимого навантаження на одиницю довжини бича q_0. Для характерних умов кліматичної зони країни соломистість хлібної маси відповідає допустимому значенню $q_0 = 0,2…0,7$ *кг/с хлібної маси* [7,8].

Таким чином, для молотильного апарата з пропускною здатністю *q = 7 кг/с* хлібної маси загальна довжина бичів становитиме: [4]

$$l_{max}=\frac{q}{q_{o\,min}} \quad (2.14)$$

$$l_{max}=\frac{7}{0.2}=35 \text{ м}$$

$$l_{min}=\frac{q}{q_{omam}} \quad (2.15)$$

$$l_{min}=\frac{7}{0.7}=10 \text{ м}$$

$$l_{cp}=\frac{q}{q_{occ}} \quad (2.16)$$

$$l_{cp}=\frac{7}{0.45}=15 \text{ м}$$

У розглядуваного комбайна «Єнісей-1200» довжина барабана становить:

L=1200 мм =1,2 м.

Тоді кількість бил визначимо по формулі:[4]

$$i = l_{min}/L \quad (2.17)$$

$$i=10/1{,}2=8{,}33 \text{ шт.}$$

Кількість бичів встановлюється з умови забезпечення найкращого технологічного ефекту обмолоту та приймається парною (i = 6–10). З урахуванням умови та розрахунку приймаємо i = 8 шт.

Отже, визначимо діаметр барабана: [4]

$$D=\upsilon\,\Delta t\cdot i/\pi \quad (2.18)$$

де υ - розрахункова окружна швидкість бичів, 28–32 м/с; Δt - інтервал часу між ударами по хлібній масі двох суміжних бичів (Δt = 0,0045–0,0075 с).[9]

$$D=31•0,007\text{-}8/3,14=0,552, \text{ м} =552 \text{ мм}$$

Приймаємо D = 550 мм. Оскільки молотильний пристрій є двобарабанним, тоді:

$$D_1 = D_2 = 550 \text{ мм}.$$

Знаючи колову швидкість та діаметр барабана, визначимо частоту обертання:[4]

$$n = 60\upsilon / (\pi D) \qquad (2.19)$$

$$n = 60 \cdot 31 / (3,14 \cdot 0,55) = 1076 \text{ хв}^{-1}.$$

Підбарабання

Розглянемо параметри першого підбарабання: плоска секція довжиною 120 мм підведена уступом до криволінійної секції з кутом охоплення 75°. Загальний кут охоплення секціями серійного підбарабання становить αD = 90° [9].

Розглянемо параметри другого підбарабання: кут охоплення підбарабання барабана становить αD = 105°…150° і залежить не лише від необхідної довжини підбарабання, але й від напрямку виходу грубого вороху з молотильного апарата (зазвичай із подальшим впливом відбивного бітера). Приймаємо αD = 127° [9].

2.6. Енергетичний розрахунок

Молотильний апарат є найбільш енергоємним робочим органом зернозбирального комбайна [10]. Підведена до нього потужність витрачається на подолання холостих втрат Nхх та на процес обмолоту Nобм, тобто:

$$Nзаг = Nхх + Nобм \qquad (2.20)$$

При холостому ході барабана енергія витрачається на подолання тертя в підшипниках (опорах) та опору повітря. Відповідно потужність холостого ходу барабана визначається як:

$$N_{xx} = a_x \triangleright + b_x \triangleright^3,$$

(2.21)

де a_x і b_x — дослідні коефіцієнти, що характеризують витрати потужності на подолання тертя в опорах та опору повітряного потоку; для бильного барабана $a_x = 0,85...0,90$ *Н* на кожні 100 кг маси барабана. Значення коефіцієнта b_x, що припадає на 1 м довжини барабана діаметром 550 мм, для бильного апарата можна прийняти *0,065 Н·с²/м²* [10].

ω - колова швидкість молотильного барабана, м/с.

$$\triangleright = \frac{\pi \cdot n}{30} \qquad (2.22)$$

$$\triangleright = \frac{3{,}14 \cdot 1076}{30} = 105{,}6 \text{ рад/с}$$

$N_{xx} = 0,87 \cdot 105,6 + 0,065 \cdot 105,6^3 = 1,963$ кВт.

Енергія, необхідна для обмолоту хлібної маси, витрачається на надання їй швидкості та подолання опорів під час руху в молотильному зазорі [9].

$$N_{обм} = N_3 + N_4 \qquad (1.23)$$

Потужність $N_{обм}$ визначається за умови, що удар бича по хлібній масі є абсолютно непружним, а швидкість хлібної маси на вході до молотильного апарата не враховується; у процесі руху маси в молотильному зазорі її швидкість приймається рівною швидкості барабана.[5]

Потужність на подолання опору при русі хлібної маси в молотильному зазорі приймається пропорційною потужності на обмолот: [9]

$$N_4 = f \cdot N_{обм} \quad (2.24)$$

Для двобарабанного молотильного апарата з урахуванням значень N_3 і N_4 потужність, необхідна для обмолоту хлібної маси, становитиме: [10]

$$N_{обм} = q \cdot v^2/(1 - f_1) + q_2 \cdot v^2/(1 - f_2) \quad (2.25)$$

де q і q_2 — подача хлібної маси у перший і другий барабан відповідно; f_1 і f_2 — коефіцієнти пропорційності (коефіцієнти перетирання хлібної маси), для бильних молотильних апаратів: $f_1 = 0,6…0,7$; $f_2 = 0,4…0,5$ [11].

Причому:

$$q = q_2 \cdot (1 - \alpha/100) \quad (2.26)$$

де α - кількість зерна і соломи (%), що пройшла через отвори підбарабання першого барабана.

Тоді:

$$q_2 = 7 \cdot (1 - 74/100) = 1,82 \text{ кг/с}.$$

Отже:

$$N_{обм} = 7 \cdot 31^2/(1 - 0,67) + 1,82 \cdot 31^2/(1 - 0,45) = 23,56 \text{ кВт}.$$

Тоді:

$$N_{заг} = 1,963 + 23,56 = 25,523 \text{ кВт}.$$

Хлібна маса, що надходить до молотильного апарата, має певний рівень нерівномірності.

Для обмолоту такої маси необхідно, щоб молотильний барабан мав момент інерції [10]:

$$I = I_1 \cdot q \qquad (2.27)$$

де $I_1 = 0{,}2$ кг·м²/(кг/с) - момент інерції, що припадає на 1 кг/с пропускної здатності молотильного апарата. [5]

Тоді:

$$I = 0{,}2 \cdot 7 = 1{,}4 \text{ кг·м}^2.$$

Цим моментом інерції повинен володіти барабан, без урахування моментів інерції інших обертових мас (шківів, бітерів, двигуна тощо).

2.7. Кінематичний розрахунок широкоремінної передачі

У зернозбиральних комбайнах клинопасові передачі застосовуються у приводах найбільш навантажених та швидкообертових робочих органів.

Розглянемо клинопасову передачу руху від вала двигуна до вала першого молотильного барабана.

Головний контрприводний вал молотарки приводиться в рух від вала двигуна, а далі передає обертання на перший молотильний барабан.

Виконаємо розрахунок передаточного числа даної передачі, знаючи діаметри шківів відповідно до рисунка 2.5.

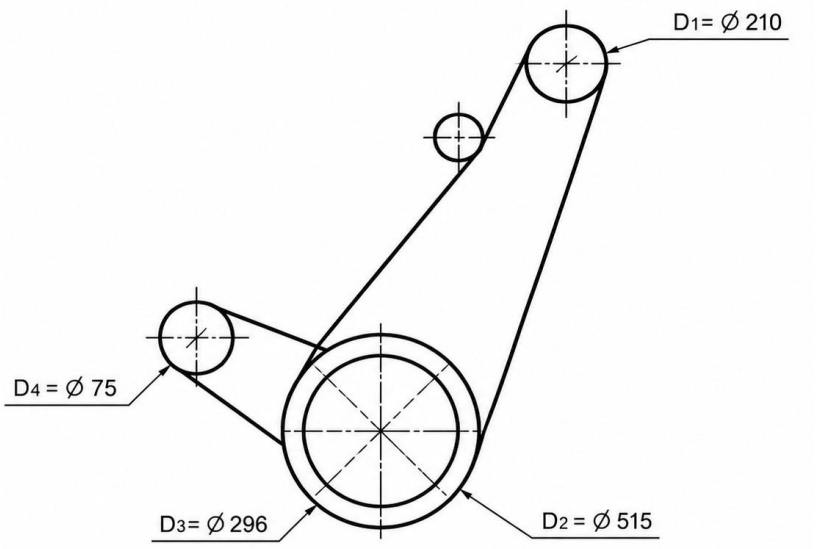


Рис. 2.5. Схема привода вала барабана від вала двигуна

D1 *- діаметр шківа вала двигуна;* ***D2*** *- діаметр першого шківа головного вала контрпривода;* ***D3*** *- діаметр другого шківа головного вала контрпривода;* ***D4*** *- діаметр шківа вала барабана.*

Загальне передаточне число передачі визначається за формулою:

$$i_{заг} = i_1 \cdot i_2 \quad (2.28)$$

Тоді для першої передачі:

$$i_1 = D2 / D1 \quad (2.29)$$

де D1 - діаметр ведучого шківа (вал двигуна, 210 мм);
D2 - діаметр веденого шківа (головний контрприводний вал, 515 мм).

$$i_1 = 515 / 210 = 2,45$$

Для другої передачі:

$$i_2 = D4 / D3 \quad (2.30)$$

де D3 - діаметр ведучого шківа (головний вал контрприводу, 296 мм);
D4 - діаметр веденого шківа (вал молотильного барабана, 275 мм).

$$i_2 = 275 / 296 = 0,93$$

Отже:

$$i_{заг} = 2,45 \cdot 0,93 = 2,28$$

2.8. Розрахунок на міцність пасової передачі

Розрахунок клинопасової передачі виконується за допустимим корисним натягом ременя, при якому забезпечується необхідна тягова здатність передачі. При цьому виходять з того, що ремені однакової конструкції, але різних перерізів,

що працюють у рівних умовах, можуть передавати однакове корисне навантаження: [11].

$$k=\frac{P}{F} \tag{2.31}$$

де P - окружне зусилля, що передається, Н;

F - площа перерізу ременя, F = 0,815 см² [11].

Знайдемо крутний момент:

$$M_{кр}= 71620\frac{N}{n} \tag{2.32}$$

$$M_{кр} = 71620\frac{25523}{1076}=1669\ Н\cdot м$$

Отже, можна визначити окружне зусилля:

$$P=2\frac{M_{кр}}{D1}, \tag{2.33}$$

$$P=2\frac{1699}{0,515}=6598\ Н,$$

Тоді:

$$k=2\frac{6598}{0,81}=8146\ Н/см^2$$

Корисне напруження є умовною величиною, оскільки переріз ременя є неоднорідним.

Початкове корисне напруження k_0 приймається залежно від початкового натягу ременя S_0 та мінімального діаметра шківа D_{min}. Допустиме корисне напруження k_0 = 19,1. Воно залежить від напружень, що виникають унаслідок попереднього натягу ременя σ_0, та діаметра меншого шківа передачі [11].

Робоче корисне напруження з урахуванням впливу кута обхвату, швидкості та режиму роботи передачі визначається за формулою:

$$k = k_0 \cdot C_1 \cdot C_2 \cdot C_3 \tag{2.34}$$

де:

C_1 - коефіцієнт, що враховує вплив кута обхвату, приймається 0,95 [10];

C_2 - коефіцієнт, що враховує режим роботи передачі, приймається 0,7 [10];

C_3 - коефіцієнт, що враховує вплив швидкості ременя і визначається за формулою:[11]

$$C_3 = 1{,}05 - 0{,}0005 \cdot v^2,$$

де v - лінійна швидкість паса.

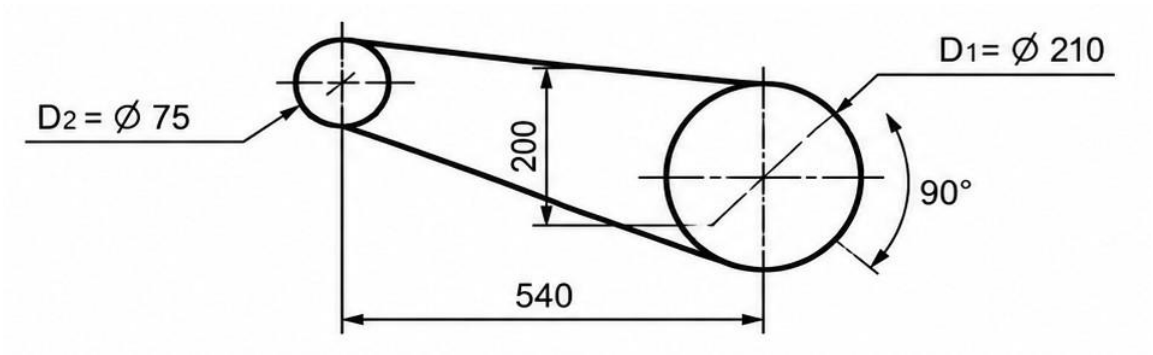


Рис. 2.6. Схема до розрахунку клинопасової передачі на барабан зернозбирального комбайна

D_1 *- діаметр ведучого шківа (головний вал контрприводу);*

D_2 *- діаметр веденого шківа (вал молотильного барабана).*

Знайдемо лінійну швидкість ременя:[11]

$$\upsilon = \frac{\pi \cdot D1 \cdot n}{60} \qquad (2.36)$$

де n - частота обертання ведучого шківа.

Тоді:

$$v = 12{,}011 \text{ м/с.}$$

$$C_3 = 1{,}05 - 0{,}0005 \cdot 12{,}011^2 = 0{,}978.$$

Отже, маємо:

$$k = 19,1 \cdot 0,95 \cdot 0,7 \cdot 0,978 = 12,36.$$

Робоча потужність N_1, Вт, що передається одним ременем, становить: [11]

$$N_1 = N_0 \cdot C_1 \cdot C_2 \quad (2.37)$$

де N_0 - загальна потужність, що передається одним ременем, $N_0 = 2,65$ кВт [10].

Тоді:

$$N_1 = 2,65 \cdot 0,95 \cdot 0,7 = 1,76 \text{ кВт}.$$

Кількість ременів, що одночасно працюють у передачі, визначається за формулою: [11]

$$Z = \frac{N}{N_0 \cdot C_1 \cdot C_2} \quad (2.38)$$

де N - передавана потужність.

$$Z = 3,87.$$

Приймаємо $Z = 4$.

Оцінка довговічності клинових ременів передачі виконується за формулою [11]:

$$T = \frac{To}{u} \cdot \xi i \cdot \xi н \cdot \xi k \quad (2.39)$$

де $T_0 = 1250$ год - розрахункова довговічність клинових ременів для двох шківів при передаточному числі $i \approx 1$, числі пробігів $u = 1$ та сталому режимі навантаження [10];

ξi - коефіцієнт впливу передаточного числа на довговічність ременя, приймаємо 1,2 [11];

$\xi н$ - коефіцієнт впливу змінності навантаження, приймаємо 1…1,5 [11];

ξk - коефіцієнт, що враховує вплив конструкції ременя, приймаємо 0,7…1 [11].

Тоді:

$$T=\frac{1250}{1}\cdot 1{,}2\cdot 1{,}3\cdot 0{,}8=1560 \text{ год.}$$

Знайдемо розтягувальне напруження в ремені: [11]

$$\sigma p = \sigma o + \frac{75\cdot N_1}{\vartheta\cdot F} \qquad (2.40)$$

де σ_0 - напруження від початкового натягу ременя, $\sigma_0 = 147$ кПа;

N_1 - потужність, що передається одним ременем, кВт;

v - швидкість ременя, м/с;

F - площа перерізу ременя F = 0,81 см².

Тоді:

$$\sigma = 2251 \text{ кПа.}$$

2.9. Розрахунок на міцність вала барабана

На барабан комбайна під час роботи діють: опір хлібної маси, що протягується між барабаном і підбарабанням; крутний момент, який передається від двигуна через клинопасову передачу; власна вага елементів молотильного барабана, а також інерційні сили і моменти, що виникають унаслідок недостатнього балансування барабана [10].

За експлуатаційними даними нормальна та дотична складові опору хлібної маси для бильного барабана зернозбирального комбайна «Скіф 280» при

розрахунковій подачі q=7кг/с становлять: S = 1058,4 Н, Т = 784 Н, причому нормальна складова спрямована під кутом приблизно 17° до вертикальної осі барабана. [10]

Тоді навантаження від хлібної маси, що передається на вал молотильного барабана через крайні диски, закріплені шпонками на валу, дорівнює: [10]

у горизонтальній площині:

$$R_{1г}=R_{2г}=\frac{1}{2}\cdot(S\cdot\sin 17^{o}-T\cdot\cos 17^{o}) \quad (2.41)$$

$$R_{1Г} = R_{2Г} = 220{,}132 \text{ Н}$$

у вертикальній площині:

$$R_{1в}=R_{2в}=\frac{1}{2}\cdot(S\cdot\sin 17^{o}+T\cdot\cos 17^{o}) \quad (2.42)$$

$$R_{1в} = R_{2в} = 529{,}608 \text{ Н}$$

Потужність, що споживається для роботи без додаткових навантажень бильного барабана при n = 1076 об/хв і допустимій потужності N = 25,523 кВт, відповідає крутному моменту [10]:

$$M_{К} = 71620\frac{N}{n} \quad (2.43)$$

$$Мк = 1699 \text{ Н·м.}$$

Шків клинопасової передачі на валу барабана є регульованим, і мінімальний радіус обхвату ременя становить R_{min} = 140 мм.

Зусилля колове на шківі:

$$T_{кол} = \frac{M_{к}}{R_{min}} \quad (2.44)$$

$$Ткол = 10214 \text{ Н.}$$

Розрахункове натягнення клинопасового ременя перерізом F = 7,5 см² [100], що передає механічний рух на молотильний барабан:

$$P = 2\cdot\sigma_{0}\cdot F \quad (2.45)$$

де $\sigma_0 = 1471 \cdot 10^3$ Па - розрахункове напруження для клинового ременя.

$$P = 2 \cdot 1471 \cdot 10^3 \cdot 0{,}0075 = 2{,}207 \cdot 10^4 \text{ Н}.$$

Оскільки ремінь розташований під кутом приблизно 25° до горизонтальної осі барабана, горизонтальна та вертикальна складові натягу ременя дорівнюють:[11]

$$P_г = P \cdot \cos 25° \tag{2.46}$$

$$P_г = 2 \cdot 10^4 \text{ Н}$$

$$P_в = P \cdot \sin 25° \tag{2.47}$$

$$P_в = 9{,}327 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Власна вага молотильного барабана становить $G_1 = 136$ кг, вага шківа $G_2 = 27{,}4$ кг. Навантаження на вал, що створюється інерційними моментами наслідок відсутності динамічного балансування, аналітичному обчисленню не піддається.

2.9.1 Побудова епюр

Рівняння рівноваги в горизонтальній площині: [12]

$$R_г + R_{вг} - R_{г2} - R_{г1} + R_{Аг} = 0 \tag{2.48}$$

$$R_{Аг} = 1473\ (-P_г) + 1250\ R_{г1} - 50 \cdot P_{г2}/1300) \tag{2.49}$$

$$R_{аг} = 2440 \text{ Н}$$

$$R_{аг} = R_{г1} + R_{г2} - P_г - R_{вг} \tag{2.50}$$

Моменти:

$$M_1 = 3460 \text{ Н} \cdot \text{м} \tag{2.51}$$

$$M_2 = 2916 \text{ Н} \cdot \text{м} \tag{2.52}$$

$$M_3 = 2603 \text{ Н} \cdot \text{м} \tag{2.53}$$

$$M_1 = -2680 \text{ Н} \cdot \text{м} \tag{2.54}$$

$$M_2 = -1876 \text{ Н·м} \quad (2.55)$$

$$M_3 = 623 \text{ Н·м} \quad (2.56)$$

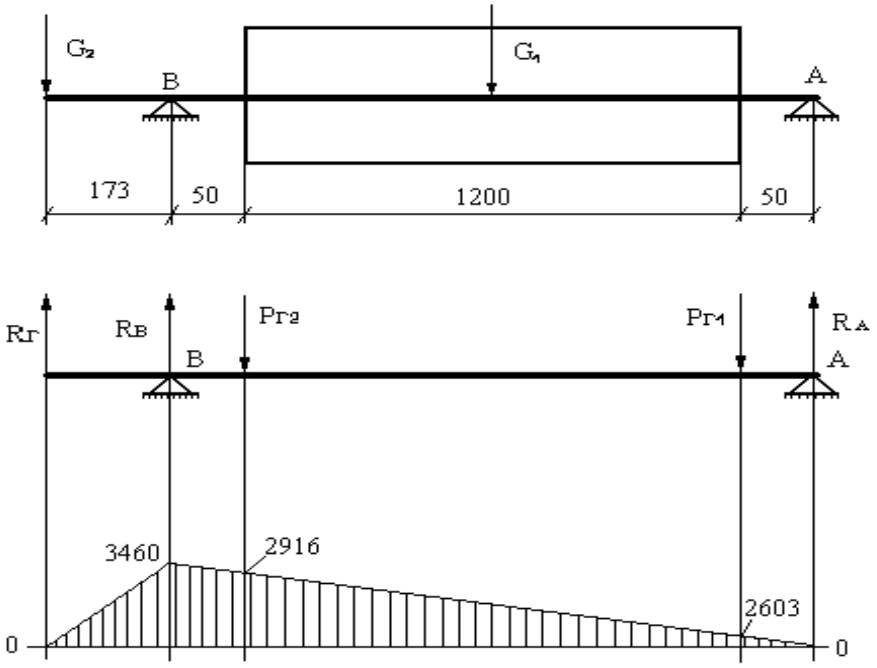


Рис. 2.7. Епюра згинальних моментів у горизонтальній площині

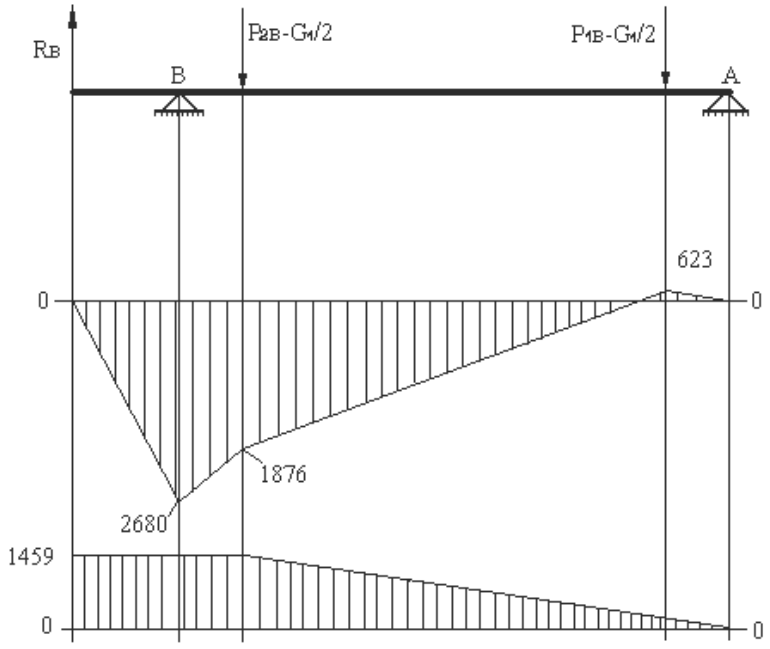


Рис. 2.8. Епюра згинальних моментів у вертикальній площині та епюра крутних моментів

2.9.2 Визначення небезпечних перерізів

Небезпечні перерізи вала молотильного барабана розташовані на лівому підшипнику та по втулці лівого диска барабана.

Сумарний згинальний момент: [12]

$$M1=\sqrt{M_1^2+M_1^2} \tag{2.57}$$

$$M2=\sqrt{3460^2+2680^2}=4377,Н\cdot м$$

$$M2=\sqrt{M_2^2+M_2^2} \tag{2.58}$$

$$M2=\sqrt{2916^2+21876^2}=3467,\ Н\cdot м$$

Розрахункові нормальні та дотичні напруження у першому небезпечному перерізі вала.

Осьовий момент дорівнює: [12]

$$W=\frac{\sqrt{Mi^2+0,45\cdot Mк^2}}{\sigma_0^2} \tag{2.59}$$

$$W=\frac{\sqrt{4377^2+0,45\cdot 1459^2}}{150\cdot 10^6}=2,99\cdot 10^{-5}\ м^3$$

Діаметр вала:[12]

$$d=\sqrt[3]{\frac{W}{0,1}} \tag{2.60}$$

$$d=\sqrt[3]{\frac{2,99\cdot 10^{-5}}{0,1}}=0,053\ м$$

$$\sigma_1=\pm\frac{к\cdot M_к}{W} \tag{2.61}$$

$$\sigma_1 = \pm \frac{1{,}4 \cdot 4377}{2{,}99 \cdot 10^{-5}} = 2{,}049 \cdot 10^8 \text{ Па}$$

$$\tau_1 = \frac{к \cdot M_к}{W_p} \qquad (2.62)$$

$$\tau_1 = \frac{1{,}4 \cdot 1459}{5{,}98 \cdot 10^{-5}} = 3{,}416 \cdot 10^7 \text{ Па}$$

де k = 14 - коефіцієнт режиму для молотильного барабана.

Вал барабана «Скіф 280» виготовляється зі Сталі 45 за ДСТУ 7809:2015, що має межу міцності: $\sigma_{-1} = 235{,}3596 \cdot 10^6$ Па та $\tau_{-1} = 156{,}9064 \cdot 10^6$ Па [12].

Тоді запас міцності вала барабана у першому небезпечному перерізі при змінному навантаженні становить: [12]

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\left(\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}\right) \cdot \sigma_1} \qquad (2.63)$$

$$n_\sigma = \frac{235{,}3596 \cdot 10^6}{\left(\frac{1{,}1}{0{,}73}\right) \cdot 2{,}049 \cdot 10^8} = 0{,}762,$$

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\left(\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau}\right) \cdot \tau_1} \qquad (2.64)$$

$$n_\tau = \frac{156{,}9064 \cdot 10^6}{\left(\frac{1{,}1}{0{,}73}\right) \cdot 1{,}416 \cdot 10^7} = 3{,}048,$$

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \qquad (2.65)$$

$$n = \frac{0{,}762 \cdot 3{,}048}{\sqrt{0{,}762^2 + 3{,}048^2}} = 0{,}739,$$

де kσ = kτ = 1,1 - коефіцієнт концентрації напружень у небезпечних перерізах вала [12].

εσ = ετ = 0,73 - масштабний фактор для Сталі 45 [12].

Розрахункові нормальні та дотичні напруження у другому небезпечному перерізі вала молотильного барабана: [12].

$$\sigma_2 = \pm \frac{к \cdot M_2}{W} \tag{2.66}$$

$$\sigma_2 = \pm \frac{1{,}4 \cdot 3467}{2{,}99 \cdot 10^{-5}} = 1{,}623 \cdot 10^8 \text{ Па}$$

$$\tau_2 = \tau_1 = 3{,}416 \cdot 10^7 \text{ Па}$$

Запас міцності вала барабана у другому небезпечному перерізі (за шпонковим з'єднанням) дорівнює: [12]

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\left(\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}\right) \cdot \sigma_2} \tag{2.67}$$

$$n_\sigma = \frac{156{,}964 \cdot 10^6}{\left(\frac{1{,}3}{0{,}73}\right) \cdot 1{,}623 \cdot 10^8} = 0{,}543,$$

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\left(\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau}\right) \cdot \tau_2} \tag{2.68}$$

$$n_\tau = \frac{156{,}9064 \cdot 10^6}{\left(\frac{1{,}3}{0{,}73}\right) \cdot 3{,}416 \cdot 10^7} = 2{,}579,$$

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \tag{2.69}$$

$$n = \frac{0{,}543 \cdot 2{,}579}{\sqrt{0{,}543^2 + 2{,}579^2}} = 0{,}522,$$

де $k\tau = k\sigma = 1{,}1$ - коефіцієнт концентрації напружень у другому небезпечному перерізі вала внаслідок дії клинової шпонки [12].

Висновки по розділу 2.

Встановлено основні вимоги до роботи молотарки за номінального навантаження, зокрема щодо допустимих втрат зерна, рівня дроблення та травмування зернового матеріалу. На основі аналізу сучасних конструкцій молотильно-сепарувальних пристроїв обґрунтовано доцільність застосування двобарабанної тангенціальної схеми, яка забезпечує підвищену пропускну здатність, кращу якість обмолоту та зниження втрат зерна.

У технологічній частині визначено розподіл хлібної маси в молотарці при пропускній здатності 7 кг/с, виконано розрахунок подачі зернової та соломистої фракцій, а також встановлено характер їхнього руху через перший і другий підбарабання, соломотряс та систему очистки. Отримані результати підтверджують ефективність двоступеневої схеми обмолоту та раціональний перерозподіл навантаження між ступенями сепарації.

Виконано розрахунок основних конструктивних параметрів молотильного апарата: діаметра барабана ($D = 550$ мм), частоти обертання ($n \approx 1076$ хв$^{-1}$), кількості бичів ($i = 8$ шт.), кутів охоплення підбарабань, а також кінематичних параметрів приводу. Результати свідчать про узгодженість геометричних і кінематичних характеристик із заданою пропускною здатністю.

Енергетичний розрахунок показав, що сумарна потужність, необхідна для роботи молотильного апарата, становить приблизно 25,5 кВт, з яких основна частка припадає на процес обмолоту. Це підтверджує енергоємність процесу та обґрунтовує вимоги до приводу комбайна.

У результаті кінематичного розрахунку клинопасової передачі визначено передаточне число $i \approx 2{,}28$, кількість ременів у приводі ($Z = 4$), а також перевірено їх працездатність і довговічність, що відповідає умовам експлуатації зернозбиральної техніки.

Проведено розрахунок міцності вала молотильного барабана. Встановлено небезпечні перерізи, визначено згинальні та крутні навантаження, побудовано епюри моментів. Розрахунок напружень показав, що вал працює в умовах значних змінних навантажень.

3. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ЗАПРОПОНОВАНОЇ МОДЕРНІЗАЦІЇ

3.1 Визначення параметрів та режимів роботи машини

Для збирання зернових використовується комбайн СК-7 «Скіф 280». Основними технічними характеристиками комбайна є потужність двигуна 126 кВт, пропускна здатність молотарки 7 кг/с, ширина молотарки 1200 мм, діаметр барабана 550 мм та місткість зернового бункера 6 м³.

Розрахунок режиму роботи комбайна полягає у визначенні раціональної робочої швидкості руху агрегату. Спочатку визначають максимально допустиму швидкість, яка обмежується пропускною здатністю молотильно-сепарувального пристрою. З урахуванням вологості зерна та умов обмолоту допустима пропускна здатність молотарки становить 5,9 кг/с, а максимально допустима швидкість руху - 4,3 км/год.

Перевірка роботи комбайна за потужністю двигуна показала, що необхідна потужність для виконання технологічного процесу складає 109,7 кВт, що є дещо меншим за ефективну потужність двигуна. Тому було визначено максимально можливу швидкість руху агрегату, яка становить 6,6 км/год. При цьому коефіцієнт завантаження двигуна дорівнює 0,83, що свідчить про раціональне використання енергетичних можливостей комбайна.

Робоча швидкість за формулою: [13]

$$v_{п.з.} = \frac{36 q_д}{B_р У (1 + \delta_с)}; \tag{3.1}$$

де, $q_д$ - допустима пропускна здатність молотарки, кг/с;

$B_р$ - робоча ширина захвату приставки, м;

$У$ - врожайність зерна, т/га;

$\delta_с$ - коефіцієнт соломистості.

Пропускна здатність молотарки визначимо з виразу: [13]

$$q_{д} = q_{м}\left[1 - 0{,}03(W - 15)\right]; \tag{3.2}$$

де, $q_{м}$ - допустима пропускна здатність, кг/с;

W – фактична польова вологість маси, %.

Можлива пропускна здатність становить: [16]

$$q_{м} = 0{,}6 q_{зу}\left(1 + \frac{1}{\delta_{c}}\right); \tag{3.3}$$

де, $q_{зу}$ - пропускна здатність в, кг/с.

даний параметр визначимо з виразу: [14]

$$q_{зу} = \alpha q\left(1 + \beta\frac{У - 4}{4}\right); \tag{3.4}$$

де, α - коефіцієнт, що враховує придатність культури до обмолоту;

β - коефіцієнт, який враховує тип молотильного апарату.

$$q_{зу} = 0{,}75 \cdot 8\left(1 + 0{,}3\frac{10 - 4}{4}\right) = 8{,}7 \text{ кг/с.}$$

звідки,

$$q_{м} = 0{,}6 \cdot 8{,}7\left(1 + \frac{1}{0{,}85}\right) = 11{,}4 \text{ кг/с.}$$

$$q_{д} = 11{,}4\left[1 - 0{,}03(34 - 15)\right] = 4{,}9 \text{ кг/с.}$$

Тоді, допустима робоча швидкість руху машини становитиме:

$$v_{п.з.} = \frac{36 \cdot 4{,}9}{4{,}2 \cdot 10(1 + 0{,}85)} = 2{,}3 \text{ км/год.}$$

Для перевірки можливості роботи комбайна на заданій швидкості в конкретних умовах експлуатації проведемо розрахунок за потужністю двигуна. Необхідна потужність двигуна комбайна визначається за відповідною залежністю: [13]

$$N_p = \frac{[G_м(f+i)]v_{пз}}{3{,}6\eta_м\eta_б\eta_{пп}} + \frac{N_{пит}q_д + N_x + N_д}{\eta_п}; \quad (3.5)$$

де, $G_м$ - експлуатаційна вага машини, кН.;

f - коефіцієнт опору коченню;

i – схил місцевості;

$\eta_м$ - механічний К.К.Д. трансмісії;

$\eta_б$ - К.К.Д. на пробуксовування;

$\eta_{пп}$ - К.К.Д. клино-пасової передачі;

$N_{пит}$ - питомі втрати потужності на виконання технологічного процесу;

$N_{хх}$ - втрати потужності при холостому русі та привід вузлів машини;

$N_д$ - потужність на привод робочих органів, ходово системи. [15]

$$\eta_б = 1 - \frac{\delta}{100}; \quad (3.6)$$

де, δ - буксування ведучих коліс зернокомбайна,

$$\eta_б = 1 - \frac{5}{100} = 0{,}95.$$

Витрати потужності на привід допоміжних механізмів приймаємо на рівні 4 кВт. Використовуючи довідкові дані та розрахункові коефіцієнти, визначаємо необхідну потужність двигуна комбайна:

$$N_p = \frac{102{,}5(0{,}1+0{,}03)2{,}3}{3{,}6\cdot 0{,}7\cdot 0{,}97} + \frac{89{,}2+49{,}5+4}{0{,}95} = 129{,}7 \text{ кВт.}$$

Розрахункова потреба в потужності є дещо меншою за ефективну потужність двигуна комбайна, використання агрегату в заданому режимі не забезпечує повного завантаження енергетичних можливостей машини. У зв'язку з цим доцільно визначити максимально допустиму швидкість руху комбайна за наявних умов роботи. [18]

$$v_{pN} = \frac{N_e - (N_x + N_\delta)\frac{1}{\eta_g}}{\frac{G_м(f+i)}{3.6\eta_м\eta_\delta\eta_n} + \frac{N_{пит}B_p У(1+\delta_c)}{36\eta_n}}; \qquad (3.7)$$

$$v_{pN} = \frac{156-(49{,}5+4)\frac{1}{0{,}95}}{\frac{102{,}5(0{,}1+0{,}03)}{3.6\cdot 0{,}7\cdot 0{,}97} + \frac{89{,}2\cdot 4{,}2\cdot 10(1+0{,}85)}{36\cdot 0{,}95}} = 6{,}6 \text{ км/год.}$$

Таким чином, для забезпечення оптимального завантаження молотильно-сепарувального пристрою комбайн повинен працювати зі швидкістю 6,6 км/год. Після цього визначимо коефіцієнт завантаження двигуна, який характеризує ступінь використання його потужності під час виконання технологічного процесу.

$$\xi_N = \frac{N_p}{N_e}; \qquad (3.8)$$

$$\xi_N = \frac{129{,}7}{15{,}66} = 0{,}83.$$

3.2. Розрахунок продуктивності та витрат палива СГА

Витрата палива на одинию роботи га, визначається за формулою:[15]

$$g_{га} = \frac{Ag_e}{10^3 W_{зм}}; \tag{3.9}$$

де, A – сумарна витрата епотужності за зміну, кВт год.

g_e - питома витрата палива двигуном, г/кВт год;

$W_{зм}$ - змінна продуктивність машини, га/зм.

$$A = N_p T_{зм} \tau + N_x T_{зм}(1-\tau); \tag{3.10}$$

де, $T_{зм}$ – тривалість зміни, год.

τ - коефіцієнт використання часу зміни.

$$\tau = \tau_ц \tau_{зм}; \tag{3.11}$$

де, $\tau_ц$ - коефіцієнт, що враховує затрати циклового часу зміни;

$\tau_{зм}$ - коефіцієнт циклового часу зміни.

$$\tau_ц = \frac{1}{\frac{1}{\varphi} + \tau_{ТО}}; \tag{3.12}$$

де, φ - коефіцієнт робочих ходів.

$\tau_{ТО}$ - коефіцієнт ТО.

$$\tau_{TO} = t_{вив} \frac{У \cdot B_p v_p}{600 V_б \rho \psi}; \quad (3.13)$$

де, $t_{вив}$ - час розвантаження бункера, хв.;

$V_б$ - об'єм бункера, м^3;

ρ - об'ємна маса зерна, т/м^3;

ψ - коефіцієнт заповнення об'єму бункера.

Тоді час вивантаження становитиме:[17]

$$t_{вив} = \frac{V_б \rho \psi 10^3}{60\omega}; \quad (3.14)$$

де, ω - пропускна здатність вивантажувального шнека, кг/с.

$$t_{вив} = \frac{6{,}0 \cdot 0{,}55 \cdot 0{,}98 \cdot 10^3}{60 \cdot 45} \approx 1 \text{ хв.}$$

$$\tau_{TO} = 1 \frac{3 \cdot 4{,}2 \cdot 6{,}6}{600 \cdot 6{,}0 \cdot 0{,}55 \cdot 0{,}98} = 0{,}1.$$

$$\tau_ц = \frac{1}{\frac{1}{0{,}98} + 0{,}1} = 0{,}893.$$

Визначимо коефіцієнт циклового часу зміни за формулою:[17]

$$\tau_{зм} = \frac{T_{зм} - \left(T_{пз} + T_{обс} + T_{воп}\right)}{T_{зм}}; \quad (3.15)$$

де, $T_{пз,}T_{\ обс}T_{,\ воп}$ – відповідно час підготовчо-заключний, на обслуговування і регулювання машини і на індивідуальні потреби персоналу, год.

$$\tau_{зм} = \frac{7 - (0{,}5 + 0{,}51 + 0{,}33)}{7} = 0{,}795.$$

звідки,

$$\tau = 0{,}893 \cdot 0{,}795 = 0{,}71.$$

Фактичні питомі витрати палива:

$$g_p = \frac{10^3 G_n}{N_e \xi_N}; \quad (3.16)$$

$$g_p = \frac{10^3 37.3}{156 \cdot 0.961} = 187{,}8 \text{ г/кВт год.}$$

При холостому ході, відповідно:

$$g_p = \frac{10^3 7{,}5}{49 \cdot 0.961} = \mathbf{159{,}6 \text{ г/кВт год}}$$

Змінна продуктивність комбайна знайдемо за формулою:[18]

$$W_{зм} = \frac{36 q_e \kappa_c \kappa_w \kappa_з \kappa_п T_{зм} \tau}{У_м}; \quad (3.17)$$

де, κ_c – коефіцієнт соломистості;

$к_{п,}$ $к_{з,}$ $к_w$. –коефіцієнти нахилу стеблестою, забур'яненості, та польової вологості маси;

$У_м$ – урожайність, т/га.

$$\kappa_c = \frac{[0,6(1+\delta_c)]}{\delta_c}; \quad (3.18)$$

$$\kappa_c = \frac{[0,6(1+0,85)]}{0,85} = 1,3.$$

Інші коефіцієнти вибираємо [18, с. 105]:

$к_{п,}$ = 0,63;

$к_з$ = 0,9;

$к_w$ = 0,9.

звідки,

$$W_{зм} = \frac{36 \cdot 18 \cdot 1,3 \cdot 0,9 \cdot 0,9 \cdot 0,63 \cdot 7 \cdot 0,71}{10} = 21,4 \text{ га.}$$

Годинна продуктивність становить, 3,05 га.

Визначимо сумарні енергозатрати:

$$A = 198 \cdot 7 \cdot 0,71 + 49 \cdot 7(1-0,71) = 3141,5 \text{ кВт год.}$$

Тоді, питомі витрати палива:

$$g_{га} = \frac{3141{,}5 \cdot 129{,}7}{10^3 21{,}4} = 19{,}04 \text{ кг/га}$$

При умові збирання кукурудзи на зерно з урожайністю 10 т/га встановлено, що зернозбиральний комбайн СК-7 забезпечує питомі витрати дизпалива на рівні 19 кг/га. При цьому розрахункова годинна продуктивність агрегату становить близько 3,0 га/год, що свідчить про достатньо ефективне використання його технічних та енергетичних ресурсів у заданих агротехнічних умовах.

Висновки до розділу 3

У результаті виконаних техніко-економічних розрахунків визначено раціональні режими роботи зернозбирального комбайна СК-7 «Скіф 280» для заданих агротехнічних умов. Встановлено, що його робота обмежується як пропускною здатністю молотильно-сепарувального пристрою, так і енергетичними можливостями силової установки.

Розраховано, що максимально допустима робоча швидкість за пропускною здатністю становить 4,3 км/год, а за енергетичними показниками двигуна - 6,6 км/год. При цьому раціональна робоча швидкість, що забезпечує допустиме завантаження робочих органів, становить близько 2,3 км/год.

Визначено, що необхідна потужність двигуна (близько 109,7 кВт) не перевищує його ефективну потужність, а коефіцієнт завантаження становить 0,83, що свідчить про достатньо ефективне використання енергетичного потенціалу машини.

За результатами розрахунків встановлено змінну продуктивність на рівні 3,05 га/год та питомі витрати палива близько 19 кг/га, що відповідає типовим показникам для даного класу зернозбиральних комбайнів.

Отже, запропонований режим роботи забезпечує стабільну експлуатацію комбайна з раціональним використанням його технічних і енергетичних ресурсів та може бути рекомендований для практичного застосування.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. У результаті виконання роботи проведено комплексний аналіз конструкцій, режимів роботи та техніко-економічних показників зернозбиральних комбайнів. Встановлено, що сучасні молотильно-сепарувальні системи зернозбиральних комбайнів представлені трьома основними схемами: тангенціальною, аксіальною та аксіально-роторною. На основі порівняльного аналізу обґрунтовано доцільність застосування двобарабанної тангенціальної схеми як такої, що забезпечує підвищену пропускну здатність та покращену якість обмолоту при відносно простій конструкції.
2. У технологічній та розрахунковій частинах роботи визначено основні конструктивні та кінематичні параметри молотильного апарата, які узгоджуються з заданою пропускною здатністю 7 кг/с. Виконані розрахунки підтвердили працездатність запропонованої схеми та її ефективність у розподілі навантаження між ступенями обмолоту і сепарації.
3. Енергетичний аналіз показав, що сумарна потужність, необхідна для роботи молотильного апарата, становить близько 25,5 кВт, що обґрунтовує вимоги до силової установки та підтверджує енергоємність процесу обмолоту.
4. Проведено розрахунок міцності основних елементів конструкції, зокрема вала молотильного барабана, який працює в умовах змінних навантажень. Отримані результати підтвердили достатній рівень міцності та надійності конструкції при заданих режимах роботи.
5. У техніко-економічній частині встановлено раціональні режими роботи комбайна, зокрема визначено допустимі межі робочої швидкості та продуктивності. Показано, що при раціональній швидкості близько 6,6 км/год забезпечується стабільна робота машини з коефіцієнтом завантаження 0,83 та питомими витратами палива близько 19 кг/га. Виконані розрахунки підтверджують доцільність запропонованих конструктивних рішень.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Шираєв О. О., Ловейкін В. С., Ляшко А. П. Оптимізація режиму пуску молотильно-сепаруючого пристрою зернозбирального комбайна. 2022.

2. Шараєв О. О. Оптимізація режимів роботи молотильно-сепаруючого пристрою зернозбирального комбайна SKIF 280. 2023.

3. Власенко С. І. Обґрунтування параметрів молотильного апарата зернозбирального комбайна. Житомир, 2021.

4. Войтюк Д. Г., Дубровін В. О., Іщенко Т. Д. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку. Київ : Вища освіта, 2005. 464 с.

5. Адамчук В. В., Булгаков В. М., Надикто В. Т. Сільськогосподарські машини. Київ : Аграрна освіта, 2013. 544 с.

6. Нєдовєсов В. І. Зернозбиральні комбайни та ефективність їх використання. Київ : Аграрна освіта, 2011. 280 с.

7. Погорілий Л. В., Брей В. В. Машини для збирання зернових культур. Дослідницьке, 2012. 356 с.

8. Ловейкін В. С., Човнюк Ю. В., Нєдовєсов В. І., Ляшко А. П. Обґрунтування параметрів молотильно-сепаруючого пристрою тангенціального типу зернозбирального комбайна : монографія. Київ : Компринт, 2016. 235 с.

9. Miu P. I. Combine Harvesters: Theory, Modeling and Design. Boca Raton : CRC Press, 2015. 518 p.

10. Заїка П. М. Теорія сільськогосподарських машин. Т. 2. Зернозбиральні машини. Ч. 2. Кн. 1. Харків : ОКО, 2003. 376 с.

11. Булгаков В. М., Головач І. В. Інженерна механіка машин агропромислового виробництва. Київ : Аграрна наука, 2014. 560 с.

12. Шваб’юк В. І. Опір матеріалів : підручник. Київ : Знання, 2016. 407 с.

13. Надикто В. Т., Кюрчев В. М. Машиновикористання в землеробстві. Мелітополь : Люкс, 2007. 366 с.

14.Ревенко І. І., Брагінець М. В., Ребенко В. І. Машиновикористання у землеробстві. Київ : Кондор, 2004. 284 с.

15.Гевко Р. Б. Машини та обладнання агропромислового виробництва. Тернопіль : ТНТУ, 2015. 384 с.

16.Сало В. М. Машини для рослинництва. Кропивницький : ЦНТУ, 2016. 312 с.

17.Тарасенко А. П. Механізація технологічних процесів у рослинництві. Київ : Урожай, 2004. 312 с.

18.Кравчук В. І., Смолінський С. В. Машини для збирання зернових культур. Дослідницьке : УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого, 2018. 320 с.

ДОДАТКИ