

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА  
на здобуття освітнього ступеня

бакалавр  
(назва освітнього ступеня)  
на тему: Підвищення ефективності роботи коренезбирального комбайна  
з удосконаленням приводу гичкорізального апарата

Виконав(ла): студент(ка) 4 курсу, групи МГс-41  
спеціальності 208

Агроінженерія  
(шифр і назва спеціальності)

|                   |          |                                        |
|-------------------|----------|----------------------------------------|
|                   | (підпис) | Корчак Д.В.<br>(прізвище та ініціали)  |
| Керівник          | (підпис) | Хомик Н.І.<br>(прізвище та ініціали)   |
| Нормоконтроль     | (підпис) | Сташків М.Я.<br>(прізвище та ініціали) |
| Завідувач кафедри | (підпис) | Бабій А.В.<br>(прізвище та ініціали)   |
| Рецензент         | (підпис) | .<br>(прізвище та ініціали)            |

Міністерство освіти і науки України  
**Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя**

Факультет Інженерії машин, споруд та технологій

(повна назва факультету)

Кафедра Технічної механіки та сільськогосподарських машин

(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Бабій А.В.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

«    »

20\_\_ р.

**З А В Д А Н Н Я  
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ**

на здобуття освітнього ступеня бакалавр

(назва освітнього ступеня)

за спеціальністю 208 Агроінженерія

(шифр і назва спеціальності)

студенту Корчаку Дмитру Володимировичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Підвищення ефективності роботи коренезбирального комбайна  
з удосконаленням приводу гичкорізального апарата

Керівник роботи Хомик Надія Ігорівна, к.т.н., доцент

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

Затверджені наказом ректора від « 22 » січня 2025 року № 4/7-25

2. Термін подання студентом завершеної роботи червня 2025 року

3. Вихідні дані до роботи ширина захвату машини 2,7 м; кількість рядків, що збирається, 6 шт;  
ширина міжрядь 450 мм; робоча швидкість машини на основних операціях до 11 км/год;  
продуктивність за годину основного часу до 0,55-2,4 га/год; тип самохідна; споживана  
потужність 169-176кВт; об'єм бункера-накопичувача 10 м<sup>3</sup>.

4. Зміст роботи (перелік питань, які потрібно розробити) Реферат. Вступ. 1. Аналіз  
конструкцій машин використовуваних для збирання цукрових буряків. 2. Удосконалення  
процесу роботи коренезбирального комбайна. 3. Проектування та обґрунтування змін у  
приводі гичкорізального апарата комбайна. 4. Безпека життєдіяльності, основи охорони праці.  
Загальні висновки.

5. Перелік графічного матеріалу (з точних зазначенням обов'язкових креслень, слайдів)  
1. Мета, предмет, об'єкт, задачі дослідження. 2. Гідростатична трансмісія шестирядного  
бункерного коренезбирального комбайна (базовий варіант). 3. Трансмісія приводу гичкоріза  
шестирядного коренезбирального комбайна. 4. Гідравлічна схема шестирядного  
коренезбирального комбайна. 5. Приводний редуктор гідронасосів для гідрооб'ємних передач  
привода гичкозрізального апарата коренезбирального комбайна. 6-9. Деталі приводного  
редуктора гідронасосів.

## 6. Консультанти розділів роботи

| Розділ                                        | Прізвище, ініціали та посада консультанта | Підпис, дата   |                  |
|-----------------------------------------------|-------------------------------------------|----------------|------------------|
|                                               |                                           | завдання видав | завдання прийняв |
| Безпека життєдіяльності, основи охорони праці | Окіпний І.Б., к.т.н.,<br>зав. каф. МТ     |                |                  |
|                                               |                                           |                |                  |

7. Дата видач завдання

22 січня 2025 року

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

| № з/п | Назва етапів роботи                                                            | Термін етапів виконання роботи | Примітка |
|-------|--------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------|----------|
| 1     | Аналіз конструкцій машин використовуваних для збирання цукрових буряків.       | до 20.02.2025                  |          |
| 2     | Удосконалення процесу роботи коренезбирального комбайна.                       | до 30.03.2025                  |          |
| 3     | Проектування та обґрунтування змін у приводі гичкорізального апарата комбайна. | до 30.04.2025                  |          |
| 4     | Безпека життєдіяльності, основи охорони праці.                                 | до 12.05.2025                  |          |
| 9     | Реферат. Вступ.<br>Загальні висновки                                           | до 30.05.2025                  |          |
| 10    | Ілюстративний матеріал                                                         | до 10.06.2025                  |          |
|       |                                                                                |                                |          |
|       |                                                                                |                                |          |
|       |                                                                                |                                |          |
|       |                                                                                |                                |          |
|       |                                                                                |                                |          |
|       |                                                                                |                                |          |
|       |                                                                                |                                |          |

Студент

\_\_\_\_\_  
(підпис)

Корчак Д.В.

\_\_\_\_\_  
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

\_\_\_\_\_  
(підпис)

Хомик Н.І.

\_\_\_\_\_  
(прізвище та ініціали)

## РЕФЕРАТ

**Автор роботи** – Корчак Дмитро Володимирович.

**Тема роботи** – «Підвищення ефективності роботи коренезбирального комбайна з удосконаленням приводу гичкорізального апарата». Робота виконана на кафедрі технічної механіки та сільськогосподарських машин Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя.

**Керівник роботи** – Хомик Надія Ігорівна, кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри технічної механіки та сільськогосподарських машин.

**Структура роботи.** Робота складається зі вступу, 4 розділів, загальних висновків, переліку посилань (39 найменувань), 5 додатків. Загальний обсяг текстової частини – 62 сторінки, на яких є три рисунки та одна таблиця. Ілюстративний матеріал розміщений на 9 аркушах формату А4.

**Актуальність теми роботи.** Розробка та удосконалення конструкцій бурякозбиральної техніки уже тривалий час просувається у напрямі створення самохідних комбайнів, які здатні за один прохід полем забезпечити зрізання гички, доочистку головок коренеплодів та їх викопування з ґрунту, подальше накопичення у бункерах і вивантаження у різні транспортні засоби, які рухаються поряд із збиральними машинами або вивантаження коренеплодів на краю поля у кагати. Такі збиральні агрегати забезпечують повне і якісне збирання врожаю цукрових буряків. Конструктивно такі машини поєднують такі основні вузли: гичкорізальний апарат, викопуючий пристрій, очисні системи, транспортно-очисні системи і бункер-накопичувач, які на даний час уже добре відпрацьовані для різних типів ґрунтів і врожайності коренеплодів та гички. Надзвичайно важливими у конструкції таких машин є їх приводи, які забезпечують приведення у дії усіх робочих органів та виконання ними технологічного процесу в цілому, на що і направлена дана робота.

**Мета роботи:** досягти підвищення ефективності роботи коренезбирального комбайна завдяки удосконаленню приводу гичкорізального апарата.

Мета роботи потребує вирішення таких завдань:

- проаналізувати самохідні машини для збирання цукрових буряків;
- проаналізувати базову модель бункерної шестирядної коренезбиральної машини і обґрунтувати зміни у конструкції приводу гичкоріза;
- розробити зміни у конструкції коренезбирального комбайна потрібні для удосконалення приводу гичкорізального апарата;

- виконати конструктивні розрахунки окремих частин трансмісії привода гичкоріза коренезбиральної машини;
- обґрунтувати вибір трубопроводів гідротрансмісії коренезбиральної машини та виконати їх розрахунок;
- розрахувати приводний редуктор гідронасосів для гідрооб'ємних передач привода гичкозрізального апарата;
- розрахувати ведучий вал роздавального редуктора привода гідронасосів комбайна, розрахувати підшипники ведучого вала роздавального редуктора;
- на основі загальних вимог безпеки до самохідних сільськогосподарських машин розробити вимоги техніки безпеки при експлуатації удосконалюваного шестирядного коренезбирального комбайна та протипожежні заходи.

**Об'єкт дослідження.** Привод гичкорізального апарата коренезбирального комбайна.

**Предмет дослідження.** Конструктивні розрахунки окремих частин трансмісії привода гичкоріза і трубопроводів гідротрансмісії; конструктивні та міцнісні розрахунки приводного редуктора гідронасосів привода гичкозрізального апарата коренезбиральної машини.

**Практичне значення отриманих результатів.** Удосконалено привод гичкорізального апарата коренезбирального комбайна завдяки таким конструктивним змінам: на раму комбайна з переднього кінця колінвала двигуна запропоновано встановити розподільчий редуктор, на вихідних кінцях валів редуктора потрібно встановити гідронасоси привода ходової частини машини та гичкорізального апарата. Вхідний вал роздавального редуктора через карданну передачу з'єднують з переднім кінцем колінчатого вала двигуна. Завдяки змінам спрощено конструкцію привода гичкоріза і зменшено вагу шківів привода робочих органів машини. Відкинуті також решта елементів існуючого привода та місця їх кріплення на рамній конструкції машини. Завдяки внесеним змінам спрощено конструкцію трансмісії привода гідростатичної передачі, яка забезпечує привод гичкорізального апарата, у результаті знижуються затрати часу на технічне обслуговування привода, підвищується надійність привода та його довговічність і, як наслідок, підвищується продуктивність машини під час виконання технологічного процесу та підвищується безпека праці під час експлуатації машини.

**Ключові слова:** коренезбиральний комбайн, привод гичкоріза, трансмісія привода гідростатичної передачі, розподільчий редуктор, гідронасоси.

## ЗМІСТ

|                                                                                                                                                                              | стр. |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------|
| ВСТУП.....                                                                                                                                                                   | 7    |
| 1. АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ МАШИН ВИКОРИСТОВУВАНИХ<br>ДЛЯ ЗБИРАННЯ ЦУКРОВИХ БУРЯКІВ.....                                                                                           | 8    |
| 1.1. Аналіз самохідних машин для збирання цукрових буряків.....                                                                                                              | 8    |
| 1.2. Аналіз базової моделі бункерної коренезбиральної машини<br>і обґрунтування змін у конструкції привода гичкоріза.....                                                    | 17   |
| 2. УДОСКОНАЛЕННЯ ПРОЦЕСУ РОБОТИ<br>КОРЕНЕЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА.....                                                                                                           | 21   |
| 2.1. Зміни у конструкції коренезбирального комбайна потрібні для<br>удосконалення привода гичкорізального апарата.....                                                       | 21   |
| 2.2. Конструктивні розрахунки окремих частин трансмісії<br>приводу гичкоріза коренезбиральної машини.....                                                                    | 23   |
| 2.3. Обґрунтування для вибору трубопроводів гідротрансмісії<br>коренезбиральної машини та їх розрахунок.....                                                                 | 28   |
| 3. ПРОЄКТУВАННЯ ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ЗМІН У ПРИВОДІ<br>ГИЧКОРІЗАЛЬНОГО АПАРАТА КОМБАЙНА.....                                                                                     | 30   |
| 3.1. Розрахунок приводного редуктора гідронасосів для<br>гідрооб'ємних передач привода гичкозрізального апарата.....                                                         | 30   |
| 3.2. Розрахунок і обґрунтування конструкції ведучого вала<br>у роздавальному редукторі привода гідронасосів комбайна,<br>розрахунок підшипників ведучого вала редуктора..... | 39   |
| 4. БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ,<br>ОСНОВИ ОХОРОНИ ПРАЦІ.....                                                                                                                     | 50   |
| 4.1. Загальні вимоги безпеки до самохідних<br>сільськогосподарських машин.....                                                                                               | 50   |
| 4.2. Вимоги техніки безпеки при експлуатації<br>шестирядного коренезбирального комбайна .....                                                                                | 52   |
| 4.3. Протипожежні заходи при експлуатації комбайна .....                                                                                                                     | 55   |
| ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....                                                                                                                                                       | 56   |
| ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....                                                                                                                                                        | 57   |
| ДОДАТКИ.....                                                                                                                                                                 | 62   |

## ВСТУП

Збирання коренеплодів цукрових буряків виконують у пізні терміни з метою накопичення вищої цукристості у коренях, а також підлаштовують збирання під потреби цукропереробних заводів. Виходячи з цього, найчастіше збирають солодкі корені перевалочним способом бункерними самохідними машинами та комбайнами, які укладають їх у кагати поблизу доріг загального призначення з метою подальшого транспортування на переробку. Тому терміни зберігання у кагатах триваліші, що потребує підвищених вимог до кондиційних якостей коренеплодів, зокрема їх якісного обрізання від гички, якомога меншої забрудненості гичкою і ґрунтом, а також запобігання і зменшення кількості пошкоджень коренеплодів, завдяки чому можна досягти зниження у два рази втрат цукру.

Бурякозбиральні машини мають бути агротехнічно ефективними, тобто забезпечувати якісні показники збирання врожаю за різних природних умов, тобто за різної урожайності, розмірних характеристик насаджень, фізичного стану ґрунту і гички, забур'яненості полів, мають добре працювати і за екстремальних умов, наприклад при вологості ґрунту 26...30 % при різній твердості (290...580 Н) та урожайності 450...700 ц/га. Таким машинам має бути властива універсальність щодо можливості їх застосування до різних варіантів виконання механізованого збирання буряків у різних природно-виробничих умовах; мають забезпечувати інтенсифікацію процесу збирання за рахунок зниження технологічних обмежень на робочі швидкості і пропускну здатність гичко- і коренезбиральних агрегатів; для нового покоління машин характерним має бути підвищення загальної надійності при виконанні технологічних процесів та зниження питомої метало- та енергоємності завдяки спрощенню конструкцій. Особливо актуальними стають питання загального інженерно-технічного рівня конструювання коренезбиральних машин, а саме: зниження енергоємності, динамічних і вібраційних навантажень на вузли і деталі, підняття механічного ККД машин та їх зносостійкості, особливо актуальним стає питання належних і комфортних умов праці механізаторів [15].

# **1. АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ МАШИН ВИКОРИСТОВУВАНИХ ДЛЯ ЗБИРАННЯ ЦУКРОВИХ БУРЯКІВ**

## **1.1. Аналіз самохідних машин для збирання цукрових буряків**

Розробка конструкцій бурякозбиральної техніки уже тривалий час просувається у напрямі створення самохідних комбайнів, які здатні за один прохід полем забезпечити зрізання гички, доочистку головок коренеплодів та їх викопування з ґрунту, подальше накопичення у бункерах і вивантаження у різні транспортні засоби, які рухаються поряд із збиральними машинами або вивантаження коренеплодів на краю поля у кагати. Такі збиральні агрегати забезпечують повне і якісне збирання врожаю цукрових буряків.

Зонами бурякосіяння є більшість країн Європи, у яких основні площі зайняті цукровими буряками збирають використовуючи самохідні бункерні машини; частка збиральних дво-, три- та шестирядних причіпних і начіпних машин постійно зменшується.

Основною тенденцією у розвитку бурякозбиральних машин у Європі є розробка та вдосконалення конструкцій шести- та і дев'ятирядних машин, зокрема для посівів 18-ти рядними сівалками. Існуючі моделі самохідних бурякозбиральних машин удосконалюють завдяки використанню ефективних систем очищення, а це забезпечує підвищення продуктивності машин, знижує трудомісткість збиральних робіт та фізичну забрудненість коренеплодів [1, 3, 4, 11, 14, 16, 17, 18, 19, 20, 30, 31, 36].

Відомі виробники бурякозбиральної техніки, такі як європейські фірми «Кляйне», «Штоль» (Німеччина), «Франкю», «Моро», «Мотро» (Франція), виготовляють потужні високопродуктивні бункерні машини та комбайни для збирання цукрових буряків, для яких характерним є підвищена потужність двигунів, використання дво- та тривісної ходових систем, збільшенням об'єму бункерів до 40 м<sup>3</sup>, спрощення конструкції приводів, рівномірне розподіленням маси машин на їх ходову систему, використання агрофільних шин і розосередження їх розташування з метою дотримання рівномірного

ущільнення ґрунту. Самохідні шестирядні машин завдяки суміщеним технологічним операціям забезпечують зменшення затрат праці та роботу на підвищених робочих швидкостях – 10...12 км/год [1, 3, 4, 11, 14, 16, 17, 18, 36].

Є також виробники бурякозбиральної техніки, які спеціалізуються на виготовленні однорядної техніки – «Гіллес» (Бельгія), «GUARESI», «Roberto BARIGELLI» (Італія), а також дво- і трирядної техніки – «ITALO SVIZZERA», «TIM» (Данія), «Katchpole» і «John Salmon» (Великобританія); такі машини застосовують для полів невеликих за розмірами, що характерно для цих країн.

У США цукрові буряки збирають здебільшого двофазним способом, використовуючи залежно від розмірів посівних площ три-, чотири- та шестирядкові машини як гичко-, так і бурякозбиральні.

Важливим критерієм під час збирання коренеплодів цукрових буряків є якомога менша їх фізична забрудненість, щоб досягти цього усі провідні фірми у світі, які виготовляють бурякозбиральну техніку, розробили та використовують різноманітні за складністю високоефективні очисні системи, побудовані на використанні турбороторних очисників та їх поєднання із шнековими і прутковими транспортерами, яким притаманна змінна траєкторія руху вороху. Часто застосовують технологію перевалочного збирання коренеплодів, яка передбачає формування польових кагатів поблизу доріг, які мають тверде покриття, іноді застосовують трифазне збирання при якому коренеплоди укладають у валки використовуючи комплекси для роздільного збирання [1, 3, 4, 11, 14, 16, 17, 18, 19, 20, 26, 27, 28, 30, 31, 36].

Найбільші перспективи на сучасному етапі розвитку бурякозбиральної техніки має створення та використання багатофункціональних модульних систем, які поєднують у бурякозбиральні машини.

Ще одна тенденція у розвитку такої техніки – конструювання енергомістких самохідних корене- і гичкозбиральних машин, яким властива висока продуктивність і високі технологічні показники роботи, такі агрегати мають ширину захвату у шість рядків і працюють на робочих швидкостях до 10

км/год. Часто у компоувальних рішеннях типових сучасних бурякозбиральних машин застосовують ешелонне розміщення робочих органів з використанням рами самохідної збиральної машини як несучої системи для всіх виконавчих механізмів, використовують також передні керовані колеса та бункери-накопичувачі збільшеного об'єму.

Проаналізуємо конструктивні особливості деяких конструкцій самохідних бурякозбиральних комбайнів. Наприклад, комбайн СФ-10 виробництва фірми «Кляйне» (технічна характеристика наведена у додатку А, табл. А.1) має можливість накопичувати зібрані коренеплоди у бункері місткості якого 9 т та у подальшому перевантажувати коренеплоди у транспортні засоби, які під'їжджають до збирального комбайна у міру наповнення бункера. Завдяки відділенню процесу збирання коренеплодів від транспортування відбувається підвищення продуктивності, оскільки не має потреби у розвантажувальних рейсах самохідного комбайна з поля до кагату у якому накопичують коренеплоди перед відправкою на переробку. Оскільки бункер має значний об'єм, то не має необхідності постійно рухатися поряд з комбайном транспортному засобу (машині чи трактору), а це дає можливість економити під час збирання один транспортний засіб.

Комбайн обладнано двигуном «Volvo Penta», потужність 210 кВт. Передній міст сконструйовано як порталний міст, що має механічну трансмісію, що має поворотний круг з кутом обертання  $\pm 6^{\circ}$ . Задній міст є нерухомим, обладнаний механічною трансмісією з гідравлічними стабілізаторами. Задні колеса мають кут повороту  $\pm 45^{\circ}$ .

Ведучі колеса мають гідростатичний привод, у склад якого входить трьохступеневий редуктор, що забезпечує плавність регулювання швидкості руху для кожного вибраного діапазону при русі як вперед так і назад.

Машина обладнана чотирма видами рульового керування: задні колеса, всі колеса «собачий хід», та рульова автоматика, що діє на задні колеса. Якщо включена автоматика рульового керування, то передній міст має додаткове керування при русі на схилах. Якщо діють на рульове колесо, то управління

автоматично переключає задні колеса. Значна маневреність комбайна забезпечується завдяки різним видам рульового керування, великого кута повороту задніх коліс і малої міжосьової відстані – 3,82 м. Машина обладнана передніми шинами 710/70R38, задніми шинами 700/50-26,5, завдяки чому забезпечується невеликий тиск рушіїв на ґрунт під час збирання коренеплодів.

На комбайні встановлено паливний бак об'єм якого 610 л, цього достатньо, щоб забезпечити паливом роботу комбайна протягом робочого дня без дозаправлення. Механізми зрізання гички та викопування коренеплодів буряків є окремими конструктивними вузлами, працюють за системою із штовханням, розташовані перед передньою віссю коліс.

Гичкоріз обладнаний валом подрібнення гички та шнеком для її транспортування, має гичкокидалку, у якій передбачено регулювання дальності кидання гички, є також вал доочищення головок коренеплодів і полозковий копірний дообрізувач. Товщину зрізу і висоту обрізання гички регулюють з кабіни орієнтуючись на стан розвитку коренеплодів буряків.

Копач коренеплодів вібраційного типу, приводиться в рух від ексцентрикового вала, який має бокові коливання  $\pm 30$  мм, щоб забезпечити самостійне ведення віброкопача по середніх рядках. Завдяки транспортерному валу відбувається безперервна подача коренеплодів від підкопучих органів до очисних. Коренеплоди з копачів подаються на валковий механізм, який має привод від циліндричних зубчастих коліс і є першим очисним механізмом викопаних буряків. Валковий очисник обладнаний реверсивним механізмом.

Усі механізми гичкоріза і копача обладнані гідроприводом. Встановлення глибини викопування коренеплодів, бокове зміщення гичкоріза і копача при роботі машини на схилах виконується автоматично. Комбайн обладнано системою очищення, яка поєднує п'ять роторно-турбінних очисників.

Валковий очисник разом із роторними турбінними очисниками встановлюють на раму, яка повертаючись на шарнірах перед заднім мостом, має можливість підніматися і опускатися перед переднім мостом завдяки двом гідроциліндрам. Буряки, які йдуть потоком з валкового очисника,

розділяються на двох роторно-турбінних очисника, що мають однаковий напрям обертання, а потім знову об'єднуються, коли передаються на наступні очисники. Завдяки довгому шляху проходження відбувається інтенсивне очищення, при цьому коренеплоди зазнають незначних пошкоджень. Валковий очисний механізм і турбінні роторні очисники обладнані гідроприводом з безступінчатим регулюванням швидкості обертання. Комбайн має проміжний бункер, який у міру накопичення коренеплодів, можна розвантажувати як у транспорт, що рухається біля комбайна, так і у польові кагати.

Проаналізуємо конструкцію бурякозбирального комбайна ФАУ 202 фірми «Штоль» (Німеччина). Це двохрядна причіпна машина використовувана для зрізання гички, дообрізування головок коренеплодів цукрових буряків, їх викопування з очищення та накопичення у бункер і вивантаження з нього, тобто навантаження у транспортний засіб. Агрегатують комбайн з тракторами потужністю 70 к.с. (51 кВт). Технічна характеристика вміщена у додатку Б табл. Б.1.

Гичку зрізають роторним гичкорізом, потім її подрібнюють і розкидають на поле. Скеровування комбайна по рядках виконують автоматикою керування. Дообрізувач головок коренеплодів призначений для їх дообрізування з використанням копіювальних пристроїв. Головки коренеплодів очищують від решток гички очисником, який видаляє залишки гички також з міжрядь. Викопування коренеплодів виконують віброремешами скомпонованими у блок роталіфт, який після викопування очищає коренеплоди з ґрунту і завдяки гумовим дискам подає їх на першу турбіну очисника. Наступні турбіни, очистивши коренеплоди, подають їх на транспортер, який спрямовує їх у бункер об'ємом 8 м<sup>3</sup>. Вивантажують зібрані коренеплоди донним транспортером. Продуктивність роботи комбайна – до 4 га за день..

Проаналізуємо конструкцію іншого самохідного комбайна «Холмер» фірми «HOLMER», який має двигун МАНД2876LF03 з потужністю 338 кВт. Привод ходової частини, тобто на задню і передню вісь, виконаний як механічний, основою якого є двохшвидкісна роздільна коробка передач, що

має гідравлічний привод. Передній міст виконано як порталну планетарну вісь, що має керовані колеса і гальма, задній міст також виконано як планетарну вісь, що має керовані колеса і гальмами. Обидва мости мають поперечне блокування диференціала [16, 17].

Комбайн обладнаний роторним гичкорізом, у якому автоматично регулюється висота зрізання гички усіма ножами, цей процес керується централізовано водієм з кабіни трактора.

Дообрізування головок коренів цукрових буряків виконують ножі-дообріжчики, висота дообрізування регулюється водієм з кабіни. Зрізану гичку можна збирати по-різному – розкидати на зібране поле або завантажувати на причепи. Механізми гичкоріза і копача приєднанні до рами комбайна шарнірно, завдяки чому забезпечується можливість копіювання поверхні поля і відбувається якісний зріз гички, дообрізування та викопування коренеплодів. Викопування буряків виконують підкопуючі вібралемеші, які мають автоматичне регулювання глибини їх викопування та регулювання копачів на різну ширину міжрядь: 45, 48, 50, 60 см.

Очисник коренеплодів скомпонований з шести довгих шнекових валів, двох коротких шнекових валів, одного сепаруючого елеватора (реверсивного), трьох сепаруючих турбін, що мають автоматичне регулювання частоти обертання.

Викопані буряки надходять у бункер об'ємом 24 м<sup>3</sup> кільцевим транспортером, у бункері їх рівномірно розрівнюють за допомогою змонтованого у ньому шнека. Вивантажують буряки з бункера вивантажувальним транспортером. Щоб забезпечити швидке їх вивантаження з бункера використовують приводні поздовжні транспортери бункера та його поперечне скребкове дно. Комбайн обладнаний централізованою системою змащення. Кабіна водія зручна і комфортабельна, обладнана комп'ютером, який контролює потік коренеплодів, роботу гідросистеми та двигуна. Продуктивність комбайна – до 1,5 га/год [16, 17].

Серед європейських виробників бурякозбиральних машини варто звернути увагу на розробки фірми «Моро», яка базує їх на комплексному підході до процесу збирання цукрових буряків.

Під час роботи самохідного комбайна «Моро» технологічний процес відбувається за одну фазу, тобто за один прохід полем. Рами таких машин є несучими базами для усіх виконавчих механізмів – гичкозбиральної машини, копача коренеплодів, системи очищення коренеплодів і бункера. Комбайни цього виробника використовують для збирання буряків з шестирядних посівів з міжряддями 45 або 50 см. Залежно від стану і типу ґрунту чи побажань замовника викопуючий пристрій може бути укомплектований дисками або вібраційними лемешами. Технічні характеристики деяких моделей комбайнів фірми «Моро» вміщені у Додатку В, табл. В.1.

Серед комбайнів «Моро» найбільше тих, що носять марку «Лектра». Основні вузли бурякозбирального комбайна «Лектра V2»: гичкоріжучий апарат, викопуючий пристрій, система очищення, бункер-накопичувач, рама, механізм привода і двигун.

Гичкоріз виконують у трьох варіантах: однороторний EP 610, дороторний EP 22, інтегральний ESV. Гичкоріз обладнують системою, яка автоматично контролює висоту зрізання гички. Однороторний гичкоріз обладнують 108 білами, у двохроторного гичкоріза другий ротор обладнують 264-ма білами, виготовленими із тонких гумових шнурів шарнірно закріплених [16, 17].

Копачі можуть бути виконані у двох варіантах: дисковий з дисками діаметром 450 або 580 мм або лемішний вібруючий.

Для очищення викопаних коренеплодів від ґрунту комбайн обладнаний системою очищення, що має п'ять турбін діаметром 1400 мм. Очищені коренеплоди потрапляють у бункер-накопичувач, що має ємність 4,5 м<sup>3</sup> або може мати ще змінну ємність 4,5...7 м<sup>3</sup>. Його обладнують розподіляючим шнеком і вивантажувальним транспортером виготовленим з трьох гумових стрічок, які можуть рухатися зі змінною швидкістю.

Ходова частина комбайна має чотири ведучих і направляючі колеса, передній міст обладнаний диференціалом і задній міст обладнаний центральною коробкою передач, яка працює завдяки гідравлічному двигуну, що має змінюваний робочий об'єм циліндрів. Передній міст під час руху дорогами відключають. Передні колеса обладнані шинами Мішелін ХМ 25 розміром 12,4х36 при діаметрі 1450 мм; задні мають шини Мішелін ХМ 27 розміром 620/70R38 при діаметрі 1865 мм. Кабіна комфортабельна, має бортовий комп'ютер завдяки якому програмують основні функції комбайна. Такі бурякозбиральні машини використовують для роботи у складних ґрунтово-кліматичних умовах на широких полях, коли немає потреби застосовувати інтегральні машини обладнані великими бункерами. Така збиральна техніка найчастіше використовується в Україні.

Відзначимо основні переваги зарубіжних комбайнів: порівняно невеликі затрати на збирання 1 га площі, якісно виконують збирання коренеплодів на поворотних полосах, незалежні від транспортних засобів завдяки наявності бункерів великих об'ємів, мають високу експлуатаційну надійність, відзначаються високою маневреністю та вільним спостереженням з місця водія за обрізанням гички, викопуванням коренеплодів та пересуванням всього потоку коренеплодів буряків у машинах; відзначаються доброю якістю зібраного врожаю, інтенсивним очищенням не завдаючи при цьому коренеплодам значних пошкоджень.

Зарубіжні бурякозбиральні комбайни і машини мають надійні двигуни потужністю 300-450 к.с., обладнані комфортабельними робочими місцями механізаторів. бортовими комп'ютерами для діагностування роботи усіх систем комбайна та їх робочих органів. Такі агрегати мають повністю гідравлічний привод, який забезпечує безступінчасте регулювання гідравлічних передач. Щоб забезпечити огляд робочих органів збиральні комбайни обладнують відеокамерами, інформація з яких надходить на декілька моніторів, встановлених у кабінах, що забезпечує інформованість оператора про діяльність та стан а робочих органів машин.

Комбайни обладнують бункерами, які мають підвищену вмістимість, чим сприяють роботі такої техніки без залучення додаткових транспортних засобів для перевезення коренеплодів [16, 17].

Основні недоліки бурякозбиральних машин і комбайнів: складність виконання ремонту силових і гідроагрегатів; недостатня зносостійкість викопуючих робочих органів; зниження якості роботи на полях, де спостерігається підвищена твердість ґрунту, а також під час збирання у пізні терміни в умовах часткового підмерзання ґрунту.

Аналізуючи можливості господарств щодо застосування збиральної техніки потрібно враховувати розміри полів: для невеликих за площею найефективніші – однорядні причіпні машини; для полів середніх площ – самохідні одно- і дворядні комбайни; при однофазному, а також роздільному дво- і трифазному збиранні полів середніх і великих площ найдоцільнішими є чотири- і шестирядні самохідні машини.

Собівартість збирання цукрових буряків самохідними машинами порівняно з причіпними чи начіпними агрегатами нижча на 20...30 %. Кращим за способом організації процесу збирання цих коренеплодів є перевалочний, за якого зібрані коренеплоди тимчасово зберігають у великих кагатах на зібраних полях поблизу доріг, звідки централізовано їх відвозять спеціальними транспортними засобами на підприємства переробної промисловості, просторове розміщення яких сприяє зростанню запиту господарств, які спеціалізуються на вирощуванні цукрових буряків, на високопродуктивні бункерні бурякозбиральні комбайни, завдяки застосуванню яких значно скорочуються терміни збирання та зменшуються втрати врожаю за складних погодних умов [17, 18, 30].

В нашій країні застосовували різні технології збирання буряків і відповідно до цього виготовляли як причіпні, так і самохідні машини, які виконували різні технологічні операції як окремі, наприклад, зрізання гички, доочищення коренеплодів, викопування коренеплодів, їх очищення і

завантаження у транспортні засоби, так і комплексно при поєднанні різних робочих органів в одну самохідну машину чи комбайн.

Однофазне збирання цукрових буряків із залишанням гичка на полі виконували причіпними бункерними дворядними комбайнами КБ-2 і самохідними бункерними шестирядними комбайнами КБС-6. Самохідні шестирядні комбайни КБ-6, машини КС-6, РКК-6 поєднували з гичкозбиральними машинами для комплексного збирання гички та буряків за один прохід полем [18, 19, 30].

Продуктивним є також роздільне двофазне збирання цукрових буряків виконане самохідними бункерними підбирачами, які працюють у поєднанні з приєднаними до трактора гичковиделяючими та викопуючими знаряддями.

## **1.2. Аналіз базової моделі бункерної коренезбиральної машини і обґрунтування змін у конструкції привода гичкоріза**

За модель для удосконалення у даній кваліфікаційній роботі приймемо бункерну самохідну коренезбиральну шестирядну машину типу КБС-6, призначену для збирання цукрових буряків, які посіяні з міжряддями 45см. Такий комбайн виконує збирання коренеплодів за один прохід полем, тобто його використовують для однофазної технології збирання.

Комбайн (рис. 1.1a) має за основу шасі з об'ємним гідроприводом для ходової частини, фронтальний гичкозрізувальний апарат, викопуючий пристрій дискового типу, підбирач коренеплодів, автомат водіння, поздовжній транспортер, кільцевий транспортер, бункер, транспортер бункера, які є очисною системою комбайна та система автоматичної сигналізації.

Шасі має потужну несучу раму з опорами на мости ведучих і керованих коліс, силовий агрегат, площадку водія з кабіною, електричну та гідравлічну системи [13].

Робочі органи гичкоріза приводяться в рух гідропередачею. Гичкозріз роторного типу виконує високий зріз гички, тому потрібна наступна дообрізка головок коренеплодів дообрізувачем. Зрізану гичку гичкоріз подає на шнековий вал, яким вона виноситься у бік зібраної ділянки поля.

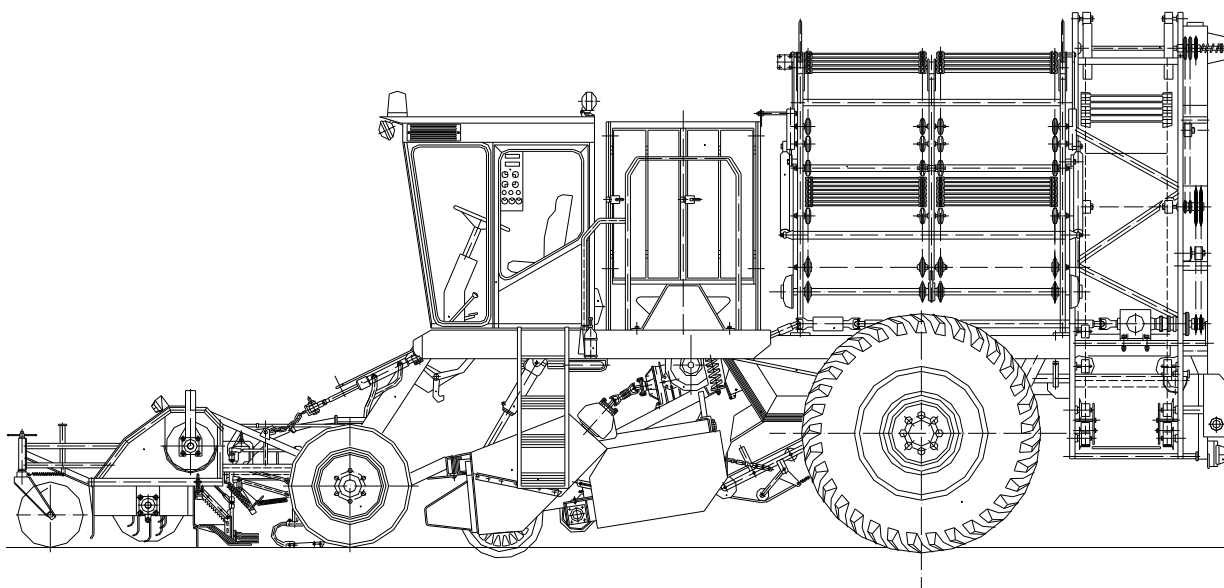
Коренеплоди викопують дисковим викопуючим пристроєм, потім вони проходять очищення від ґрунту та рослинних решток на шнековому очиснику і далі потрапляють на поздовжній транспортер, яким вони надходять на кільцевий транспортер, завдяки чому відбувається їх додаткове очищення і потім їх завантажують у бункер (рис. 1.1б).

Усі найгроміздкіші робочі органи, а саме: підбирач коренеплодів, поздовжній та кільцевий транспортери, бункер, вивантажувальний транспортер встановлені і закріплені на основній рамі машини. Викопуючий пристрій та шнековий очисник мають основою окрему раму, яку приєднують до основної несучої рами шасі через один кульовий шарнір.

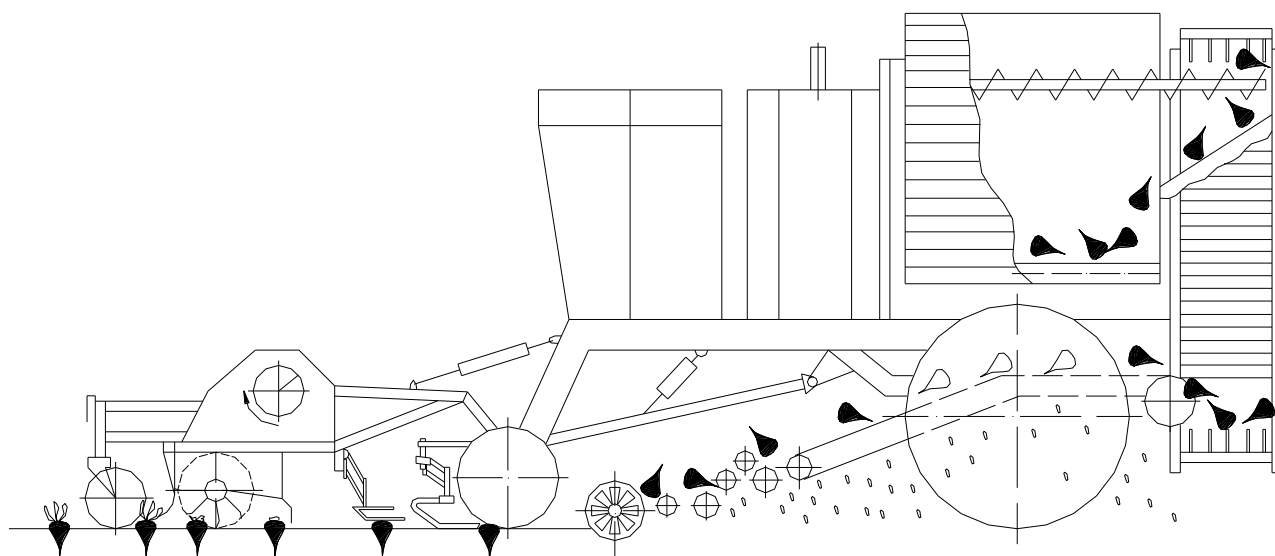
Під час викопування коренеплодів копачі заглиблюються у ґрунт, а рама через кронштейни спирається на міст керованих коліс; у транспортному положенні раму утримує гідроциліндр і вона додатково зафіксована механічним фіксатором [13].

Комбайн обладнаний бункером об'ємом  $10 \text{ м}^3$ , у який накопичуються викопані коренеплоди, він має вигляд просторової рамної конструкції. Верхня його частина обладнана шнеком, завдяки якому відбувається рівномірне наповнення бункера. Є також вивантажувальні транспортери, які разом із дном бункера виконані як здвоєні, забезпечуючи вивантажування коренеплодів з бункера. Приводиться в рух дно бункера важелем з кабіни водія. Можливим є короткочасний реверс дна бункера, якщо він завантажений до 25 %. Технічна характеристика машини наведена додатку Д, табл. Д.1.

Привод комбайна реалізується двигуном Д-60.11.70 або ЯМЗ-238, привод ходової частини реалізований з використанням гідравлічної передачі ГСТ-112 [13].



а)



б)

а – загальний вигляд; б – технологічна схема

Рисунок 1.1

У комбайні встановлено автомат керування та автоматичну систему, яка контролює роботу його основних вузлів та агрегатів, інформує водія про виникнення порушень в роботі. Обертові механізми закриті капотами і щитками, які легко можна відкривати, їх встановлення забезпечує безпечну роботу машини та вільний доступ до її складових агрегатів, щоб виконувати обслуговування, огляд і ремонт.

На базовій моделі коренезбиральної машини КБС-6 привод гичкоріза, який є частиною комплекту машини, має істотні недоліки: потужність для приводу робочих органів передається муфтою зчеплення, а в цьому немає потреби, оскільки гідронасос має систему сервоуправління, завдяки чому керується автономно; привод громіздкий, складний, містить відкриті карданні та клинопасові передачі, що є джерелом підвищеної небезпеки під час експлуатації. Базова конструкція приводу містить масивні вузли, що обертаються з великими швидкостями, створюючи велике динамічне навантаження, чим негативно впливають на надійність рамних конструкцій машини та складових приводу. Клинопасова передача, що є складовою приводу гичкоріза, має низьку довговічність і вимагає додаткових затрат часу для її технічного обслуговування. Через наявність у приводі багатьох складових елементів зростає його вартість.

Конструкцію приводу гичкорізального апарата коренезбиральної машини можна вдосконалити таким чином: на рамі машини з боку переднього кінця колінвала основного двигуна доцільно встановити розподільчий редуктор, на вихідні вали якого встановити гідронасоси приводу ходової частини машини та гичкозрізального апарата. Вхідний вал розподільчого редуктора через карданну передачу потрібно з'єднати з переднім кінцем колінвала двигуна. Завдяки внесеним змінам спроститься конструкція приводу гичкоріза, зменшиться вага шківів, який через пасову передачу приводить в рух робочі органи машини. Відпадає потреба в більшості елементів існуючого приводу та місцях їх кріплення на рамі машини.

Запропоноване удосконалення конструкції трансмісії приводу гичкозрізального апарата коренезбиральної машини потрібно обґрунтувати відповідними розрахунками. Розробити потрібні конструктивні рішення відобразивши їх в ілюстративній частині роботи.

## **2. УДОСКОНАЛЕННЯ ПРОЦЕСУ РОБОТИ КОРЕНЕЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА**

### **2.1. Зміни у конструкції коренезбирального комбайна потрібні для удосконалення привода гичкорізального апарата**

Базова модель машини обладнана приводом гичкорізального апарата, який є частиною комплектування машини, потужність передається від двигуна через муфту зчеплення і далі клинопасовою передачею на проміжну опору, з якої через дві карданні передачі потужність подається на гідронасос гідрооб'ємної передачі, гідродвигун приводить у рух гичкорізальний апарат.

Гідростатична трансмісія машини наведена в ілюстративній частині роботи і має такі недоліки.

- потужність на привод поступає через муфту з'єднання привода робочих органів. Це не доцільно, оскільки гідронасос має систему сервоуправління, завдяки чому він керується автономно, а у муфти привода робочих органів різко знижується довговічність роботи;

- передача громіздка, складна, поєднує кілька відкритих передач, які обертаються (карданні, клинопасові), а це створює підвищену небезпеку під час експлуатації;

- наявними є масивні вузли, що обертаються з великими швидкостями (шків привода клинопасової передачі) створюючи тим самим значне динамічне навантаження, а спричиняє негативний вплив на надійність рамних конструкцій машини та елементів привода;

- низька довговічність клинопасової передачі у приводі потребує додаткових затрат часу під час технічного обслуговування;

- вартість приводу.

Удосконалюючи привод доцільно внести такі зміни:

Потужність на привод гичкорізального апарата доцільно відбирати з протилежного, тобто переднього кінця колінвала основного двигуна комбайна. При цьому враховуємо, що у базовому виконанні з цього кінця колінвала

двигуна відбувається відбирання потужності через карданну передачу на привод ходової частини машини за допомогою гідростатичної передачі. Таке виконання передбачає з'єднання карданної передачі з гідронасосом гідростатичної передачі для приводу ходової частини.

На рамі комбайна з переднього кінця колінвала двигуна доцільно встановити розподільчий редуктор, на вихідних кінцях валів редуктора потрібно встановити гідронасоси привода ходової частини машини та гичкорізального апарата. Вхідний вал роздавального редуктора через карданну передачу з'єднують з переднім кінцем колінчатого вала двигуна.

Завдяки таким змінам спрощено конструкцію привода гичкорізів, зменшено вагу шківів привода робочих органів машини. Це досягнуто за рахунок відкидання частини шківів, у якій розміщувалися канавки для клинопасової передачі, що забезпечувала привод насоса гідротрансмісії і привод гичкорізального апарата.

Відкинуті також решта елементів існуючого привода та місця їх кріплення на рамній конструкції машини.

Завдяки внесеним змінам спрощена конструкція трансмісії привода гідростатичної передачі, яка забезпечує привод гичкорізального апарата, зменшується його вартість, знижуються затрати часу на технічне обслуговування привода, підвищується надійність привода та його довговічність.

Завдяки внесеним змінам підвищується продуктивність машини під час виконання технологічного процесу та підвищується безпека праці під час експлуатації машини.

Удосконалена гідростатична трансмісія та її встановлення на раму коренезбиральної машини, а також спрощена конструкція трансмісії привода гичкоріза показані в ілюстративній частині роботи.

## **2.2. Конструктивні розрахунки окремих частин трансмісії приводу гичкоріза коренезбиральної машини**

Для удосконаленої гідротрансмісії коренезбиральної машини потрібно виконати тепловий розрахунок об'єднаної гідросистеми привода на ходову частину машини та на робочі органи гичкорізального апарата.

У гідрооб'ємних трансмісіях машинах та у їх гідролініях виникають внутрішні втрати, а з часом також втрати спричинені дроселюванням робочої рідини у перепускаючих клапанах, у різних фільтрах та інших частинах й елементах гідросистеми, що викликає нагрівання робочої рідини у гідросистемі. При підвищенні температури в'язкість робочої рідини у гідросистемі знижується, частково це зменшує тертя в елементах машин, але призводить до збільшення перетікання робочої рідини у гідросистемах. Під час експлуатації машин температуру робочої рідини потрібно підтримувати у межах 35...80°C.

Охолоджують робочу рідину завдяки природній тепловіддачі гідромашин, самих гідроліній, фільтрів, а також теплообмінним радіатором.

Теплообмінні радіатори гідростатичних приводів машин встановлюють у дренажну гідролінію гідросистеми вибравши місце перед масляним радіатором дизельних двигунів, їх також примусово обдувають повітрям за допомогою вентиляторів, тому щоб реалізувати пропонуване удосконалення у приводі гичкорізального апарата потрібно вибрати вентилятор з такими технічними характеристиками [2]: з кутовою швидкістю вентилятора – 2100 об/хв; з діаметром вентилятора по лопатці – 630мм; з продуктивністю вентилятора – 15000 м<sup>3</sup>/год; зі споживаною потужністю – 7,5кВт; з числом лопатей – 6 штук; з кутом атаки вентилятора – 30°; зі створюваним напором – 0,5м.вод.ст.

Під час роботи коренезбиральної машини у режимі номінальної потужності частина цієї потужності буде втрачатися у гідросистемі привода та перетворюватися у тепло. Визначимо величину цієї потужності [2]

$$N_{мен} = N_{нід}^{сум} (1 - \eta), \quad (2.1)$$

де  $\eta$  – повний ККД гідросистеми;

$N_{нід}^{сум}$  – сумарна потужність, яка підведена до приводів, тобто наявна на валах гідронасосів, згідно [2]

$$N_{сум}^{нід} = N_{нід}^n + N_{нід}^p, \quad (2.2)$$

де  $N_{нід}^n$  – потужність потрібна для перекочування машини;

$N_{нід}^p$  – потужність, потрібна для приводу робочих органів гичкорізального апарата.

Визначимо за робочої швидкості машини  $V=7$  км/год і ваги машини у  $Q = 17620$  кг силу опору перекочуванню машини по ґрунту [2]

$$P_f = Q \cdot f, \quad (2.3)$$

де  $f$  – коефіцієнт перекочування по ґрунту,  $f \approx 0,05 - 0,08$ . Тоді

$$P_f = 17620 \cdot 0,08 = 14\,090 \text{ Н}.$$

Визначимо можливі затрати потужності на перекочування машини

$$N_f = \frac{P_f \cdot V}{270}, \quad (2.4)$$

Знайдемо, що

$$N_f = \frac{14090 \cdot 7}{270} = 36,5 \text{ к.с.} = 27,4 \text{ кВт}.$$

Якщо тягове ККД машини  $\eta_T = 0,76$ , то потужність, яка потрібна для перекочування, визначають за формулою

$$N_{ni\partial}^n = \frac{N_f}{\eta_T}, \quad (2.5)$$

отримаємо

$$N_{ni\partial}^n = \frac{27,4}{0,76} = 35,7 \text{ кВт}.$$

Потужність, яку потрібно підвести для приведення у рух робочих органів передньоначіпної гичкозбиральної машини, можна прийняти за результатами тензометрування  $N_{ni\partial}^{P'} = 25 \text{ кВт}$

Потужність, яку потрібно виділити на привод робочих органів гичкоріза, визначаємо так [2]

$$N_{ni\partial}^P = \frac{N_{ni\partial}^{P'}}{\eta_{\text{г.м.}}}, \quad (2.6)$$

$\eta_{\text{г.м.}}$  – загальний ККД гідромеханічного привода машини,  $\eta_{\text{г.м.}} = 0,81$ . Тоді

$$N_{ni\partial}^P = \frac{25}{0,81} = 30,8 \text{ кВт}.$$

З розрахунку (2.2) матимемо

$$N_{ni\partial}^{\text{сум}} = 35,7 + 30,8 = 66,5 \text{ кВт}.$$

Визначимо втрати потужності у гідросистемах [2]

$$N_{\text{тепл}} = N_{ni\partial}^{\text{сум}} (1 - \eta_n \cdot \eta_m \cdot \eta_{\text{тр}}), \quad (2.7)$$

де  $\eta_n$  – ККД насоса,  $\eta_n = 0,93$ ;

$\eta_m$  – ККД двигуна,  $\eta_m = 0,91$ ;

$\eta_{\text{тр}}$  – ККД трансмісії,  $\eta_{\text{тр}} = 0,98$ .

Результат розрахунку залежності (2.7)

$$N_{\text{тепл}} = 66,5 (1 - 0,93 \cdot 0,91 \cdot 0,98) = 11,34 \text{ кВт}.$$

Запишемо рівняння теплового балансу [2]

$$N_{менл} = [F_{TO} \cdot K_{TO} (F_{\delta} + F_{азр} + F_{тр}) \cdot k] \cdot \Delta T, \quad (2.8)$$

де  $F_{TO}$  – площа поверхні теплообмінника;

$F_{\delta}$  – площа поверхні радіатора;

$F_{азр}$  – площа поверхні бака з масляною рідною;

$F_{тр}$  – площа поверхні гідротрубопроводів;

$K_{TO}$  – коефіцієнт тепловіддачі теплообмінника (радіатора), приймемо 0,09 кВт/м<sup>2</sup>·°C відповідно до характеристик радіатора;

$k$  – коефіцієнт, що характеризує тепловіддачу стінок масляного бака та трубопроводів, приймемо 0,0175 кВт/м<sup>2</sup>·°C;

$\Delta T$  – перепад температур, приймемо 50°C.

Вмістимість (об'єм) масляного бака приймемо 40 дм<sup>3</sup> при розмірах 210x500x550мм, відповідно поверхня охолодження буде 0,89 м<sup>2</sup>.

Потрібно мати дані про поверхню охолодження гідроагрегатів, зокрема насосів і двигуна, – 2,24 м<sup>2</sup>, а також про поверхню охолодження трубопроводів – 2,34м<sup>2</sup>.

Керуючись рівнянням теплового балансу визначимо потрібну площу поверхні теплообмінника, тобто радіатора [2]

$$F_{TO} = \frac{N_{менл}}{\Delta T \cdot K_{TO}} - \frac{(F_{\delta} + F_{тр} + F_{азр}) \cdot k}{K_{TO}}, \quad (2.9)$$

отримаємо

$$F_{TO} = \frac{11,34}{50 \cdot 0,09} - \frac{(0,89 + 2,24 + 2,34) \cdot 0,0175}{0,09} = 1,45 \text{ м}^2.$$

Теплообмінник для системи охолодження робочої рідини гідроприводів коренезбиральної машини має мати робочу поверхню охолодження площею не менше 1,45 м<sup>2</sup>.

Визначимо кількість робочої рідини, яку потрібно пропустити через теплообмінник [2]

$$Q = \frac{\aleph}{60 \cdot \gamma \cdot c \cdot \Delta T}, \quad (2.10)$$

де  $\gamma$  – питома вага робочої рідини, для масла МГЕ 46В  $\gamma = 0,86$  кг/л;

$c$  – питома теплоємність масла,  $c = 0,45$  ккал/кг·°С;

$\aleph$  – кількість тепла, що виділяється, визначаємо так

$$\aleph = N_{мен} \cdot k_E, \quad (2.11)$$

де  $k_E$  – коефіцієнт еквівалентності,  $k_E = 632$  ккал/к.с.·год. Тоді

$$\aleph = 11,34 \cdot 859,5 = 9747 \text{ ккал/год}.$$

Відповідно

$$Q = \frac{9747}{60 \cdot 0,86 \cdot 0,45 \cdot 50} = 8,4 \text{ л/хв.}$$

Радіатором буде циркулювати масло, яке надходить від насоса живлення, а саме: гідронасоса НП-112 привода ходової частини машини.

Визначимо продуктивність насоса живлення за номінальних обертів двигуна [2]

$$Q_{жс} = \frac{V_p \cdot n_H}{1000 \cdot \eta_V}, \quad (2.12)$$

де  $V_p$  – робочий об'єм насоса живлення,  $V_p = 18,06$  см<sup>3</sup>;

$n_H$  – номінальні оберти вала у насосі живлення,  $n_H = 2100$  об/хв;

$\eta_V$  – об'ємний ККД насоса живлення.

Отримаємо

$$Q_{жс} = \frac{18,06 \cdot 2100}{1000 \cdot 0,93} = 39,5 \text{ л/хв}.$$

Аналізуючи виконані розрахунки приймемо для системи охолодження машини радіатор 04У08002, який має поверхню охолодження 2,48 м<sup>2</sup>, завдяки його встановленню можна забезпечити потрібний температурний режим роботи гідротрансмисії.

### 2.3. Обґрунтування для вибору трубопроводів гідротрансмісії коренезбиральної машини та їх розрахунок

Гідравлічна схема машини наведена в ілюстративній частині роботи. Потрібно обґрунтувати вибір трубопроводів гідротрансмісії коренезбиральної машини та виконати їх розрахунок. Прийmemo потрібні вихідні дані для розрахунку, а саме: тиск на виході з гідронасосів [2]: номінальний – 20,6 МПа; максимальний – 34,3 МПа; тиск на виході з гідродвигунів: номінальний – 1,4 МПа; максимальний – 1,5 МПа; мінімальний – 1,3 МПа. Максимальний тиск дренажу – 0,245 МПа.

Робочі об'єми гідромашини: НП90, МП90 –  $89\text{см}^3$ ; НП-112 –  $112\text{см}^3$ ; МП-71 –  $69,8\text{см}^3$ ; насосу живлення –  $18,06\text{см}^3$ . Кутова швидкість обертання гідромашини привода ходу: номінальна – 2100 об/хв; максимальна – 280 об/хв.

За номінальних обертів насоса НП-90 його теоретична продуктивність буде

$$Q'_T = 169 \text{ л/хв}.$$

При номінальних обертах насоса живлення його теоретична продуктивність буде

$$Q''_T = 39500 \text{ см}^3/\text{хв}.$$

Умовні проходи (діаметри) отворів високого тиску гідроагрегатів  $d = 25 \text{ мм}$ .

Умовні проходи (діаметри) всмоктуючих та дренажних отворів  $d = 20 \text{ мм}$

На коренезбиральній машині встановлено такі трубопроводи:

- безшовні сталеві труби високого тиску *труба*  $\frac{38 \times 5 \text{ ГОСТ } 8734 - 75}{B 20 \text{ ГОСТ } 8733 - 74}$ ;

- дренажні труби *труба*  $\frac{22 \times 1,4 \text{ ГОСТ } 8734 - 75}{B 20 \text{ ГОСТ } 8733 - 74}$ .

Міцність прямих відрізків товстостінних труб ( $l = d \cdot 15 \leq d \cdot 16$ ), які навантажені статичним тиском, за якого можна нехтувати додатковими напруженнями по овальності, визначимо за формулою Ляме [2]

$$\sigma_p = P \cdot \frac{d_c^2 + 2 d_c \cdot S + 2 S^2}{2 S (d_c - S)}, \quad (2.13)$$

де  $\sigma_p$  – граничне напруження у стінках труб, приймаємо у межах 40 % від величини напруження розриву  $\sigma_B$ ; для сталі Ст 20  $\sigma_B = 168 \text{ Н/мм}^2$ ;

$P$  – максимальний тиск рідини у трубах;

$d_c$  – зовнішній діаметр труб,  $d_c = 3,8 \text{ см} = 38 \text{ мм}$ ;

$S$  – товщина стінок труб,  $S = 0,5 \text{ см} = 5 \text{ мм}$ .

Визначимо

$$\sigma_p = 350 \cdot \frac{3,8^2 + 2 \cdot 3,8 \cdot 0,5 + 0,5^2}{2 \cdot 0,5(3,8 - 0,5)} = 168 \text{ Н/мм}^2.$$

Середня швидкість руху робочої рідини у трубопроводах високого тиску гідросистеми коренезбиральної машини [2]

$$U_p = \frac{21,2 \cdot Q_p}{d_T^2}, \quad (2.14)$$

де  $Q_p$  – розхід рідини у трубопроводах високого тиску,  $Q_p = 169,1 \text{ л/хв}$ ;

$d_T$  – внутрішній діаметр трубопроводів,  $d_T = 19,2 \text{ мм}$ .

Отримаємо

$$U_p = \frac{21,2 \cdot 169,1}{19,2^2} = 4,7 \text{ м/с}.$$

Середня швидкість руху масла у дренажному трубопроводі відповідно

$$U_p = \frac{21,2 \cdot 34,2}{19,2^2} = 1,96 \text{ м/с}.$$

Рекомендовано при тиску рідини у трубопроводах  $P > 15 \text{ МПа}$ , щоб середня швидкість руху робочої рідини була –  $U_p = 8 \dots 10 \text{ м/с}$  у напірних магістралях, та  $U_p \approx 2 \text{ м/с}$  – у дренажних магістралях [2].

Отже, витримується умова міцності для труб гідросистеми та розрахунок за швидкісними параметрами забезпечує надійну роботу гідросистеми.

### 3. ПРОЄКТУВАННЯ ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ЗМІН У ПРИВОДІ ГИЧКОРІЗАЛЬНОГО АПАРАТА КОМБАЙНА

#### 3.1. Розрахунок приводного редуктора гідронасосів для гідрооб'ємних передач привода гичкозрізального апарата

Приводний редуктор необхідний у приводі гідронасосів ГСТ 112 та ГСТ 90, відповідно цьому розміри зубчастих передач мають відповідати габаритам редуктора; ширина гідронасосів  $B=300$  мм. Номінальним числом обертів, яке дає вхідний вал редуктора (відповідно характеристиці дизеля комбайна) є  $n_1=1900$  об/хв. Оберти на вихідного вала мають відповідати тим, що задані номінальними обертами гідродвигунів за номінального тиску і дорівнювати (відповідно до паспортних даних)  $n_2=2138$  об/хв. [13].

Розрахуємо більше навантажену передачу, тобто передачу гідронасоса НП112, для якого значення номінального крутного моменту привода у транспортному режимі буде  $T_1=388$  Н·м. Враховуючи габарити гідронасосів приймемо міжцентрову відстань  $A_1=A_2=170$  мм. Для редуктора передаточне число буде 0,888.

Привод гідронасосів наведений в ілюстративній частині роботи.

Приймемо матеріал для зубчастих коліс – Сталь 25ХГТ ГОСТ 4543-71, з термообробкою опісля цементації, яка матиме такі характеристики:  $h\ 0,8\dots1,3$ ; HRC 57...64; твердість серцевини буде 32...43 HRC; напруження  $\sigma_{T1} = \sigma_{T2} = 1000$  МПа [10, 21].

Приймемо діаметр ведучої шестерні  $d_{III} = 180$  мм, колеса  $d_K = 160$  мм враховуючи прийняті міжцентрові розміри та передаточне число. Орієнтуючись на розміри зубчастої передачі та величину крутного моменту, який передає ця передача, попередньо приймемо для неї модуль  $m=5$  мм.

Визначимо число зубів передачі [5]:

$$Z_{III} = \frac{d_{III}}{m}; \quad (3.1)$$

$$Z_K = \frac{d_K}{m}. \quad (3.2)$$

Знайдемо

$$Z_{III} = \frac{180}{5} = 36 ;$$

$$Z_K = \frac{160}{5} = 32 .$$

Параметр  $\psi_{bd} = \frac{b_K}{d_K}$  визначимо враховуючи твердість робочих поверхонь зубів передачі та розміщення зубчастих коліс щодо опор, при симетричному розташуванні матимемо  $\psi_{bd} = 0,2$  [5, 21]. Відповідно ширина колеса

$$b_K = 160 \cdot 0,2 = 32 \text{ мм.}$$

Параметри зубчастої циліндричної передачі зовнішнього зачеплення розрахуємо використовуючи рекомендації [7], результати зведемо у табл. 3.1,

Таблиця 3.1

| Назва параметра                                              | Ведуче колесо | Ведене колесо |
|--------------------------------------------------------------|---------------|---------------|
| 1                                                            | 2             | 3             |
| Вихідні параметри                                            |               |               |
| Числа зубів                                                  | 36            | 32            |
| Модуль, мм                                                   | 5,000         |               |
| Кут нахилення зубів                                          | 0°00'00"      |               |
| Кут профіля вихідного контура                                | 20°00'00"     |               |
| Коефіцієнт висоти головки зубів                              | 1,000         |               |
| Коефіцієнт радіального зазора                                | 0,250         |               |
| Коефіцієнт, що відповідає радіусу кривизни перехідної кривої | 0,380         |               |
| Коефіцієнт вінця зубчастих коліс, мм                         | 32,000        | 32,000        |
| Коефіцієнт зміщення вихідного контура                        | 0,000         | 0,000         |
| Ступінь точності                                             | 7-С           | 7-С           |
| Параметри, які визначають                                    |               |               |
| Передатне число                                              | 0,88889       |               |
| Міжосьова відстань, мм                                       | 170,000       |               |
| Дільний діаметр зубчастих коліс, мм                          | 180,000       | 160,000       |

Закінчення табл. 3.1

| 1                                                                    | 2           | 3           |
|----------------------------------------------------------------------|-------------|-------------|
| Діаметр вершин зубів зубчастих коліс $d_a$ ,мм                       | 190,000     | 170,000     |
| Діаметр впадин зубів зубчастих коліс $d_f$ , мм                      | 167,500     | 147,500     |
| Діаметр вихідного кола зубчастих коліс $d_w$ , мм                    | 180,000     | 160,000     |
| Кут зачеплення                                                       | 19°59'59''  |             |
| Контрольовані та вимірювальні параметри                              |             |             |
| Постійна хорда зубів, мм                                             | 6,935       | 6,935       |
| Висота зубів до постійної хорди, мм                                  | 3,738       | 3,738       |
| Радіус кривизни профілю $R_{OS}$ , мм                                | 34,472      | 31,052      |
| Радіус кривизни активного профілю зубів у нижній точці $R_{OP}$ , мм | 18,474      | 14,871      |
| Виконання умови $R_{OS} > R_{OP}$                                    | виконується | виконується |
| Число зубів на довжині загальної нормалі,мм                          | 4           | 4           |
| Довжина загальної нормалі, мм                                        | 54,183      | 53,903      |
| Радіус кривизни профілю $R_{OW}$ , мм                                | 27,092      | 26,952      |
| Радіус кривизни профілю $R_{Oa}$ , мм                                | 43,273      | 36,669      |
| Виконання умови $R_{OW} < R_{Oa}$                                    | виконується | виконується |
| Діаметр $d_r$ , мм                                                   | 9,69000     | 8,69000     |
| Кут профілю на колі центра                                           | 22°52'17''  | 23°10'42''  |
| Діаметр кола, що проходить через центр, мм                           | 183,578     | 163,552     |
| Радіус кривизни профілю $R_{Om}$ , мм                                | 31,330      | 27,842      |
| Виконання умови $R_{Om} < R_{Oa}$                                    | виконується | виконується |
| Розмір по вершинах зубів, мм                                         | 192,268     | 172,242     |
| Виконання умови $d_d + d_r > d_a$                                    | виконується | виконується |
| Виконання умови $d_d - d_r > d_f$                                    | виконується | виконується |
| Нормальна товщина, мм                                                | 7,854       | 7,854       |
| Перевірка якості зачеплення відповідно до геометричних показників    |             |             |
| Коефіцієнт найменшого зміщення $X_{\min}$                            | -1,106      | -0.872      |
| Виконання умови $X > X_{\min}$                                       | виконується | виконується |
| Радіус кривизни у граничній точці профілю $R_{Ol}$                   | 16,163      | 12,743      |
| Умова відсутності інтерференції $R_{Ol} < R_{OP}$                    | виконується | виконується |
| Умова відсутності підрізання $R_{Ol} > 0$                            | виконується | виконується |
| Нормальна товщина на поверхні вершин,мм                              | 3,764       | 3,715       |
| Коефіцієнт перекриття                                                | 1,680       |             |

Виконаємо розрахунок зубчастої передачі на контактну витривалість.

Коефіцієнт, яким враховують механічні властивості матеріалів зубчатих коліс, для коліс зі сталі  $Z_E = 190$  [7].

Коефіцієнт, яким враховують форму спряжень поверхонь зубів, що відбувається у полюсі зачеплення  $Z_H = 2,5$ , що отримаємо за графіком [7] при умові, що коефіцієнт зміщення  $\chi = 0$  і кут нахилу зубів  $\beta = 0$ .

Коефіцієнт, яким враховують сумарну довжину контактних ліній зубів, з [7] врахувавши, що передача виконана без зміщення, тобто при  $\chi = 0$ , матимемо, що  $Z_\varepsilon = 1$ .

Колова сила у зачеплення [5]

$$F_{tH} = \frac{2000 \cdot T_1}{d_1}. \quad (3.3)$$

Знайдемо

$$F_{tH} = \frac{2000 \cdot 338}{160} = 4850 \text{ Н}.$$

Коефіцієнт, яким враховують зовнішнє динамічне навантаження,  $K_A = 1$ , за умови рівномірності навантаження зі сторони гідромашин [7].

Перевіримо на резонансну зону [7]

$$\frac{V \cdot Z_1}{1000} < 1, \quad (3.4)$$

де  $V$  – колова швидкість руху шестерні [5]

$$V = \frac{\pi \cdot d_w \cdot Z_1}{60000}. \quad (3.5)$$

Визначаємо

$$V = \frac{3,14 \cdot 180 \cdot 1900}{60000} = 17,9 \text{ м/сек}.$$

Підставивши результат у вираз (3.4), знайдемо

$$\frac{V \cdot Z_1}{1000} = \frac{17,9 \cdot 36}{1000} = 0,64 < 1,$$

це підтверджує, що резонансна зона далеко, тому передачу можна розраховувати за основною формулою.

Коефіцієнт, яким враховують, як впливає похибка зачеплення на динамічне навантаження,  $\delta_H = 0,14$  [7] при  $H_{1,2} > 350 \text{ HV}$ , приймемо прямі зуби без модифікації.

Коефіцієнт, яким враховують вплив різниці кроків у зачепленні зубів шестерні і колеса,  $g_0 = 5,3$  [7] для прийнятого 7 ступеня точності виготовлення коліс згідно з нормами плавності, за умови, що модуль при  $m=5 \text{ мм}$ .

Питому колову динамічну силу визначаємо так [7]

$$W_{HV} = \delta_H \cdot g_0 \cdot V \cdot \sqrt{\frac{a_w}{u}}. \quad (3.6)$$

Отримаємо

$$W_{HV} = 0,14 \cdot 5,3 \cdot 17,9 \cdot \sqrt{\frac{170}{0,888}} = 183,8 \text{ Н/м}.$$

Визначимо динамічну поправку [7]

$$\nu_H = W_{HV} \cdot \frac{e_m \cdot d_1}{2000 \cdot T_1 \cdot K_A}. \quad (3.7)$$

Числом

$$\nu_H = \frac{183,8 \cdot 32 \cdot 180}{2000 \cdot 388 \cdot 1} = 1,36.$$

Коефіцієнт, яким враховують динамічне навантаження, що виникає у зачепленні [7]

$$K_{HV} = 1 + \nu_H = 1 + 1,36 = 2,36.$$

Приймемо допуск на похибку виправлення зубів згідно ГОСТ 1463-81, для 7-го ступеня точності при ширині вінця зубчастого колеса  $b_1=32 \text{ мм}$  він буде  $F_\beta = 7 \text{ мкм}$ .

Відхилення положення контактних ліній, що виникає в результаті похибки виготовлення [7]

$$\varphi_{KZ} = 0,5 F_{\beta} = 0,5 \cdot 7 = 3,5 \text{ мкм} .$$

Визначимо яким буде величина фактичного відхилення положення контактних ліній зубів на початку роботи передачі [7]

$$\varphi_{KY_o}^0 = \varphi_{KE} + \varphi_{KZ} . \quad (3.8)$$

Отримаємо

$$\varphi_{KY_o}^0 = 0 + 3,5 = 3,5 \text{ мкм} .$$

Визначимо якою буде питома нормальна жорсткість пари зубів [7], за умови, що  $\chi_1 = 0$ ,  $\chi_2 = 0$

$$\frac{1}{C_1} = 0,05139 + \frac{0,1425}{Z_1} + \frac{0,1860}{Z_2} = 0,05139 + \frac{0,1425}{36} + \frac{0,1860}{32} = 0,0614 ;$$

$$C = 1,62 \text{ Н/м} \cdot \text{мкм} .$$

Коефіцієнт, яким враховують припрацювання зубів передачі [7]

$$K_{HW} = 1 - \frac{20}{(0,01 \cdot H_{HV} + 2)^2 \cdot (17,9 + 4)^{0,25}} . \quad (3.9)$$

Маємо

$$K_{HW} = 1 - \frac{20}{(0,01 \cdot 670 + 2)^2 \cdot (17,9 + 4)^{0,25}} = 0,85 .$$

Граничне відхилення кроку зачеплення зубчастої передачі за ГОСТ 1643 для 7 ступеня точності, якщо модуль  $m=5$  мм при діаметрі  $d_{III} = 180$  буде

$$\varphi_{pe} = 18 \text{ мкм} .$$

Визначимо величину границі контактної витривалості для матеріалу зубчастих коліс – Сталі 25ХГТ, при цементації [5]

$$\sigma_{H \lim 1} = \sigma_{H \lim 2} = 23 H_{HRC_e} = 23 \cdot 60 = 1380 \text{ МПа}.$$

Визначимо як зменшиться похибки кроку зачеплення за умови припрацювання зубів [7]

$$\gamma_a = 0,075 \varphi_{p\delta} = 0,075 \cdot 18 = 1,35 \text{ мкм}.$$

Коефіцієнт, яким враховують розподілення навантаження між зубами, при прямозубих передачах  $K_{H\alpha} = 1$  [39].

Визначимо величину коефіцієнта навантаження [39]

$$K_H = K_A \cdot K_{HV} \cdot K_{H\alpha}. \quad (3.10)$$

Отримаємо

$$K_H = 1 \cdot 2 \cdot 36 \cdot 1 = 2,36.$$

Контактні напруження визначаємо користуючись залежністю [21]

$$\sigma_{Ho} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{tH}}{b_{III} \cdot d_1} \cdot \frac{u+1}{u}}. \quad (3.11)$$

Числом

$$\sigma_{Ho} = 190 \cdot 2,36 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{4850}{32 \cdot 180} \cdot \frac{0,888+1}{0,888}} = 599 \text{ МПа}.$$

Розрахункове значення контактного напруження [21]

$$\sigma_H = \sigma_{Ho} \cdot \sqrt{K_H} \quad (3.12)$$

буде

$$\sigma_H = 599 \cdot \sqrt{2,36} = 920 \text{ МПа}.$$

Прийmemo значення коефіцієнта запасу міцності для зубчастих коліс при їх поверхневому зміцненні  $S_{H1} = S_{H2} = 1,2$  [39].

Прийmemo базове число циклів напружень, яке відповідає граничній витривалості,  $N_{H2 \lim} = N_{H1 \lim} = 120 \cdot 10^6 \text{ МПа}$  [39].

Визначимо величину сумарного числа циклів напружень для шестерні при запланованому значенні ресурсу роботи  $L_h = 1000 \text{ год}$  [39]

$$N_{K1} = 60 \cdot n_1 \cdot L_h \quad (3.13)$$

Для зубчастого колеса сумарне число циклів напружень

$$N_{K2} = \frac{N_{K1} \cdot Z_1}{Z_2}. \quad (3.14)$$

Розрахувавши за формулами (3.13) і (3.14) отримаємо

- для шестерні

$$N_{K1} = 60 \cdot 1900 \cdot 1000 = 114 \cdot 10^6 \text{ циклів};$$

- для колеса

$$N_{K2} = \frac{256 \cdot 10^6 \cdot 36}{32} = 101 \cdot 10^6 \text{ циклів.}$$

Визначимо значення коефіцієнта довговічності [39]:

- для шестерні

$$Z_{N1} = \sqrt[6]{\frac{N_{H1 \lim 1}}{N_{K1}}}; \quad (3.15)$$

- для колеса

$$Z_{N2} = \sqrt[6]{\frac{N_{H2 \lim 2}}{N_{K2}}}. \quad (3.16)$$

Розрахувавши за залежностями (3.15) і (3.16), отримаємо значення коефіцієнта довговічності:

- для шестерні

$$Z_{N1} = \sqrt[6]{\frac{120 \cdot 10^6}{114 \cdot 10^6}} = 1,03 ;$$

- для колеса

$$Z_{N2} = \sqrt[6]{\frac{120 \cdot 10^6}{101 \cdot 10^6}} = 1,033 .$$

Визначимо величину коефіцієнта, який враховує шорсткість спряжених поверхонь зубів зубчастих коліс, при  $R_a = 1,25 \text{ мкм}$   $Z_p = 1$  [21].

Коефіцієнт, що враховує колову швидкість, при  $H > 350 \text{ HV}$ ,  $Z_V = 1,07$  [21].

Визначимо значення коефіцієнта, що враховує вплив змащення зубчастих коліс  $Z_L = 1$  [21].

Визначимо величину коефіцієнта, що враховує розміри зубчастих коліс, при  $d_1 < 700 \text{ мм}$ ,  $d_2 < 700 \text{ мм}$   $Z_{X1} = Z_{X2} = 1$  [39].

Визначимо величини допустимих контактних напружень зубчастих коліс [39]

- для шестерні

$$\sigma_{HP1} = \frac{\sigma_{H \lim 1} \cdot Z_{N1}}{\varphi_{N1}} Z_R \cdot Z_{V1} \cdot Z_{X1}; \quad (3.17)$$

- для колеса

$$\sigma_{HP2} = \frac{\sigma_{H \lim 2} \cdot Z_{N2}}{\varphi_{N2}} Z_R \cdot Z_{V2} \cdot Z_{X2}. \quad (3.18)$$

Розрахувавши формули (3.17) і (3.18) отримаємо:

$$\sigma_{HP1} = \frac{1380 \cdot 1,03}{1,2} \cdot 1 \cdot 1,07 \cdot 1 = 1267 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{HP2} = \frac{1380 \cdot 1,033}{1,2} \cdot 1 \cdot 1,07 \cdot 1 = 1271 \text{ МПа}.$$

Допустиме контактне напруження передачі  $\sigma_{HP} = 1267 \text{ МПа}$ , тобто для прямозубих передач приймаємо мінімальне з  $\sigma_{HP1}$  та  $\sigma_{HP2}$ .

Співставивши розрахункове значення напруження з допустимим

$$\sigma_H = 920 \text{ МПа} < \sigma_{HP} = 1267 \text{ МПа}.$$

робимо висновок, що витривалість зубчастих коліс за контактною міцністю забезпечена.

### **3.2. Розрахунок і обґрунтування конструкції ведучого вала у роздавальному редукторі привода гідронасосів комбайна, розрахунок підшипників ведучого вала редуктора**

Привод гідронасосів гичкорізального апарата комбайна наведено в ілюстративній частині роботи. Схему ведучого вала у роздавальному редукторі привода гідронасосів показано на рис. 3.1а.

Розміри ділянок вала та величини діючих крутних моментів на вхідному валу прийнято з попередніх розрахунків. Потрібно визначити навантаження, які виникають у зачепленні зубчастої передачі, щоб розрахувати вал.

Гідронасоси встановлюють на редуктор, вони виконують своє функціональне призначення у різних автономних гідропередачах, які можуть працювати як роздільно, тобто при транспортному режимі руху комбайна працюватиме лише гідропередача приводу ходу; під час робочого режиму працюватимуть водночас обидві гідросистеми; за таких умов найбільш навантаженим буде режим застосований для передачі ходової частини – транспортний, тому прийmemo, що така передача має бути потужнішою.

Навантаження, яке виникає у зачепленні зубчастих коліс роздавального редуктора визначимо за номінальним режимом гідронасоса у транспортному режимі – це перший варіант і для другого варіанта, тобто під час робочого режиму, при передаванні потужності на обидва гідронасоси, враховуючи їх режими навантаження.

Розглянемо перший варіант, тобто у транспортному режимі, уся потужність від двигуна буде передаватися лише на гідронасос НП-112, який приводить ходову частину. Номінальне значення крутного моменту на валу гідродвигуна  $T = M_{KP} = 388 \text{ Нм}$ .

Колова сила, яка виникає у зачепленні прямозубої циліндричної передачі роздавального редуктора [5]

$$F_{t1} = \frac{2 T}{d_o}. \quad (3.19)$$

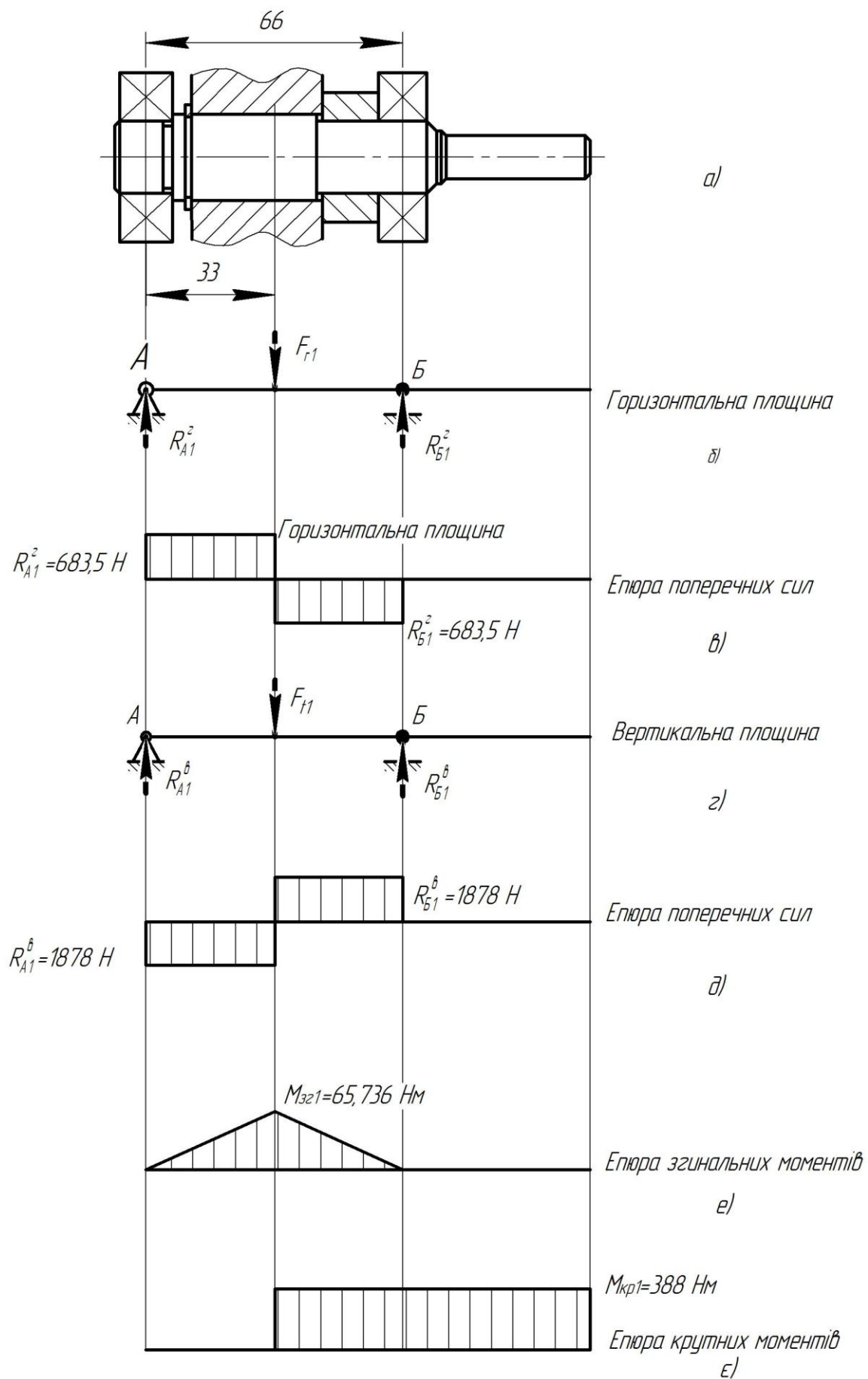


Рисунок 3.1

Тобто

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 338 \cdot 10^3}{180} = 3756 \text{ Н} .$$

Радіальна сила у зачепленні описується залежністю [5]

$$F_{r1} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha . \quad (3.20)$$

Отримаємо

$$F_{r1} = 3756 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 3756 \cdot 0,364 = 1367 \text{ Н} .$$

У другому варіанті, тобто у робочому режимі комбайна, потужність, яку передає редуктор на гідронасос привода ходової частини та насос привода гичкорізального апарата, розподіляється на крутні моменти, які виникають на:

- приводі насоса НП112 –  $T_{KP1} = 290 \text{ Нм}$  ;

- приводі насоса НП-90 –  $T_{KP2} = 156 \text{ Нм}$  .

Відповідно значення сумарного крутного моменту

$$M_{KP}^{сум} = T_{KP1} + T_{KP2} = 290 + 156 = 446 \text{ Нм} .$$

Сили, які виникають у зачепленні зубчастої передачі роздавального редуктора, потрібні на привод насоса НП112

- колова

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot 290 \cdot 10^3}{180} = 3222 \text{ Н} ;$$

- радіальна

$$F_{r2} = 3222 \cdot 0,364 = 1172 \text{ Н} .$$

Сили, що виникають у зачепленні зубчастої передачі роздавального редуктора на привод насоса НП-90

- колова

$$F_{t3} = \frac{2 \cdot 156 \cdot 10^3}{180} = 1733 \text{ Н} ;$$

- радіальна

$$F_{r3} = 1733 \cdot 0.364 = 631 \text{ Н} .$$

Враховуючи, що сили  $F_{t2}$  та  $F_{t3}$  діятимуть на ведучу шестірню зустрічно, то можна визначити сумарні реакції, що виникають від дії цих сил:

$$F_{t \text{ сум}} = F_{t2} - F_{t1} = 3222 - 1733 = 1489 \text{ Н} ;$$

$$F_{r \text{ сум}} = F_{r2} - F_{r3} = 1172 - 631 = 541 \text{ Н} .$$

З розрахунків випливає, що у транспортному режимі навантаження на вал, що діють від зачеплення зубчастої передачі будуть більшими при меншому крутному моменті; для робочого режиму за менших навантажень на вал крутний момент буде більшим. Тому розрахунок потрібного діаметра вала будемо виконувати враховуючи обидва варіанти, а розраховуючи підшипники приймемо за основу транспортний варіант, для якого навантаження будуть більші.

Визначимо опорні реакції для першого варіанту, тобто у транспортному режимі (див. рис. 3.1б).

У горизонтальній площині:

$$\Sigma M_A = 0 ; \quad F_{r1} \cdot 33 - R_{B1} \cdot 66 = 0 ;$$

$$R_{B1}^r = \frac{F_{r1} \cdot 33}{66} = \frac{F_{r1}}{2} = 683,5 \text{ Н} ;$$

$$\Sigma M_B = 0 ; \quad R_{A1}^r \cdot 66 - F_{r1} = 0 ;$$

$$R_{A1}^r = \frac{F_{r1}}{2} = 683,5 \text{ Н} .$$

У вертикальній площині (див. рис. 3.1г) при симетричному розташуванні опор, матимемо

$$R_{A1}^B = R_{B1}^B = \frac{F_{t1}}{2} = \frac{3756}{2} = 1878 \text{ Н} .$$

Відповідно сумарні реакції:

$$R_{A1} = \sqrt{(R_{A1}^{\Gamma})^2 + (R_{A1}^B)^2} = \sqrt{683,5^2 + 1878^2} = 1992 \text{ Н},$$

$$R_{B1} = R_{A1} = 1992 \text{ Н}.$$

Визначаємо величину згинального моменту по осі симетрії вінця шестерні

$$M_{3\Gamma 1} = R_{A1} \cdot 33 = 1992 \cdot 33 = 65,736 \cdot 10^3 \text{ Нмм} = 65,736 \text{ Нм}.$$

Побудуємо епюри перерізуючих сил (див. рис. 3.1в, д) і згинальних моментів (див. рис. 3.1е) для транспортного режиму комбайна.

Розглянемо другий варіант – виконання комбайном технологічного процесу, тобто робочий режим (рис. 3.2а).

Визначимо опорні реакції (рис. 3.2б, г):

$$R_{A2}^B = R_{B2}^B = \frac{F_{r \text{ сум}}}{2} = \frac{541}{2} = 270,5 \text{ Н};$$

$$R_{A2}^{\Gamma} = R_{B2}^{\Gamma} = \frac{F_{t \text{ сум}}}{2} = \frac{1489}{2} = 745,4 \text{ Н}.$$

Сумарні реакції

$$R_{A2} = R_{B2} = \sqrt{(R_{A2}^{\Gamma})^2 + (R_{A2}^B)^2} = \sqrt{683,5^2 + 1878^2} = 1992 \text{ Н}.$$

$$R_{A2} = R_{B2} = 795 \text{ Н}.$$

Визначимо значення згинального моменту по осі симетрії вінця шестерні

$$M_{3\Gamma} = 795 \cdot 33 = 26235 \text{ Нмм} = 26,235 \text{ Нм}.$$

Побудуємо епюри перерізуючих сил (рис. 3.2в, д): і згинальних моментів (рис. 3.2е): для робочого режиму.

Визначимо еквівалентне значення моменту користуючись III теорією міцності [8, 10]

$$M_{екв i} = \sqrt{(M_{3\Gamma i})^2 + (M_{KP i})^2}. \quad (3.21)$$

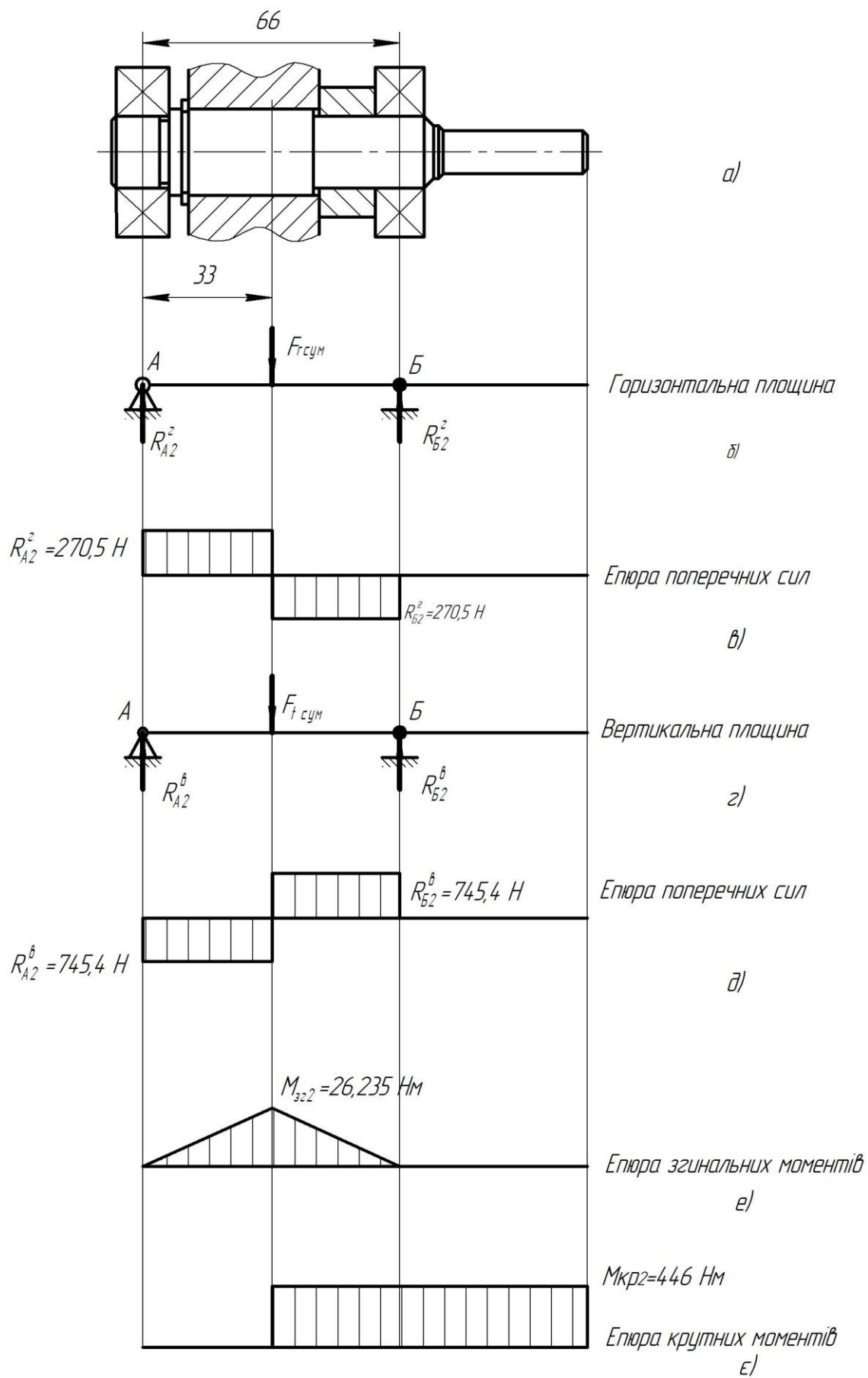


Рисунок 3.2

Відповідно еквівалентний момент

- для першого варіанта

$$M_{екв\ 1} = \sqrt{(65736)^2 + (388 \cdot 10^3)^2} = 395 \cdot 10^3 \text{ Нмм} = 395 \text{ Нм} ;$$

- для другому варіанта

$$M_{екв\ 2} = \sqrt{(26235)^2 + (446 \cdot 10^3)^2} = 446,3 \cdot 10^3 \text{ Нмм} = 446,3 \text{ Нм} .$$

Враховуючи, що  $M_{екв}$  для другого варіанта має більше значення, розрахунок перетину вала вздовж осі вінця шестерні виконаємо для другого варіанта.

Прийmemo матеріал вала – сталь 40Х, HB223...262.

Користуючись умовою міцності за нормальними напруженнями, можемо визначимо діаметр вала [8, 10]

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{M_{екв\ 2}}{0,1 [\sigma_{-1}]_H}} , \quad (3.22)$$

де  $[\sigma_{-1}]_H$  – допустиме значення нормальних напружень для матеріалу вала,

$$[\sigma_{-1}]_H = 60 \text{ МПа} \quad [8, 10].$$

Отримаємо

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{446,3 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 60}} = 42 \text{ мм} .$$

Щоб забезпечити жорсткість вала та технологічність обробки шліцьової ділянки вала для виконання з'єднання вала з шестернею, прийmemo діаметр вала під підшипниками  $d_{II} = 50$  мм, діаметр впадин на шліцьовій ділянці вала  $d_{III} = 68$  мм.

Користуючись умови міцності на кручення знайдемо діаметр вихідного кінця вала [8, 10]

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{M_{KP\ 1}}{0,2 [\tau]}} . \quad (3.23)$$

де  $[\tau]$  – допустиме значення дотичних напружень при крученні, враховуючи матеріал вала, прийmemo  $[\tau] = 40 \text{ МПа}$  [8, 10].

Отримаємо

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{388 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 40}} = 36,2 \text{ мм}.$$

Прийmemo  $d_B = 36 \text{ мм}$ .

Визначимо границі витривалості для матеріалу вала за формулами [8]:

- при деформації згину

$$\sigma_{-1} \approx 0,35 \sigma_B + (70 \dots 120); \quad (3.24)$$

- при закручуванні

$$\tau_{-1} \approx 0,58 \sigma_{-1}. \quad (3.25)$$

Матеріал вала сталь 40Х, для якої  $\sigma_B \cong 650 \text{ Н/мм}^2$  [8]. Тоді

$$\sigma_{-1} = 0,32 \cdot 650 + 100 = 308 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\tau_{-1} = 0,5 \cdot 308 = 154 \text{ Н/мм}^2.$$

Визначимо нормальні напруження, які виникають у перетині вала під шестернею [8, 10]

$$\sigma_a = \sigma_\kappa = \frac{M_{3\Gamma 1}}{W}, \quad (3.26)$$

де  $W_0$  – осьовий момент опору перетину вала при згині [8, 10]

$$W_0 = \frac{\pi d_\partial^3}{32}, \quad (3.27)$$

$d_\partial$  – ділильний діаметр на шліцьовій ділянці вала.

Тоді

$$\sigma_a = \sigma_\kappa = \frac{65736 \cdot 32}{3,14 \cdot 69^3} = 2,04 \text{ Н/мм}^2.$$

Дотичні напруження для вала змінюються за віднульовим циклом. Визначимо їх величину для перетину вала під шестернею [8, 39]

$$\tau_m = \tau_T = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{M_{KP}}{2W_p}, \quad (3.28)$$

де  $W_p$  – полярний момент опору при закручуванні,

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16}. \quad (3.29)$$

Розрахувавши формулу (3.28), отримаємо

$$\tau_m = \tau_T = \frac{446 \cdot 10^3 \cdot 16}{2 \cdot 3,14 \cdot 69^3} = 3,4 \text{ Н/м}^2.$$

Визначимо ефективні коефіцієнти концентрації напружень. Прийmemo для перетину шліцьової ділянки вала, за умови евольвентного профілю шліців при  $\tau_B < 700 \text{ Н/м}^2$  з [39]:  $K_\sigma = 1,6$ ;  $K_\tau = 1,5$ .

Визначимо масштабні фактори для вала з ділянкою  $d = 69 \text{ мм}$  з [39]  
 $\varepsilon_\sigma = 0,65$ ,  $\varepsilon_\tau = 0,65$ .

Коефіцієнти, якими враховують вплив постійної складової циклу напружень, прийmemo для легованих сталей з [39]:  $\psi_\sigma = 0,25$ ;  $\psi_\tau = 0,15$ .

Визначимо значення коефіцієнта запасу міцності за нормальними напруженнями [39]

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}. \quad (3.30)$$

тобто

$$n_\sigma = \frac{308}{\frac{1,6}{0,65} \cdot 2,04 + 0,15 \cdot 0} = 52.$$

Визначимо коефіцієнт запасу міцності за дотичними напруженнями [39]

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} . \quad (3.31)$$

Визначимо

$$n_{\tau} = \frac{154}{\frac{1,5}{0,65} \cdot 3,4 + 0,15 \cdot 3,4} = 18,4 .$$

Визначимо величину загального коефіцієнта запасу міцності [39]

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} . \quad (3.32)$$

Знайдемо

$$n = \frac{52 \cdot 18,4}{\sqrt{52^2 + 18,4^2}} = 15,4 .$$

Міцність і жорсткість шліцьового перетину вала забезпечена.

На ведучий вал редуктора приводу гідронасосів гичкоріза встановлено підшипники кулькові однорядні радіальні 210.

При частоті обертання вала  $n = 1900$  об/хв визначаємо кутову швидкість [5]

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} , \quad (3.33)$$

отримаємо

$$\omega = \frac{3,14 \cdot 1900}{30} = 199 \text{ сек}^{-1} .$$

Більша з реакцій, яка виникає на опорі вала (підшипнику) отримана з розрахунку вала  $R=1992\text{Н}$ . Впливу значних осьових зусиль підшипник не зазнає.

Необхідна довговічність підшипників, яка відповідає напрацюванню машини протягом терміну експлуатації,  $L_h=2500$  год.

Визначимо з [39] характеристики підшипника 210  $C_r = 35,1 \text{ кН}$  ;  
 $C_{or} = 19,8 \text{ кН}$  . Коефіцієнт обертання приймемо  $V=1$ , оскільки обертається внутрішнє кільце підшипника.

Визначимо еквівалентне динамічне навантаження [39]

$$R_E = V \cdot R_q \cdot K_\delta \cdot K_T, \quad (3.34)$$

де  $K_\delta$  – коефіцієнт безпеки,  $K_\delta = 1,3$  [39]:

$K_T$  – температурний коефіцієнт,  $K_T = 1$  [39].

Визначимо

$$R_E = 1 \cdot 1992 \cdot 1,3 \cdot 1 = 2590 \text{ Н} .$$

Визначаємо розрахункову вантажопідйомність підшипників [21, 39]

$$C_{BP} = R_E \sqrt[3]{573 \cdot w \cdot \frac{L_h}{10^6}} < C_{II}, \quad (3.35)$$

числом

$$C_{BP} = 2590 \cdot \sqrt[3]{573 \cdot 199 \cdot \frac{2500}{10^6}} = 37042 \text{ Н} < C_{II} .$$

Отже, розрахункова вантажопідйомність  $C_{чр}$  більша базової ( $C_r=35,1 \text{ кН}$ ), тобто підшипник відповідає вимогам вантажопідйомності.

Визначимо довговічність підшипника [21, 39]

$$L_{10h} = \frac{10^6}{573 \cdot w} \cdot \left( \frac{C_{II}}{R_E} \right)^3 > L_h, \quad (3.36)$$

Отримаємо

$$L_{10h} = \frac{10^6}{573 \cdot 199} \cdot \left( \frac{35,1 \cdot 10^3}{2590} \right)^3 = 21982 \text{ год} > L_h .$$

Вимога довговічності підшипників забезпечена.

Виконані розрахунки підтверджують доцільність пропонованого удосконалення трансмісії привода гичкорізального апарата комбайна.

## **4. БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ ТА ОСНОВИ ОХОРОНИ ПРАЦІ**

### **4.1. Загальні вимоги безпеки до самохідних сільськогосподарських машин**

Сільськогосподарські машини, як і будь-які засоби пересування, несуть у собі потенційну небезпеку, як для зайнятих на виконанні технологічного процесу робітників, так і працівників, що виконують ремонт, технічне обслуговування, а також сторонніх осіб, що знаходяться поблизу цих агрегатів.

Кожна така машина має значну кількість рухомих деталей, які можуть створювати небезпечні умови роботи. Крім того, усі машини мають складний привод, системи сигналізації про роботу вузлів та агрегатів, тому вимоги безпеки укладаються так, щоб максимально запобігти можливим травмам.

Електрообладнання, виготовлене в складі машини, складових частин та електропроводка до обладнання, монтаж, налагодження та введення в експлуатацію повинні відповідати вимогам відповідних ДСТУ та конструкторської документації. Рівень шуму на робочому місці оператора під час роботи машини не повинен перевищувати 80+2Дб.

Максимальні зусилля опору переміщенню органів управління технологічним процесом не повинні перевищувати дозволених норм.

Показники вібраційного навантаження на оператора у межах робочого місця не повинні перевищувати санітарних норм вібраційного навантаження.

Кабіна повинна бути обладнана плафоном внутрішнього освітлення з автономним включенням, вентилятором, обігрівачем, очисником скла, сонцезахисним пристроєм, дзеркалом заднього виду та підресорним сидінням, що регулюється у горизонтальному, вертикальному положенні і згідно маси оператора. Машина комплектується термосом для питної води та футляром для медичної аптечки.

Кабіна повинна бути обладнана замком для закривання дверей на ключ. Для входу на робоче місце оператора машина повинна бути обладнана трапом. Запуск двигуна повинен здійснюватись з кабіни оператора. Капоти двигуна

повинні бути обладнані ручками. Клеми генератора і стартера повинні бути захищені гумовими ковпачками.

Машина повинна бути обладнана такими зовнішніми світловими приладами: вказівниками повороту; габаритними вогнями; стоп-сигналом; робочими фарами; транспортними фарами з лампами ближнього та дальнього світла; світловідбивачами.

Машина повинна бути обладнана аварійно-попереджувальною сигналізацією із світловим сигналом оранжевого або жовтого кольору.

На машині повинно бути встановлено дві транспортні і не менше двох робочих фар, а також повинно бути передбачено освітлення вивантажувального елеватора.

На машині має бути встановлено вимикач мас з управлінням з кабіни.

Підтікання охолоджувальної рідини у з'єднаннях системи охолодження, палива у з'єднання паливної системи, масла у з'єднаннях гідросистеми, а також мастила через сальники, прокладки, пробки не допускається.

Механізм блокування коробки переключення діапазонів повинен при натиску на педаль блокування забезпечити переключення діапазонів і при відпущенні педалі виключити можливість включення або виключення діапазону.

На видних місцях машини, місцях обслуговування або поблизу небезпечних місць повинні бути нанесені написи, знаки або таблички: табличка правил протипожежної безпеки; табличка строповки; напис «регулювання та очистку машини проводити тільки при непрацюючому двигуні»; напис «не стій під елеватором»; знак обмеження швидкості; знаки місць установки домкратів; знаки місць строповки; знаки попередження про небезпеку; знак обмеження габариту за шириною. Місця їх розміщення відповідно до вимог креслення.

При натисканні на педаль заднього ходу повинен загоратися «стоп-сигнал»; при поверненні педалі у нейтральне положення «стоп-сигнал» повинен відключатися. Фіксатор ручного сигналу повинен надійно фіксувати важіль гальма у загальному стані [6, 14].

Концентрація шкідливих та небезпечних речовин виробничого середовища на робочих місцях, мікроклімату виробничих приміщень, теплового випромінювання під час виготовлення машин не повинні перевищувати граничнодопустимих норм.

#### **4.2. Вимоги техніки безпеки при експлуатації шестирядного коренезбирального комбайна**

До роботи з технічного обслуговування, транспортування, обкатки і використання машини допускаються особи, які досягли 18 років, пройшли медичний огляд, спеціальну підготовку, інструктаж з техніки безпеки і протипожежної безпеки при наявності відповідного посвідчення.

При одночасному обслуговуванні, ремонті машини кількома виконавцями необхідно призначити старшого групи, доручивши йому контроль за дотриманням правил техніки безпеки (черговості робіт).

У машині повинна бути аптечка з необхідними медикаментами.

Працювати потрібно у зручному одязі, щоб не допустити його попадання у рухомі частини машини.

Інструменти, прилади і обладнання для технічного обслуговування і ремонту повинні використовуватись тільки за своїм призначенням, бути справними і забезпечити безпечність проведення робіт.

Не допускається перевезення вантажів у бункері.

Нахили агрофону при роботі не повинні перевищувати 2°.

Роботи перед запуском та у процесі запуску машини. Перед запуском потрібно впевнитися у справності механізму блокування запуску. Перед запуском двигуна ручка переключення діапазонів повинна бути у нейтральному положенні, а педалі керування гідронасосом у одній площині. Важіль керування гідронасосом повинен знаходитися у вертикальному положенні. Муфта приводу робочих органів повинна бути виключена.

Перед включенням передачі, а також початком руху водій повинен впевнитися у відсутності сторонніх осіб на машині або біля неї і дати попереджувальний звуковий сигнал.

Необхідно систематично перевіряти справність і надійність роботи гальм рульового керування механізму переключення діапазонів. Категорично забороняється працювати з несправним рульовим керуванням, гальмівною системою, електроосвітленням і сигналізацією [6, 14].

Вимоги до безпеки у процесі роботи машини і переїздах. При русі машини водій повинен знаходитися на сидінні. Забороняється перебування сторонніх осіб на працюючій машині або біля неї.

Забороняється очищати, ремонтувати або регулювати вузли під час руху машини. Забороняється експлуатувати машину без запобіжних кожухів і огорож карданних, пасових і ланцюгових передач. Забороняється надівати паси на шківи і ланцюги на зірочки, а також змащувати підшипники під час роботи машини. Забороняється працювати на машині при ослаблених кріпленнях вузлів і агрегатів. Забороняється чіпати руками робочі органи машини при працюючому двигуні.

При роботі машини металеві труби гідроприводу на ходову частину можуть нагріватися до 80-100<sup>0</sup>С. Берегтися опіків.

При переведенні навантажувального транспортера з робочого у транспортне положення (або навпаки) попередньо необхідно впевнитися у наявності вільного простору, відсутності ліній електропередач та інше. Оскільки, за габаритний розмір транспортера за висотою при переведенні перевищує 4 м.

Швидкість руху машини при значних нахилах дороги повинна бути до 4 км/год, поздовжнім кутом нахилу до 7%. При поворотах і розворотах швидкість потрібно зменшити до 3км/год. При тривалих переїздах машини (більше 15-20км) паси приводу робочих органів потрібно зняти. Рух дорогами загального користування проводиться відповідно до «Правил дорожнього руху» і при включених безперервних маячках оранжевого або білого кольорів.

Транспорт, швидкість якого дорівнює або перевищує максимальну швидкість руху машини, обганяти забороняється особливо з настанням темноти.

Переїжджати у тунелях, через греблі, мости (якщо дозволяють габарити і вантажопідйомність) потрібно тільки на пониженій швидкості при включених безперервних маячках [6, 14].

Вимоги безпеки після зупинки машини. Після зупинки машини необхідно обов'язково перевести ручку переключення діапазонів у нейтральне положення.

При заміні мастила у перші 20-30хв після зупинки двигуна, необхідно бути обережним, щоб уникнути опіків.

Щоб уникнути випадкового руху машини з місця, водій повинен перед виходом із кабіни при працюючому двигуні заблокувати педаль керування гідронасосом засувкою і загальмувати машину стоянковим гальмом.

Необхідно систематично перевіряти надійність роботи рульового керування та гальм.

Вимоги безпеки при технічному обслуговуванні та ремонтах. Всі види регулювань і технічного обслуговування виконуються при виключеному двигуні (крім деяких регулювань двигуна і діагностики). Забороняється щонебудь робити під машиною, якщо копачі підняті і під колеса не підставлені упори-клини. При м'якому ґрунті під домкрат кладуть міцну дошку при проведенні технічних оглядів або ремонті потрібно підняти одну із сторін машини, користуються домкратом вантажопідйомністю не менше 5 т. Не можна знаходитись під машиною, яка піднята на домкрат. Місця встановлення домкрата і опор для піднімання різних частин машини вказано на машині.

Особливості буксирування. Буксирування машини здійснюється тільки при жорсткому зчіплюванні згідно з «Правилами дорожнього руху».

Особливості користування гальмами. Гальмування машин під час руху необхідно проводити зміною подачі основного насоса гідростатичної передачі трансмісії (ГСТ), що виконується за допомогою педаль керування.

### **4.3. Протипожежні заходи при експлуатації комбайна**

Категорично забороняється: курити на машині поблизу складування сіна, соломи та інших місць підвищеної пожежонебезпеки; заправляти двигун паливом у місцях складування (сіна, соломи) та інших місцях підвищеної пожежонебезпеки; проводити ремонт машин та інші роботи з використанням відкритого вогню у місцях складування сіна, соломи й інших місцях підвищеної пожежонебезпеки.

До початку збиральних робіт машина повинна бути обладнана вогнегасником і лопатою. Не дозволяється на вогнегасник вішати одяг або класти сторонні предмети, вони заважають швидко використати його у випадку необхідності. Вогнегасник повинен бути завжди справним і своєчасно заправленим. Необхідно слідкувати за тим, щоб прокладка колектора добре ущільнювала і не відпускала б відпрацьовані гази. Недостатнє ущільнення може привести до загоряння легкозаймистих матеріалів. Щоб попередити замикання проводів потрібно кожного дня перевіряти справність електропроводки, слідкувати за якістю ізоляції електропроводів і не допускати забруднення їх маслом і пилом [6, 14].

У нічний час при виході з ладу електрообладнання користуватися вогненебезпечними ліхтарями. При заправці машини і перевірці його рівня не можна користуватися відкритим вогнем і курити, допускати підтікання мастила у місцях з'єднання трубопроводів. Своєчасно усуньте підтікання у системі живлення і змащення двигуна. Пролите пальне і масло треба витерти.

Своєчасно очищайте машину, двигун, захисні сітки радіаторів від рослинних залишків, випускную трубу і колектор від нагару. Паливопроводів необхідно чистити на двигуні після перекриття подачі палива.

Стаціонарні пости технічного обслуговування і агрегати технічного обслуговування повинні бути обладнані засобами пожежогасіння.

Особи, які працюють на машині, а також які беруть участь у проведенні технічного обслуговування, повинні знати пожежотехнічні мінімуми [6, 14].

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У роботі удосконалено гідростатичний привод гичкоріза шестирядного коренезбирального комбайна. Виконано його так: на раму машини доцільно встановити розподільчий редуктор, який отримуватиме оберти від переднього кінця колінчастого вала двигуна. На вихідні вали редуктора потрібно встановити гідронасоси, які приводитимуть у рух ходову частину машини і гичкоріз. Вхідний вал роздавального редуктора через карданну передачу з'єднують з переднім кінцем колінвала двигуна машини. Результатом стає спрощена конструкція привода гичкоріза та менша вага шківів, який є частиною привода робочих органів комбайна. Цього досягнуто завдяки відкиданню частини шківів, у яких були розміщені канавки клинопасової передачі, яка була частиною привода насоса гідротрансмісії і привода гичкоріза. Відпала потреба у решті елементах існуючого привода та місцях їх встановлення на рамі машини. Завдяки внесеним змінам спрощено привод гичкорізального апарата, знижуються затрати часу для технічного обслуговування, підвищується безпека праці, надійність і довговічність частин привода, наслідком чого буде підвищення продуктивності машини під час викопування коренеплодів.

Конструктивними розрахунками елементів трансмісії привода гичкоріза встановлено, що для системи охолодження підійде радіатор 04У08002, поверхня охолодження його  $2,48 \text{ м}^2$ , завдяки чому буде досягнуто заданого температурного режиму роботи гідротрансмісії. Розраховано трубопроводи гідротрансмісії, доцільним є застосування безшовних сталевих труб високого тиску.

Розраховано розподільчий редуктор привода гідронасосів, необхідний для гідрооб'ємних передач привода гичкоріза та ходової частини. Враховуючи габарити гідронасосів, міжосьова відстань редуктора прийнята 170 мм. Навантаження, які виникатимуть у зачепленні циліндричних коліс редуктора, були визначені для номінального режиму гідронасоса для транспортного і робочого режимів, тобто за умови, що передавання потужності на обидва гідронасоси відбувається з врахуванням їх режимів навантаження. Виконано розрахунок ведучого вала редуктора привода гідронасосів у транспортному і робочому режимах, виконано перевірку підшипників ведучого вала. Розроблені заходи з охорони праці під час експлуатації коренезбирального комбайна.

## ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Булгаков В.М. Теорія бурякозбиральних машин. Монографія. Київ: Видавничий центр НАУ, 2005. 245 с.
2. Гевко Б.М. Гідропривод і гідроавтоматика сільськогосподарської техніки : посібник / Б.М.Гевко, С.Г.Білик., А.Ю.Ліник, О.В.Фльонц. Тернопіль : Вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя, 2015. 384 с.
3. Гевко Р.Б., Баліцький І.Б., Хомик Н.І. Методи зниження пошкоджень коренеплодів при їх переміщенні у транспортно-очисних системах машин. *Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій* : матеріали міжнар. наук.-техн. конф. до 60-річчя з дня заснування ТНТУ та 175 річчя з дня народження Івана Пулюя, м. Тернопіль, 14-15 трав. 2020 р. Тернопіль, 2020. С. 58-59.
4. Гевко Р.Б., Баліцький І.Б., Хомик Н.І. Вдосконалення процесів очищення коренеплодів при розробленні та модернізації машин. *Сучасні технології промислового комплексу-2020* : матеріали VI-ої міжнар. наук.-практ. конф., вип. 6, м.Херсон, 8-12 верес. 2020 р. Херсон: ХНТУ, 2020. С. 91-94.
5. Гевко Р.Б., Хомик Н.І., Жаровський О.С., Довбуш Т.А Деталі машин та основи автоматизованого конструювання: навчальний посібник до лабораторних робіт Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2021. 256 с.
6. Гогіташвілі Г.Г., Лапін В.М. Основи охорони праці. Львів: Новий світ, 2000. 230 с.
7. ГОСТ 21354-87. Передачі циліндричні зубчасті. 6
8. Довбуш А.Д. Прикладна механіка і основи конструювання: навчально-методичний посібник до розрахунково-графічної роботи / А.Д. Довбуш, Н.І. Хомик, Т.А. Довбуш, Н.А. Рубінець. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2015. 116 с.
9. Довбуш Т.А. Методи проектування сільськогосподарських машин: навчально-методичний посібник до курсового проектування /Т.А. Довбуш, Н.І. Хомик, А.Д Довбуш. Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2019. 72 с.

10. Довбуш Т.А. Опір матеріалів: навчальний посібник до виконання розрахунково-графічних робіт і самостійної роботи / Т.А. Довбуш, Н.І. Хомик, А.В. Бабій, Г.Б. Цьонь, А.Д. Довбуш. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2022. 220с.
11. Довбуш Т.А., Хомик Н.І., Верескля А.В. Визначення внутрішніх силових факторів в елементах пристрою для дообрізання гички. *Актуальні задачі сучасних технологій* : зб. тез доповідей XIII міжнар. наук.-практ. конф. молодих учених та студентів. м. Тернопіль, 11-12 грудня 2024 р. Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2024. С.71-72.
12. Довбуш Т.А., Хомик Н.І., Дунець Б.О. Експериментальні дослідження циклічної тріщинотривкості конструктивної системи. матеріали XXI наук. конф ТНТУ імені Івана Пулюя. м. Тернопіль, 16-17 трав. 2019 р. Тернопіль, 2019. С. 15-16.
13. Довбуш Т.А., Хомик Н.І., Цьонь Г.Б. Зниження металоємності гнучких транспортуючих механізмів. *Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій* : матеріали міжнар. наук.-техн. конф. до 60-річчя з дня заснування ТНТУ та 175 річчя з дня народження Івана Пулюя, м. Тернопіль, 14-15 трав. 2020 р. Тернопіль, 2020. С. 20-21.
14. Довбуш Т.А., Хомик Н.І., Цьонь Г.Б. Обґрунтування силових параметрів пасивного ножа для дообрізування головок коренеплодів цукрових буряків. *Прикладна механіка* : матер. I міжнар. наук.-техн. конф. м. Тернопіль, 6-7 червня 2024 р. Тернопіль: ТНТУ, 2024. С. 174–177. (Механіка руйнування матеріалів і конструкцій).  
[https://elartu.tntu.edu.ua/bitstream/lib/45592/2/AM\\_2024\\_Dovbush\\_T-Justification\\_of\\_the\\_power\\_174-177.pdf](https://elartu.tntu.edu.ua/bitstream/lib/45592/2/AM_2024_Dovbush_T-Justification_of_the_power_174-177.pdf)
13. Комбайн бункерний самохідний КБС-6. Керівництво з експлуатації. – Тернопіль, 1997. 191с. 10
14. Лапін В.М. Безпека життєдіяльності людини. Львів: ЛБК НБУ; Київ: Знання, 2000. 188 с.

15. Машинаи бурякозбиральні ДСТУ 2258-93. Київ: Держстандарт України, 1993. 18с. 15
16. Погорілий М.Л. Технологічні і технічні аспекти вдосконалення буряко-збиральної техніки //Техніка АПК. 2000р. № 9. С.14–18. 17
17. Прогноз розвитку бурякозбиральних машин та обґрунтування альтернативної валкової технології збирання цукрових буряків /Погорілий Л., Татянянко М., Погорілий М., Кузьмінов В., Куліш В. //Техніка АПК. 2002р. №7-9. С.18-23. 18
18. Сільськогосподарські та меліоративні машини: Підручник /Д.Г. Войтюк, В.О. Дубровін, Т.Д. Іщенко та ін.; За ред. Д.Г. Войтюка. Київ: Вища освіта, 2004. 544 с.
19. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування. Кн.1: Машинаи для рільництва /П.В. Сисолін, В.М. Сало, В.М. Кропівний; За ред. М.І. Черновола. Київ: Урожай, 2001. 382 с.
20. Хомик Н.І. Вступ до фаху: навчальний посібник для студентів спеціальності 208 «Агроінженерія» / Н.І. Хомик, Г.Б. Цьонь, Т.А. Довбуш, І.Й. Блозва, А.Д. Довбуш. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2022. 348 с.
21. Хомик Н.І. Деталі машин. Курс лекцій для студентів заочної форми навчання / Н.І. Хомик, А.Д. Довбуш, О.П. Цьонь. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2016. 160 с.
22. Хомик Н.І., Довбуш А.Д., Олексюк В.П. Машинаи та обладнання для тваринництва. Навчальний посібник (курс лекцій). Частина перша. Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2021. 240 с.
23. Хомик Н.І., Довбуш Тарас, Дунець Богдан. Розрахунок ресурсу роботи конструктивної системи розкидача добрив / Міжнародна науково-технічна конференція «Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій» до 100 річчя з дня заснування НАН України та на вшанування пам'яті Івана Пулюя. Тернопіль: ТНТУ, 2018. С. 102-103.
24. Хомик Н.І., Довбуш Т.А., Рубінець Н.А., Довбуш А.Д. Аналітичне дослідження напружено-деформованого стану складних конструктивних

- систем з довільним зовнішнім навантаженням. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Випуск 158. «Ресурсозберігаючі технології, матеріали та обладнання у ремонтному виробництві»*. Харків: ФО-П Дуюнова Т.В., 2015. С.44–50.
25. Хомик Н.І. Методичний посібник до виконання дипломної роботи для здобуття освітнього ступеня «магістр» для спеціальності 133 Галузеве машинобудування /Н.І. Хомик, М.Я. Сташків, В.П. Олексюк. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2018. 164 с.
  26. Хомик Н.І. Основи агрономії: навчальний посібник (курс лекцій) /Н.І. Хомик, Г.Б. Цьонь, Т.А. Довбуш, В.П. Олексюк. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2021. 232 с.
  27. Хомик Н.І. Основи агрономії: навчальний посібник до практичних занять та самостійної роботи /Н.І. Хомик, Г.Б. Цьонь, Т.А. Довбуш, Н.А. Антончак. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2021. 320 с.
  28. Хомик Н.І., Цьонь Г.Б., Довбуш Т.А. Ознайомча практика: методичний посібник для студентів спеціальності 208 «Агроінженерія». Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2022. 80 с.
  29. Хомик Н. І., Цьонь Г Б., Довбуш Т.А. Навчальна практика: методичний посібник для студентів спеціальності 208 «Агроінженерія». Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2022. 140 с.
  30. Хомик Н.І. Технологія виробництва і переробки сільськогосподарської продукції: курс лекцій / Н.І. Хомик, Н.Б. Гаврон, Н.А. Рубінець. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2016. 248 с.
  31. Хомик Н.І. та ін. Агрозахист: навчальний посібник / Н.І. Хомик, В.В. Мартинюк, А.В. Бабій, Г.Б. Цьонь, Т.А. Довбуш, А.Д. Довбуш. Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2025. 520 с.
  32. Babii A., Dovbush T., Khomuk N., Dovbush A., Tson A., Oleksyuk V. Mathematical model of a loaded supporting frame of a solid fertilizers

- distributor. *Procedia Structural Integrity*, 2022. No 36, 203-210.  
<https://doi.org/10.1016/j.prostr.2022.01.025>
33. Babii A., Levytskyi B., Dovbush T., Babii M., Khomuk N., Dovbush A., Valiashek V. Mathematical model of sprayer tank loading. *Procedia Structural Integrity*, 2024. No 59, 609-616. <https://doi.org/10.1016/j.prostr.2024.04.086>
  34. Volodymyr Bulgakov, Olena Glazunova, Oleksandra Trokhaniak, Arlindo Almeida, Adolfs Rucins, Aivars Aboltins, Simone Pascuzzi, Nadia Khomyk, Ivan Beloev, Kaloyan Stoyanov. Investigation in energy parameters of process of compacted soil transportation by flexible sectional screw conveyor. *Engineering for rural development*. Jelgava, 21.-23.05.2025. P.147-155  
<https://DOI: 10.22616/ERDev.2025.24.TF027>
  35. Dovbush Taras, Khomyk Nadia, Dovbush Anatolii, Dunets Bogdan. Evaluation technique of frame residual operational life. *Scientific Journal of the Ternopil national technical university*. Tern.: TNTU, 2019. Vol. 93. No.1. P. 61-69.
  36. Hevko R.B., Tkachenko I.G., Khomyk N.I., Gumeniuk Y.P., Flonts I.V., Gumeniuk O.O. Determination of technical-and-economic indices of root crop conveyer-separator during their motion on curved path. *INMATEH - Agricultural Engineerin*, 2020. Vol. 61. Is. 2. P. 175-182.
  37. Dovbush Taras, Khomyk Nadia, Tson Hanna, Dovbush Anatolii, Improvement of prt-9 constructive system on the basis of frame elements strength balance. *Scientific Journal of the Ternopil national technical university*. Tern.: TNTU, 2020. Vol. 100. No. 4. P. 40-45.
  38. DovbushTaras, Dovbush Anatolii, Khomyk Nadia, Tson Hanna, Substantiation of flexible screw conveyor metal consumption under productivity maintenance conditions. *Scientific Journal of the Ternopil national technical university*. Tern.: TNTU, 2021. Vol. 103. No. 3. P. 33-42.
  39. Хомик Н.І., Довбуш А.Д. Технічна механіка: навчально-методичний посібник до курсової роботи для студентів напряму підготовки «Електротехніка та електротехнології» денної та заочної форм навчання Тернопіль: Видавництво ТНТУ ім. І.Пулюя, 2013. 192с.

## **ДОДАТКИ**