

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

Інженерії машин, споруд та технологій
(повна назва факультету)
Технічної механіки та сільськогосподарських машин
(повна назва кафедри)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(назва освітнього ступеня)

на тему: Обґрунтування параметрів очисника бункера
коренезбиральної машини

Виконав(ла): студент(ка) 6 курсу, групи МСм-61
спеціальності _____

133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва спеціальності)

(підпис) Миколаєвич А.Р.
(прізвище та ініціали)

Керівник _____
(підпис) Хомик Н.І.
(прізвище та ініціали)

Нормоконтроль _____
(підпис) Довбуш А.Д.
(прізвище та ініціали)

Завідувач кафедри _____
(підпис) (прізвище та ініціали)

Рецензент _____
(підпис) (прізвище та ініціали)

Тернопіль
2021

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

(підпис) _____
(прізвище та ініціали)
« » 20__ р.

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

на здобуття освітнього ступеня магістр
(назва освітнього ступеня)

за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування
(шифр і назва спеціальності)

студенту Миколаєвичу Андрію Романовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Обґрунтування параметрів очисника бункера
коренезбиральної машини

Керівник роботи Хомик Надія Ігорівна, к.т.н., доцент
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від « 27 » квітня 2021 року № 4/7-323

2. Термін подання студентом завершеної роботи 26 травня 2021 року

3. Вихідні дані до роботи робоча ширина захвату машини 2,7 м; робоча швидкість
11 км/год; кількість рядків, що викопується, – 6 шт; ширина міжрядь – 450 мм;
продуктивність за годину основного часу – 1...2,4 га; викопуючий пристрій –
ротаційно-вильчатий або дисковий; об'єм бункера-накопичувача – 8...10 м. куб.

4. Зміст роботи (перелік питань, які потрібно розробити)

Реферат. Вступ. 1. Аналіз об'єкту проектування. 2. Обґрунтування параметрів
удосконаленої машини. 3. Дослідження параметрів удосконаленої розробки.

4. Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях. Загальні висновки

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

1. Машина коренезбиральна самохідна. Схема кінематична (1А0).

2-4. Бункер в зборі. Складальне креслення (3А1). 5. Шнек в зборі. Складальне креслення (1А1).

6. Барабан ведений в зборі. Складальне креслення (1А2). Барабан опорний в зборі.

Складальне креслення (1А2). 7. Барабан ведучий в зборі. Складальне креслення (1А2).

Барабан ведучий. Складальне креслення (1А2). 8. Транспортер стрічковий (1А2).

Навивка шнека (1А2).

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці та	Окіпний І.Б., доцент		
безпека у надзвичайних ситуаціях	Клепчик В.М., ст.викл.		

7. Дата видачі завдання

01 вересня 2020 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналіз об'єкту проектування	до 20.03.21	
2	Обґрунтування параметрів удосконаленої машини	до 20.04.21	
3	Дослідження параметрів удосконаленої розробки	до 05.05.21	
4	Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях	до 10.05.21	
9	Реферат. Вступ. Висновки.	до 15.05.21	
10	Графічна частина. Специфікації	до 15.05.21	

Студент

_____ (підпис)

Миколаєвич А.Р.

_____ (прізвище та ініціали)

Керівник роботи

_____ (підпис)

Хомик Н.І.

_____ (прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

	Стор.
ВСТУП	6
1. АНАЛІЗ ОБ'ЄКТУ ПРОЕКТУВАННЯ	7
1.1. Технологія вирощування та агротехнічні вимоги до машин для збирання цукрових буряків	7
1.2.. Аналіз базової конструкції коренезбиральної машини	13
1.3. Обґрунтування теми	17
2. ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ УДОСКОНАЛЕНОЇ МАШИНИ.....	20
2.1. Конструктивні рішення, внесені у базову модель	20
2.2. Розрахунок технологічних параметрів транспортно-очищувальних робочих органів коренезбиральної машини	22
2.3. Розрахунок приводних ланцюгових передач приводу транспортерів, шнека очистки і шнека-розрівнювача бункера	23
2.4. Розрахунок ведучого вала стрічкового транспортера шнеково-транспортерного очисника	28
2.5. Розрахунок підшипників ведучого вала стрічкового транспортера шнеково-транспортерного очисника на довговічність і вантажопідйомність	37
2.6. Розрахунок з'єднувальної ланцюгової муфти з'єднання конічного редуктора з планетарним редуктором приводу донного і вивантажувального транспортерів бункера	39
2.7. Розрахунок шліцьового з'єднання запобіжної муфти приводу шнека-розрівнювача	42
3. ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ УДОСКОНАЛЕНОЇ РОЗРОБКИ	45

3.1.	Вплив навантажень на ефективність роботи пруткових конвеєрів	45
3.2.	Режими руху та їх вплив на процеси у пруткових транспортерах коренезбиральних машин	49
3.3.	Критерії оцінювання та аналіз рухових режимів конвеєрів	61
3.4.	Використання конструкції фізичної моделі пруткового транспортера для досліджень	65
4.	ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	65
4.1.	Вимоги охорони праці під час експлуатації шестирядної коренезбиральної машини з розробленим очисником бункера	65
4.2.	Засоби гасіння пожеж на промислових об'єктах	67
	ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	73
	ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	75
	ДОДАТКИ.....	78

ВСТУП

Цукрові буряки займають загальну посівну площу у світі біля 9млн.га, біля 80% з них розміщено країнах Європи, решта у США, Китаї, Туреччині, Марокко, Чилі, Японії та ін.

Україна має сприятливі ґрунтово-кліматичні умови для вирощування цукрових буряків і тривалий час входила до світових експортерів цукру. На зараз актуальними має бути ефективне функціонування регіональних агропромислових компаній, які охоплюють увесь процес виробництва цукру, включаючи техніку і технології для вирощування цукрових буряків у поєднанні із переробними підприємствами, щоб запобігти втратам сировини. Важливим тут є застосування різних машин і нарядь та засобів для вирощування високих врожаїв цієї культури та збирання коренеплодів з дотриманням вимог кондиційності та зниження енергоємності процесу, а це можливе лише за реалізації розробок нової техніки та удосконалення існуючої.

Фундаментальні основи розробки і дослідження робочих органів бурякозбиральних машин, технологічних процесів збирання цукрових буряків викладені у працях П.М.Василенка, Л.В.Погорілого, Б.М.Гевка, Р.Б.Гевка, М.В.Татьянка, В.С.Глуховського, О.О.Василенка, Б.П.Шабельника, В.Б.Аванесова, С.А.Топоровського, І.М.Серебрякова, Г.Д.Петрова, В.А.Хвостова, А.Г.Цимбала, М.М.Зуєва, П.В.Савича, І.П.Сичова, М.М.Хелемендика, А.К.Сарапухова, Ю.І.Ковтуна, В.Я.Мартиненка та ін. Суттєвий внесок у створення і дослідження їх функціональних, експлуатаційних, конструктивних та технологічних параметрів зробили В.В.Брей, М.Г.Данильченко, В.А.Грозубінський, Ф.Л.Руденко, А.А.Покуса, А.П.Гурченко, В.В.Дудка, Я.А.Павлов, В.М.Осуховський, Г.М.Смакоуз, Я.І.Козіброда, І.І.Русанов та ін.

Аналізуючи дослідження багатьох вчених, можна відзначити, що до вибору параметрів робочих органів коренезбиральних машин, необхідно підходити, враховуючи як механіко-технологічні принципи, які є основою процесів викопування та очищення коренеплодів, а також з використанням моделей взаємодії коренеплодів з робочими органами збиральних машин.

1. АНАЛІЗ ОБ'ЄКТУ ПРОЕКТУВАННЯ

1.1. Технологія вирощування та агротехнічні вимоги до машин для збирання цукрових буряків

Цукрові буряки – сільськогосподарська культура, яка вирізняється двома основними характеристиками – джерело для виготовлення цукру і технічна культура, частина врожаю якої і продукти переробки якої використовують для технічних цілей, зокрема як корми для тваринницької галузі. Свого часу її вирощували у багатьох зонах нашої країни, тобто в умовах достатнього, нестійкого і недостатнього зволоження, а також зрошеного землеробства. Технологія вирощування цукрових буряків має свої особливості, зумовлені агрокліматичними умовами різних зон, але має багато спільного [28, 29, 34, 37, 38, 39]: восени обробляють ґрунт комбіновано, тобто застосовуючи глибоке лущення або оранку поєднуючи із удобренням, тобто вносять як органічні, так і мінеральні добрива; раною весною виконують операції боронування і культивування; безпосередньо перед сівбою ґрунт готують культиваторами, з якими поєднують борони або котки, залежно від стану ґрунту; сівбу здійснюють сівалками, що забезпечують можливість точного висіву з дотриманням однакової глибини та рівномірності розподілу насіння у вздовж рядків; у подальшому виконують досходове та після сходове боронування посіву для знищення проростків бур'янів, руйнування ґрунтової кірки; згодом виконують міжрядні культивування вносячи сухі або рідкі добрива; іноді можуть здійснювати формування густоти сходів, якщо є загушення посівів і надалі культивування і обробіток препаратами для знищення бур'янів, щоб зберегти плантацію чистою на момент збирання врожаю.

Найкраще, коли посів цукрових буряків виконаний відповідно до норми висіву і також дотримана густина сходів. Це може бути досягнуто, якщо висівати насіння, що має схожість біля 70% і, при догляді за посівами, збережені 98% проростів.

Сіють цукрові буряки одноростковим насінням районованих сортів у добре підготовлений ґрунт (зяблева оранка, ранньовесняна і передпосівна

культивуваці, боронування і коткування за необхідності) на задану глибину. Виконують це одразу після передпосівного обробітку (або одночасно з ним) сівалками точного висіву, вод носач із сівбою вносять мінеральні добрива у рядки. Застосовують недражоване або дражоване насіння.

Для догляду за посівами застосовують до сходове і після сходове розпушування, згодом міжрядний обробіток у формі культивуваці. Чистоту посівів від бур'янів здійснюють застосуванням гербіцидів, виконують це зубовими боронами, культиваторами.

За необхідності виконують проріджування сходів або букетування посівів. У подальшому у період активного наростання листової маси та коренів здійснюють багаторазове розпушування ґрунту у міжряддях і боротьбу із шкідниками та хворобами, використовуючи спеціально обладнані культиватори та обприскувачі.

Машина для вирощування цукрових буряків мають відповідати агротехнічним вимогам [4, 6, 29].

При пунктирній сівбі однонасінних цукрових буряків норму висіву встановлюють з розрахунку одержання 25-35 сходів на 1пог.м рядка, а при сівбі багатонасінних цукрових буряків звичайним рядковим способом – близько 50 сходів на 1м рядка.

Сівба має бути виконана у прямолінійними рядками, відхилення на довжині 50м від осі рядка не більше 5 см, відхилення ширини основних міжрядь ± 1 см, а стикових ± 5 см. Відхилення середньої глибини загортання насіння від заданої ± 1 см. Щодо норм сівби, то відхилення від заданої, під час застосування сівалок з катушковими висівними апаратами, $\pm 5\%$, з пунктирними ± 2 , за одночасного внесення добрив до $\pm 7\%$ [6, 29].

Під час боронування посівів швидкість руху агрегату у поперечному напрямку на досходовому не більше 5...6, а на післясходовому – 3...5км/год. Глибина розпушування ґрунту боронами – 2...3см. Необхідно запобігати пошкодженням паростків.

Під час проріджування сходів глибина розпушування 3...4см з відхиленням її середнього значення від заданого ± 1 см. Огріхи не

допускаються. Після проріджування поверхня поля має бути вирівняна. Підживлення посівів сухими і рідкими мінеральними добривами виконують на глибину 12...14см.

Усі операції з обробітку ґрунту, сівби і догляду за посівами суттєво впливають у подальшому на якість і повноту збирання коренів.

Показники роботи бурякозбиральних машин поділяють на агрофізичні та експлуатаційно-економічні. Залежать вони від: фізичного стану і типу ґрунту, рельєфу полів і їх розмірів, врожайності коренеплодів та їх агрофізичних характеристик. Діапазон зміни цих параметрів отримують у результаті експериментальних спостережень з фіксацією та обробкою статистичних даних. Ці всі параметри мають ймовірну природу і тому часто їх задають відповідними статистичними характеристиками, математичним очікуванням, дисперсією, автокореляційною функцією, густиною розподілення та ін.

Вимоги до бурякозбиральних машин, які висуваються на даний час, пов'язані із сучасними тенденціями в агротехніці вирощування та переробки цієї культури, з власне агробіологічними властивостями цукрових буряків, вимогами до сівби, зокрема її точності; використання комплексу заходів, зокрема сучасних хімічних препаратів для знищення бур'янів, збудників хвороб та шкідників [4, 6, 29].

Важливим є також кінцевий ефект від застосування сучасної техніки і технологій, який забезпечує високі показники роботи машин задіяних у вирощуванні, збиранні, навантажувально-транспортних та переробних операціях, такі засоби мають відповідати експлуатаційним., агротехнічним, а також економічним критеріям.

Під час збирання цукрових буряків необхідно враховувати тривалі їх терміни зберігання і переробки, а також вимоги до підвищення кондиційних якостей коренеплодів, зокрема повноти їх обрізання від гички, зменшення їх забрудненості рослинними рештками, гичкою, ґрунтом; зменшення пошкоджень (сколи, зрізи, обламування хвостової частини). Усе це суттєво впливає на зниження втрати цукру у переробній сировині.

Продукти урожаю цукрових буряків використовують, як сировину для виробництва цукру і корми для тварин, тому бурякозбиральні машини мають забезпечувати дотримання вимог [4, 6, 29, 45]: видалення листкової частини і самих коренів, залежно від технології, це може відбуватися водночас або поетапно у визначені за календарем терміни; заготівлі якісних продуктів для годівлі тварин та сировини для виготовлення цукру, за умов наявності відходів у певних межах (зрізаних головок коренеплодів не більше 3%, загальна забрудненість до 10%, у них гички може бути до 2,5%; ушкоджених коренеплодів до 10%, зріз гички має бути на рівні 90% і вище; надійність під час роботи має бути не менше 0,95 і агротехнічна придатність та працездатність у різних умовах (за різного рівня врожаю, розмірних параметрів зрілих рослин, фізичного стану ґрунту, а також властивостей гички і стану забур'яненості плантацій). Такі машини та комплекси мають працювати і за екстремальних умов, а саме, якщо високі врожайність коренів 450-700ц/га, вологість ґрунту 26-30% а твердість 290-580Н. Бурякозбиральні машини та комплекси повинні забезпечувати необхідну універсальність щодо можливості використання різних варіантів процесів збирання заміною частини робочих органів, наприклад гичкорізальних апаратів, викопуючих пристроїв, транспортно-сепаруючих механізмів залежно від природно-виробничих умов. Збиральні машини мають забезпечити інтенсифікацію технологічних процесів збирання зниженням обмежень на робочі швидкості і пропускну здатність гичковидаляючих та кореневикопуючих модулів машин. Також, удосконалюючи існуючі моделі чи створюючи нові машини, необхідно максимально йти у напрямку спрощення конструкцій, зниження рівня вмісту матеріалів та потреб у затратах енергії для роботи. Ці вимоги сприяють раціоналізації типуажу коренезбиральних машин, які б враховували особливості різних регіонів, тобто виробничі умови, а також подальшому удосконаленню конструктивних схем окремих робочих органів і загальному компонуванню схем таких машин і комплексів вимог [4, 6, 29, 45].

Під час збирання цукрових буряків шестирядними комбайнами або комплексами машин мають бути дотримані агротехнічні вимоги. А саме,

коренеплоди мають бути вповні забрані з ґрунту з допомогою копачів і транспортуючо-очищувальних механізмів (вальців, шнеків, транспортерів, бітера і т. ін.). Допускаються втрати коренеплодів, тобто загублених на полі не більше 5% і таких, що залишилися в ґрунті до 1%.

Гичкозрізаючі апарати збиральних машин повинні повністю виконувати зрізання гички на коренях буряків так, щоб отримана сировина без доочищення могла бути здана для переробки. Забруднення коренеплодів, які укладають у кагати, зеленою масою, тобто недообрізаною гичкою і рослинними рештками має бути до 3%. Головки цукрових буряків перед їх викопування після зрізання гички – гладенькі, без ушкоджень, сколів, надрізів. У зрізаних разом із гичкою головках відходів із цукроносною масою має бути до 5%. Щоб забезпечити такі показники, потрібно щоб зрізання гички відбувалося на рівні, де починається зелена основа стебел, а також витримуючи рівень – орієнтовно 2см нижче вершин головок коренеплодів. Важливим є також, щоб у воросі не було коренеплодів, на головках яких залишилася гичка довжиною 2см, а якщо і є такі, то їх вміст має бути до 5%. [4, 6, 29].

Якщо зрізання стебел відбувається там, де розташовані сплячі вічка, то це призводить до різкого зростання відходів цукровмісної маси. Втрати можуть бути 12,9...20,7%. залежно від розмірних характеристик (діаметра) коренеплодів. Якщо листову масу збирають для подальшого використання як корм для ВРХ, то забрудненість ґрунтом зібраної гички не більше 1%, відповідно втрати гички на полі до 5% від її врожаю. Загалом частково пошкоджених коренеплодів не має бути більше 20%, зокрема сильно пошкоджених до 5% вимог [4, 6, 29, 31].

Здебільшого під час збирання гички гичкозбиральними машинами має забезпечуватися доочищення головок коренеплодів від залишків незрізаної гички і також видалення з міжрядь рослинних домішок на всій ширині захвату збиральної машини. Ці домішки і залишки гички допускається вкладати на середину міжрядь.

Найчастіше на даний час застосовують перевалочний спосіб збирання коренеплодів з їх вкладанням біля шосейних доріг у польові кагати певних

розмірів. Згодом із них коренеплоди буряконавантажувачами переміщують у транспорт для відвезення на цукрові заводи. Орієнтовні розміри кагатів: ширина 1,9-2,1м при висоті 0,8-1м. За умови застосування великогабаритних навантажувачів розміри кагатів можуть бути більшими. Буряконавантажувачі повинні забезпечувати підбирання з польових кагатів не менше 99 % кондиційних коренеплодів.

Вимоги загальної забрудненості вороху коренеплодів після буряконавантажувачів не більше 5%, з них гичкою та рослинними рештками до 1% (за умов вихідної забрудненості вороху ґрунтом до 20%, гичкою і залишками рослинними до 5%). Коренеплодів сильно пошкоджених робочими органами навантажувачів допускається до 3% вимог [4, 6, 29].

З всестороннього аналізу процесів видалення гички і викопування коренеплодів цукрових буряків, а також робочих органів для їх виконання, якими обладнують різні за рядністю машини та комплекси і знаряддя, видно, що технологічних і технічних можливостей для радикального підвищення експлуатаційних та економічних показників роботи таких машин, які базуються на традиційних механіко-технологічних принципах недостатньо. Тому необхідним є пошук нових напрямків, які б були орієнтовані на інтенсифікацію технологій збирання цукрових буряків, включно із удосконаленням існуючих моделей машин та створенням виконавчих механізмів збиральних машин, які б розвивали можливості підвищення продуктивності та надійності коренезбиральних машин, а також ефективності їх роботи. Важливим резервом у конструюванні нових машин та вузлів є зниження енергоємності, а також розвантаження окремих вузлів від динамічних та вібраційних впливів. Цим можна досягнути вищої зносостійкості машин до впливу агресивного середовища (ґрунт, волога, сік цукрових буряків) та забезпечити повноту віддачі машин на збиранні коренів. Важливими є ергономічні вимоги та вимоги до умов роботи операторів машин. Їх необхідно враховувати у комплексі, щоб досягнути ефективності під час розробки та впровадження нових машин чи окремих їх вузлів. вимог [4, 6, 16, 29, 34, 45].

1.2. Аналіз базової конструкції коренезбиральної машини

Коренезбиральна шестирядна самохідна машина [11] – це шасі, що має об'ємний гідропривод для ходової частини, підбирач коренеплодів, автомат керування та систему контролю роботи механізмів і сигналізацію.

Основою шасі є несуча рама поєднана із мостами коліс приводних і керованих, силовий агрегат, площадка водія-оператора з кабіною, електрична та гідравлічна системи.

Першим і основним вузлом, який виконує технологічний процес забирання цукрових буряків із ґрунту є підбирач коренеплодів. До нього входять викопуючий механізм (може бути різного типу залежно від компонування машини, дисковий, вильчатий, вібраційний), транспортуючо-сепаруючі механізми (поздовжній і вивантажувальний транспортери пруткового типу з різним кріпленням прутків до тягових елементів) і бункер-накопичувач, який також має відповідні транспортуючо-очисні пристрої. Основні технологічні вузли коренезбиральної машини кріплять по-різному. Підбирач коренеплодів встановлюють на основну раму машини, а усі транспортери, копачі, бункер, очисники монтують на окрему раму, яку приєднують шарнірно до несучої рами машини.

Транспортне положення коренезбиральної машини – копачі підняті, гідроциліндр їх утримує, зафіксовані механічним фіксатором.

Робоче положення машини – копачі заглиблені у ґрунт, основна рама оперта кронштейнами на мості коліс керованих.

Оскільки машина має різне виконання залежно від ґрунтово-кліматичних умов, тобто можуть бути встановлені різні викопуючі пристрої: дисковий, ротаційно-вильчатий, вібраційний, то в цілому будову машини не змінюють, а лише дообладнують її додатковим гідроциліндром, щоб забезпечити приєднання іншого викопуючого механізму.

Якщо використовують ротаційно-вильчатий копач, то для його монтажу необхідним є встановлення спеціального шарнірного з'єднання і сферичного

шарніра, щоб забезпечити його регулювання і встановлення на потрібну глибину підкопування.

На початку викопування копачі входять у ґрунт неглибоко, рама копача з допомогою регульованих кронштейнів спирається на опорні колеса, вони копіюють поверхню ґрунту. Під час роботи копачі самозаглиблюються, основною опорою стає міст керованих коліс, на який опирається рама машини через кронштейни.

Під час транспортування машини копачі фіксують фіксатором і утримують на основній рамі гідроциліндром.

Щоб встановити гідроциліндр підйому змінних копачів і забезпечити необхідне його положення під час роботи, то на основну раму встановлюють додатковий кронштейн з пазами для кріплення [11].

Коренезбиральна машина оснащена автоматичним керуванням і системою контролю за роботою всіх пристроїв і вузлів, яка видає сигнали про порушення. Усі обертові та приводні механізми закриті щитками та огороженнями, які можна швидко відкрити для огляду, ремонту чи регулювання. Вони створюють безпечні умови роботи обслуговуючого персоналу. Є також необхідні освітлювальні прилади для роботи у темну пору доби і для пересування автошляхами.

Технологічний процес такої шестирядної бурякозбиральної машини відбувається так.

Цукрові буряки можна збирати різними способами, найпоширеніші потоковий або перевалочний. Вирішальним у цьому є наявна у господарствах техніка для збирання і транспортування, а також відстані до переробних підприємств. Спершу гичкозбиральна машина або гичкоріз, додатково встановлений на коренезбиральну машину, забирає гичку і, залежно від технології збирання, може навантажувати її у транспортні засоби, що пересуваються поряд з метою подальшого використання як корму для ВРХ або розкидати на зібрану частину поля, щоб використати як добриво. Щоб скоротити необхідну кількість транспортних засобів для відвезення гички, якщо її будуть силосувати, то місця її збору розташовують поблизу плантації.

Коренезбиральну машину автоматом керування направляють так, щоб передні колеса проходили серединою міжрядь тих рядків коренеплодів, на яких уже зрізана гички, викопують коренеплоди, очищують їх від ґрунту у технологічному руслі машини, тобто коренеплоди проходять через кілька транспортерів-очисників (шнеково-вальцевий, прутковий, грудкододрібнючий) і вже очищеними від ґрунту, гички і рослинних решток їх навантажують у транспорт, який рухається поряд або вкладають у польовий бург, з якого потім навантажують в автомашини навантажувачем.

Якщо викопування коренів здійснюють дисковими копаками, то за дисками встановлюють бітер, який перекидає їх на шнеково-вальцевий очисник. Цей пристрій є агресивним очисником, шнеки мають різну навивку, обертаються з різними швидкостями, завдяки цьому з цукрових буряків добре відділяється налиплий на них ґрунт і рослинні рештки.

Викопати коренеплоди цукрових буряків із ґрунту без залишків ґрунту практично неможливо незалежно від виду копачів і стану ґрунту, оскільки ґрунт їх підтримує і водночас виштовхує під дією копачів.

Після шнекового очисника коренеплоди потрапляють на поздовжній прутковий транспортер. Щоб коренеплоди потрапляли на нього потоком застосовують бітер. Для підтримання коренеплодів під час транспортування поздовжнім транспортером, який встановлюють під кутом 55 град, на прутках, з відповідним кроком, закріплюють підтримуючі скребки. Вони можуть мати різноманітне виконання. Бітер також підвищує продуктивність транспортера завдяки рівномірнішому розподіленню коренеплодів на його полотні.

З поздовжнього транспортера коренеплоди потрапляють до бункера, у якому встановлений горизонтальний прутково-шнековий очисник, далі рухаються на поперечний трансвертер, який також є у бункері і передає їх на вивантажувальний прутковий транспортер, з якого вони потрапляють на транспорт, що відвозить їх до місць кагатування [11].

Якщо погодні умови сприятливі і ворох коренеплодів не засмічений ґрунтовими грудками, то можна уникнути їх потрапляння у бункер, змінивши напрям руху транспортера. Відтак вони потраплятимуть на вивантажувальний

транспортер, оминаючи додаткове очищення, а отже, і можливе травмування і вкладатимуться у транспортні засоби для відвантаження чи кагатування.

Для заміни транспортних засобів на ходу, щоб не зупиняти коренезбиральну машину, можна на короткий проміжок часу (до 30 секунд) відключити стрічковий і вивантажувальний транспортери. Коренеплоди будуть нагромаджуватися у бункері. Потім відключені механізми включають і процес повторюється. Зміну напрямку руху і зупинку транспортерів здійснюють завдяки гальмівній стрічці планетарного редуктора їх приводу та гідроциліндра [11].

Технічні дані бункерної самохідної шестирядної коренезбиральної машини [11]

Маса машини, кг, у комплектації з різними виконуючими пристроями:

- дисковий	11750+270;
- вильчатий	11450+250;
- вібраційний	11670+330.
Бункер об'ємом	8...10 м.куб.
Продуктивність на основній операції	1...2,4 га/год.
Швидкість руху робоча	3,5 (11) м/с (км/год).
Двигун потужністю	112/150 кВт/к.с.
Тиск у гідросистемі приводу транспортерів	150 МПа.
Допустиме пошкодження коренеплодів	до 5%.
Ширина міжрядь	45 см.
Одночасно підкопує	6 рядків.
Захват машини по ширині	2,7м.
Обслуговуючий персонал	одна особа.
Швидкості полотен транспортерів:	
- поздовжній	1...1,5 м/с;
- вивантажувальний	1,14 м/с.
Розміри транспортера поздовжнього:	
- ширина	0,9 м.
- довжина	5,15 м

кут встановлення	55 град.
Параметри скребків	
- крок	0,35 м;
- висота	0, 17 м.
Кріплення прутків транспортерів	
- поздовжнього	до гумових пасів;
- вивантажувального	до втулково-роликкових ланцюгів.

1.3. Обґрунтування теми

Найбільш трудо- та енергомісткі операції у сільськогосподарському виробництві – збиральні, особливо викопування коренеплодів різних культур. Робочі органи збиральних машин, зокрема викопуючі та очисні зазнають додаткового впливу абразивного середовища, тобто ґрунту. Це суттєво впливає на зносостійкість робочих органів, особливо у складних умовах пересушеного чи перезволоженого ґрунту. Також схеми та режими їх роботи, а також конструктивні та кінематичні параметри впливають на якість та повноту викопування коренеплодів, їх пошкодження і втрати.

Важливою задачею, яка вирішується під час збирання коренеплодів цукрових буряків, є їх очищення від ґрунту та рослинних решток, щоб забезпечити відповідну якість і кондиційність, як сировини для цукропереробної промисловості.

Для здійснення очищення вороху коренеплодів у коренезбиральній машині він проходить через окремі етапи очищення, які пов'язані єдиним технологічним руслом машини, яке включає в себе викопуючий пристрій, шнеково-вальцевий очисник, транспортери поздовжній, донний та вивантажувальний. Тому магістерська робота, яка направлена на обґрунтування параметрів очисника бункера коренезбиральної машини є актуальною. Для розкриття теми розглянемо як відбувається просування

вороху коренеплодів у базовій моделі шестирядної коренезбиральної машини, аналізуючи існуюче конструктивне виконання транспортера бункера, який має два основні вузли – прутковий транспортер і шнек.

- ворох коренеплодів, який сформувався після викопуючого пристрою і пройшов через шнеково-вальцевий очисник, подається поздовжнім прутковим транспортером, зазнаючи часткової сепарації і далі падає на прутковий транспортер очисника бункера, де коренеплоди очищуються від налиплого ґрунту, однак, від ударів до полотна транспортера, зазнають травмувань, а саме, вм'ятин на поверхні, обламування хвостових, тобто прикореневих частин; спостерігається також, що відділений від коренеплодів ґрунт і рослинні рештки (стебла гички і бур'янів) частково знову потрапляють у бункер, падаючи через зазори прутків транспортера; так відбувається повторне забруднення вороху коренеплодів, а отже, знижується ефективність процесу. Трапляється, що під час транспортування-очищення коренеплодів значна кількість відламаних їх хвостових частин випадає на зібрану частину поля, провалюючись через зазор між поверхнями транспортера і шнека;

- бункер має поперечний відвідний шнек, для запобігання травмуванню коренеплодів він обладнаний еластичними накладками. Гвинтовий шнек і прутковий транспортер встановлені так, що між їх поверхнями є зазор певного постійного розміру S . Якщо у воросі є ґрунтові грудки і коренеплоди, які мають розміри більші за встановлений зазор, то транспортер переміщує їх у поперечному напрямку і згруджує їх. У результаті цього виникає значний прогин полотна самого транспортера. Найповніше це відбувається там, де встановлений шнек. Щодо гвинтового шнека, то його еластичні накладки також зазнають прогину. Напрямо цього прогину відбувається протилежно до того, як обертається шнек. Наслідок цього – зміна зазору між прутковим транспортером і гвинтовим шнеком. А це призводить до збільшення втрат коренеплодів.

Може спостерігатися також явище заклинювання коренеплодів. Відбувається це з різних причин – дуже великі розміри буряків, пошкодження чи деформація прутків транспортера. У таких випадках збільшуються витрати

потужності, бо зростають зусилля необхідні для транспортування коренеплодів, також інтенсивніше спрацьовуються робочі поверхні транспортера і шнека, коренеплоди зазнають більшого травмування [21. 22].

Щоб усунути виявлені у базовій конструкції недоліки доцільно обладнати очисник бункера стрічково-шнековим транспортером. Конструктивне виконання якого таке: нескінченна еластична стрічка із зубчастими направляючими, які розміщені у центральній частині стрічки, встановлена на ведучий та ведений барабани. Центральна частина стрічки розміщується під центральною частиною шнека для відведення коренеплодів. Стрічковий транспортер замінює прутковий. Щоб запобігти прогинанню полотна стрічкового транспортера під його несучу вітку встановлюють підтримуючий (допоміжний) барабан. Це рішення дасть змогу витримувати постійний зазор між стрічковим транспортером і шнеком. Шнековий транспортер також потребує удосконалення. На валу закріплюють по нормалі до поверхні гвинтове ребро, яке і утворює шнек. Зовнішня його грань заокруглена і на неї закріплюють, з робочого боку, накладку, виготовлену з еластичного матеріалу для запобігання травмуванню коренеплодів гранню шнека. Висоти накладки і ребра гвинта однакові [21, 22].

Запропоновані конструктивні рішення покращать ефективність роботи машини завдяки зменшенню травмувань та втрат коренеплодів, а також зменшать затрати енергії на їх процес очищення.

Для розкриття поставленого завдання доцільно виконати необхідні технологічні розрахунки, удосконалити конструкцію, відобразивши це у графічній частині, розрахувати міцність змінених конструктивних елементів та виконати дослідження параметрів удосконаленої конструкції.

2. ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ УДОСКОНАЛЕНОЇ МАШИНИ

2.1. Конструктивні рішення, внесені у базову модель

У конструкції базової коренезбиральної машини очищення вороху коренеплодів забезпечується очисником викопуючого пристрою з наступним очищенням і транспортуванням поздовжнім транспортером коренеплодів на прутково-шнековий транспортер бункера, де продовжується очищення від налиплого ґрунту і рослинних решток, звідси коренеплоди подаються на вивантажувальний транспортер з подальшим навантаженням на транспортні засоби [11].

Недоліки існуючої конструкції:

- ворох переміщується транспортером поздовжнім від копачів і далі потрапляє на наступний транспортер також пруткового типу, у результаті цієї взаємодії відбувається очищення коренеплодів від налиплого ґрунту, але через удари вони травмуються, пошкоджуються, відбувається відламування корінців і прикореневих частин; деяка кількість відділеного ґрунту і залишків рослин бур'янів та гички через зазори прутків транспортерів-сепараторів провалюється і падає у бункер, через що заново потрапляє у транспортовану масу коренів, знижуючи через це якість відділення домішок у вороху; відламані під час падіння через удар прикореневі частинки коренеплодів провалюються між прутками і падають на зібрану поверхню поля, оскільки їх розміри менші ніж зазор конструктивно передбачений і встановлений між транспортером і шнеком;

-під час роботи транспортно-сепаруючого пристрою під дією еластичних накладок поперечного відвідного шнека, враховуючи, що його вісь обертання у вертикальній площині зміщена від осі приводного барабану, коренеплоди і грудки ґрунту, поперечні розміри яких, більші від попередньо встановленого, залежно від врожайності коренеплодів, і від якого залежать втрати товарних коренеплодів, зазору (зазор між поверхнею пруткового транспортера і

зовнішньою поверхнею обертання гвинтового шнека) переміщуються транспортером у поперечному відносно нього напрямку.

У результаті описаних взаємодій виникає неконтрольований прогин транспортера, тобто його пруткового полотна, у тій частині, де встановлено гвинтовий шнек, прогинаються відповідно і еластичні накладки шнека у протилежний бік, тобто супроти встановленого обертання.

Внаслідок прогинів полотна та еластичних накладок, причому прогини не є постійними, а залежать від стану технологічної маси, тобто від вологості ґрунту під час збирання коренеплодів, від фізико-механічних характеристик ґрунту, від врожайності коренеплодів і від їх розмірів, змінюється і не залишається постійним зазор S між поверхнями транспортера і гвинтового шнека [22].

Неконтрольоване збільшення зазору S внаслідок прогинів сприяє збільшенню втрат товарних коренеплодів. Також внаслідок цих прогинів величина кута між реальними поверхнями полотна транспортера і еластичною накладкою гвинтового шнека буде менша 90^0 , тобто коренеплоди заклинюються поміж транспортуючим полотном і шнековою еластичною накладкою, що веде до збільшення зусиль переміщення коренеплодів, що згодом спричиняє зростання затрат енергії на процес, стирання контактуючих, тобто робочих елементів гвинта шнекового і транспортера пруткового, а все це збільшує травмованість зібраних коренів.

Щоб уникнути виявлених у базовій конструкції під час експлуатації недоліків, пропонується очисник бункера коренезбиральної машини виконаний таким чином:

- встановити (графічна частина роботи) заміну транспортерів, а саме, пруткового на еластичний, виготовлений із гумової стрічки, яка має зубчасті направляючі, виконані у її центральній частині у поздовжньому напрямку, а також відвідний гвинтовий шнек та допоміжний підтримуючий барабан під несучою віткою стрічкового транспортера. Встановлення барабана підтримуючого запобігатиме прогину стрічкового еластичного транспортера,

створюватиме постійність передбаченого зазору S , у результаті це сприятиме зменшенню втрат товарних коренеплодів;

- поперечний шнек доцільно змінити так: гвинтове ребро, яким виконують навивку шнека на вал, встановлюють нормально до поверхні шнека; воно має мати заокруглену зовнішню грань (графічна частина роботи), робочу сторону якої яку обладнують еластичною накладкою, її висота має дорівнювати висоті гвинтового ребра шнека.

Стрічковий транспортер (графічна частина роботи) складається з еластичної стрічки з направляючими зубчастими виступами, ведучого, веденого і підтримуючого зварних трубчатих барабанів (графічна частина роботи), встановлених на опорних кулькових підшипниках.

Ведений барабан, обладнаний натяжним пристроєм, за допомогою якого натягується транспортерна стрічка.

Привод стрічкового транспортера і шнека здійснюється ланцюговими передачами.

2.2. Розрахунок технологічних параметрів транспортно-очищувальних робочих органів коренезбиральної машини

Визначаємо, з розрахунку для коренеплодів середніх розмірів, продуктивність прийнятої конструкції транспортера за формулою [29]

$$Q = \frac{V_T \cdot B}{T} (47,1 - 70 V_T - 109,9 h - 37,8 \alpha_T + 201,5 h \alpha_T), \quad (2.1)$$

де T – крок скребків транспортера, $T = 0,3$ м;

h – висота скребків, $h = 0,16$ м;

B – ширина транспортера, $B = 0,708$ м;

α_T – кут нахилу транспортера, $\alpha_T = 55^\circ$;

V_T – лінійна швидкість транспортера, $V_T = 1,25$ м/с.

Підставивши дані, отримаємо

$$Q = \frac{1,25 \cdot 0,708}{0,3} (47,1 - 7 \cdot 1,25 - 109,9 \cdot 0,16 - 37,8 \cdot 0,95 + 201,5 \cdot 0,16 \cdot 0,95) = 232 \text{ т.}$$

Згідно з технічними умовами [11] коренезбиральна машина повинна виконувати технологічний процес, забезпечуючи продуктивність на збиранні цукрових коренеплодів протягом години основного часу орієнтовно $Q_{oc} = 1,75$ га.

Розрахункову продуктивність визначимо за формулою

$$Q_p = Q_{oc} \cdot V_p, \quad (2.2)$$

де V_p – розрахункова урожайність, $V_p = 70$ т/га.

Тоді

$$Q_p = 1,57 \cdot 70 = 109,9 \text{ т.}$$

Прийнявши, що лінійну швидкість пруткового полотна транспортера описують залежністю [14]

$$V_T = w_{II} \cdot r, \quad (2.3)$$

де w – кутова швидкість приводного вала,

r – радіус, який має ведучий шків транспортера, $r = 0,105$ м,
визначаємо кутову швидкість приводного вала транспортера

$$w_{II} = V_T / r. \quad (2.4)$$

Знайдемо

$$w_{II} = 1,25 / 0,105 = 11,9 \text{ с}^{-1}.$$

2.3. Розрахунок приводних ланцюгових передач приводу транспортерів, шнека очистки і шнека-розрівнювача бункера

Для приводу транспортерів, шнека очистки і шнека-розрівнювача бункера застосовано чотири ланцюгові передачі (рисунок 2.1).

Перша передача – від приводного вала конічного редуктора до поздовжнього транспортера, друга – від приводного вала поздовжнього транспортера до вала шнека-очисника, третя – від другого кінця приводного вала транспортера до шнека-розрівнювача, четверта – від вала шнека-очисника до приводного вала транспортера-очисника.

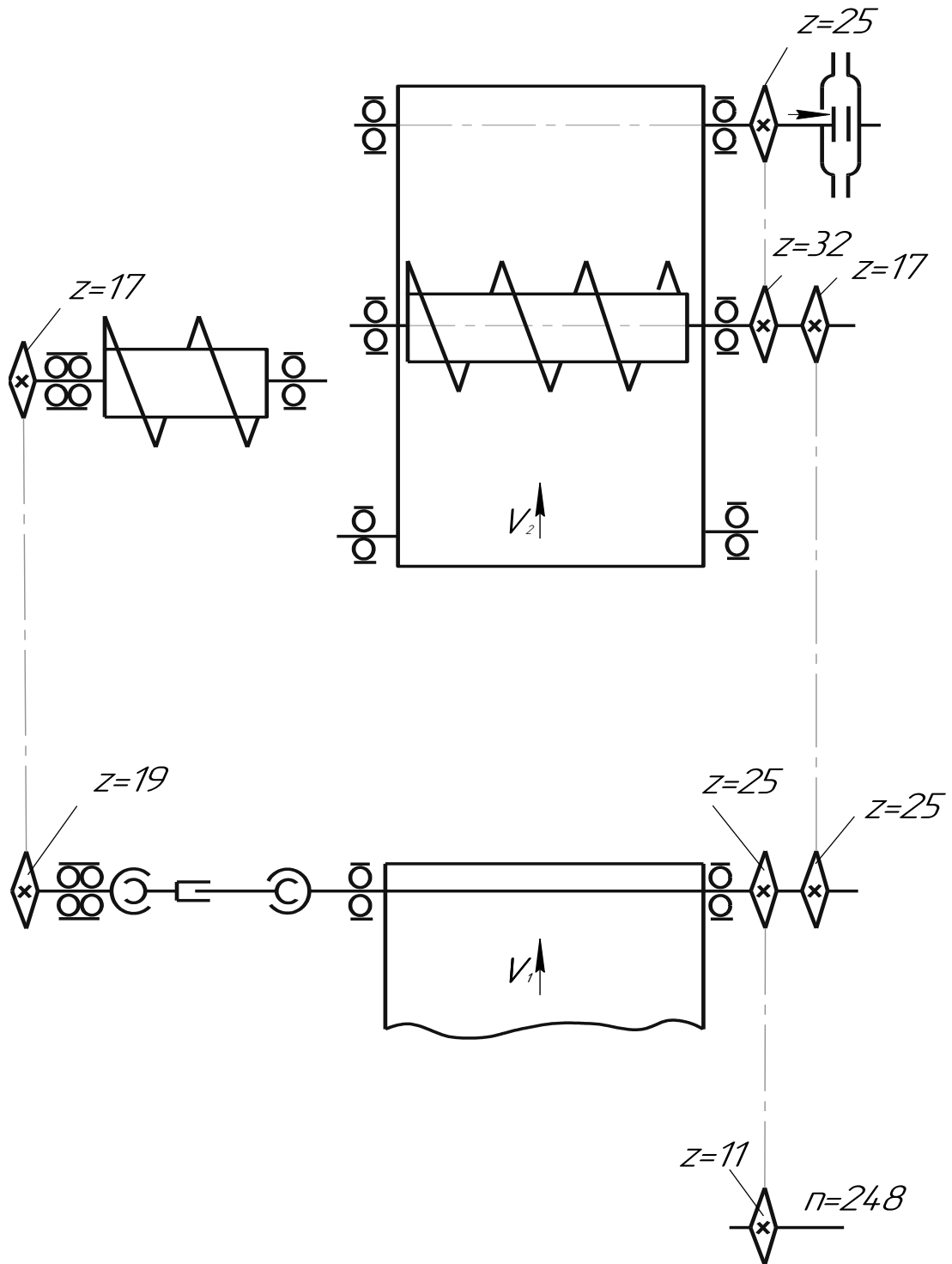


Рисунок 2.1– Схема кінематична приводу бункера

У таблиці 2.1 вміщені дані, щоб керуючись кінематичною схемою приводу бункера, розрахувати ланцюгові передачі.

Таблиця 2.1

Параметр	Передачі			
	Перша	Друга	Третя	Четверта
Кількість валів, w	2	2	2	2
Кількість обертів вала ведучого n , об/хв	248	109	109	160
Потужність на ведучих валах, N , кВт	4,7	2,95	1,41	1,4
Заданий ресурс роботи, T , год	1500	1500	1500	1500
Коефіцієнт динамічності (відношення максимального навантаження до номінального), K_d	1,7	1,7	1,7	1,7
Умови експлуатації	Запиленість повітря			
Коефіцієнт корисної дії, η	0,92	0,92	0,92	0,92

Розрахунок приводних роликів ланцюгових передач для зручності наведено у таблиці 2.2.

З розрахунку видно, що для ланцюга з кроком $t = 19,05$ мм заданий ресурс не гарантується

$$N_p < N_{19,05} \quad (2.5)$$

Для ланцюга з кроком $t = 25,4$ мм ресурс гарантується для всіх передач, крім другої, перевантаження для якої становитиме

$$\frac{N_p}{N_{25,4}} = \frac{7,84}{5,7} = 1,3 \text{ .}$$

Таблиця 2.2 – Розрахунок приводних роликів ланцюгових передач приводу транспортерів та шнеків

Розрахункові параметри	Розрахункова формула	Величина			
		I пере- дача	II пере- дача	III пе- редача	IV пе- редача
1	2	3	4	5	6
Потужність, що передається, N , кВт	N/η , [13, 27, 41]	5,1	3,2	1,53	1,52
Коефіцієнт типу ланцюга C_T , для ланцюга типу ПР	[13 27, 41]	1,25	1,25	1,25	1,25
Коефіцієнт рядності C_P	[13, 27, 41]	1	1	1	1
Коефіцієнт регулювання натягу ланцюга, C_H	[13, 27, 41]	1	1	1	1
Коефіцієнт валів, C_B	$C_B = 0,9^{W-2}$ [27, 41]	1	1	1	1
Передаточне число передачі, i	i (з кінематичного розрахунку)	2,27	0,68	0,89	0,78
Число зубів ведучої зірочки, z_1	z (з кінематичного розрахунку)	11	25	19	32
Коефіцієнт впливу, C_H	[13, 27, 41]	0,8	0,8	0,8	0,8
Число зубів веденої зірочки, z_2	з кінематичного розрахунку	25	17	17	25
Для ланцюга граничне збільшення його кроку, Δt_{CEP} %	ГОСТ 23.2.54-82	3	3	3	3
Для ланцюга еталонного, його ресурс, T_E , год	[13, 27, 41]	15000	15000	15000	15000
Коефіцієнт довговічності, C_D	$C_D = \sqrt[3]{T_E/T}$ [13, 27, 41]	2,2	2,2	2,2	2,2
Коефіцієнт змащення, C_C	[13, 27, 41]	0,3	0,3	0,3	0,3
Розрахункова потужність, N_P , кВт	$N_P = \frac{N}{C_P C_T C_H C_D C_H C_B C_C}$	12,4	7,84	3,45	3,4

Закінчення таблиці 2.2

1	2	3	4	5	6
Таблична потужність, кВт ($t_{Л} = 19,05$ мм)	[13. 27, 41]				
($t_{Л} = 25,4$ мм)		4	1,75	1,75	2,5
($t_{Л} = 31,75$ мм)		12,9	5,7	5,7	8,1
		-	11	-	-

Для цієї передачі прийемо ланцюг з кроком $t = 31,75$ мм, тоді запас потужності для нього буде

$$\frac{N_{31,75}}{N_p} = \frac{11}{7,84} = 1,4.$$

Але застосування ланцюга з кроком 31,75 мм веде до розуніфікації передач. Враховуючи це, прийемо, що на машині всі ланцюгові роликові передачі виконані з кроком 25,4 мм.

Беручи до уваги, що під час розрахунку був прийнятий коефіцієнт динамічності 1,7, тобто досить значний, приймаємо кінцево для всіх передач ланцюг з кроком 25,4 мм.

Так як для відкритих передач рекомендується швидкість ланцюга до 4 м/с, то після його вибору уточняємо його швидкість за формулою [2, 41]

$$V_i = \frac{z_{1i} \cdot t_{Лi} \cdot n_{1i}}{60 \cdot 1000}, \quad (2.6)$$

де z_{1i} – число зубів ведучої зірочки i -ої передачі (див. табл.2.2);

$t_{Лi}$ – крок ланцюга i -ої передачі, $t_{Лi} = t_{Л1} = t_{Л2} = t_{Л3} = t_{Л4} = 25,4$ мм;

n_{1i} – частота обертів ведучої зірочки i -ої передачі (див. табл. 2.2).

Для першої передачі

$$V_1 = \frac{11 \cdot 25,4 \cdot 248}{60 \cdot 1000} = 1,15 \text{ м/с} < 4 \text{ м/с};$$

для другої передачі

$$V_2 = \frac{25 \cdot 25,4 \cdot 109}{60 \cdot 1000} = 1,15 \text{ м/с} < 4 \text{ м/с};$$

для третьої передачі

$$V_3 = \frac{19 \cdot 25,4 \cdot 109}{60 \cdot 1000} = 0,87 \text{ м/с} < 4 \text{ м/с};$$

для четвертої передачі

$$V_4 = \frac{32 \cdot 25,4 \cdot 160}{60 \cdot 1000} = 2,16 \text{ м/с} < 4 \text{ м/с}.$$

Так як умови обмеження швидкостей виконано, кінцево приймаємо ланцюг ПР-25,4-6000 ГОСТ 13568-75.

2.4. Розрахунок ведучого вала стрічкового транспортера шнеково-транспортерного очисника

Вихідні дані для розрахунку. Схема вала зображена на рисунку 2.2а. Величину потужності, що передається, приймаємо за номінальним крутним моментом, який діє на цьому валу $M_{KP} = 62,52 \text{ Нм}$, частота обертання вала $n_B = 204 \text{ об/хв}$, кутова швидкість вала $w_B = 21,4 \text{ рад/с}$.

Матеріал вала (вварених цапф) – сталь 45, нормалізована, границі міцності та текучості $\sigma_B = 610 \text{ Н/мм}^2$, $\sigma_T = 360 \text{ Н/мм}^2$ [8, 10]

На валу встановлена зірочка з числом зубів $z = 25$, крок ланцюга $t = 25,4 \text{ мм}$.

Діаметр барабанів приводу $D_B = 180$ мм (див. графічну частину роботи).

Кут дії колової сили ланцюгової передачі $\alpha = 30^\circ$ до горизонту.

Розміри розміщення опор та решту розміри показані на розрахунковій схемі (див. рис. 2.2а).

Розрахуємо сили, що діють на вал, тобто сили, які діють зі сторони ланцюгової передачі і сили від дії транспортерної стрічки.

Визначаємо зусилля на валу від дії ланцюгової передачі [13, 33]

$$P = K_B \cdot P_1 + 2P_0, \quad (2.7)$$

де K_B – коефіцієнт навантаження вала, $K_B = 1,05$ [44];

$$P_1 – \text{колове зусилля ланцюгової передачі, } P_1 = \frac{N \cdot 10^3}{V_4};$$

тут V_4 – швидкість ланцюга, $V_4 = 2,16$ м/с – з попереднього розрахунку;

N – потужність на валу, визначаємо її за формулою

$$N = w_B \cdot M_{KP} = 21,4 \cdot 62,25 \cdot 10^{-3} = 1,33 \text{ кВт}; \quad (2.8)$$

$$\text{тоді } P_1 = \frac{1,33 \cdot 10^3}{2,16} = 616 \text{ Н};$$

P_0 – попередній натяг ланцюга від провисання веденої вітки ланцюга [13]

$$P_0 = k_f \cdot q \cdot a \cdot g, \quad (2.9)$$

тут k_f – для передач, нахилених до горизонту під кутом до 40° , $k_f = 3$ [13];

q – маса одного метра ланцюга, $q = 2,6$ кг/м;

a – міжосьова відстань ланцюгової передачі, $a = 0,665$ м;

g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81$ м/с².

Відповідно

$$P_0 = 3 \cdot 9,81 \cdot 2,6 \cdot 0,665 = 50,9 \text{ Н.}$$

Тоді

$$P = 1,05 \cdot 616 + 50,9 = 764,8 \text{ Н.}$$

Сили, що діють на вал від дії стрічки транспортера, визначимо з умов рівноваги колової сили ланцюгової передачі і реактивних сил на стрічці транспортера із співвідношення

$$P_1 \cdot \frac{D_3}{2} = P_B \cdot \frac{D_B}{2}, \quad (2.10)$$

де D_3 – діаметр ділильного кола приводної зірочки, який визначаємо за формулою

$$D_3 = \frac{t_{\mathcal{L}}}{\sin \frac{\pi}{z_1}}, \quad (2.11)$$

у числовому вигляді

$$D_3 = \frac{25,4}{\sin \frac{180^\circ}{25}} = 199 \text{ мм.}$$

Із виразу (2.10) знайдемо залежність для визначення зусилля на стрічці транспортера

$$P_B = \frac{2 P_1 \cdot D_3}{D_B \cdot 2}, \quad (2.12)$$

підставивши дані, отримаємо

$$P_B = \frac{2 \cdot 616 \cdot 199}{180 \cdot 2} = 680 \text{ Н.}$$

Визначаємо додаткові сили, що діють на вал від дії ваги стрічки стрічкового транспортера і попереднього натягу стрічки, що забезпечується переміщенням веденого барабана натяжними пристроями.

Силу, що діє на вал, від ваги стрічки визначають за формулою

$$P_c^P = P_c / 2, \quad (2.13)$$

де P_c – вага стрічки, $P_c = 202$ Н, ділять на 2, оскільки, вона розподіляється між двома барабанами,

тоді

$$P_c^P = 202 / 2 = 101 \text{ Н.}$$

Сила натягу стрічки транспортера $P_H \approx 210$ Н згідно з технічними умовами на машину [11, 26].

Виходячи з конструкції вала барабана приводного (графічна частина роботи), зрозуміло, що, небезпечними у цій конструкції будуть перерізи на цапфах, приварених вихідних кінців вала. Отже, сили, що діють на вал зі сторони стрічки, враховуючи, що барабан має ліву і праву частини, умовно приймаємо як дві сконцентровані сили R_1 і R_2 , що діють на краях барабанного вала. Визначимо їх величину з формули

$$R_1 = P_{Б.П.} = R_2 = \frac{P_B}{2} + P_c + P_H. \quad (2.14)$$

Підставивши числові значення, отримаємо

$$R_1 = P_{Б.П.} = R_2 = \frac{680}{2} + 101 + 210 = 651 \text{ Н.}$$

Враховуючи, що сила, яка діє зі сторони ланцюгової передачі, направлена під кутом 30^0 до горизонту, визначаємо опорні реакції, що діють у горизонтальній площині (рисунок 2.2б).

$$\Sigma M_A^r = 0; \quad P_{Б.П.} \cdot 105 + P_{Б.П.} \cdot 855 + R_B^r \cdot 960 - P \cos 30^0 \cdot 1075 = 0;$$

звідси

$$R_B^r = \frac{764,8 \cdot 0,87 \cdot 1075 - 651 \cdot 855 - 651 \cdot 105}{960} = 94 \text{ Н.}$$

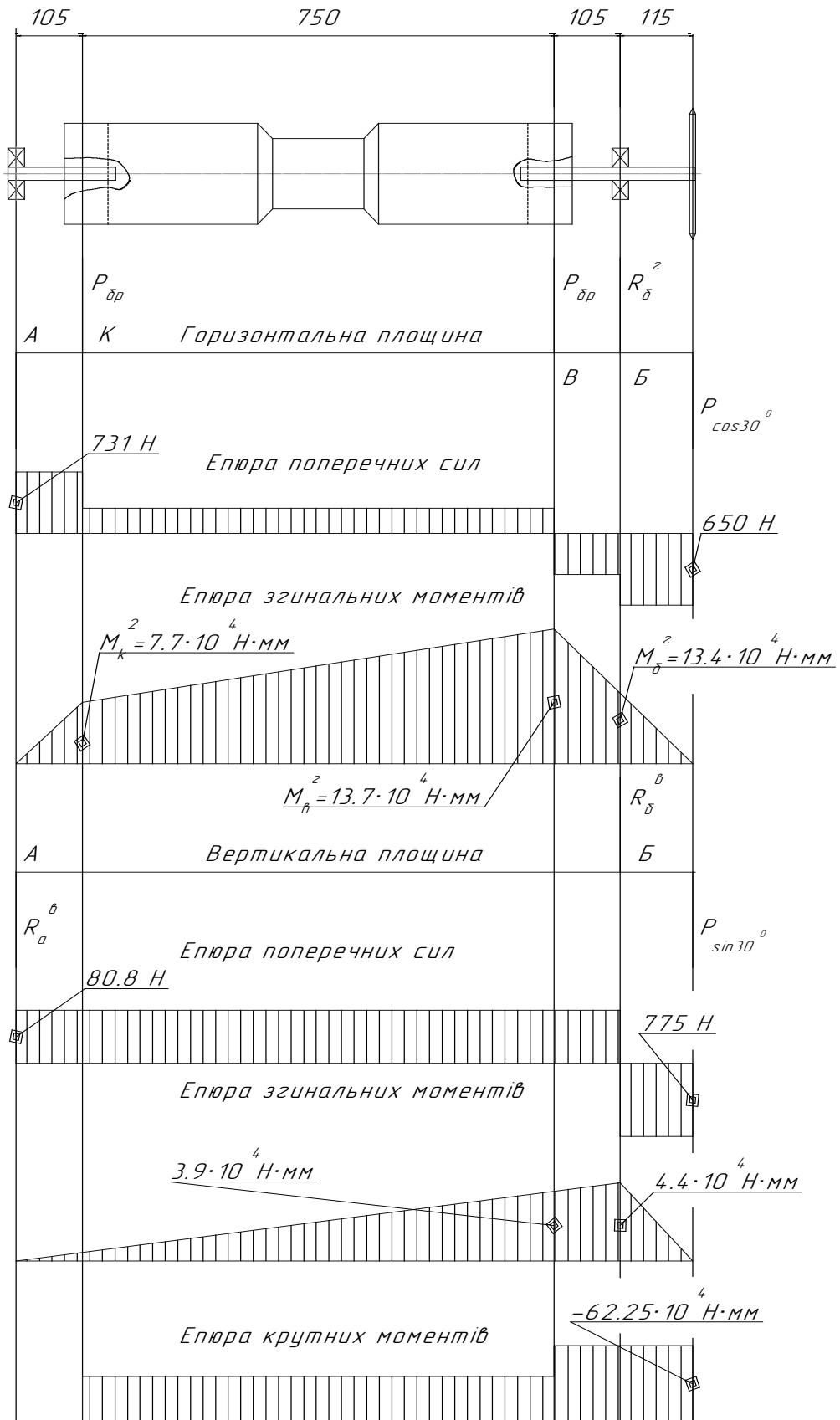


Рисунок 2.2 – Розрахункова схема і епюри моментів ведучого вала стрічкового транспортера шнеково-транспортерного очисника бункера

$$\Sigma M_B^{\Gamma} = 0 ; \quad - P_{Б.Р.} \cdot 105 - P_{Б.Р.} \cdot 855 + R_A^{\Gamma} \cdot 960 - P \cos 30^{\circ} \cdot 115 = 0 ;$$

звідси

$$R_A^{\Gamma} = \frac{764,8 \cdot 0,87 \cdot 115 + 651 \cdot 855 + 651 \cdot 105}{960} = 731 \text{ Н.}$$

Визначимо опорні реакції у вертикальній площині (рисунок 2.2 д)

$$\Sigma M_A^B = 0 ; \quad R_B^B \cdot 960 - P \sin 30^{\circ} \cdot 1075 = 0 ;$$

звідси

$$R_B^B = 764,8 \cdot 0,5 \cdot 1075 / 960 = 428 \text{ Н.}$$

$$\Sigma M_B^B = 0 ; \quad R_A^B \cdot 960 - P \sin 30^{\circ} \cdot 115 = 0 ;$$

звідси

$$R_A^B = 764,8 \cdot 0,5 \cdot 115 / 960 = 46 \text{ Н.}$$

Визначаємо згинальні моменти у горизонтальній площині у характерних перерізах вала

$$M_{K3\Gamma}^{\Gamma} = R_A^{\Gamma} \cdot 105 = 731 \cdot 105 = 7,7 \cdot 10^4 \text{ Нмм} = 77 \text{ Нм};$$

$$M_{B3\Gamma}^{\Gamma} = R_A^{\Gamma} \cdot 855 - P_{Б.Р.} \cdot 750 = 731 \cdot 855 - 651 \cdot 750 = 13,7 \cdot 10^4 \text{ Нмм} = 137 \text{ Нм};$$

$$\begin{aligned} M_{B3\Gamma}^{\Gamma} &= R_A^{\Gamma} \cdot 960 - P_{Б.Р.} \cdot 855 - P_{Б.Р.} \cdot 105 = \\ &= 731 \cdot 960 - 651 \cdot 855 - 651 \cdot 105 = 7,7 \cdot 10^4 \text{ Нмм} = 77 \text{ Нм} . \end{aligned}$$

Будуємо епюру згинальних моментів у горизонтальній площині (рисунок 2.2г). На рисунку 2.2в показана епюра поперечних сил у горизонтальній площині. Визначаємо згинальні моменти у вертикальній площині у характерних перерізах вала

$$M_{B3\Gamma}^B = R_A^B \cdot 960 = 4,6 \cdot 960 = 4,4 \cdot 10^4 \text{ Нмм} = 44 \text{ Нм};$$

$$M_{B\ 3\Gamma}^B = R_A^B \cdot 855 = 4,6 \cdot 855 = 3,9 \cdot 10^4 \text{ Нмм} = 39 \text{ Нм.}$$

Будуємо епюру згинальних моментів у вертикальній площині (рисунок 2.2є).
На рисунку 2.2є показана епюра поперечних сил у вертикальній площині.

Епюра крутних моментів вала показна на рисунку 2.2ж.

Аналізуючи епюри згинальних моментів у горизонтальній і вертикальній площинах визначимо сумарний згинальний момент у найбільш напруженому перерізі вала за формулою

$$M_{3\Gamma} = \sqrt{M_{BEPT}^2 + M_{GOP}^2}, \quad (2.15)$$

у числовому вигляді матимемо:

$$M_{3\Gamma(B)} = \sqrt{(M_B^{BEPT})^2 + (M_B^{GOP})^2} = \sqrt{137^2 + 39^2} = 142 \text{ Нм.}$$

$$M_{3\Gamma(B)} = \sqrt{(M_B^{BEPT})^2 + (M_B^{GOP})^2} = \sqrt{77^2 + 44^2} = 88 \text{ Нм.}$$

Отже, максимальний сумарний момент діє у перерізі B .

Еквівалентний момент визначимо за III теорією міцності [10, 44]

$$M_{EKB} = \sqrt{M_{3\Gamma \max}^2 + M_{KP}^2}. \quad (2.16)$$

У числовому вигляді буде

$$M_{EKB(B)} = \sqrt{77^2 + 62,25^2} = 155 \text{ Нм.}$$

Діаметри вала під барабаном визначимо за формулою [10, 13]

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{EKB}}{0,1[\sigma_{-1}]_{3\Gamma}}}. \quad (2.17)$$

У числовому вигляді

$$d = \sqrt[3]{\frac{155 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 50}} = 31,6 \text{ мм.}$$

Враховуючи ослаблення перерізу галтеллю у місці приварювання вала до фланця збільшуємо розрахунковий діаметр до 40 мм.

Границі витривалості сталі 45 [13]:

- при згині

$$[\sigma_{-1}] \approx 0,43 \sigma_{HЧ} = 0,43 \cdot 610 = 260 \text{ Нмм}^2;$$

- при крученні

$$\tau_{-1} \approx 0,58 \sigma_{-1} = 0,58 \cdot 260 = 150 \text{ Нмм}^2.$$

Нормальні напруження для перерізу під барабаном визначимо за формулою [13, 24]

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{зг}}{W_o}, \quad (2.18)$$

де W_o – осьовий момент опору поперечного перерізу вала, який визначимо за формулою [10, 13]

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32}. \quad (2.19)$$

У числовому вигляді буде

$$W_o = (3,14 \cdot 40^3) / 32 = 6280 \text{ мм}^3.$$

Тоді напруження згину

$$\sigma_{зг} = \frac{14,2 \cdot 10^4}{46280} = 22,61 \text{ Н/мм}^2.$$

Дотичні напруження для віднульового циклу навантаження для перерізу, який розраховуємо, визначимо за формулою [13]

$$\tau_m = \tau_T = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{M_{KP}}{2W_p}, \quad (2.20)$$

де W_p – полярний момент опору перерізу вала при крученні [10, 13]

$$W_K = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 40^3}{16} = 12\,560 \text{ мм}^3.$$

Тоді
$$\tau_m = \frac{6,225 \cdot 10^4}{2 \cdot 12 \cdot 560} = 2,48 \text{ Н/мм}^2.$$

Масштабні фактори для вала $d = 40 \text{ мм}$ [13]:

$$\varepsilon_\sigma = 0,85 ; \quad \varepsilon_\tau = 0,73 .$$

Постійну складову циклу для середньовуглецевих сталей враховують через коефіцієнти [13]:

$$\psi_\sigma = 0,2 ; \quad \psi_\tau = 0,1 ; \quad \sigma_m = 0 .$$

Ефективні коефіцієнти пов'язані з концентрацією напружень (галтельний перехід). Якщо матеріал – сталь 45, то при $\left(\frac{r}{d} = 0,02 \right)$ і

$\left(\frac{D}{d} = 1,25 - 2 \right)$ і при границі міцності менше ніж 700 Н/мм^2 з [13] отримаємо

$$K_\sigma = 2,5 , \quad K_\tau = 1,8 .$$

Коефіцієнт, щоб визначити запас міцності, виходячи з нормальних напружень [13, 33]

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} . \quad (2.21)$$

У числовому вигляді

$$n_\sigma = \frac{260}{\frac{2,5}{0,85} \cdot 22,616 + 0,2 \cdot 0} = 3,9 .$$

Коефіцієнт запасу міцності за дотичними напруженнями [13, 33].

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} \tau_\tau + \psi_\tau \tau_m} . \quad (2.22)$$

У числовому вигляді

$$n_{\tau} = \frac{150}{\frac{1,8}{0,73} \cdot 2,48 + 0,1 \cdot 2,48} = 24 .$$

Загальний коефіцієнт запасу міцності визначимо за формулою [13]

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} . \quad (2.23)$$

Підставивши числові дані, отримаємо

$$n = \frac{3,9 \cdot 24}{\sqrt{3,9^2 + 24^2}} = 3,8 .$$

Отже, міцність і жорсткість забезпечено, так як з умов міцності рекомендують $[n]_M = 1,5 - 2$, а з умов жорсткості $[n]_Ж = 2,5 - 3$.

2.5. Розрахунок підшипників ведучого вала стрічкового транспортера шнеково-транспортерного очисника на довговічність і вантажопідйомність

Для ведучого вала транспортера очисника приймемо кульковий підшипник радіальний легкої серії – 208. Перевіряємо придатність підшипника 208, який працює з нерівномірним навантаженням.

Вихідні дані беремо з попереднього розрахунку. Частота обертів і кутова швидкість вала: $n_B = 204 \text{ хв}^{-1}$; $w_B = 21,4 \text{ с}^{-1}$.

Характеристики підшипників: величини радіальної і осьової вантажопідйомності [44]: $C_r = 32 \text{ Н}$; $C_{or} = 17,8 \text{ Н}$.

Задану довговічність підшипника приймаємо $L_h = 15 \text{ 000}$ год.

Розрахунок ведемо для навантаженішої опори А (рисунок 2.2а)

$$R_p = \sqrt{(R_A^r)^2 + (R_A^B)^2} = \sqrt{46^2 + 731^2} = 732 \text{ Н}.$$

Осьову силу, що виникає від дії клинопасової передачі приймаємо такою, що дорівнює 10% від реакції в опорі

$$F = 0,1R_p = 0,1 \cdot 732 = 73,2 \text{ Н.}$$

При обертанні внутрішнього кільця підшипника коефіцієнт обертання $V = 1$.

Радіальні підшипники сприймають відповідне навантаження, то коефіцієнт буде $X = 0,56$ [44]. Для відповідних умов роботи підшипників вала шнека решта коефіцієнти, а саме, безпеки $K_B = 1,3$ [44] і температури $K_T = 1$ [44]. Для відношення сил матимемо

$$\frac{R_a}{VR} = \frac{73,2}{1 \cdot 732} = 0,1; \quad \text{ТУТ } R_a = F.$$

Тоді

$$\frac{R_a}{C_{оч}} = \frac{73,2}{17\,800} = 0,004.$$

Із [44] визначимо величину коефіцієнта впливу навантаження вздовж осі вала шнека. Якщо $e = 0,18$, то $Y = 2,3$

Для співвідношення $\frac{R_a}{VR} < e$ [44] вибираємо формулу і визначаємо еквівалентне динамічне навантаження

$$R_E = V \cdot R_p \cdot K_B \cdot K_T = 1 \cdot 732 \cdot 1,3 \cdot 1 \approx 952 \text{ Н.}$$

Визначаємо динамічну вантажопідйомність за формулою [44]

$$C_{чр} = \sqrt[3]{R_E \cdot 573 \cdot w_1 \cdot \frac{L_n}{10^6}} < C_{ч} \quad (2.24)$$

У числовому вигляді буде

$$C_{чр} = \sqrt[3]{952 \cdot 573 \cdot 21,4 \cdot \frac{15\,000}{10^6}} = 56 \text{ Н} < C_{ч}.$$

Визначаємо довговічність підшипника за формулою [44]

$$L_{1oh} = \frac{10^6}{573 \cdot w_1} \cdot \left(\frac{C_q}{R_E} \right)^3 > L_h. \quad (2.25)$$

Підставивши дані, отримаємо

$$L_{1oh} = \frac{10^6}{573 \cdot 21,4} \cdot \left(\frac{32 \cdot 10^6}{952} \right)^3 = 3,1 \cdot 10^5 \text{ год} > L_h.$$

Підшипник відповідає вимогам довговічності і вантажопідйомності.

2.6. Розрахунок з'єднувальної ланцюгової муфти з'єднання кінцевого редуктора з планетарним редуктором приводу донного і вивантажувального транспортерів бункера

Величину номінальної потужності, яка передається муфтою, беремо з результатів тензометричних вимірювань, проведених на машиновипробувальній станції за даними, наведеними у протоколі випробувань [26] - $N_n = 4,9$ кВт.

Задаємося значеннями коефіцієнт експлуатації [23].

$$K_E = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4, \quad (2.26)$$

де K_1 – коефіцієнт навантаження, при нерівномірному навантаженні з поштовхами, $K_1 = 1,3$;

K_2 – коефіцієнт, який залежить від положення валів, при горизонтальному розташуванні, $K_2 = 1$;

K_3 – коефіцієнт, що враховує періодичність мащення муфти, при періодичному мащенні, $K_3 = 1,25$;

K_4 – коефіцієнт змінності роботи, при роботі у дві зміни, $K_4 = 1,25$.

Отже, коефіцієнт експлуатації

$$K_E = 1,3 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1,25 = 2,03 .$$

Визначаємо величину розрахункового крутного моменту M_p за формулою [23]

$$M_p = \frac{9740 N \cdot K_E}{n}, \quad (2.27)$$

де N – потужність, що передається на планетарний редуктор, $N = 4,9$ кВт;

n – частота обертів вхідного вала планетарного редуктора, $n = 530$ об/хв.

Тоді

$$M_p = 9740 \cdot \frac{4,9 \cdot 2,03}{530} = 183 \text{ Нм.}$$

З [23] для ланцюгової муфти, вибираємо ланцюг приводний роликівий ПР25,4-600, ГОСТ13568-72, крок ланцюга 25,4мм, зірочка з числом зубів $z = 12$. Така муфта сприйматиме величину номінального крутного моменту 250Н.

Для вибраної ланцюгової муфти визначальними є її компенсуючі характеристики:

- зміщення осей кутове $[\beta]$ з'єднувальних валів має бути до 1° ;
- зміщення осей радіальне $[q]$ з'єднувальних валів може бути до 0,2мм.

Для виготовлення півмуфт приймають сталі з механічними характеристиками властивими для Ст.45 згідно ГОСТ1050-74. Твердість зубів і впадин півмуфт повинна бути у межах HRC 42-52.

Складаючи ланцюгову муфту враховують, що зуби півмуфт, а також частини ланцюга, тобто його ланки, вкладені на зірочки, змащують консистентним мастилом марки УС-1 згідно ГОСТ1033-79.

Розраховуємо з'єднувальну муфту на довговічність. З попереднього розрахунку крок ланцюга муфти $t_{\text{л}} = 25,4$ мм;

кількість зубів півмуфти $z = 12$, кут $\gamma = 1^\circ$.

Радіальне зміщення осей валів для розрахунку приймаємо $e = 0$.

Радіус впадин зубів $r = 8$ мм [23], ширина зубів $b = 7$ мм [23].

Діаметр ділильного кола зірочки визначимо за формулою [23]

$$D_{\text{д}} = \frac{t_{\text{л}}}{\sin \frac{180^\circ}{z}}. \quad (2.28)$$

Підставивши дані, отримаємо

$$D_{\text{д}} = \frac{25,4}{\sin \frac{180^\circ}{12}} = 98 \text{ мм.}$$

Кут тиску ролика ланцюга на зуб визначимо за формулою [32]

$$\alpha_p = \left(0,5\pi - \frac{\pi}{z} - \beta \right), \quad (2.29)$$

де β – половина кута загострення зубів зірочки, $\beta = 15^\circ$ [32];

тоді

$$\alpha_p = \left(0,5 \cdot 3,14 - \frac{180^\circ}{12} - 15^\circ \right) = 60^\circ.$$

Приймаємо матеріал зірочки сталь 45, для якої границя міцності $\sigma_B = 850$ МПа; модуль пружності $E = 0,2 \cdot 10^4$ МПа.

Величину граничного зношування зірочки приймаємо

$$[u] = 0,1 \cdot t = 0,1 \cdot 25,4 = 2,54 \text{ мм.}$$

Розрахунковий термін служби муфти – число годин роботи, визначаємо за формулою [32]

$$H = [U] / U_0, \quad (2.30)$$

тут величину U_0 визначають за формулою [32]

$$U_0 = 60 n \sqrt{\left(2 \cdot D_{\text{д}} \cdot \cos \frac{\pi}{z} \cdot \sin \frac{\gamma}{2} \right)^2 + 4 \cdot e^2 \cdot K_1 \cdot 0,5^{\mu-1,25} \cdot E^{\mu-1}} \times \left(\frac{2 \cdot T \cdot \sin \alpha}{D_{\text{д}} \cdot z \cdot r \cdot b \left(\frac{\alpha}{2} - \sin \frac{2\alpha}{4} \right)} \right)^{0,2\mu+1} \cdot \Delta^{0,4\mu} \cdot \left(\frac{K_P \cdot f}{\sigma_B} \right)^\mu \cdot 2^\mu \cdot K_{\text{ц}} \quad (2.31)$$

де n – число обертів муфти, $n = 530$ об/хв;

T – приведений крутний момент, що передається муфтою, визначають за

формулою

$$T = T_p \cdot K_H, \quad (2.32)$$

тут T_p – розрахунковий момент, що передається муфтою, $T_p = 183$ Нм;

K_H – коефіцієнт надійності, $K_H = 2$ [32];

тоді

$$T = 183 \cdot 2 = 366 \text{ Нм};$$

решту даних приймаємо з [35]: $K_1 = 0,2$; $\mu = 10 - 12$; $\Delta = 0,002$; $K_p = 5$;

$f = 0,1$; $K_{ц} = 1,5$.

Підставивши дані у формулу (2.31), отримаємо

$$U_0 = 60 \cdot 530 \sqrt{\left(2 \cdot 9,8 \cdot \cos \frac{180}{12} \cdot \sin \frac{1}{2}\right)^2 + 40^2 \cdot 0,2 \cdot 0,5^9 \cdot (2,1 \cdot 10^6)^7} \times$$

$$\times \left[\frac{2 \cdot 3660 \cdot \sin 60^0}{9,8 \cdot 12 \cdot 0,7 \cdot 0,8 \left(\frac{60^0}{2} - \sin \frac{2 \cdot 60^0}{4} \right)} \right]^3 \cdot 0,002^4 \cdot \left(\frac{5 \cdot 0,1}{8500} \right)^{10} \cdot 2^{10} \cdot 1,5 = 0,2 \cdot 10^{-3} \text{ см}.$$

Тоді

$$H = \frac{0,254}{0,2 \cdot 10^{-3}} = 1270 \text{ год.}$$

2.7. Розрахунок шліцевого з'єднання запобіжної муфти приводу шнека-розрівнювача

Запобіжну муфту встановлено на приводному валу шнека-розрівнювача з допомогою шліцевого з'єднання, щоб забезпечити надійність роботи. Номінальні розміри шліців 8ммx32ммx38мм вибрано з ГОСТ 1139-58. Необхідно перевірити правильність вибору.

Вихідні дані для розрахунку. Допустимий розрахунковий крутний момент (найбільший з довгодіючих моментів) – $M_{KP} = 125$ Нм. Розрахункова частота обертів $n_{OB} = 121$ хв⁻¹. Довжина шліцьового з'єднання $l = 32$ мм.

Виконаємо вибір матеріалу робочих поверхонь запобіжної муфти – сталь 40Х з термообробкою покращенням до HRC28; умови змащування та навантажування такі: періодичне, навантаження з поштовхами середнього режиму, в основному, тобто найчастіше і найдовше робочий орган працює із середніми навантаженнями.

Для такого шліцьового з'єднання характерним є те, що він передає тільки крутний момент, то розрахувати його навантажувальну здатність можна з умови міцності на зминання [30]. Спершу потрібно визначити величину умовного сумарного статичного моменту, яку визначають через площу працюючих (робочих) поверхонь шліців, знайдену залежно від осі встановлення вала шнека, $S_F = 308$ мм. Для з'єднання шліцями важливим є вибір середнього діаметра такого з'єднання $d = 35$ мм

Розрахунок з'єднання на зминання виконаємо за формулою [44]

$$\sigma = \frac{M_{KP}}{S_F \cdot l} \leq [\sigma]_{3M}, \quad (2.33)$$

де $[\sigma]_{3M}$ – допустиме напруження на зминання, визначимо з формули [44]

$$[\sigma]_{3M} = \frac{\sigma_T}{n \cdot K_{3M} \cdot K_D}, \quad (2.34)$$

тут σ_T – механічна характеристика матеріалу шліцьового з'єднання, а саме границя текучості, так як прийнятий матеріал сталь 40Х, то за умов визначеної термообробки $\sigma_T = 55$ МПа;

n – величина коефіцієнта міцності, розрахунок ведемо на зминання робочих поверхонь шліців, тому прийmemo $n = 1,4$ [13];

K_{3M} – величина загального коефіцієнта концентрації навантаження, при зминанні визначається за формулою [44]

$$K_{3M} = K_3 \cdot K_{PP} \cdot K_H, \quad (2.35)$$

де K_3 – величина коефіцієнта, який залежить від нерівномірно розподілу навантаження на зубах шліців, якщо з'єднання навантажене моментом крутним, то $K_3 = 1$ [31];

K_{PP} – величина коефіцієнта, який залежить від розподілення (концентрації) навантаження вздовж шліцевого з'єднання, $K_{PP} = K_{KP}$;

K_{KP} – величина коефіцієнта навантаження, залежить від співвідношення розмірів l і D самого шліцевого з'єднання, пов'язана із концентрацією навантаження, викликаного закручуванням вала шнека

$$\frac{l}{D} = \frac{32}{38} = 0,842 ; \quad \text{із [44]} \quad K_{KP} = 1,5 ;$$

K_H – коефіцієнт змінності навантаження, під час роботи із середніми навантаженнями, $K_H = 0,57$ [31]. Тоді

$$K_{3M} = 1 \cdot 1,5 \cdot 0,57 = 0,855 .$$

Коефіцієнт динамічного навантаження визначимо за формулою [44]

$$K_D = \frac{M_{KP \max}}{M_{KP}} . \quad (2.36)$$

Враховуючи умови роботи, тобто на яких режимах працює з'єднання, а також те, що немає реверсу, матимемо, що $K_D = 1,6$.

Тоді напруження змінання буде

$$[\sigma]_{3M} = \frac{55}{1,4 \cdot 0,855 \cdot 1,6} = 28,7 \text{ МПа.}$$

Відповідно умова міцності

$$\sigma = \frac{125 \cdot 1000}{308 \cdot 32} = 12,7 \text{ МПа} < [\sigma]_{3M} .$$

З'єднання задовольняє умові міцності на змінання.

Виконані розрахунки підтверджують доцільність розробленої для шестирядної коренезбиральної машини конструкції очисника бункера.

3. ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ УДОСКОНАЛЕНОЇ РОЗРОБКИ

3.1 Вплив навантажень на ефективність роботи пруткових конвеєрів

Пруткові транспортери коренезбиральних машин повністю задовольняють вимоги технологічного процесу збирання, проте їх довговічність невисока, тому є необхідність в удосконаленні їх конструкцій.

Конвеєрні ланцюги, порівняно з приводними, працюють у важких умовах. Ці елементи мають здатність передавати тягове зусилля, яке дає привідна зірочка, а також сприймають додаткове навантаження спричинене транспортованим вантажем і скребками. Під час експлуатації виникають також додаткові навантаження через зміну довжини ланцюгових контурів, кутове та осьове зміщення зірочок, перекошування валів.

Тягові органи пруткових транспортерів зазнають також впливу додаткових факторів, викликаних особливостями їх роботи: абразивне середовище, ґрунтово-кліматичні особливості, рівень врожайності, волога, залишки бур'янів та гички, зайві предмети, які можуть випадково потрапити у транспортований ворох. Це все впливає на їх роботу здатність та якість виконання технологічного процесу.

Зовнішній вплив на конструкцію будь-якої машини чи агрегату, зокрема і пруткових конвеєрів – це характер навантажень, який залежить від статичних навантажень, максимальних динамічних зусиль і стохастичних навантажень [24].

Динамічні навантаження для пруткових транспортерів – явище небажане, бо істотно прискорює спрацювання полотен транспортерів та їх приводів, причиною його виникнення є динамічні впливи [18].

Пруткові конвеєри, у яких тяговими елементами є втулково-роликові ланцюги, мають періоди невстановлених, тобто нестійких, змінних умов роботи. У такі моменти на них діє динамічне навантаження. Найбільші за величиною такі навантаження бувають під час пуску транспортера, коли

транспортери працюють на робочих швидкостях з максимальним навантаженням на транспортовану поверхню вороху, відбувається це і під час зупинки або заклинювання полотна [18].

У приводних механізмах діють перехідні процеси, причиною яких є пружні коливання, вони виникають під час навантаження механізму. Особливістю є також те, що дійсні навантаження на транспортер інші, суттєво більші ніж статичні, і це відображається їх величиною і характером зміни.

Надійні та високропродуктивні під час експлуатації конструкції машин, які мають найменші витрати, можна виготовити враховуючи технологічні і динамічні навантаження окремих їх механізмів, а також використовуючи резерви міцності і потужності.

Пружні ланки конвеєрів коренезбиральних машин – ланцюги та паси зазнають деформації через зовнішні навантаження, які діють на них, окремі робочі частини транспортерів, працюючи в основному режимі, також можуть зазнавати малих коливань, тобто переміщатися кожна по-своєму, випереджаючи або відстаючи одна від одної, завдяки різними миттєвим швидкостям. Так як цей рух є змінним, то рухомі робочі елементи, тобто окремі маси транспортерів, зазнають стискування або розтягування через збільшення або зменшення сил відповідно до того зусилля, яке передає весь механізм транспортера. Ці переміщення є пружними коливаннями, через те, що вони постійно змінюються, то змінні складові сил або моментів, які виникають, можуть зростати настільки, що за своїми сумарними значеннями можуть значно перевищувати статичні навантаження та навантаження, які виникають через інерційні сили, і згодом спричинити перевантаження і руйнування частин транспортера. Також потрібно враховувати, що більша частина деталей усіх машин і механізмів зазнає втомленості, чим також викликає руйнування, які можуть бути пришвидшені у часі через вплив динамічних навантажень [12, 19, 20]

Рух ланцюгів пруткових транспортерів коренезбиральних машин є нерівномірним, на це впливає кількість зубів тягових і приводних зірочок, може додатково виникати нерівномірність руху як наслідок крутих коливань

приводного валу через нерівномірність моменту, а також внаслідок розмірних характеристик ланцюгів.

Для полотен пруткових транспортерів суттєвими можуть бути величини значень частот коливань, амплітуд та фаз, які змінюються із зміною характеристик жорсткості тягових органів, особливостей конструкції, розподіленням ваги, також залежно від довжини полотна, його натягу на зірочках. Впливатимуть також і кінематичні (лінійна швидкість полотна) та геометричні параметри, тобто кут нахилу транспортера, розміри і форма траси для переміщення вороху та ін. [40].

У пруткових транспортерів, зокрема під час зміни характеру навантаження, змінюється їх працездатність, на яку впливають пружні властивості тягових елементів, тобто втулково-роликів ланцюгів або прогумованих пасів.

Ланцюги пруткових полотен, які є пружними елементами, під дією розтягуючих сил деформуються, тобто видовжуються, величина цих видовжень залежить від особливостей конструкції, розмірів, вихідного матеріалу, технології виготовлення, а також виду спряжень деталей ланцюга. Для ланцюгів пружне видовження викликане контактними деформаціями у шарнірах ланок, і деформаціями пластин ланок ланцюга. Важливим є те, що через збільшення розтягуючого зусилля жорсткість ланцюга збільшується. Ланцюги, які мають однаковий крок, але різне виготовлення, мають різну жорсткість [27, 40].

Найчастіше пруткові транспортери виготовленні на базі втулково-роликів ланцюгів стають непрацездатними через збільшення довжини ланцюгів, що виникає через питомий тиск на опорній поверхні валиків, викликаний відносним поворотом ланок на зірочках і відсутністю достатнього змащування [2, 27].

Якщо відбувається збільшення кроку ланцюгів, до яких прикріплено пруткове полотно, то це спричиняє порушення зачеплення і стає можливим зіскакування ланцюга чи навіть обох ланцюгів із зірочок, у результаті виникає ймовірність розірвання ланцюгів. Може спостерігатися видовження ланок

ланцюгів, через збільшення їх кроку. Це може виникнути як результат стирання, тобто зношування шарнірів ланцюгів, у які запресовані прутки, також причинами можуть бути ослабленість та нещільність запресовування з'єднаних у полотно елементів транспортера, тобто прутки та втулки в отворах пластин ланцюгів встановлені нещільно. У таких випадках додатково виникає порушення центрування прутків, тобто повертаючись прутки разом із втулками інтенсивно розробляють отвори у пластинах ланцюгів, збільшуючи крок ланцюгів. Це не є звичайне видовження чи витягування ланцюгів, а є наслідком експлуатаційного зношування у шарнірах. Трапляються й інші види руйнувань [34].

Потрапляння каменів або дуже щільних грудок ґрунту між прутки полотна транспортера спричиняє деформацію згину прутків, інколи їх руйнування, зміщення, тобто перекошування полотна на зірочках; через накопичення транспортованої маси відбувається зупинка процесу сепарації і транспортування. Застрягання між прутками транспортера каменя викликає пошкодження поверхневого покриття прутків, згодом там відбувається налипання ґрунтової маси, що з часом викликає його зупинку [24, 25, 43].

Зуби зірочок тягових ланцюгів пруткових транспортерів зазнають зношування через удари. Пом'якшити їх, а також знизити температуру нагрівання працюючого ланцюга і його шарнірів можна завдяки достатньому змащуванню [8]. Це сприяє зменшенню крутного моменту у шарнірах і, як наслідок, сприяє довговічності роботи полотна транспортера.

Для пруткових транспортерів коренезбиральних машин застосовують тягові органи на основі гумових пасів, застосовують гумово-металеві шарнірні з'єднання та ін.

Зворотно-поступальний рух спряжених деталей у таких конструкціях здійснюється завдяки пружній деформації елемента, що їх з'єднує. Такі конструкції мають не тільки позитивні сторони, але й недоліки викликані зміною технічних властивостей (зниження еластичності, збільшення твердості, поява крихкості та мікрodefektів, старіння і втома та ін.) гумового елемента.

Через зміну перетину (отвори, виточки) виникає концентрація напружень, що спричиняє зниження міцності і терміну служби деталі [34].

Руйнування поверхневого гумового шару, тобто зношування, відбувається внаслідок тертя гумових деталей до твердої поверхні.

У полотнах пасових конвеєрів спостерігається збільшення кроку через розтяг ділянок пасу, які навантажені нерівномірним розміщенням рослинної маси на поверхні полотна, попаданням каміння, тощо.

Механічна поведінка гуми при змінних циклічних навантаженнях носить складніший характер, ніж при статичній деформації. Взаємозв'язок між динамічними напруженнями і деформаціями при циклічному навантаженні гуми обумовлений релаксаційною природою високоеластичності.

Виходячи із цих міркувань, у даній магістерській роботі запропонований очисник бункера коренезбиральної машини виготовлений із зубчастого гумового полотна, що встановлений на ведучий і ведений барабани та опирається на підтримуючий барабан (див. графічну частину і розділ 2).

3.2. Режими руху та їх вплив на процеси у пруткових транспортерах коренезбиральних машин

Для коренезбиральних машин у транспортуючо-сепаруючому руслі найчастіше застосовуваними і такими, що займають його переважаючу частину є пруткові (скребкові) транспортери. Ці пристрої можуть мати різне кріплення прутків до тягових елементів, різні за конструкцією підтримуючі пристосування (скребки).

На робочу частину полотен пруткових транспортерів під час здійснення операцій транспортування і сепарації впливають різні навантаження, причинами яких є розташованість на них цукрових буряків, ґрунтових грудочок різного розміру, залишків гички та бур'янів. Усю цю суміш називають ворох. Він має свої показники, які залежать як від фізико-

механічних властивостей його складових частин, а також від геометричних та кінематичних параметрів.

Навантаження, яке припадає на одиницю площі пруткового транспортера-очисника, спричинене масою транспортованих коренів, є нерівномірним і, якщо вважати, що вони розташовуються в один шар, то це становить 225...300Н [34].

Нерівномірність навантаження ворохом транспортерів пов'язана як з матеріалом, що переміщається робочою гілкою транспортера, так і залежить від конструктивних особливостей конвеєра, особливо від натягу його віток, який може бути нерівномірним, відхиленнями під час монтажу валів, встановлення зірочок, шківів, опорних роликів.

Під час виконання операцій збирання коренеплодів транспортуючо-сепаруючі механізми можуть бути завантажені по-різному залежно від врожайності, ґрунтово-кліматичних умов, режимів роботи збиральних агрегатів. Відповідно до цього їх тягові елементи також будуть навантажені неоднаково. Якщо завантажена середня частина транспортера, то у тягових елементах будуть виникати внутрішні сили, величина яких залежатиме від зовнішніх навантажень і дорівнюватиме їх половині.

Якщо транспортована маса коренеплодів розподіляється нерівномірно або зміщується від середини полотна до обох країв, або на один бік, а так стається найчастіше, то це матиме суттєвий вплив на тягові елементи транспортерів, тобто зусилля у них перерозподіляться по-різному, якщо на це накладається ще й неточність монтажу полотен і встановлення самих транспортерів, то це спричинить значне їх спрацювання; ліва і права гілки транспортера зношуватимуться по-різному.

Характерним є також те, що розподіл вороху коренеплодів є змінної форми як на довжині так і за шириною транспортера, а це впливатиме на розрахунок зусиль [34].

У тягових ланках пруткових конвеєрів коренезбиральних машин під час їх пуску у роботу появляються динамічні зусилля, вони залежать від надміру зусиль, що виникають у ланках, а також скільки триває пуск. У такі моменти

появляються імпульси, вони викликають прискорення, через що елементи транспортерів отримують пружні коливання, порівняно малі. Це спричиняє збільшення навантажень викликаних силами інерції. Вони можуть бути більшими, ніж середні значення, які підпадають під закони руху твердого тіла.

Якщо швидкості більшості складових частин транспортера змінні, змінюється протяжність пусків і гальмувань, відбувається перевищення навантаження на двигун і передачі, тому ці параметри визначають з динамічних розрахунків, у яких мають бути враховані непостійності швидкостей під час руху та інерційні маси задіяні під час руху [7].

Щоб дослідити пускові процеси, які відбуваються у транспортерах коренеплодів, потрібно враховувати, як змінюється швидкість пуску двигуна, який приводить у рух ці механізми. Здебільшого вважають, що маса приводу значно перевищує маси складових елементів транспортера, які виконують поступальні рухи. У більшості пруткових транспортерів маса їх частин співвідноситься зі масою приводного механізму, тому під час досліджень враховують усі маси. Задавши або знаючи величину збурювальної сили будують розрахункову схему, у яку включають рухомі маси транспортера і масу приводу [7].

3.3 Критерії оцінювання та аналіз рухових режимів конвеєрів

Пруткові транспортери збиральних машин, як і будь-які інші механізми, мають свій цикл руху під час виконання технологічних операцій, у якому можна виділити три окремі ділянки, а саме, розгону, розміреного режиму та припинення руху. Усі вони тривають певний час і підпадають під певні закони руху [9, 12].

Перший етап, або розгін – це період, під час якого швидкість ведучої ланки транспортера зростає від нуля до номінального значення, характерного для робочої швидкості

Встановлений рух конвеєра описують через кінетичну енергію, так як це періодична функція часу руху транспортера. Встановлений рух характерний тим, що ведуча ланка транспортера має у цей час швидкість наближену до середнього значення, а це номінальна робоча швидкість, за якої відбувається транспортування вороху.

Під час зупинки швидкість ведучої ланки транспортера спадає з номінальної середньої величини до нуля.

Швидкість ведучої ланки транспортера коливається і це створює додатково динамічне навантаження, виникає воно у кінематичних парах і згодом знижує ккд надійність усього механізму. Деколи зміна швидкості – це причина появи пружних коливань у різних ланках транспортера, а це впливає на їх міцність, зростають також і втрати потужності викликані пружними коливаннями усієї конструкції. Кінцево коливання швидкостей ланок транспортера погіршуючи його роботу спричиняють збільшення пошкоджень транспортованих коренеплодів

Колівання, що виникають протягом включення у роботу транспортерів збиральних машин бувають періодичними і неперіодичними. Перші мають визначені цикли, під час яких відбувається зміна швидкостей їх ланок, закінчується цикл, швидкість набуває початкових значень. Для неперіодичних коливань транспортерів характерним є зміна опорів ланок. Ці опори можуть бути як корисними так і шкідливими.

Коли триває усталений режим руху транспортера, то періодичні коливання найдоцільніше розглядати орієнтуючись на середню швидкість будь-якої ланки, для спрощення можна розглядати ведучу ланку.

Коефіцієнт, який описує нерівномірність руху ланок транспортера під час руху встановленого у часі, визначають через різницю максимальних ω_{MAX} і мінімальних ω_{MIN} значень швидкостей розділених на середню на цій ділянці [9]

$$\delta = \frac{\omega_{MAX} - \omega_{MIN}}{\omega_{CP}}. \quad (3.1)$$

Якщо різниця між ω_{MAX} , ω_{MIN} , якнайменша, то це позначається на рівномірності обертання як ведучої так і решти ланок транспортера. Завдяки коефіцієнту нерівномірності руху можна встановити перепади кутової швидкості приводної ланки, але описати її динаміку чи динаміку всього транспортера у період, коли триває усталений рух, не можна.

Щоб оцінити динамічні властивості, характерні для пруткового транспортера, за період, коли триває усталений рух, використовують коефіцієнт динамічності K_D [9]

$$K_D = \frac{\varepsilon_{EXT}}{\omega_{CP}^2}. \quad (3.2)$$

де ε_{EXT} - максимальне значення кутового прискорення ведучої ланки.

Комплексне оцінювання, за ким можна простежити нерівномірність руху активної ланки, а також екстремальні динамічні характеристики, здійснюють через узагальнений коефіцієнту руху [9], який визначають залежністю

$$K_v = \delta^2 + K_D = \frac{\omega_{MAX}^2 - \omega_{MIN}^2 + \varepsilon_{EXT}}{\omega_{CP}^2}. \quad (3.3)$$

За допомогою силових коефіцієнтів динамічності [12, 40] можна оцінити динаміку руху виділених ланок транспортера, якщо вони здійснюють поступальний рух

$$K_D = \frac{F_{MAX}}{F_{CP}}; \quad (3.4)$$

якщо ланки перебувають в обертовому русі, то тоді силовий коефіцієнт динамічності

$$K_D = \frac{M_{MAX}}{M_{CP}}; \quad (3.5)$$

де F_{MAX} , F_{CP} - зусилля, відповідно максимальне і середнє, які впливають на ланки під час поступального руху;

M_{MAX} , M_{CP} - крутні моменти, відповідно максимальне і середнє, які впливають на ланки під час обертального руху.

Як критерії, щоб оцінити режими руху транспортерів збиральних машин, використовують також кінематичні характеристики ланок, тобто швидкості та прискорення (максимальні значення), зусилля та моменти (середні або середньоквадратичні величини) [12]. Іноді застосовують також енергетичні критерії, наприклад, величину середньої потужності приводу, яка потрібна, щоб транспортер був включений у роботу і виконував технологічне призначення [40, 43].

Процес роботи транспортерів із тяговими ланцюговими елементами характеризується динамічними зусиллями, їх поява викликана пульсуючим рухом ланцюгів за умови встановленого режиму обертання приводної зірочки [15].

Коли відбувається пуск транспортера у роботу, додатково виникають зусилля, викликані зростанням швидкості від нуля до величини, характерної для встановленого режиму руху. При цьому у приводних ланцюгах транспортерів виникають великі динамічні навантаження, які носять знакозмінний характер. За тривалої дії вони викликають з часом втомні явища у матеріалі, чим спричиняють швидке руйнування. Важливим є встановити такий режим руху при пуску транспортера, за якого сумарні динамічні зусилля, що виникають у ланцюгах, були б мінімальними.

На ланцюг транспортера діє зусилля F , у склад якого входить статична складова F_C , ця величина незмінна і на неї не впливає режим руху, а також динамічна складова K_D , ця величина змінна, на неї впливають параметри приводної зірочки, ланцюга, а також режим руху механізму приводу [25]

$$F = F_C + F_D \cdot \quad (3.6)$$

Сила F_C пов'язана і опорами, які виникають у частинах конвеєра, а саме опором на роliках, що підтримують робочу вітку полотна транспортера, опором викликаним жорсткістю ланцюга під час переходів і перегинів полотна, опором через сили тертя на підшипниках зірочок ланцюга. Для визначення цих складових використовують відомі методики [15].

Сила F_D залежить від кількості зубців зірочки ведучої, при їх зменшенні, вона зростає, а також динамічна складова зростає зі збільшенням рухомої маси, що транспортується конвеєром, і через збільшення маси конвеєра.

Статична і динамічна складові, що діють на транспортер, збільшуючи зусилля у тягових ланцюгах, через багаторазове їх прикладання спричиняють до появи у них втомних явищ.

Силу F_D , що діє у приводному ланцюгу, визначають так [25]

$$F_D = m \cdot W_L, \quad (3.7)$$

де m - параметр зведеної маси рухомих частин транспортера і переміщуваного ним вантажу;

W_L - прискорення ланцюга.

Зведену масу рухомих елементів пруткового транспортера і переміщуваного ним вантажу можна визначити як [60]

$$m = (q_B + \psi \cdot q_0) \cdot L, \quad (3.8)$$

де q_B - маса транспортованого вантажу на довжині один метр (погонна);

q_0 - маса елементів транспортера, які рухаються на довжині один метр (погонна);

L - довжина траси конвеєра (робочої гілки);

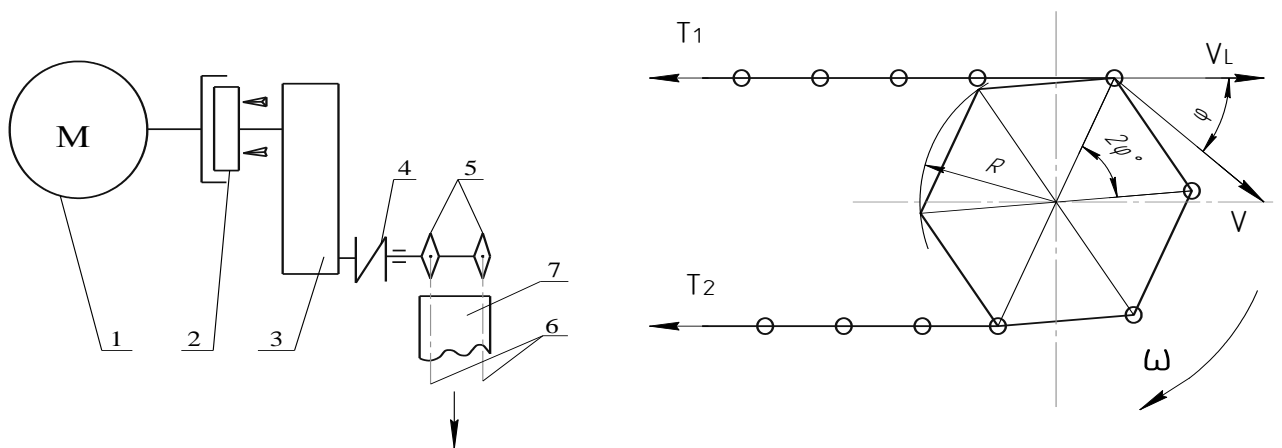
ψ - коефіцієнт, який враховує зведену масу конвеєра, рух ланок, пружність і прогинання тягового ланцюга.

Для транспортерів пруткових, встановлених у коренезбиральних машинах, характерним є те, що вони коротко базові, тобто мають довжину транспортування меншу 25м, то для них $\psi = 2$ [25, 43].

Щоб визначити прискорення w_L , з яким рухається ланцюг транспортера, розглядають взаємодію його із зірочкою (рисунок 3.1).. Враховуючи, що зірочка обертається, кутова швидкість її ω , то її колову швидкість можна визначити

$$V = \omega \cdot R, \quad (3.9)$$

тут R - радіус початкового кола зірочки.



1 – електродвигун; 2 – з’єднувальна муфта; 3 – редуктор, що має відповідне передаточне число; 4 – муфта запобігаюча; 5 – зірочки приводного вала; 6 – втулкового роликів ланцюги; 7 – пруткове (стрічкове) полотно транспортера

Рисунок 3.1

Швидкість ланцюга має горизонтальну складову, закон зміни її [12]

$$V_L = V \cos \varphi = \omega \cdot R \cos \varphi, \quad (3.10)$$

де φ - для приводної зірочки кутова координата, має межі $-\varphi_0 \leq \varphi \leq \varphi_0$.

Для зубців зірочки можна визначити центральний кут між ними, який залежить від кількості зубців z

$$2\varphi_0 = 2\pi / z ,$$

а

$$\varphi_0 = \pi / z .$$

Під час обертання зірочки з ланцюгом її кутову координату α визначають розділивши на ділянки. Для нульової ділянки $0 \leq \alpha \leq 2\varphi_0$, відповідно $-\varphi_0 \leq \varphi \leq \varphi_0$. Для першої ділянки $2\varphi_0 \leq \alpha \leq 4\varphi_0$, тоді $-\varphi_0 \leq \varphi \leq \varphi_0$. Для k -ої ділянки ці параметри будуть змінюватися так [12]

$$2k \cdot \varphi_0 \leq \alpha \leq 2(k+1) \cdot \varphi_0 ; \quad -\varphi_0 \leq \varphi \leq \varphi_0 ; \quad k = 0, 1, 2, \dots, n . \quad (3.11)$$

Якщо із залежності (3.10) взяти похідну по часу, то отримаємо рівняння яке є законом, за яким змінюється лінійне прискорення тягового ланцюга транспортера

$$W_L = \frac{dV_L}{dt} = \frac{d\omega}{dt} \cdot R \cos \varphi - \omega \frac{d\varphi}{dt} R \sin \varphi . \quad (3.12)$$

Так як $\frac{d\varphi}{dt} = \omega$, тому (3.12) буде

$$W_L = R \cdot \left(\frac{d\omega}{dt} \cos \varphi - \omega^2 \sin \varphi \right) . \quad (3.13)$$

З аналізу (3.13) видно, що для того, щоб визначити прискорення тягового ланцюга транспортера, потрібно знати як рухається приводна зірочка на кожній ділянці, коли відбувається пуск транспортера у роботу. Тут можна задатися наближенням, у якому транспортер виступатиме як динамічна модель, яка має одну ступінь вільності, є функцією нелінійною, через нелінійний зв'язок, що виникає між кінематичними характеристиками приводної зірочки і тягового ланцюга.

Узагальненою координатою виступатиме координата повороту приводної зірочки на k -ій ($k = 0, 1, 2, \dots, n$) ділянці повороту. Її визначають як відстань між суміжними зубцями [12].

Використовуючи таку модель, потрібно зважати на те, що прогинання і пружність ланцюга частково враховуються у коефіцієнті ψ при зведенні мас рухомих елементів транспортера.

Користуючись теоремою про зміну кінетичної енергії системи, для динамічної моделі транспортера, можна скласти рівняння руху, які описують його рух на кожній із ділянок

$$T - T_0 = A_p - A_0, \quad (3.14)$$

де T, T_0 - функції, через які враховано кінетичну енергію досліджуваної системи, тобто транспортера, зірочок і ланцюга відповідно у початковий момент руху й через певний час;

A_p, A_0 - для розглядуваної ділянки руху транспортера величини, що описують роботу сил приводу та опору.

Функції кінетичної енергії і роботи для транспортера запишемо у вигляді:

$$T_0 = \frac{1}{2} I_p (-\varphi_0) \cdot \omega_0^2; \quad T = \frac{1}{2} I_p (\varphi) \cdot \omega^2; \quad (3.15)$$

$$A_p = \int_{-\varphi_0}^{\varphi} M d\varphi; \quad A_0 = \int_{-\varphi_0}^{\varphi} F_0 \cdot R \cos \varphi d\varphi; \quad (3.16)$$

де ω_0 - для приводної зірочки її кутова швидкість для початкового положення;

F_0 - сумарне зусилля, яке викликане стичними силами опору, щоб запобігти руху полотна транспортера;

M - для зірочки приводу ланцюга значення його рушійного моменту, прикладеного до її осі повороту;

$I_p(-\varphi_0)$, $I_p(\varphi)$ - для зірочки приводу моменти інерції елементів транспортера, прикладені до її осі повороту на початку руху і через довільний проміжок у часі.

Якщо з рівняння (3.14) взяти похідні за координатою φ для обох його частин, враховуючи при цьому (3.15) і (3.16), то можна записати залежність у вигляді диференціальних рівнянь, яка визначає рух пруткового транспортера коренезбиральної машини [18]

$$I_p \frac{d\omega}{d\varphi} + \frac{1}{2}\omega \frac{dI_p(\varphi)}{d\varphi} = \frac{1}{\omega}(M - F_0 R \cos \varphi). \quad (3.17)$$

Тут

$$I_p = I_0 + mR^2 \cos^2 \varphi, \quad (3.18)$$

де I_0 - для приводної зірочки транспортера зведений до її осі повороту момент інерції, який включає усі елементи приводу (ротор двигуна, муфти зчеплення і запобіжну, редуктор, приводний вал із зірочками (див. рис. 3.1).

Диференціальне рівняння (3.17), за яким можна визначити рух транспортера, є нелінійним, має змінні коефіцієнти і складну праву частину. Розв'язуючи його, потрібно врахувати рівняння (3.18). Для розв'язування таких рівнянь використовують чисельні методи, оскільки звичайно їх проінтегрувати не можливо, якщо використати метод кінцевих різниць, то вираз (3.17) потрібно дещо змінити [18]

$$I_p(\varphi)d\omega + \frac{1}{2}\omega dI_p(\varphi) = \frac{1}{\omega}(M - F_0 \cos \varphi)d\varphi. \quad (3.19)$$

Інтервал часу $-\varphi_0 \leq \varphi \leq \varphi_0$, протягом якого рухається транспортер, переміщуючи коренеплоди, розбивають на n частин. Вважають, що для кожної із частин, можна записати $d \cdot \varphi_0 \approx \Delta \varphi = 2\varphi_0 / n$. Відповідно $\varphi_{i+1} = \varphi_i + \Delta \varphi$.

Позначення i вказує, як змінюється розташування приводної зірочки, займаючи по чергово місця від 0 до n .

Розташування транспортера у будь-якому положенні описують так [18]:

$$\varphi = \varphi_i; \quad I_P \cdot (\varphi) = I_P \cdot (\varphi_i); \quad \omega = \omega_i; \quad M = M_i;$$

$$d \cdot I_P \cdot (\varphi) \approx I_P \cdot (\varphi_{i+1}) - I_P \cdot (\varphi_i). \quad (3.20)$$

Враховуючи вирази (3.20), залежність (3.19) набуде виду [18]

$$\omega_{i+1} = \frac{1}{I_P(\varphi_i)} \left[\frac{1}{\omega_i} (M_i - F_0 \cdot R \cos \varphi_i) \Delta \varphi + \frac{1}{2} [3I_P(\varphi_i) - I_P(\varphi_{i+1})] \cdot \omega_i \right]. \quad (3.21)$$

Під час пуку транспортера у роботу він займе положення $\varphi_i = -\varphi_0$, для якого характерним є, що $\omega_i = \omega_0 = 0$. Визначають параметри $I_P \cdot (\varphi_i)$, $I_P \cdot (\varphi_{i+1})$, M_i , їх значення вносять у (3.21), звідти отримують величину кутової швидкості ω_{i+1} . Розраховують кутові швидкості транспортера до тих пір, коли φ_i зрівняється з φ_0 . Далше розраховують чергову ділянку руху транспортера $2\varphi_0 \leq \alpha \leq 4\varphi_0$, виконуючи ті самі дії, що й на попередній. Для початкового значення кутової швидкості ω_0 на послідууючій ділянці беруть те, що було визначене для кінцевої точки передуючої ділянки, тобто $\omega_0 = \omega_{II}$.

Вихідними даними для розв'язання залежності (3.21) можна прийняти параметри вивантажувальної секції пруткового транспортера бункера шестирядної коренезбиральної машини:

- довжина полотна конвеєра, $L = 6,3$ м;
- погонна маса рухомих частин конвеєра, $q_0 = 225$ кг;
- початковий радіус зірочки, $R = 0,071$ м;
- дійсна кількість зубців зірочки, $Z = 12$;

- для приводної зірочки транспортера зведений до її осі повороту момент інерції, який включає усі елементи приводу (ротор двигуна, муфти зчеплення і запобіжну, редуктор, приводний вал із зірочками, $I_0 = 4,5 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$;
- сумарне зусилля, яке викликане стичними силами опору, щоб запобігти руху полотна транспортера, $F_0 = 7500 \text{ Н}$.

Кінематична схема шестирядної коренезиральної машини показана на рис. 3.2 і наведена у графічній частині роботи.

Використовуючи можливості Microsoft Excel можна встановити характер зміни кутової швидкості, рушійного моменту, кутових прискорень на приводному валу пруткового транспортера. Використовуючи отримані залежності ω і ε можна визначити динамічні навантаження у тяговому ланцюгу за формулою [18]

$$F_D = m \cdot R \cdot (\varepsilon \cos \varphi - \omega^2 \sin \varphi). \quad (3.21)$$

Вплив кількості зубів приводної зірочки на динамічні характеристики конвеєра можна оцінити вибраними коефіцієнтами нерівномірності руху, динамічності та узагальненою оцінкою руху.

3.4. Використання конструкції фізичної моделі пруткового транспортера для досліджень

У даній магістерській роботі обґрунтовуються параметри очисника бункера коренезбиральної машини, який складається із донного і вивантажувального транспортерів, а також шнеково-стрічкового транспортера, який сприяє покращенню заповнення бункера та підвищенню якості очищення коренеплодів. Тяговим елементом пруткових транспортерів і приводним елементом шнеково-стрічкового очисника є втулково-роликовий ланцюг.

Так як випробування польові чи ресурсні завжди потребували значних затрат часу і коштів, то доцільно, конструюючи нові чи вдосконалюючи базові моделі сільськогосподарських машин, застосовувати ефективні інженерні методики розрахунку міцності окремих вузлів чи елементів конструкцій машин. Здійснення реальних експериментальних досліджень перспективних розробок машин чи вузлів залишається актуальним, оскільки підтверджує або спростовує прийняті рішення.

Щоб здешевити натурні випробування застосовують випробування машин або їх окремих складових частин на спеціально розроблених стендах. Такі дослідження дають змогу перевірити знайдені конструктивні рішення. Для таких випробувань обов'язковою є подібність умов досліджень з максимальним відтворенням умов експлуатації.

Під час проведення модельованих експериментальних досліджень, модель виступає як засіб експериментальних досліджень та є безпосереднім об'єктом досліджень. Можна використовувати фізичне моделювання, яке дозволяє перевірити відповідність складеної математичної моделі чи дослідити складні явища за неможливості побудови математичної моделі [15].

Суть фізичного моделювання – це достовірне визначення характеру впливу на натурну модель необхідних показників, які визначають із досліджень, здійснених на фізичній моделі за натурних умов.

Основою фізичного моделювання є теорія подібності, що опирається на аналіз розмірностей, а саме: об'єкти є подібними, якщо у відповідні моменти часу у відповідних точках об'єктів значення змінних величин, що характеризують стан одного об'єкта (натури), пропорційні відповідним значенням величин іншого об'єкта (моделі).

У подібних об'єктах характеристики натурального об'єкту можуть бути отримані простим перерахунком із характеристик модельного об'єкту, що визначається експериментально. Для всіх величин відповідної розмірності таким множником є коефіцієнт подібності.

Для подібних об'єктів повинні бути однакові наступні умови [15, 16]:

- модель і натурний об'єкт повинні бути геометрично подібними;

- діючі на модель навантаження повинні бути подібними навантаженням, які сприймаються натурними об'єктами;
- безрозмірні величини для моделі і натурального об'єкту повинні бути рівними;
- матеріали моделі і натурального об'єкту можуть бути різними та залежно від галузі дослідження, зв'язок напружень і деформацій має відповідати закону Гука.

Кінцеві результати дослідження під час фізичного моделювання координують за допомогою критеріїв подібності. Кількість критеріїв може бути меншою ніж кількість параметрів, що описують процес. Ту кількість критеріїв, що характеризують будь-який процес, можна скоротити шляхом їх групування у безрозмірні комплекси, виходячи з природи та умов досліджуваних процесів. Ці безрозмірні комплекси називають критеріями подібності.

Для моделювання процесів руху пруткового конвеєра як класичний критерій подібності можна використати закон Ньютона для обертального руху

$$\frac{d^2 \varphi}{dt^2} = \frac{M}{J}, \quad (3.22)$$

де φ – кут повороту;

M , J – відповідно крутний момент і момент інерції тіла відносно осі обертання.

Враховуючи те, що символи диференціювання й інтегрування, які входять у початкові рівняння, можуть бути відкинуті, бо вони не мають розмірності, рівняння (3.22) можна записати у такому вигляді

$$\frac{\varphi}{t^2} = \frac{M}{J}. \quad (3.23)$$

Розділивши праву частину рівняння (3.22) на ліву, отримаємо критерій подібності Ньютона для обертального руху

$$K_N = \frac{M \cdot t^2}{J \cdot \varphi} = Idem , \quad (3.24)$$

де *Idem* – відповідно однаковий для всіх об'єктів, що розглядаються.

Враховуючи коефіцієнти подібності та задачі досліджень можна використати схему фізичної моделі пруткового транспортера, яка дозволяла б виконувати експериментальні дослідження з врахуванням факторів впливу на динаміку руху пруткового полотна.

Така фізична модель складається із приводної станції, що забезпечує необхідний керований режим руху пруткового конвеєра та фрагменту безпосереднього дослідного зразка пруткового конвеєра, який є фізичною моделлю пруткового полотна вивантажувальної секції очисника бункера.

Таку фізичну модель можна використовувати для проведення експериментів з визначення динамічних навантажень під час різноманітних режимів роботи пруткового транспортера без будь-яких обмежень за сезонністю, та з можливістю задавати всі передбачені фактори, що можуть впливати на динаміку руху пруткового конвеєра.

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1. Вимоги охорони праці під час експлуатації шестирядної коренезбиральної машини з розробленим очисником бункера

До роботи з технічного обслуговування, транспортування, обкаування і використання шестирядної коренезбиральної машини з удосконаленим бункером допускаються особи, які досягли 18 років, пройшли медичний огляд, спеціальну підготовку, інструктаж з техніки безпеки і протипожежної безпеки за наявності відповідного посвідчення.

Нахили агрофону під час роботи машини не повинні перевищувати 2⁰.

За одночасного обслуговування та ремонту машини кількома виконавцями необхідно призначити старшого групи, доручивши йому контроль за дотриманням правил техніки безпеки (черговості робіт).

У машині має бути аптечка з необхідними медикаментами.

Працювати необхідно 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 виконання робіт.

Не допускається перевезення вантажів у бункері [1, 11].

Перед пуском машини потрібно впевнитися у справності механізму блокування пуску. Перед пуском 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 [1, 11].

Під час руху 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. Надівати паси на шківи і ланцюги на зірочки, а також змащувати підшипники під час роботи машини забороняється. Забороняється працювати на машині при ослаблених кріпленнях вузлів і агрегатів. Забороняється торкатися руками робочих органів машини при працюючому двигуні.

Під час роботи машини металеві труби гідروприводу на ходову частину можуть нагріватися до 80...100⁰С. Беретися опіків.

Під час переведення вивантажувального транспортера з робочого у транспортне положення (або навпаки) попередньо необхідно впевнитися у наявності вільного простору, відсутності ліній електропередач, оскільки габаритний розмір транспортера за висотою при переведенні перевищує 4 м.

Швидкість руху коренезбиральної машини при значних нахилах дороги повинна бути до 4 км/год, поздовжнім кутом нахилу до 7%. На поворотах і розворотах швидкість потрібно зменшити до 3 км/год. Під час тривалих переїздах машини (більше 15...20 км) паси приводу робочих органів потрібно зняти.

Рух дорогами загального користування здійснювати відповідно до «Правил дорожнього руху» і при включених безперервних маячках оранжевого або білого кольорів. Транспорт, швидкість якого дорівнює або перевищує максимальну швидкість руху коренезбиральної машини, обганяти забороняється особливо з настанням темноти. Переїжджати у тунелях, через греблі, мости (якщо дозволяють габарити і вантажопідйомність) потрібно тільки на пониженій швидкості за включених безперервних маячках [1, 11].

Після зупинки машини необхідно обов'язково перевести ручку переключення діапазонів у нейтральне положення. Під час заміни мастила у перші 20...30 хв 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 гідронасоса засувкою і загальмувати машину стоянковим гальмом. Необхідно систематично перевіряти надійність роботи рульового керування та гальм.

Всі види регулювань і технічного обслуговування виконують за умови виключення двигуна (крім деяких регулювань двигуна і діагностики).

Забороняється що-небудь робити під машиною, якщо копачі підняті і під колеса не підставлені упори-клини. При м'якому ґрунті під домкрат кладуть міцну дошку. Під час технічних оглядів або ремонту потрібно підняти одну із сторін машини, користуються домкратом вантажопідйомністю не менше п'яти тонн. Не можна знаходитись під машиною, яка піднята на домкрат. Місця встановлення домкрата та опор для піднімання різних частин машини вказано на машині.

Буксирування машини здійснюють тільки за мови жорсткого зчеплення з включеною передачею коробки діапазонів згідно з «Правилами дорожнього руху». Гальмування машини під час руху необхідно виконувати зміною подачі основного насоса гідростатичної передачі трансмісії (ГСТ), що виконується за допомогою педаль керування [1, 11].

4.2. Засоби гасіння пожеж на промислових об'єктах

Найбільш поширені засоби гасіння пожеж: вода, хімічні речовини, пісок та інші сипучі речовини (дрібно просіяний шлак, суха глина, зола, ґрунт), покривала із тканин, просякнутих вогнезахисними розчинами.

Вода порівняно з іншими вогнегасниками засобами є найбільш поширеним і найбільш доступним засобом пожежогасіння. Однак воду не

завжди можна застосовувати. Не можна, наприклад, гасити водою електропроводи і електромотори, які знаходяться під напругою так як вода внаслідок своєї електропровідності викликає коротке замикання. Струменем води не можна гасити горючі речовини, питома вага яких менша питомої ваги води, тому що рідина буде спливати і продовжувати горіти [5, 42].

Горючі речовини (крім бензину та ефіру) добре піддаються гасінню водою у дрібно розпиленому вигляді або у вигляді піни. Розпилену воду застосовують для гасіння пожеж у тісних і закритих приміщеннях, а водяну пару можна застосовувати при гасінні пожеж у підземних нафтозберігаючих терміналах. Хімічні засоби застосовують під час гасіння будь-яких горючих речовин, але особливо важливе значення вони мають в тих випадках, коли горючі речовини гасити водою недопустимо [42].

Вогнегасні властивості хімічних засобів гасіння пожеж характеризуються тим, що хімічні речовини, потрапляючи у зону вогню, утворюють великий негорючий газ або пару, який закриває доступ кисню до місця горіння, внаслідок чого полум'я гасне. Крім того, хімічні речовини, потрапляючи у вогонь, охолоджують гарячу речовину до температури нижче їх запалення і також перешкоджають горінню. Найбільш поширені на даний час хімічні засоби пожежогасіння: піна, різні рідини, сухі хімічні порошки і вуглекислий газ у туманоподібному стані. Вогнегасні піни використовують для гасіння пожеж багатьох легкозаймистих рідин і твердих речовин.

Для гасіння електродвигунів, що загорілися, двигунів внутрішнього згорання, ацетилену і деяких інших речовин, які не можна гасити водою, застосовують вогнегасники з порошком. Головним діючим компонентом таких вогнегасників є двовуглекисла сода, яку змішують у різних пропорціях з піском, тальком, іноді до них додають поташ, глауберову сіль. При гасінні подібними вогнегасниками полум'я збивається твердою масою порошку і покривається ним, а утворений при нагріві і розмочені двовуглекислої соди вуглекислий газ утворює хмару, закриваючи доступ кисню до горючої поверхні. В наслідок чого горіння припиняється, а оскільки на розкладення соди відходить частина тепла, то при цьому відбувається також охолодження

горючої речовини. Гасити загоряння також можна просіяним шлаком, розтовченою сухою глиною, золою і ґрунтом.

Під час заготівлі піску, шлаку, золи, ґрунту, необхідно зробити так, щоб у них не залишилось грудок, сміття, вугілля і щоб матеріал був сухий – інакше виникне його залежування, а зимою – замерзання.

Вуглекислий газ застосовують для гасіння вогню двома способами: заповнюють газом приміщення, де виникло загорання, або закидають поверхню горючого матеріалу твердою вуглекислою, вуглекислим «снігом». Вуглекислий газ не електропровідний і не псує матеріалів – тому його широко застосовують для гасіння електричних установок, горючих електричних приладів і різних пристроїв.

У комплексі протипожежного захисту на промислових об'єктах профілактичні заходи відіграють важливу роль. Їх проводять і в мирний час, так як небезпека пожеж існує завжди. При виникненні небезпеки нападу, при загрозі використання ядерної зброї їх проводять у ширшому масштабі.

Профілактичні заходи у приміщеннях включають: готовність запасних виходів, коридорів і проходів, тобто їх звільняють від громіздких предметів; горючі речовини переносять для зберігання у дальні приміщення, створюють запаси води, піску на кухнях або у коридорах і т.д.

Головну увагу необхідно приділяти запобіганню загорянь, що виникають під дією випромінювання, що проникає через вікна і двері. Перший захід протипожежної безпеки у тому, щоб всі легкозаймисті речовини і матеріали (папір, тканини та інше) тримати як можна далі від віконних проїомів і закрити їх у шафах, ящиках.

Для попередження загорянь необхідно виконати такі заходи: якщо дозволяє міцність балок перекриття, створити захисний шар із піску, молотої глини або золи (5...10 см) забрати усі громіздкі предмети, які можуть утруднювати гасіння вогню, вставити скло у слухові вікна і побілити їх.

Двері приміщення, запасних виходів із приміщення на сходові клітки і зовнішні стаціонарні пожежні драбини слід закрити на легковідкриваючі

запори. У приміщеннях потрібно зробити переходи через балки, а до слухових вікон встановити драбини, на крутих силах дахів встановити драбини.

Профілактична підготовки дворів у протипожежному плані – це збір сміття і легкозаймистих речовин; непотрібні дерев'яні загородження і забудови слід забрати, звільнити проїзди у двори, до приміщень, водоїм.

У комплекс нормативно-технічних заходів, що мають за мету запобігання поширенню пожеж входять: будівництво різних вогнестійких конструкцій всередині приміщень та спеціальних перешкод, застосування вогнестійких обмоток, а також виконання ряду вимог з планування вулиць, озеленення дворів і вулиць, встановлення розривів між приміщеннями і т.п.

Поширенню пожеж у приміщеннях і будовах запобігають вогнестійкі конструкції і вогнезахисна обробка приміщень, а також спеціальні перешкоди. У камінних приміщеннях перекриття будують з армованого бетону і бетонних плит.

До підвідомчих протипожежних постів і заходів відносять: оснащення протипожежних постів, забезпечення постів водою, а пожежні підрозділи достатньою кількістю вогнегасних приборів і додаткових інструментів; підготовка шляхів евакуації людей, тварин і матеріальних цінностей; підготовка рятувальних засобів. Першочергове значення у цих заходах має безперебійна подача води до місця загоряння або пожежі.

Розрізняють два види протипожежного забезпечення: водопровідне і безводопровідне. У великих містах і промислових селищах пожежне водозабезпечення здійснюють через міські водопроводи. Встановлюють виробничі і протипожежні потреби.

Для отримання із підземної сітки води при пожежі на трубопроводі в спеціальних колодязях встановлюють пожежні гідранти, тобто крани, до яких приєднують пожежні колонки. До пожежної колонки приєднують гнучкі рукави із брансбойтами. Такі колодці встановлюють на відстані 80...100 м один від одного. Навпроти кришок колодязів на стінах будинків встановлюють показники із зазначенням відстані від стіни до колодязя (у метрах).

Для гасіння пожеж на початковій стадії у виробничих та громадських приміщеннях встановлюють зсередини на вході до приміщення, на площадках сходових кліток, у коридорах пожежні крани у спеціальних шкафчиках. У комплект до кожного крану входить рукав із пожежним стволом, з'єднаним із пожежним краном швидкозмикаючою з'єднувальною головкою.

Забезпечення водою внутрішньої пожежної сітки забезпечується від загального вводу в приміщення. Безпровідне забезпечення полягає у безпосередньому заборі води пожежними насосами із різних водойм.

До водойм повинні бути обладнанні під'їзди, спуски, а на берегах річок – площадки для встановлення пожежних насосів або пірси безпосередньо при водоймах. За необхідності водойми поглиблюють для отримання достатньої кількості води взимку при максимальній товщині льоду. Для використання водойм взимку роблять утеплену ополонку – над ополонкою будують будку, обкладають її смолою або іншим матеріалом, а саму ополонку накривають кришкою. Можна також використати для цієї мети бочки із добре заробленими дошками. Бочку вморожують у кригу так, щоб днище було нижче рівня льоду при найбільшій його товщині. При заборі води обидва днища вибивають. Ополонка повинна мати добре видиме зазначення достатньої висоти, щоб його не занесло снігом. На всі джерела подачі води і водойми ще в мирний час створюють інвентарні описи, роблять оцінку надійності водойми і запасів води в них. У випадку нестачі води будують запасні водойми, артезіанські колодці та інші джерела водозабезпечення [42].

Організаційні заходи включають питання формування, навчання і розміщення протипожежних підрозділів, а також підготовку населення. У системі ЦО на об'єктах організують протипожежні формування: на великих промислових підприємства створюють професійні пожежні команди., які є основною бойовою силою протипожежного захисту [42].

Добровільні пожежні дружини формують із числа працюючих на підприємстві. Склад дружини та їх керівника затверджують наказом керівника підприємства. Пожежна дружина зобов'язана наглядати за виконанням правил техніки безпеки і протипожежної профілактики, проводити тренування і

заняття; наглядати за станом протипожежного обладнання; навчати працюючих підприємства; вести чергування за розкладом і гасити пожежі і загорання.

Для постійного нагляду за станом пожежної безпеки із складу пожежної команди встановлюють пожежні пости, котрі служать для першочергового гасіння пожежі. Тому своєчасність ліквідації загорянь багато в чому залежить від місця розміщення посту, їх оснащення, підходу до джерел загорання і виду загорання. В умовах небезпеки ядерного удару пожежні пости повинні мати спеціальні індивідуальні укриття. На постах повинні бути щити розміром 1,2 м у висоту і 1,5 м у ширину. На щиті розміщують: два ручних вогнегасники, багри, відра, лопати, сокира, шнур (12...20 м), ліхтар. Безносе-редньо біля щита повинні бути ящик із піском не менше 0,25 м³ і ємність з водою не менше 100 л. У зимовий час для запобігання води від замерзання в неопалювальних приміщеннях можна застосовувати хлористий кальцій [42].

Для успішного проведення заходів з розгортання протипожежних сил і засобів; підготовки об'єкта начальник пожежної команди разом із начальником ЦО об'єкта ще у мирний час підготовляють необхідні документи про загальний стан протипожежного захисту об'єкта.

Із оголошенням небезпеки пожежі особовий склад команди зобов'язаний з'явитися на зазначений попередньо збірний пункт. Начальник команди перевіряє явку людей і проводить бойовий розрахунок, тобто вказує кожному бійцю його обов'язки і закріплює за ними визначене знаряддя (якщо це не було зроблено раніше), призначає постових, розбиває особовий склад на зміни. Після чого частину бійців направляють за отриманням обладнання, якого не вистачає і особового спорядження. Одночасно проводять перевірку профілактичних заходів на об'єкті і оснащення постів. Після виконання вказаних робіт начальник команди доповідає про готовність пожежної команди начальнику ЦО об'єкта.

Отже, постійна готовність відповідних формувань до гасіння пожежі, наявність достатньої кількості засобів пожежогасіння, а також дотримання вимог протипожежної безпеки забезпечують надійний і безпечний стан підприємства чи будівлі., збереження майна і життя громадян.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Очищення вороху коренеплодів цукрових буряків від налиплого ґрунту та рослинних решток – основне завдання транспортуючо-сепаруючих робочих органів коренезбиральних машин та навантажувачів коренеплодів.

У магістерській роботі удосконалено систему очищення коренеплодів шестирядної коренезбиральної машини встановленням очисника бункера.

У базовій моделі очищення вороху коренеплодів здійснювалося очисником викопуючого пристрою, поздовжнім транспортером та прутково-шнековим транспортером бункера. З бункера коренеплоди подають на вивантажувальний транспортер з подальшим навантаженням на транспортні засоби.

Удосконалена конструкція очисника бункера виконана так: на заміну пруткового транспортера запропоновано встановити стрічковий транспортер та відвідний гвинтовий шнек, що заходить під його несучу вітку. Конструктивно стрічковий транспортер – це еластична (гумова) стрічка, яка має у центральній частині зубчасті направляючі, розташовані у поздовжньому напрямку; ведучий, ведений і допоміжний підтримуючий зварні трубчаті барабани встановлені на опорних кулькових підшипниках. Ведений барабан, обладнаний натяжним пристроєм, за допомогою якого натягують транспортерну стрічку. Підтримуючий барабан встановлюють, щоб запобігти провисанню стрічки під час транспортування коренеплодів. Привод стрічкового транспортера і шнека розрівнювала здійснюється ланцюговими передачами.

Поперечний відвідний шнек виготовлений так: гвинтове ребро, яким виконують навивку шнека на вал, встановлюють нормально до поверхні шнека; воно має мати заокруглену зовнішню грань, робочу сторону якої обладнують еластичною накладкою, її висота має дорівнювати висоті гвинтового ребра шнека.

Ці удосконалення запобігатимуть прогину полотна і забезпечать стабільність заданого зазору S . Така конструкція під час експлуатації сприятиме зменшенню втрат товарних коренеплодів.

Отже, вдосконалення очисника бункера коренезбиральної машини виконано зміною конструкції транспортера бункера, шнека та встановленням підтримуючого барабана транспортера бункера. Такий очисник забезпечить покращення показників якості очищення коренеплодів, а саме:

- зменшення пошкоджень під час падіння коренеплодів на транспортер бункера і шнек очисника;
- зменшення втрат товарних коренеплодів за рахунок забезпечення стабільності зазору між транспортером бункера і барабаном шнековим;
- зменшення засміченості вороху за рахунок повнішого винесення рослинних решток і ґрунту стрічковим транспортером.

Розроблені удосконалення конструкції очисника бункера підтверджені технологічними, конструктивними та міцнісними розрахунками. Визначено продуктивність транспортера – 110т/год, кутову швидкість приводного вала транспортера – 12рад/с; розраховано ланцюгові передачі приводу транспортера очищення і шнека-розрівнювача бункера, крок усіх ланцюгових передач приводу 25,4мм; швидкість до 4м/с. Розраховано ведучий вал стрічкового транспортера шнеково-транспортерного очисника, встановлюваного у бункері машини; з'єднувальну ланцюгову муфту з'єднання конічного редуктора з планетарним редуктором приводу донного і вивантажувального транспортерів бункера; запобіжну муфту приводу шнека-розрівнювача.

Під час дослідження параметрів об'єкту розробки проаналізовано вплив навантажень на ефективність роботи пруткових транспортерів коренезбиральних машин, яка залежить в основному від двох факторів – це зношування і динамічні навантаження. Проаналізовано також як впливають режими руху на процеси у пруткових транспортерів коренезбиральних машин; встановлено, що максимальні і мінімальні значення їх швидкості руху та коефіцієнт динамічності є критеріями, за якими можна оцінити їх режими руху; проаналізовано можливість використання для досліджень конструкції фізичної моделі пруткового транспортера, розробленої на основі теорії подібності.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Автухов І.В., Гряник Г.М. Охорона праці в сільському господарстві. К.: Вища школа, 1970. 216 с.
2. Воробьев Н.В. Цепные передачи. М.: Машиностроение, 1988. 250 с.
3. Гевко Р.Б. Деталі машин та основи автоматизованого конструювання: навчальний посібник до лабораторних робіт/ Р.Б.Гевко, Н.І.Хомик, Т.А. Довбуш. Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2021. 256 с.
4. Гевко Р.Б. Системи доочищення коренеплодів при їх механізованому збиранні. Монографія /Р.Б. Гевко, І.Г. Ткаченко, Р.М. Рогатинський, С.В. Синій та ін. Тернопіль: Осадца Ю.В., 2020. 216 с.
5. Гогіташвілі Г.Г., Лапін В.М. Основи охорони праці. Львів: Новий світ, 2000. 230с.
6. ДСТУ 2258-93 Машини бурякозбиральні. Київ: Держстандарт України, 1993. 18 с.
7. Дереза О.О. Обґрунтування режиму роботи пруткових транспортерів овочезбиральних машин. Дисертація кандидата технічних наук: 05.05.11. - Таврійська державна агротехнічна академія. Мелітополь: 2006. 170 с.
8. Детали машин. Расчет и конструирование. Справочник /Под ред. Н.С. Ачеркана. М.: Машиностроение, 1969. Том 3. 472 с.
9. Динамика машин и управление машинами: Справочник /В.К.Асташев, В.И. Бабинский, И.И. Вульфсон и др. Под редакцией Г.В. Крейнина. - М.: Машиностроение, 1988. 240 с.
10. Довбуш А.Д. Опір матеріалів: навчально-методичний посібник до виконання курсової роботи / А.Д. Довбуш, Н.І. Хомик. Тернопіль: Вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя, 2014. 191 с.
11. Інструкція по експлуатації та технічному обслуговуванні машини коренезбиральної КС-6Б. Тернопіль, ТеКЗ, 1996
12. Иванченко Ф.К. Расчеты грузоподъемных и транспортирующих машин /Ф.К. Иванченко, В.С. Бодарев, Н.П. Колесник, В.Я. Барабанов. К.: Выща школа, 1978. 76 с.
13. Ицкович Г.М., Кузьмин Г.М., Чернин И.И. Курсовое проектирование деталей машин. М.: Машиностроение, 1980. 560 с.

14. Клецкин А.П. Справочник конструктора сельскохозяйственных машин. Т.3. М.: Агропромиздат, 1978. 365 с.
15. Корнєв Г.В. Підйомно-транспортні машини безперервної дії, застосовувані у сільському господарстві. К.: Урожай, 1968. 152 с.
16. Коробко М.М. Обґрунтування параметрів та режимів руху пруткових конвеєрів бурякозбиральних машин: Дис...канд. техн.наук: 05.05.11.- Київ, 2007. 200 .
17. Лепетов В.А., Юрцев Л.Н. Расчеты и конструирование резиновых изделий. Л.:Химия, 1977. 408 с.
18. Ловейкін В.С., Ярошенко В.Ф., Коробко М.М. Аналіз режимів пуску ланцюгових конвеєрів сільськогосподарських машин //Праці Таврійської державної агротехнічної академії. Вип.40. Мелітополь, 2006. С. 221-230.
19. Лурье А.Б. Статическая динамика сельскохозяйственных агрегатов. М.: Колос. 1981. 231 с.
20. Марон Ф.Л., Кузьмин А.В. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин. Минск: Вышэйшая школа, 1977. 272 с.
21. Миколаєвич А.Р. Пристрій для викопування коренеплодів овочевих культур /В.В. Стельмашук, А.Р. Миколаєвич //Актуальні задачі сучасних технологій: зб. тез доповідей, том І ІХ міжнар. наук.-техн. конф. молодих учених та студентів (Тернопіль, 25-26 листопада 2020. Тернопіль. ТНТУ, 2020. С. С. 96-97.
22. Миколаєвич А.Р. Удосконалення очисника бункера коренезбиральної машини. Миколаєвич А.Р., Богачук С. // ІV Міжнародна студентська н.-т. конференція «Природничі та гуманітарні науки. Актуальні питання.» (28-29 квітня 2021) Збірник тез. Тернопіль. ТНТУ, 2021. С. 46-47.
23. Муфты цепные соединительные. Технические условия ОСТ 23.2.406 83.
24. Основы теории и расчета сельскохозяйственных машин на прочность и надежность /Под ред. П.М. Волкова, М.М. Тененбаума. М.: Машиностроение, 1977. 310с.
25. Пертен Ю.А. Теоретические основы конвейеров с тяговыми элементами. Пертен Ю.А., Мисаилов В.К., Янтовский Л.И.: Издательство Ленинградского университета, 1981. 270 с.

26. Протокол випробувань машини КСМ-6, Львівська МВС, 2003.
27. Роликовые цепные передачи общемашиностроительного применения. Расчет нагрузочной способности. Рекомендации КрПИ. М-Краснодар, 1990. 53 с.
28. Рослинництво з основами землеробства /М.А. Білоножка, І.С. Руденко, В.І. Мойсеєнко та ін.; за ред. М.А. Білоножка. К.: Урожай, 1986. 224 с.
29. Свеклоуборочные машины. (Конструирование и расчет) /Л.В.Погорельый, Н.В. Татьяна, В.В. Брей и др.-К.:Техніка, 1983.168 с.
30. Соединение зубчатые прямобочные. Методы расчета нагрузочной способности ГОСТ 21425-75.
31. Ткаченко І., Гевко Р., Павелчак О. Підвищення якісних показників роботи транспортерів-сепараторів коренезбиральних машин //Вісник ТДТУ. 2000. Т.5, №4. С. 67-70.
32. Указания методические. Муфты цепные. Методы расчета. Киев, 1979.
33. Хомик Н.І. Деталі машин. Курс лекцій. / Н.І. Хомик, А.Д. Довбуш., О.П. Цьонь. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2016. 160 с.
34. Хомик Н.І. Дослідження пруткових транспортерів бурякозбиральних машин з врахуванням особливостей навантаження. Дисертація кандидата технічних наук: 05.05.11. - Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя. Тернопіль: 2002. 170 с.
35. 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.
36. Хомик Н.І.. Результати експериментальних досліджень продуктивності роботи шнекового конвеєра гичкозбирального модуля (Feasibility study of an auger conveyor performance of the haulm removing module)/ Н.І.. Хомик, О.П. Цьонь, Т.А. Довбуш, Г.Б. Цьонь //Вісник Тернопільського національного технічного університету /Scientific Journal of the Ternopil national technical university. 2018, no. 3(91), pp. 101-106.
37. Хомик Н.І. Основи агрономії. Курс лекцій /Н.І. Хомик, А.Д. Довбуш., В.П. Олексюк. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2015.300 с.

38. 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.
39. 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.
40. Хорольський І.М. Динаміка ланцюгових систем і замкнутих контурів машин неперервного транспорту. Львів, 1999. 184 с.
41. Цепи приводные роликовые для сельскохозяйственных машин. Типы, основные параметры и размеры ОСТ 23.2.472-84.
42. Цивільна оборона. Підручник /За редакцією полковника В.С. Франчука. 2001. 256 с.
43. Шабельнык Б.П. Конвейеры-очистители коренуборочных машин. К.: Міносвіта, 1988. 243 с.
44. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин. М.: Высшая школа, 1991.
45. Nevko R.V., Tkachenko I.G., Khomyk N.I., Gumeniuk Y.P., Gumeniuk O.O., Flonts I.V., Determination of technical-and-economic indices of root crop conveyer-separator during their motion on curved path. 2020. INMATEH - Agricultural Engineering Volume 61, Issue 2, 2020, Pages 175-182.
46. Гевко Р.Б., Баліцький І.Б., Хомик Н.І. Методи зниження пошкоджень коренеплодів при їх переміщенні у транспортно-очисних системах машин //Матеріали міжнародної наук.-техн. конф. «Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій» до 60 річчя з дня заснування ТНТУ та 175 річчя з дня народження Івана Пулюя (14-15 травня 2020) /Тернопіль, 2020. С.58-59.
47. Гевко Р.Б., Баліцький І.Б., Хомик Н.І. Вдосконалення процесів очищення коренеплодів при розробленні та модернізації машин //Матеріали VI-ої міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології промислового комплексу – 2020», випуск 6. Херсон: ХНТУ, 2020. С. 91-94.

ДОДАТКИ