

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УМАНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ САДІВНИЦТВА
Інженерно-технологічний факультет
Кафедра агроінженерії

Допущено до захисту
«__» _____ 2023 р.
Зав. кафедри к.т.н., доцент
(науковий ступінь, вчене звання)
А.В. Войтік
(ініціали, прізвище)

Кваліфікаційна робота (дипломний проект)
перший (бакалаврський)
(назва освітнього рівня)

тема проекту: «Комплексна механізація вирощування цукрових буряків з удосконаленням коренезбиральної машини»

Виконав: студент 3 курсу, групи 31к-ім
освітньої програми бакалавра
спеціальності 208 «Агроінженерія»
Колісник Іван Сергійович
(прізвище та ініціали)

Керівник к.е.н., доцент Кутковецька Т.О.
(науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

Умань – 2023

ЗМІСТ

Вступ.....	5
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ СТАНУ ДОСЛІДЖУВАНОВОГО ПИТАННЯ.....	6
1.1. Загальні агротехнічні вимоги до бурякозбиральних машин.....	6
1.2. Опис конструкції машини КС-6.....	8
1.3. Характерні умови експлуатації машини КС-6Б.....	12
Висновки по розділу.....	14
РОЗДІЛ 2. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	16
2.1. Обґрунтування геометричних параметрів центральної балки основної рами коренезбиральної машини КС-6Б та розрахунок силових факторів, що діють на балку.....	16
2.2. Розрахунок зусиль, які діють на центральну балку.....	18
2.3. Розрахунок крутного моменту.....	25
2.4. Розрахунок бімоменту.....	27
2.5. Розрахунок оптимальних геометричних параметрів центральної балки машини КС-6Б.....	31
Висновки по розділу.....	34
РОЗДІЛ 3. ОХОРОНА ПРАЦІ.....	36
3.1. Організація охорони праці в господарстві.....	36
3.2. Заходи з охорони праці під час роботи на бурякозбиральних комбайнах.....	37
Висновки по розділу.....	39
РОЗДІЛ 4. ЕКОНОМІЧНЕ ОБґРУНТУВАННЯ ПРОЕКТУ.....	40
4.1. Оцінка технічного рівня виробу.....	40
4.2. Види техніко-економічного аналізу проектних рішень.....	42
Висновки по розділу.....	45
Загальні висновки.....	46
Список використаних джерел.....	47

ВСТУП

Цукрові буряки є важливою технічною культурою сільського господарства багатьох країн світу. Їх вирощують більше 40 країн на площі 7,6 млн. га. Цукрові буряки є одним із основних джерел сировини для одержання цукру. Окрім домінуючого значення цукрової сировини для харчової і переробної промисловості, вона використовується як корм для відгодівлі сільськогосподарських тварин. Найбільшими виробниками цукру є країни Європи, які отримують близько 17 млн. тон цукру на рік. До цих країн належить і Україна, де вирощування цукрових буряків є однією з провідних галузей сільськогосподарського виробництва.

На даний час агропромисловий комплекс нашої країни потребує ефективної сільськогосподарської техніки, яка б відрізнялась надійністю та довговічністю, високою продуктивністю та універсальністю. Поряд з цим сільськогосподарські машини повинні бути оптимізованими за конструктивними параметрами та металомісткістю рамних конструкцій і мати, по можливості, низьку собівартість. Тому, при створенні сільськогосподарської техніки найбільш важливим є підвищення надійності, забезпечення міцності і працездатності несучих конструкцій цих машин на протязі усього строку їх експлуатації.

Однією із найважливіших проблем сучасного сільськогосподарського машинобудування є підвищення довговічності елементів машин, зниження їх металомісткості та встановлення оптимального запасу міцності. Щодо рамних конструкцій, то це завдання трансформується у взаємозв'язок металомісткості з ресурсом їх роботи. Успішне вирішення такої проблеми потребує використання в процесі конструювання і розрахунку найновіших досягнень науки про міцність.

Підвищення технічного рівня, вдосконалення компоновочно-технологічних схем, робочих органів, покращення якості машин та обладнання для збирання цукрових буряків – важлива проблема сьогодення у сільськогосподарському виробництві.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ СТАНУ ДОСЛІДЖУВАНОВОГО ПИТАННЯ

1.1 Загальні агротехнічні вимоги до бурякозбиральних машин

Сучасні виробничо-технологічні вимоги, що ставляться до бурякозбиральних машин, визначаються загальними тенденціями переведення процесів виробництва цієї культури на промислову основу, специфічними агробіологічними властивостями і особливостями механізованого вирощування цукрових буряків, що обумовлюються зміною сортів, широким впровадженням точного посіву, застосуванням хімічних засобів боротьби з бур'янами, а також заміною ручної праці машинною.

Важливою вимогою є досягнення максимального кінцевого ефекту, що передбачає взаємно-компромісний зв'язок показників роботи комплексу машин для вирощування цукрових буряків, збирального, вантажно-транспортного і переробного комплексів по експлуатаційних, агротехнічних і економічних критеріях.

У зв'язку з об'єктивним погіршенням рівномірності розподілу коренеплодів в рядку, що викликане зменшенням норм висіву і механізованим формуванням посівів, доцільно пристосувати бурякозбиральні машини, особливо їх гичкозрізуючі та викопуючі робочі органи для збирання буряків з підвищеним варіюванням їх агрофізичних характеристик [5].

Разом з тим індустріальні методи збирання цукрових буряків ставлять до бурякозбиральних комбайнів вимоги із підвищення продуктивності, якості і технологічної надійності машин і комплексів та забезпечення можливості варіювати процесами збирання в залежності від ґрунтових і погодних умов.

Враховуючи тривалі терміни зберігання та переробки буряків, цукровою промисловістю висуваються вимоги до підвищення кондиційної якості коренеплодів, головним чином до їх обрізки, зниження забрудненості гичкою, землею і особливо зменшенню пошкоджень, зниження яких дозволило б зменшити втрати цукру майже у два рази.

Виходячи із способів використання продуктів врожаю цукрових буряків як сировини для виробництва цукру і кормів для худоби, бурякозбиральні машини повинні забезпечувати:

1) збирання гички і коренеплодів одночасно чи роздільно в стиснуті календарні строки;

2) отримання якісної сировини і кормів без застосування ручної праці; при цьому відходи в зрізаних головках коренеплодів не повинні перевищувати 3%, а інші втрати – 2%, загальна забрудненість – 10%, в тому числі гичкою – 2,5%; пошкодження коренеплодів повинно бути не більше 10%, повнота збирання гички – не нижче 90%;

3) високу технологічну надійність (не нижче 0,95) і агротехнічну ефективність в природних умовах, що широко варіюються (при різній врожайності, параметрах посівів, фізичному стані ґрунту і гички, засміченості полів), в тому числі при екстремальних умовах (при вологості ґрунту 26–30% чи твердості 290–580 Н і врожайності 450–700 ц/га);

4) необхідну універсальність з точки зору можливості застосування різних варіантів механізованих процесів збирання буряків в залежності від природно-виробничих умов що складаються;

5) інтенсифікацію процесів збирання буряків за рахунок зниження жорстких технологічних обмежень робочих швидкостей і пропускної здатності гичко- і коренезбиральних машин;

6) зниження за рахунок спрощення конструкції питомої метало- та енергоємності, підвищення загальної надійності (коефіцієнт готовності не нижчий 0,95) виробничих процесів.

Зазначені вимоги передбачають перш за все встановлення раціонального типу бурякозбиральних машин, з врахуванням особливостей зональних природно-виробничих умов, а також подальше вдосконалення конструкції та загальнокомпоновочної схеми машини.

1.2 Опис конструкції машини КС-6Б

Базовою моделлю самохідної коренезбиральної машини КС-6Б є машина КС-6. Особливістю машини КС-6Б та її модифікацій є застосування об'ємного гідравлічного приводу на ходову частину та вдосконалення окремих вузлів та деталей, що підвищує її надійність та продуктивність [7].

Коренезбиральна машини КС-6Б виготовляється у таких комплектаціях:

- КС-6Б – викопуючий пристрій з дисковими копачами;
- КС-6Б-01 – викопуючий пристрій з ротаційно-вильчатими копачами;
- КС-6Б-02 – викопуючий пристрій з ротаційно-вильчатими копачами та змінний викопуючий пристрій з дисковими копачами;
- КС-6Б-03 – викопуючий пристрій з вібраційними копачами;
- КС-6Б-07 – викопуючий пристрій з дисково-лемішними копачами.

Найбільшого поширення набули машини комплектовані викопуючим пристроєм з дисковими копачами, які завдяки приводу одного з дисків показують хороші результати при роботі на важких ґрунтах з підвищеною вологістю і при високій врожайності та забрудненості поля.

Машина коренезбиральна самохідна бункерна КС-6Б спроектована для забезпечення двофазної технології збирання буряків. Бурякозбиральна машина КС-6Б складається з шасі з об'ємним гідроприводом на ходову частину, автомата водіння, підбирача коренів, системи автоматичної сигналізації [7]. Схема машини КС-6Б наведена на рис. 1.1.

Підбирач коренів складається з викопуючого пристрою, повздовжнього транспортера та бункера з вивантажувальним елеватором. Частина вузлів коренекопача змонтована безпосередньо на основній рамі (завантажувальний елеватор 14, бункер 15 та повздовжній елеватор 12), а частина (передаточний бітер 18, шнековий очисник 19, бітер 20, копачі 21) – на окремій рамі 9, яка приєднана до несучої рами шасі одним шаровим шарніром 10. Для підймання рами викопуючого пристрою у транспортне положення та опускання в робоче служить гідроциліндр 6.

На центральній балці рами коренекопача закріплені кронштейни 4, якими

рама 9 у робочому положенні викопуючого пристрою (коли дискові копачі заглиблені в ґрунт) опирається на балку переднього моста керованих коліс 2. Завдяки такій системі навіски рами на шасі забезпечується автоматичне копіювання мікрорельєфу поля в повздовжньому напрямку та точна глибина ходу копачів. У транспортному положенні рама копача втримується гідроциліндром 6 та фіксується механічним фіксатором 5.

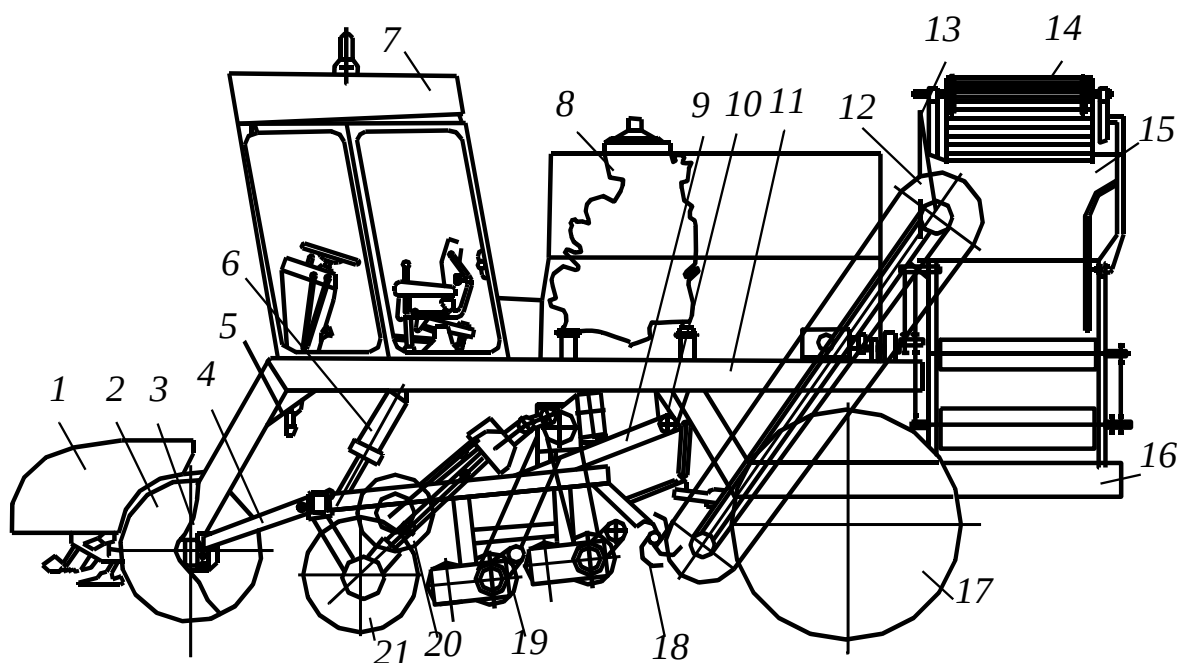


Рисунок 1.1 – Схема машини КС-6Б з дисковим викопуючим пристроєм:

1 – автомат водіння; 2 – передній міст керованих коліс; 3 – стержні регулювання глибини ходу рами копача; 4 – кронштейн; 5 – фіксатор; 6 – гідроциліндр підймання копачів; 7 – кабіна водія; 8 – силовий агрегат; 9 – рама викопуючого пристрою; 10 – кульковий шарнір; 11 – повздовжні лонжерони; 12 – повздовжній транспортер; 13 – ведучий вал; 14 – вивантажувальний елеватор; 15 – бункер; 16 – основна рама; 17 – міст ведучих коліс; 18 – передаточний бітер; 19 – шнековий очищувач; 20 – бітер; 21 – дискові копачі.

Комбайн обладнаний автоматичною системою, що контролює роботу основних вузлів і сигналізує водію про наявність порушень в їх роботі, зовнішніми освітлювальними приладами, необхідними для роботи в нічний час і руху по дорогах, а також автоматом керування 1.

Капоти і щитки, які легко відкриваються, забезпечують безпеку в роботі з машиною і доступ до її агрегатів для обслуговування, огляду і ремонту.

Схема технологічного процесу роботи машини КС-6Б з дисковим викопуючим пристроєм показана на рис. 1.2.

Гичка з буряків попередньо зрізується гичкозбиральними машинами.

За допомогою автомата керування передні колеса машини направляються точно посередині міжрядь буряка. Завдяки цьому встановленні під кутом один до одного диски копачів витягують корені із ґрунту і за допомогою бітера перекидають їх на шнековий очисник. Під дією обертання з різною швидкістю шнеків корені очищуються від рослинних домішок і подаються на позовжній транспортер.

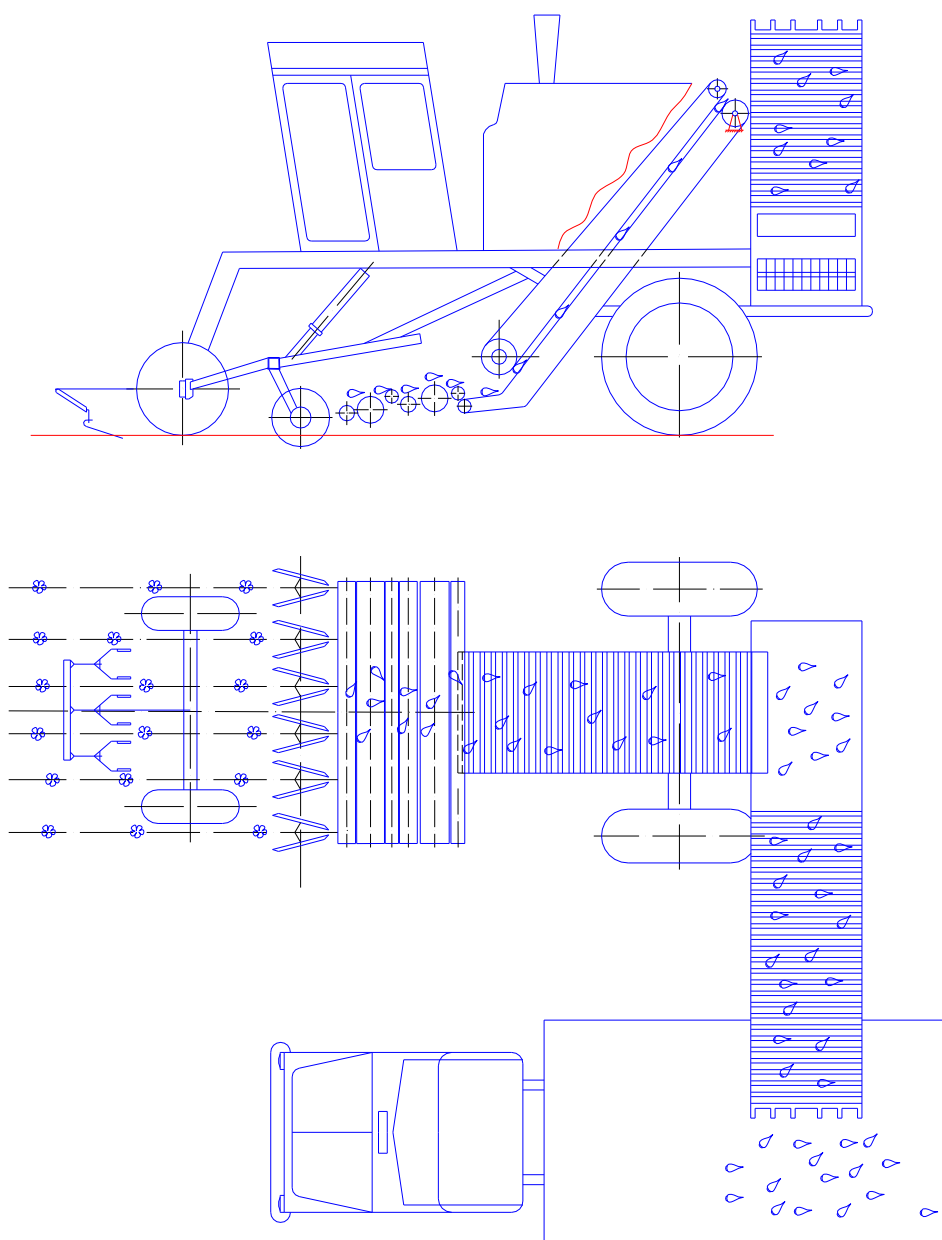


Рисунок 1.2 – Схема технологічного процесу роботи машини КС-6Б
з дисковим викопуючим пристроєм

Передавальний вал сприяє кращому заповненню міжскребкового простору транспортера і тим самим – підвищенню його продуктивності. Поздовжній транспортер подає корені в кільцевий транспортер, який служить для доочищення коренеплодів і завантаження їх в бункер. Бункер служить для накопичення коренеплодів і являє собою рамну просторову конструкцію об'ємом 6 м³. Шнек, який постійно обертається, розрівнює буряк в праву частину бункера. При наповненні правої частини, дно бункера пересувається вліво до заповнення бункера. Після заповнення бункера, за допомогою навантажувального транспортера проводиться вивантаження коренеплодів в транспорт чи польовий кагат.

Дно бункера та вивантажувальний транспортер являють собою здвоєні транспортери. Дно бункера вмикається важелем з кабіни водія. Допускається короточасний реверс дна бункера при завантаженні бункера до 25%.

Продовжується вдосконалення коренезбиральної машини КС-6Б з багатоцільового використання шасі. Збільшення довжини поздовжніх лонжеронів рами шасі до 1870 мм дозволило навішувати між мостами керованих та ведучих коліс шестирядний коренекопач «Score 3».

Крім цього машина КС-6Б з подовжніми лонжеронами може бути обладнана кореневикопуючими пристроями з вібруючими лемішними копаками фірм «HERRIAU» та «MOREAU» (Франція) [7].

Подальша модернізація коренезбиральної машини КС-6Б повинна бути направлена на зниження витрат, пошкоджень та забруднень коренеплодів при роботі в екстремальних умовах (на вологих важких ґрунтах).

Підвищення надійності бурякозбиральних машин загалом та їх робочих органів зокрема, покращення їх експлуатаційних показників, зниження металомісткості несучих конструкцій та забезпечення їх довговічності, розширення функціонально - технічних можливостей визначає основні напрямки розробки нових та вдосконалення існуючих бурякозбиральних машин для забезпечення необхідного рівня виконання технологічного процесу [1].

Виходячи з цього, для вітчизняної техніки необхідним є підвищення

потужності та продуктивності коренезбиральної машини КС-6Б та забезпечення надійності та довговічності її несучих конструкцій.

1.3 Характерні умови експлуатації машини КС-6Б

Відмови машин в процесі експлуатації відбуваються через три основні причини: втомне руйнування матеріалу конструкції, корозійне руйнування та зношування поверхонь тертя деталей машин

Несучі конструкції сільськогосподарських машин, складаючи до 40% від їх загальної маси, визначають довговічність машин в цілому. Разом з тим конструкції рам, особливо мобільних машин, є найменш надійними (фактично з масовими поломками) вузлами. Несучі елементи рамних конструкцій сільськогосподарських машин працюють у жорстких умовах складного напружено – деформованого стану, викликаного комплексною дією цілого ряду силових факторів. Їх величина і характер зміни в часі (динаміка) визначаються, насамперед, спеціалізацією і функціональним призначенням машини. Сприймаючи динамічні навантаження від ходової частини машини під час її транспортування по польових дорогах, а також від змонтованих на ній силових і функціональних установок, ці конструкції працюють у досить жорстких умовах циклічного навантаження, що часто приводить до їх передчасного руйнування.

В процесі експлуатації машин для збирання цукрових буряків, а також під час випробувань, встановлено, що однією із основних причин виходу їх з ладу і тривалих простоїв, а також великих затрат на ремонт та відновлення є руйнування несучих елементів рамних конструкцій цих машин [5, 7].

Несучі рамні конструкції сільськогосподарських машин мають таку особливість, що перпендикулярно до їх площини діють, в основному, зосереджені навантаження (в комплексі з вібраціями) в опорах змонтованих на них збурюючих мас, які врівноважуються опорними реакціями.

Основними збурюючими масами, які в процесі експлуатації створюють динамічні навантаження на рамні конструкції машини КС-6Б, є кабіна водія, бак

для пального, силовий агрегат, викопуючий пристрій, поздовжній транспортер та бункер накопичувача з вивантажувальним елеватором.

Наймасивнішим вузлом машини КС-6Б (2500 кг), а, відповідно, і основною збурюючою масою, яка в процесі експлуатації створює динамічні навантаження на центральну балку машини КС-6Б, є викопуючий пристрій. Особливістю монтажу коренекопача є те, що він кріпиться на балку лише у двох точках: за допомогою гідроциліндра переведення копача у робоче / транспортне положення та заднього кронштейна рами викопуючого пристрою.

Аналіз протоколів випробування в експлуатаційних умовах на витривалість бурякозбиральної машини КС-6Б дали змогу виявити цілий ряд недоліків, які суттєво впливають на надійність машини в цілому, але які практично неможливо було передбачити під час її проектування.

Так, наприклад, було встановлено, що під час транспортування машини викопуючий пристрій розгойдується, що приводить до деформування трапеції основної рами та кронштейнів рами викопуючого пристрою за рахунок їхнього взаємного співударяння.

Внаслідок розгойдування викопуючого пристрою виникає крутий момент на центральній балці (тонкостінна прямокутна труба $180 \times 75 \times 4$ мм) основної рами машини, що приводить до виникнення додаткових напружень від стисненого кручення, які не враховувались при проектуванні машини.

Встановлено, що дія крутих моментів на центральну балку основної рами самохідної коренезбиральної машини КС-6Б може виникати внаслідок наступних факторів:

- при розхитуванні викопуючого пристрою під час транспортного режиму експлуатації машини;
- при переїзді машини по косогорах під час робочого режиму експлуатації з піднятим викопуючим пристроєм;
- при наїзді на солончаки під час робочого режиму експлуатації машини (коли робочі органи заглиблені у ґрунт), внаслідок чого відбувається виглиблення

робочих органів і зміщення напрямку руху викопуючого пристрою на деякий кут відносно осі машини.

Найбільш небезпечним є останній варіант, так як у цьому випадку на штоці гідроциліндра діють найбільші експлуатаційні робочі навантаження.

При значному збільшенні зусилля на робочих органах машини – дискових викопуючих пристроях (а відповідно і на штоці гідроциліндра) у гідросистемі машини спрацьовує запобіжний клапан, розрахований на тиск у 40 атм. і коренекопач піднімається у транспортне положення.

Необхідно зазначити, що такий збій в нормальному режимі роботи машини є не типовим і не тривалим, але приводить до різкого короткочасного перевантаження центральної балки рами машини КС-6Б.

Для забезпечення необхідної міцності та жорсткості центральної балки машини її тонкостінний прямокутний профіль підсилюють ребром жорсткості з розмірами 132×10×1700 мм.

Висновки по розділу

Ріст швидкостей та продуктивності сільськогосподарських машин, підвищення їх енергонасиченості приводить до ускладнення рамних конструкцій та різкого збільшення рівня навантаження їх несучих елементів.

Рами сільськогосподарських машин виготовляються, в основному, з гнутих тонкостінних елементів найрізноманітнішого поперечного перетину та з різних матеріалів (ВСт5Гпс, ВСт3пс, 09Г2С). Тому для кожного типу сільськогосподарської машини є необхідність проектування рамних конструкцій з врахуванням реальних навантажень та особливостей умов експлуатації (короткочасних перевантажень).

В нашій країні випускається велика кількість сільськогосподарських машин для збирання цукрових буряків. Для прикладу, коренезбиральна машина КС-6Б, яка призначена для збирання коренів цукрових буряків, в залежності від умов збирання виконується в декількох модифікаціях: КС-6Б, КС-6Б-01, КС-6Б-02, КС-6Б-03, КС-6Б-07. Кожна з модифікацій комплектується певним типом

викопуючого пристрою (в залежності від типу робочих органів), який кріпиться на центральну балку рами машини.

В залежності від типу викопуючого пристрою змінюється спосіб і місце його кріплення, а відповідно і зусилля в опорах центральної балки (в залежності від маси викопуючого пристрою та сумарного тягового опору викопуючих робочих органів, які на ньому встановленні). У відповідності до цього змінюватиметься і навантаженість центральної балки машини.

Продовжується вдосконалення коренезбиральної машини КС-6Б з багатоцільового використання шасі. Збільшення довжини повздовжніх лонжеронів рами шасі до 1870 мм дозволяє навішувати між мостами керованих та ведучих коліс шестирядний коренекопач «Score 3».

Крім цього машина КС-6Б з подовжніми лонжеронами може бути обладнана кореневикопуючими пристроями з вібруючими лемішними копачами фірм «HERRIAU» та «MOREAU» (Франція).

Подальша модернізація коренезбиральної машини КС-6Б повинна бути направлена на зниження витрат, пошкоджень та забруднень коренеплодів при роботі в екстремальних умовах (на вологих важких ґрунтах), підвищення надійності бурякозбиральних машин загалом та їх робочих органів зокрема, покращення їх експлуатаційних показників, зниження металомісткості несучих конструкцій та забезпечення їх довговічності, розширення функціонально-технічних можливостей, що й визначає основні напрямки розробки нових та вдосконалення існуючих конструкцій бурякозбиральних машин для забезпечення необхідного рівня виконання технологічного процесу.

РОЗДІЛ 2

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

2.1 Обґрунтування геометричних параметрів центральної балки основної рами коренезбиральної машини КС-6Б та розрахунок силових факторів, що діють на балку

В сільськогосподарському машинобудуванні завжди приділялась велика увага питанням розрахунку рамних конструкцій, які є найчастіше статично невизначеними системами. Тому при вирішенні цих задач все більшого значення набувають так звані практичні методи розрахунків. Будучи наближеними, вони забезпечують достатню точність, простоту і оперативність розрахунків. Такі методи є більш ефективними, ніж так звані точні методи, наявність і розвиток яких сприяє і стимулює появу різного роду практичних інженерних методів. Крім того, класичні методи завжди були відправною базою для перевірки практичних методів.

Для оцінки характеру НДС елементів тримких конструкцій і визначення шляхів пошуку їх оптимальних параметрів важливе значення має теоретичний підхід до визначення силових факторів у перетині елемента за повним напруженим станом. При розрахунку пружних конструкцій, зокрема при усуненні «зайвих» в'язей заслуговує на увагу своєю універсальністю метод мінімуму потенціальної енергії [6].

Необхідно відмітити, що на даний момент недостатньо розглянуті задачі розрахунку рам, які складаються із тонкостінних відкритих та замкнутих профілів, з врахуванням енергії деформації стисненого кручення тонкостінних стержнів та їх систем; недостатньо розвинутий метод кінцевих елементів з введенням функції від депланації та методи динамічного розрахунку рам.

Міцність металоконструкцій визначається їх здатністю чинити опір всім видам руйнувань під дією навантажень у певних умовах і у встановлених межах. При розрахунках несучих конструкцій на міцність можна виділити три основних етапи:

- розрахунок внутрішніх зусиль для визначення розмірів поперечних перетинів і вибору матеріалу у відповідності з показниками міцності;
- розрахунок на витривалість найбільш навантажених вузлів для оцінки міцності і довговічності конструкції в цілому;
- розрахунок на місцеву стійкість в умовах статичного і динамічного навантаження.

Для оцінки НДС рамних конструкцій при статичних навантаженнях проводять статичний розрахунок за методом сил чи за методом деформацій. Розрахунок за методом сил здійснюється шляхом розв'язку лінійних рівнянь послідовним виключенням невідомих або в матричному вигляді. Метод деформацій лежить в основі методів розподілу вузлових моментів і кінцевих елементів. На даний час при розрахунках на міцність конструкцій широко використовуються ПК із застосуванням спеціального програмного забезпечення. На основі результатів таких розрахунків проводиться оцінка міцності за коефіцієнтами запасу міцності.

Традиційні інженерні розрахунки на міцність елементів рамних конструкцій базуються, з одного боку, на номінальних напруженнях, що визначаються за формулами з опору матеріалів, теорії пружності і пластичності, теорії пластин і оболонок, а з іншого боку – на характеристиках міцності матеріалів, які визначаються при стандартизованих чи уніфікованих випробуваннях лабораторних зразків із конструкційних матеріалів [9].

При проведенні даних розрахунків робиться два основних припущення: про суцільність (бездефектність) матеріалів, що використовуються, і про руйнування деталі при досягненні в найбільш навантаженій точці небезпечних (критичних) напружень.

2.2 Розрахунок зусиль, які діють на центральну балку в опорах кріплення коренекопача

Основною збурюючою масою, яка в процесі експлуатації створює трикомпонентні навантаження на центральну балку машини КС-6Б, є викопуючий пристрій. Особливістю монтажу коренекопача є те, що він кріпиться на балку лише у двох точках: за допомогою гідроциліндра переведення копача у робоче / транспортне положення та заднього кронштейна рами викопуючого пристрою.

Тому для визначення зусиль, які діють на центральну балку основної рами машини КС-6Б необхідно визначити реакції в опорах кріплення викопуючого пристрою (передній та задній кронштейни центральної балки).

Для оцінки характеру НДС інженерних конструкцій загалом та їх несучих елементів зокрема, для визначення шляхів пошуку їх оптимальних параметрів важливе значення має теоретичний підхід до розрахунку силових факторів у стержневих системах та перетинах її елементів за повним напруженим станом.

При розрахунку пружних статично – невизначених конструкцій, зокрема при усуненні «зайвих» в'язей, заслуговує на увагу своєю універсальністю метод мінімуму потенціальної енергії [6, 9].

Основна перевага методу мінімуму потенціальної енергії деформації та його модифікацій і створеного на цій основі комбінованого методу, який поєднує варіаційний принцип Лагранжа, узагальнений принцип додаткової енергії Холінгена – Рейснера, метод скінчених елементів, теорему Кастиліано, теорему про найменшу роботу, правило Лейбніца з диференціюванням підінтегральних функцій для статичного і динамічного розрахунку, полягає у їх простоті та алгоритмічності.

Враховуючи адитивність функції потенціальної енергії деформації, можна записати наступний вираз [9]:

$$U = U_M + U_K + U_Q + U_N, \quad (2.1)$$

де $U_M = \sum \int \frac{1}{2EI} M^2 ds$ – потенціальна енергія згинальної деформації елементів;

$U_K = \sum \int \frac{1}{2GI_K} K^2 ds$ – потенціальна енергія деформації кручення;

$U_Q = \sum \int \frac{1}{2kGF} \cdot Q^2 ds$ – потенціальна енергія деформації зсуву;

$U_N = \sum \int \frac{1}{2EF} \cdot N^2 ds$ – потенціальна енергія деформації розтягу (стиску);

E і G – відповідно модулі Юнга першого та другого роду, МПа;

F – площа перетину, m^2 ;

M – згинальний момент, $H \cdot m$;

K – крутний момент, $H \cdot m$;

Q – перерізаюча сила H ;

N – розтягуюча (стискаюча) сила, H ;

k – коефіцієнт форми поперечного перетину.

Формула (2.1) є узагальненим виразом потенціальної енергії деформації при розкритті статичної невизначеності будь – яких конструктивних стержневих систем. Інтегрування у цих формулах проводиться вздовж елементів (балок) конструкції.

Якщо потенціальну енергію системи записати як функцію внутрішніх або зовнішніх сил, то кількість невідомих параметрів можна вибрати так, щоб вони були лінійно незалежними. Тоді задача зводиться до дослідження цієї функції на звичайний екстремум.

Таким чином, якщо з виразу (2.1) за допомогою рівнянь статки виключити можливу кількість невідомих, то потенціальна енергія деформації стержневої системи запишеться як функція статично невизначених силових факторів M_i , K_i , Q_i , N_i цієї системи, тобто:

$$U = U(M_i, K_i, Q_i, N_i). \quad (2.2)$$

У такому випадку задача зводиться до дослідження функції (2.2) на звичайний екстремум [9]. Саме цією властивістю методу мінімуму потенціальної енергії користуються для розрахунку статично – невизначених стержневих систем.

Якщо з виразу потенціальної енергії деформації за допомогою рівнянь статки не виключати відповідну кількість невідомих, тобто не вимагати їх лінійної незалежності, то можна отримати задачу на умовний екстремум. Таку

задачу використовують рідше, оскільки вона приводить до збільшення числа рівнянь, хоча умовно – екстремальний принцип дозволяє скоротити завершальний етап розрахунку, наприклад визначення переміщень чи напружень. При використанні швидкодіючих ЕОМ кількість рівнянь не є важливим фактором, основним є оперативне отримання достовірних кінцевих результатів.

Розглядаючи статично – невизначені стержневі системи «зайві» в'язі відкидають, а їх вплив на систему замінюють невідомими силами. У випадку, коли закріплення у вузлах системи такі, що переміщення за напрямком дії сил рівні нулю, а за теоремою Кастиліано часткові похідні від виразу потенціальної енергії деформації за цими зусиллями рівні переміщенням, то згідно теореми про найменшу роботу отримаємо:

$$\frac{\partial U}{\partial M_i} = 0; \quad \frac{\partial U}{\partial K_i} = 0; \quad \frac{\partial U}{\partial Q_i} = 0; \quad \frac{\partial U}{\partial N_i} = 0. \quad (2.3)$$

Рівняння (2.3) застосовують для розкриття статичної невизначеності стержневих систем. Кількість рівнянь при цьому співпадає з кількістю статично невизначених зусиль.

Для оцінки НДС стержневих систем використовується наступний порядок розрахунку [6]:

1. Будують основну розрахункову схему. Для цього умовно роблять перетин на осі симетрії (при наявності такої) і замінюють дію однієї частини конструкції на іншу невідомими внутрішніми зусиллями.

2. Складають вираз функції потенціальної енергії деформації системи.

Для цього інтегрують за довжиною ділянок кронштейнів, лонжеронів, поперечок та інших елементів конструкції; у підінтегральні вирази повинні увійти усі внутрішні і зовнішні силові фактори, які діють на цій ділянці. При інтегруванні на ділянках не має значення, з якої із них починати і на якій завершувати інтегрування (це вплине лише на громіздкість виразу функції потенціальної енергії). Важливо те, що потенціальна енергія повинна включати суму усіх ділянок (ділянками вважаються відстані між вузлами з'єднання поперечних та повздовжніх елементів; прикладеними силами; зміною

жорсткостей; різного виду переходи від однієї частини конструкції до другої та ін.).

3. За допомогою рівнянь статки (рівнянь рівноваги системи) виключають із функції потенціальної енергії певну кількість невідомих зусиль.

4. Використовуючи правило Лейбніца, диференціюють за невідомими зусиллями підінтегральні вирази функції потенціальної енергії деформації і вичислюють означені інтеграли.

5. На підставі формули (2.3) прирівнюють до нуля кожен із похідних від потенціальної енергії і таким чином складають систему лінійних канонічних рівнянь, розв'язавши котру отримують значення шуканих невідомих.

6. За значеннями числових величин внутрішніх невідомих і заданими зовнішніми навантаженнями будують силові епюри, на підставі яких визначають напружений стан у найбільш небезпечних перетинах конструкцій (або безпосередньо визначають напруження у цих перетинах).

Прийняті допущення:

1. Вузли з'єднання поперечних траверс з поздовжніми лонжеронами рам до деформації і після деформації залишаються незмінними.

2. Енергіями деформації зсуву і розтягу (стиску) нехтуємо як величинами малими у порівнянні з іншими енергіями деформації.

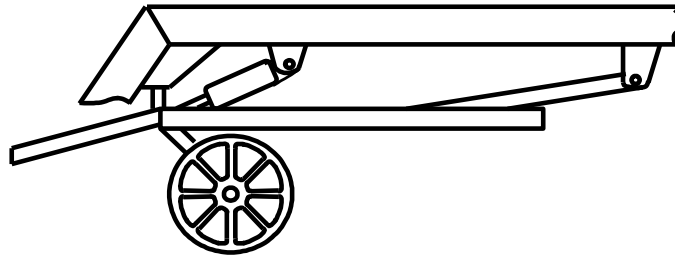
Визначимо зусилля, які діють на центральну балку машини КС-6Б у транспортному режимі експлуатації. Розрахункова схема подана на рис. 2.1.

Маємо чотири реакції: реакцію від допоміжного фіксатора R_1 , реакцію на штоці гідроциліндра R_2 (передній кріпильний кронштейн) та дві реакції R_{x4} і R_{z4} на задньому кріпильному кронштейні. Так невідомих реакцій маємо чотири, а рівнянь статки системи є лише три, то така розрахункова схема буде статично невизначеною.

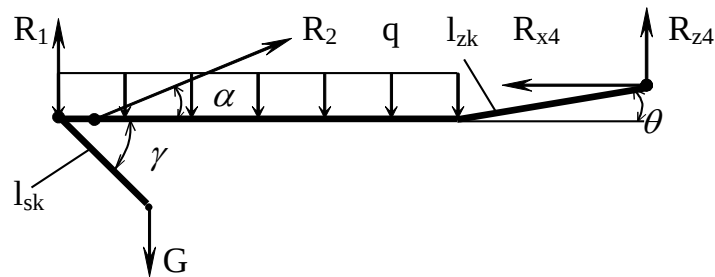
Реакцію на штоці гідроциліндра R_2 можна визначити з таких міркувань.

У гідросистемі машини КС-6Б, паралельно з гідроциліндром діаметром $D=100$ мм, встановлено запобіжний клапан, розрахований на тиск $p=40$ атм., який

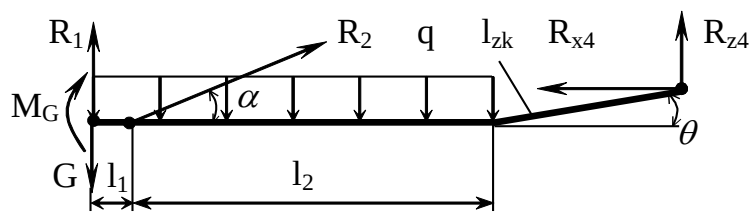
спрацьовує при різкому збільшенні навантаження на робочі органи викопуючого пристрою машини.



Загальна схема



Розрахункова схема



Приведена розрахункова схема

Рисунок 2.1 – Розрахункова схема до визначення зусиль на центральній балці у транспортному положенні викопуючого пристрою

Максимально можливе зусилля на штоці гідروциліндра буде визначатись за наступною формулою:

$$R_2 = p \cdot S, \quad (2.4)$$

де S – площа поршня гідроциліндра, мм^2 :

$$S = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{3.14 \cdot 100^2}{4} = 7,854 \cdot 10^3 \text{ мм}^2.$$

Записавши $p = 40 \text{ атм.} = 4,053 \cdot 10^6 \text{ Па} \approx 4 \text{ МПа}$, визначаємо максимальне зусилля на штоці гідроциліндра:

$$R_2 = 4,053 \cdot 7,854 \cdot 10^3 = 31,83 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Так як максимальна реакція R_2 на штоці гідроциліндра відома, то розглядаємо статично визначену стержневу систему.

Невідомі реакції R_{x4} , R_{z4} та R_1 визначаються з трьох рівнянь статики:

$$\begin{aligned} \sum X: \quad & R_2 \cdot \cos \alpha - R_{x4} = 0; \\ \sum Z: \quad & R_1 - G + R_2 \cdot \sin \alpha - q \cdot (l_1 + l_2) + R_{z4} = 0; \\ \sum M_4: \quad & R_1 \cdot (l_1 + l_2 + l_{zk} \cdot \cos \beta) + M_G - G \cdot (l_1 + l_2 + l_{zk} \cdot \cos \beta) + R_2 \cdot \sin \alpha \cdot (l_2 + l_{zk} \cdot \cos \beta) - \\ & - R_2 \cdot \cos \alpha \cdot l_{zk} \cdot \sin \beta - q \cdot (l_1 + l_2) \cdot \left(\frac{l_1 + l_2}{2} + l_{zk} \cdot \cos \beta \right) = 0. \end{aligned} \quad (2.5)$$

Визначаємо зусилля, які діють на центральну балку машини КС-6Б у робочому режимі експлуатації. Розрахункова схема подана на рис. 2.2.

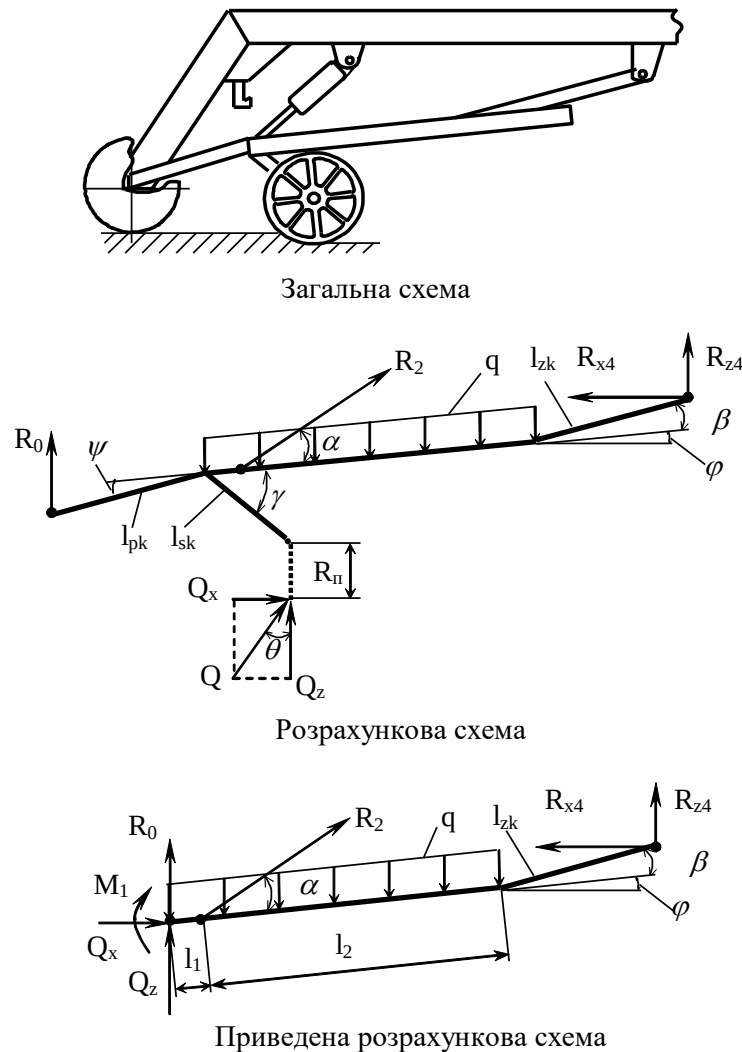


Рисунок 2.2 – Розрахункова схема до визначення зусиль на центральній балці у робочому положенні викопуючого пристрою

Маємо чотири невідомі реакції: реакцію від передніх опорних кронштейнів копача R_0 , зусилля Q на викопуючих органах та реакції R_{x4} і R_{z4} на задньому кріпильному кронштейні, отже розглядаємо один раз статично - невизначену стержневу систему.

Користуючись порядком розрахунку описаним вище, визначаємо невідомі реакції R_0 , Q , R_{x4} та R_{z4} . Для цього складаємо функцію потенціальної енергії деформації за довжиною рами викопуючого пристрою машини КС-6Б як частковий вираз від рівняння (2.1), тобто записуємо інтеграли за ділянками несучих елементів рами, межами яких є краї несучих елементів та точки прикладання зусиль:

$$U_M = \int_0^{l_1} \frac{\left(R_0 x \cos \varphi - M_1 - Q_x \sin \varphi \cdot x + Q_z \cos \varphi \cdot x - q \cos \varphi \cdot \frac{x^2}{2} \right)^2}{2EI} dx +$$

$$+ \int_0^{l_2} \frac{\left(R_0 (l_1 + x) \cos \varphi - M_1 - Q_x \sin \varphi \cdot (l_1 + x) + Q_z \cos \varphi \cdot (l_1 + x) - q \cos \varphi \cdot \frac{(l_1 + x)^2}{2} + R_2 \sin \alpha \cdot x \right)^2}{2EI} dx \quad (2.6)$$

Диференціюємо вираз (2.6) за невідомою реакцією R_0 :

$$\frac{dU_M}{dR_0} = \int_0^{l_1} \frac{2 \left(R_0 x \cos \varphi - M_1 - Q_x \sin \varphi \cdot x + Q_z \cos \varphi \cdot x - q \cos \varphi \cdot \frac{x^2}{2} \right) \cdot x \cos \varphi}{2EI} dx +$$

$$+ \int_0^{l_2} \frac{2 \left(R_0 (l_1 + x) \cos \varphi - M_1 - Q_x \sin \varphi \cdot (l_1 + x) + Q_z \cos \varphi \cdot (l_1 + x) - q \cos \varphi \cdot \frac{(l_1 + x)^2}{2} + R_2 \sin \alpha \cdot x \right) (l_1 + x) \cos \varphi}{2EI} dx = 0 \quad (2.7)$$

З рівняння (2.7) очевидно, що:

$$\int_0^{l_1} \left(R_0 x \cos \varphi - M_1 - Q_x \sin \varphi \cdot x + Q_z \cos \varphi \cdot x - q \cos \varphi \cdot \frac{x^2}{2} \right) \cdot x \cos \varphi \cdot dx +$$

$$+ \int_0^{l_2} \left(R_0 (l_1 + x) \cos \varphi - M_1 - Q_x \sin \varphi \cdot (l_1 + x) + Q_z \cos \varphi \cdot (l_1 + x) - q \cos \varphi \cdot \frac{(l_1 + x)^2}{2} + R_2 \sin \alpha \cdot x \right) (l_1 + x) \cos \varphi \cdot dx = 0 \quad (2.8)$$

Інтегруючи вираз (2.8) отримаємо:

$$\begin{aligned}
& \left(\frac{l_2^3 + l_1^3}{3} + l_2^2 \cdot l_1 + l_1^2 \cdot l_2 \right) (\cos \varphi)^2 R_0 - \left(\frac{l_2^2 + l_1^2}{2} + l_1 \cdot l_2 \right) \cos \varphi \cdot M_1 - \\
& - \left(\frac{l_2^3 + l_1^3}{3} + l_2^2 \cdot l_1 + l_1^2 \cdot l_2 \right) \cos \varphi \cdot \sin \varphi \cdot Q_x + \left(\frac{l_2^3 + l_1^3}{3} + l_2^2 \cdot l_1 + l_1^2 \cdot l_2 \right) (\cos \varphi)^2 Q_z - \\
& - \left(\frac{l_2^3 \cdot l_1 + l_1^3 \cdot l_2}{2} + \frac{3}{4} \cdot l_2^2 \cdot l_1^2 + \frac{l_2^4 + l_1^4}{8} \right) (\cos \varphi)^2 \cdot q + \left(\frac{l_2^3}{3} + \frac{l_2^2 \cdot l_1}{2} \right) \cos \varphi \cdot \sin \alpha \cdot R_2 = 0.
\end{aligned} \quad (2.9)$$

Записуємо рівняння статички:

$$\begin{aligned}
\sum X: \quad & Q_x + R_2 \cdot \cos(\alpha + \varphi) - R_{x4} = 0 \\
\sum Z: \quad & R_0 + Q_z + R_2 \cdot \sin(\alpha + \varphi) - q \cdot (l_1 + l_2) \cdot \cos \varphi + R_{z4} = 0 \\
\sum M_4: \quad & R_0 \cdot ((l_1 + l_2) \cdot \cos \varphi + l_{zk} \cdot \cos(\beta + \varphi)) + M_1 + Q_z \cdot ((l_1 + l_2) \cdot \cos \varphi + l_{zk} \cdot \cos(\beta + \varphi)) - \\
& - Q_x \cdot ((l_1 + l_2) \cdot \sin \varphi + l_{zk} \cdot \sin(\beta + \varphi)) + R_2 \cdot \sin(\alpha + \varphi) \cdot (l_2 \cdot \cos \varphi + l_{zk} \cdot \cos(\beta + \varphi)) - \\
& - R_2 \cdot \cos(\alpha + \varphi) \cdot (l_2 \cdot \sin \varphi + l_{zk} \cdot \sin(\beta + \varphi)) - q \cdot (l_1 + l_2) \left(\frac{l_1 + l_2}{2} \cos \varphi + l_{zk} \cdot \cos(\beta + \varphi) \right) = 0
\end{aligned} \quad (2.10)$$

Розв'язавши сумісно систему рівнянь статички (2.10) та рівняння (2.9) отримаємо значення шуканих реакцій R_0 , Q , R_{x4} та R_{z4} .

2.3 Розрахунок крутного моменту

В процесі експлуатації машини КС-6Б у ряді випадків виникає крутний момент на центральній балці основної рами машини в точці кріплення гідроциліндра. Найбільш небезпечним є випадок, коли відбувається наїзд на солончаки під час робочого режиму експлуатації машини (при заглиблених у ґрунт робочих органах), внаслідок чого відбувається виглиблення робочих органів і зміщення напрямку руху викопуючого пристрою на деякий кут відносно осі машини. На такий же кут буде відхилятися і гідроциліндр машини, через який передається навантаження на центральну балку машини.

Проекція зусилля на штоці гідроциліндра на повздовжню, поперечно – вертикальну та поперечно – горизонтальну осі машини дасть, відповідно, осьову та перерізаючі сили, крутний та згинаючі моменти.

Для розрахунку кута зміщення викопуючого пристрою відносно осі машини розглянемо наступну розрахункову схему.

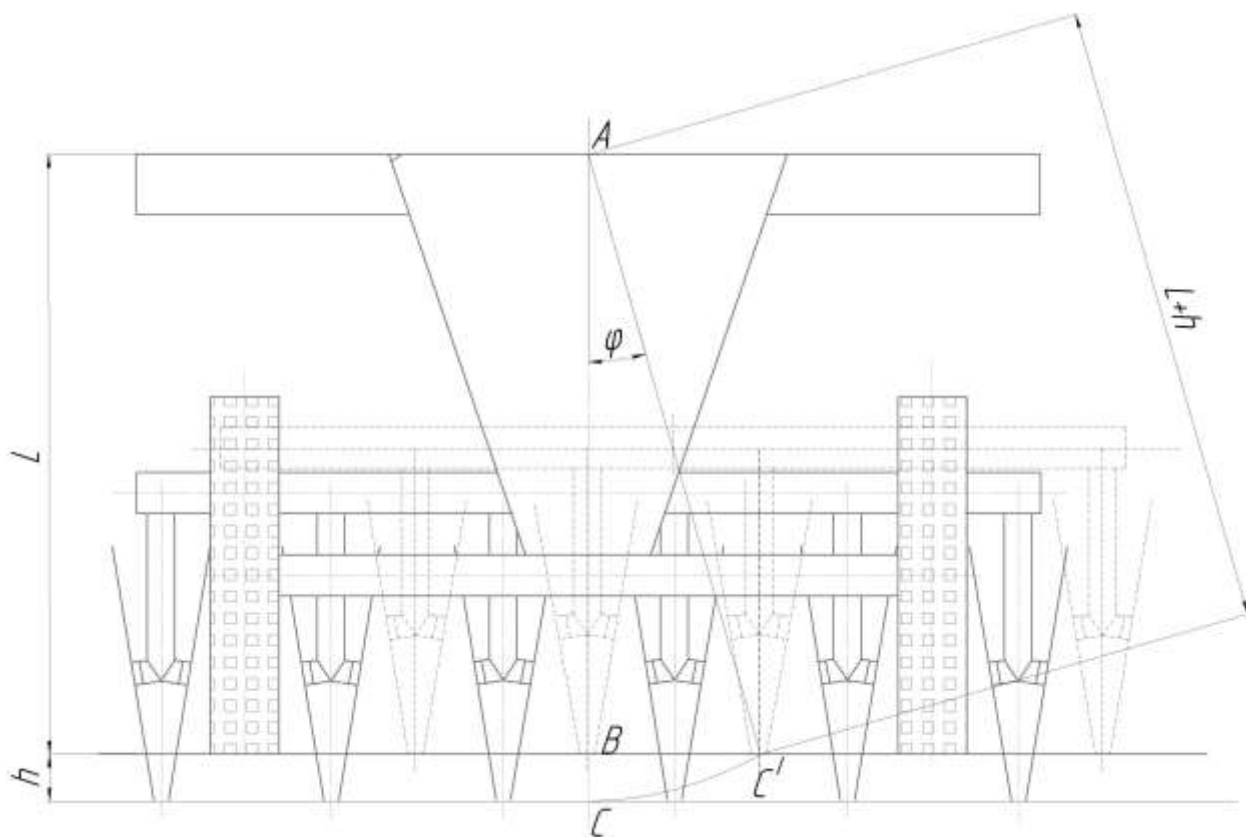


Рисунок 2.3 – Розрахункова схема до визначення кута зміщення коренекопача

Кут зміщення викопуючого пристрою можна знайти за співвідношеннями сторін прямокутного трикутника ABC' :

$$\cos(\varphi) = \frac{AB}{AC'} = \frac{L}{L+h},$$

де L – відстань від землі до осі переднього кронштейна, м, $L=1,6$ м;

h – глибина копання буряків, м, $h \approx 0,1$ м.

Тоді

$$\varphi = \arccos\left(\frac{L}{L+h}\right) = 19^{\circ}75''.$$

Користуючись розрахунковою схемою (рис. 2.4), спроектувавши зусилля на штоці гідроциліндра на відповідні осі X та Z , визначаємо поперечні сили та крутний момент, які діють на балку у точці кріплення переднього опорного кронштейну.

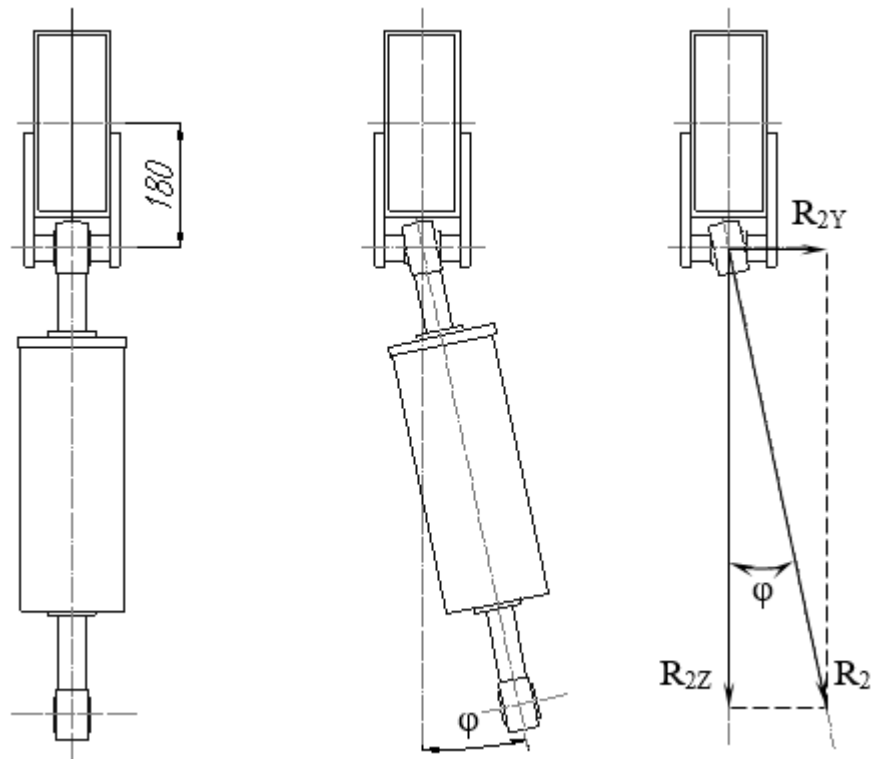


Рисунок 2.4 – Розрахункова схема до визначення крутного моменту

Вертикальна складова зусилля на штоці гідроциліндра:

$$R_{2z} = R_2 \cdot \cos(\varphi) = 31.83 \cdot 10^3 \cdot \cos(19.75) = 29.95 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

Горизонтальна складова зусилля на штоці гідроциліндра:

$$R_{2y} = R_2 \cdot \sin(\varphi) = 31.83 \cdot 10^3 \cdot \sin(19.75) = 10.75 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

Крутний момент на центральні балці визначаємо за формулою:

$$K = R_{2y} \cdot 180 \cdot 10^{-3} = 10.75 \cdot 10^3 \cdot 180 \cdot 10^{-3} = 1935 \text{ Н м.}$$

2.4 Розрахунок бімоменту

Крутний момент на центральній балці основної рами машини в точці кріплення гідроциліндра приводить до виникнення особливого виду напружено – деформованого стану тонкостінного перетину - стисненого кручення, а відповідно і до додаткових напружень від бімоменту.

Для визначення бімомента, який зумовлює появу напружень стисненого кручення, розглянемо розрахункову схему центральної балки (рис. 3.5).

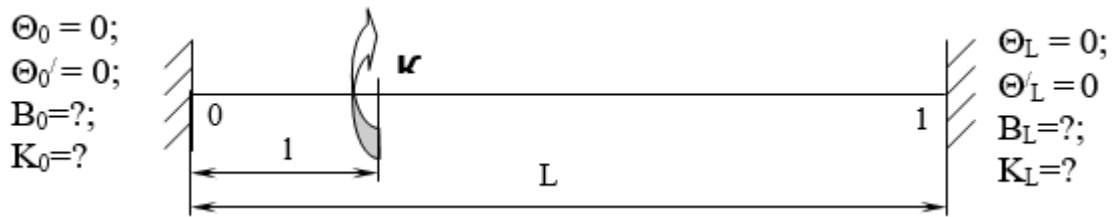


Рисунок 2.5 – Розрахункова схема до визначення бімомента

Складені за допомогою функцій впливу загальні рівняння θ , θ' , B та K будуть містити невідомі початкові параметри θ_0 , θ_0' , B_0 та K_0 . Їх визначають з умов закріплення на лівому та правому кінцях стержня.

На лівому кінці переважно задаються двома параметрами θ_0 та θ_0' . Тому при будь-яких граничних умовах однопрольотного стержня необхідно одночасно розв'язувати не більше двох рівнянь, які визначаються з умов закріплення правого кінця стержня.

Для визначення невідомих параметрів B_0 та K_0 , за допомогою функцій впливу записуємо загальні рівняння кута закручування θ_L та його похідної θ_L' на правому кінці балки:

$$\begin{cases} \theta_L = B_0 \frac{1 - \text{ch}(kL)}{GI_d} + K_0 \frac{kL - \text{sh}(kL)}{kGI_d} + K \frac{k(L-l) - \text{sh}(k(L-l))}{kGI_d}; \\ \theta_L' = B_0 \left(-\frac{k}{GI_d} \text{sh}(kL) \right) + K_0 \frac{1 - \text{ch}(kL)}{GI_d} + K \frac{1 - \text{ch}(k(L-l))}{GI_d}. \end{cases} \quad (2.11)$$

Розв'язавши систему рівнянь (2.11) за умови $\theta_L = 0$ та $\theta_L' = 0$, отримаємо:

$$B_0 = \frac{K(kl + k(L-l)\text{ch}(kL) - kL\text{ch}(k(L-l)) + \text{sh}(kl) - \text{sh}(kL) + \text{sh}(k(L-l)))}{k(2 - 2\text{ch}(kL) + kL\text{sh}(kL))}; \quad (2.12)$$

$$K_0 = \frac{K \left[\text{sh}\left(\frac{kL}{2}\right) - \text{sh}\left(k\left(l - \frac{L}{2}\right)\right) - k(L-l) \cdot \text{ch}\left(\frac{kL}{2}\right) \right]}{kL \cdot \text{ch}\left(\frac{kL}{2}\right) - 2\text{sh}\left(\frac{kL}{2}\right)}. \quad (2.13)$$

В загальному випадку невідомий силовий параметр B_L (бімомент на довільній довжині стержня L) визначатиметься рівнянням:

$$B_L = B_0 \cdot ch(kL) + K_0 \cdot \frac{sh(kL)}{k} + K \cdot \frac{sh(k(L-l))}{k} \quad (2.14)$$

Для розрахунку бімоменту за рівнянням (2.14) необхідно визначити коефіцієнт k , який є пружною згинально-крутною характеристикою тонкостінного стержня замкнутого профілю.

Для цього використаємо епюру розподілу секторіальної координати по перетину тонкостінного прямокутного профілю (рис. 2.6) [3].

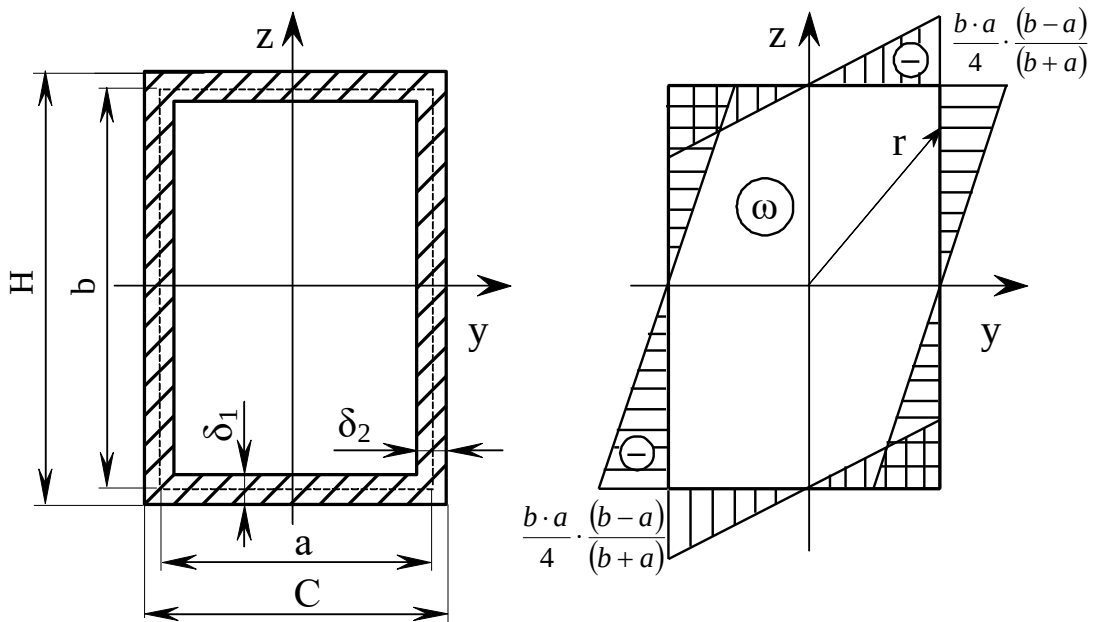


Рисунок 2.6 – Епюра розподілу секторіальної координати по перетину прямокутного тонкостінного профілю

Визначаємо необхідні для розрахунку параметри при реальних розмірах поперечного перетину центральної балки (див. рис. 2.6):

- секторіальний момент інерції:

$$I_{\omega} = \int_F \omega^2 dF = \frac{a^2 b^2 (b\delta_1 - a\delta_2)^2 (a\delta_1 + b\delta_2)}{24(b\delta_1 + a\delta_2)^2} = 1.31 \cdot 10^{-9} \text{ м}^6;$$

- геометричний фактор жорсткості при чистому крученні:

$$I_T = \frac{\oint_s \frac{dS}{\delta}}{2 \left(\frac{a}{\delta_1} + \frac{b}{\delta_2} \right)} = \frac{(2ab)^2}{2 \left(\frac{a}{\delta_1} + \frac{b}{\delta_2} \right)} = 5.72 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4;$$

- направлений полярний момент інерції:

$$I_C = \int_F r^2 dF = \frac{ab}{2} (b\delta_1 + a\delta_2) = 6.88 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4.$$

Для сталі 09Г2С модулі пружності першого та другого роду будуть відповідно $E=2,1 \cdot 10^5$ МПа та $G=8 \cdot 10^4$ МПа.

За рівняннями (2.12) та (2.13), при відомих довжинах балки $L=1810$ мм та $l=725$ мм, визначаємо крутний момент та бімомент у лівому зацімленні:

$$K_0 = -1173.5 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$B_0 = 69.97 \text{ Н} \cdot \text{м}^2.$$

З рівняння (2.14) визначаємо бімомент у правому зацімленні:

$$B(L = 1,81) = 45.43 \text{ Н} \cdot \text{м}^2.$$

Як бачимо з розрахунку, більший вплив бімомент має у лівому зацімленні балки, тому тут і будуть максимальні напруження від депланації.

Результати розрахунку зведено у таблицю 2.1.

Таблиця 2.1 – Силкові фактори, які діють на центральну балку машини КС-6Б

Силковий фактор	Режими експлуатації			
	Транспортний		Робочий	
	т.2	т.4	т.2	т.4
Поздовжня сила N, H	$2,757 \cdot 10^4$	$9,189 \cdot 10^3$	$2,861 \cdot 10^4$	$1,427 \cdot 10^4$
Поперечна сила Q_z, H	$1,591 \cdot 10^4$	788,954	$1,395 \cdot 10^4$	$1,254 \cdot 10^4$
Згинальний момент $M_y, H \cdot m$	$4,962 \cdot 10^3$	$3,032 \cdot 10^3$	$5,15 \cdot 10^3$	$4,708 \cdot 10^3$
Крутний момент $K, H \cdot m$	—	—	1935	—

2.5 Розрахунок оптимальних геометричних параметрів центральної балки машини КС-6Б

При проектуванні машин для збирання цукрових буряків велику увагу слід приділяти розрахункам їх несучих конструкцій на міцність та довговічність,

оскільки невиправдане завищення коефіцієнтів запасу міцності призводить до великої металоємкості рам, створення їх масивними, із невичерпаними можливостями по їх несучій здатності. Як наслідок, на полях нашої країни працюють машини вагою понад 10 тонн (КБ-6 – 12 000 кг; КС-6Б – 9 000 кг; КСБ-6 – 14 000 кг).

Процес конструювання несучих конструкцій сільськогосподарської машини передбачає вибір схеми, елементів, призначення їх розмірів, матеріалу, способів та характеристик їх з'єднань. Розв'язок такої задачі пов'язаний з оптимізаційним пошуком при виконанні певних умов та обмежень. Теоретично оптимальна конструкція може бути реалізована тільки при умові необмежених можливостей проекту та виробництва. Реальні технічні системи оптимізуються лише в умовах обмеженого вибору. По відношенню до конструкцій сільськогосподарських машин це обмеження на сортамент та марку матеріалу, вимоги та рівень технології виготовлення та складання виробу, необхідність введення спеціальних елементів та ряд інших вимог [6].

Синтез конструкцій починається після проведення структурної оптимізації, накладання додаткових умов (заборонних зон, різних вимог і т.д.) та отримання технологічної структури, яка визначається новими потоками зусиль [9].

При виборі конфігурації стержневих елементів по ребрам товщин, пластинчастих елементів моделі необхідно враховувати місця встановлення агрегатів машини, з'єднання конструктивних елементів у вузли, технологічні обмеження та інші вимоги, не пов'язані з міцністю.

Технологічна структура визначає орієнтацію та тип конструктивних елементів першого силового контуру майбутньої конструкції. В рамках даного контуру можна виділити два типи конструкцій елементів:

- стержневий, параметрами якого є товщина і ширина одного з розмірів поперечного перетину;
- тонкостінну оболонку, параметрами якої є товщина та строго окреслений контур зашивки в площині панелі.

Другий контур силової конструкції складається з елементів підкріплення та елементів поперечних зв'язків. Елементи підкріплення розташовуються за межами площини панелі і обрамляють елементи першого контуру. Їх товщина і ширина вибираються виходячи з конкретних умов проектування. Відомо, що мінімальна товщина несучих елементів сільськогосподарських машин приблизно 1,5 мм, середня висота елементів підкріплення – 40 мм. Ці параметри уточнюються в процесі параметричної оптимізації елементів. Необхідно дотримуватися межі допустимих товщин елементів 5-6 мм. Це не дозволяє вийти за межу тонкостінності оболонок, в рамках яких можливий пошук оптимальних конструкцій з мінімальною металомісткістю [9].

Зважаючи на викладені вище положення, визначимо, при яких геометричних розмірах замкнутий тонкостінний профіль коробчатого перетину не спотворюється при крученні.

При крученні тонкостінних стержнів осьове зміщення будь – якої точки на дузі S профілю визначається за формулою [6]:

$$\varpi = \theta \cdot \left[\omega(s) - \frac{\omega_K}{\oint \frac{ds}{\delta}} \cdot \int_0^s \frac{ds}{\delta} \right], \quad (2.15)$$

де θ – погонний кут закручування, град/м;

$\omega(s)$ – секторіальна площа по дузі s , м²;

ω_K – подвійна площа, охоплена середньою лінією контуру, м².

Вважаючи, що депланація перетинів стержня відсутня, отримаємо:

$$\omega(s) - \frac{\omega_K}{\oint \frac{ds}{\delta}} \cdot \int_0^s \frac{ds}{\delta} = 0. \quad (2.16)$$

Для кутової точки тонкостінного прямокутного профілю (рис. 2.6), матимемо:

$$\omega(s) = \int_0^s r \cdot ds = \int_0^a \frac{b}{2} \cdot ds = a \cdot \frac{b}{2};$$

$$\int_0^s \frac{ds}{\delta} = \int_0^a \frac{ds}{\delta_1} = \frac{a}{\delta_1};$$

$$\oint \frac{ds}{\delta} = 2 \cdot \left(\frac{a}{\delta_1} + \frac{b}{\delta_2} \right);$$

$$\omega_K = 2 \cdot a \cdot b.$$

Підставляючи ці значення у формулу (2.17) і спрощуючи вираз, отримаємо:

$$\delta_2 = \frac{b}{a} \cdot \delta_1 \quad \text{або} \quad \delta_1 = \frac{a}{b} \cdot \delta_2. \quad (2.17)$$

Як видно з отриманих залежностей, тонкостінний замкнутий прямокутний профіль не буде деформуватися у тому випадку, коли співвідношення між товщиною та довжиною відповідних стінок будуть рівні.

Для центральної балки з геометричними розмірами 180×75 мм, співвідношення між товщинами стінок складатиме $\delta_2 = 2.4 \cdot \delta_1$.

Досягнути такої геометрії можна шляхом приварювання пластин необхідної товщини x на бокові стінки прямокутного профілю (рис. 2.7).

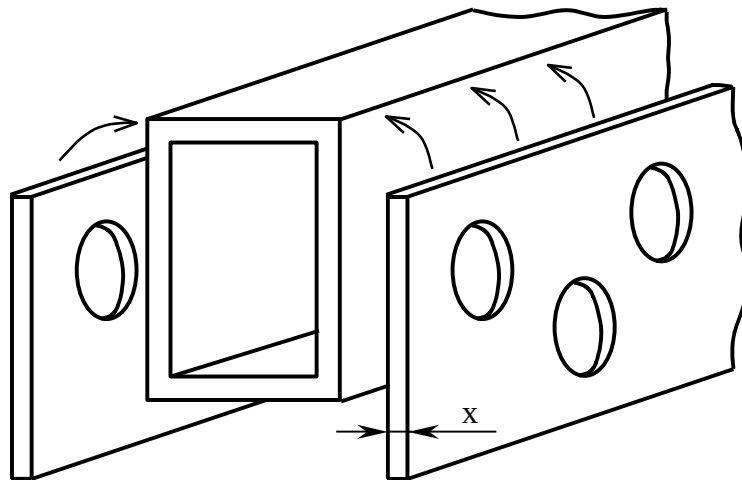


Рисунок 2.7 – Схема накладання пластин на тонкостінний замкнутий профіль

Необхідну товщину пластини – накладки можна визначити з наступних міркувань. У стандартних гнутих тонкостінних профілів товщини стінки однакова за довжиною його контуру: $\delta_1 = \delta_2 = \delta$. При накладанні пластин товщиною x отримаємо наступні значення товщин: $\delta_1 = \delta$ та $\delta_2 = \delta + x$.

Підставляючи значення товщин у співвідношення (3.10) та зважаючи на збільшення загальної ширини стержня отримаємо квадратне рівняння

$$\delta + x = \frac{b}{a + 2x} \cdot \delta,$$

один з коренів якого:

$$x \rightarrow \frac{1}{4} \left(\sqrt{a^2 - 4ab + 8b\delta + 4\delta^2} - a - 2\delta \right),$$

дає значення $x \approx 4.5$ мм.

Не буде депланувати також замкнутий профіль постійної товщини, контур якого представляє собою багатокутник, описаний навколо кола [9].

Для такого профілю матимемо:

$$r = \frac{D}{2} = const;$$

$$\omega(s) = S \cdot \frac{D}{2};$$

$$\omega_K = r \cdot S,$$

де S – периметр поперечного перетину профілю, м.

Підставивши ці вирази у рівняння (2.17) знайдемо, що осьове зміщення в довільній точці перетину рівне нулю.

Висновки по розділу

Отже, застосування балки круглого перетину постійної товщини чи прямокутного перетину із змінною товщиною стінок дозволяє уникнути депланації точок поперечного перетину тонкостінного елемента замкнутого профілю. Це приводить до суттєвого зменшення нормальних напружень у перетинах тонкостінного стержня.

Проведення таких заходів знімає необхідність застосовувати додаткове ребро жорсткості для підсилення тонкостінного профілю центральної балки, а відповідно, і немає потреби ставити додаткову раму (проставку) під кабіною

водія, що приводить до зменшення загальної металомісткості рамної конструкції машини КС-6Б.

РОЗДІЛ 3

ОХОРОНА ПРАЦІ

3.1 Організація охорони праці в господарстві

Роботодавець зобов'язаний створити на робочому місці в кожному структурному підрозділі умови праці відповідно до нормативно-правових актів, а також забезпечити додержання вимог законодавства щодо прав працівників у галузі охорони праці [2].

З цією метою роботодавець забезпечує функціонування системи управління охороною праці, а саме:

- створює відповідні служби і призначає посадових осіб, які забезпечують вирішення конкретних питань охорони праці, затверджує інструкції про їх обов'язки, права та відповідальність за виконання покладених на них функцій, а також контролює їх додержання;
- розробляє за участю сторін колективного договору і реалізує комплексні заходи для досягнення встановлених нормативів та підвищення існуючого рівня охорони праці;
- забезпечує виконання необхідних профілактичних заходів відповідно до обставин, що змінюються;
- впроваджує прогресивні технології, досягнення науки і техніки, засоби механізації та автоматизації виробництва, вимоги ергономіки, позитивний досвід з охорони праці тощо;
- забезпечує належне утримання будівель і споруд, виробничого обладнання та устаткування, моніторинг за їх технічним станом;
- забезпечує усунення причин, що призводять до нещасних випадків, професійних захворювань, та здійснення профілактичних заходів, визначених комісіями за підсумками розслідування цих причин;
- організовує проведення аудиту охорони праці, лабораторних досліджень умов праці, оцінку технічного стану виробничого обладнання та устаткування, атестацій робочих місць на відповідність нормативно-правовим актам з охорони

праці в порядку і строки, що визначаються законодавством, та за їх підсумками вживає заходів до усунення небезпечних і шкідливих для здоров'я виробничих факторів;

- розробляє і затверджує положення, інструкції, інші акти з охорони праці, що діють у межах підприємства (далі - акти підприємства), та встановлюють правила виконання робіт і поведінки працівників на території підприємства, у виробничих приміщеннях, на будівельних майданчиках, робочих місцях відповідно до нормативно-правових актів з охорони праці, забезпечує безоплатно працівників нормативно-правовими актами та актами підприємства з охорони праці;

- здійснює контроль за дотриманням працівником технологічних процесів, правил поводження з машинами, механізмами, устаткуванням та іншими засобами виробництва, використанням засобів колективного та індивідуального захисту, виконанням робіт відповідно до вимог з охорони праці;

- організовує пропаганду безпечних методів праці та співробітництво з працівниками у галузі охорони праці;

- вживає термінових заходів для допомоги потерпілим, залучає за необхідності професійні аварійно-рятувальні формування у разі виникнення на підприємстві аварій та нещасних випадків.

Роботодавець несе безпосередню відповідальність за порушення зазначених вимог.

3.2 Заходи з охорони праці під час роботи на бурякозбиральних комбайнах

Вимоги безпеки під час збирання цукрових буряків регламентуються Правилами охорони праці у сільськогосподарському виробництві (наказ Мінсоцполітики від 29.08.2018 р. № 1240; НПАОП гички або коренеплодів цукрових буряків.

1. Не дозволяється:

- підштовхувати транспортні засоби та бурякозбиральні машини, що забуксували на полі чи дорозі;
- сидіти (стояти) на рамі або інших частинах бурякозбиральних машин під час їх роботи;
- замінювати ножі та диски зрізувальних і обрізувальних механізмів, встановлювати зазори між дисками копачів та зазори у конічних підшипниках копачів за увімкненого двигуна та без використання спецодягу, спецвзуття та засобів індивідуального захисту;
- перебувати без засобів захисту в місцях можливого падіння буряків, під транспортерами бурякозбиральних агрегатів, навантажувачів та перевізників буряка;
- наближатися до робочих органів навантажувача буряка ближче ніж на 2 м.

2. Інтервал між збиральним агрегатом (комбайна) та транспортним засобом під час їх руху має становити не менше ніж 1,5-2 м.

3. Працівникам не дозволяється перебувати попереду і позаду гичкозбиральної машини, а також у площині обертання ротора під час її руху.

4. Прибирати коренеплоди, які залишилися в транспортному засобі після його розвантаження, а також здійснювати очищення механізмів комбайна від гички, бур'янів, землі й іншого можна за вимкненого двигуна і зупинених робочих органах за допомогою скребка або лопати з подовженим держакон, в рукавицях, не піднімаючись у кузов.

5. Під'їжджати транспортним засобом для навантаження його коренеплодами потрібно за сигналом тракториста навантажувача.

6. Під час завершення розбирання кагату буряка водій навантажувача має вимкнути робочі органи агрегату для безпечного підбору працівниками залишків буряка.

Висновки по розділу

Таким чином, при роботі на бурякозбиральному комбайні під час збирання цукрових буряків необхідно дотримуватись правил з охорони праці та техніки безпеки, які наведені в даному розділі.

РОЗДІЛ 4

ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЕКТУ

4.1 Оцінка технічного рівня виробу

В умовах інваріантності інженерних рішень аналіз технічного рівня створюваних машин дозволяє досягти оптимізації у виборі таких споживчих властивостей нової техніки, які забезпечують максимальну її ефективність в процесі експлуатації.

Техніко-економічне обґрунтування є однією з важливих складових процесу створення і освоєння нової техніки. Всебічна оцінка переваг і недоліків цих виробів передбачає співпрацю конструкторів, економістів, дизайнерів і технологів, що беруть участь у створенні і освоєнні проектованої продукції. Цей вид аналізу є техніко-економічним, бо вимагає спільної роботи інженерів і економістів, так само як і відпрацювання виробів на технологічність ведеться спільно конструкторами і технологами.

Високий технічний рівень виробів є головною передумовою технічного прогресу. Економічний ефект від використання нового виробу визначається його технічним рівнем і функціональною організованістю, які прораховуються розробниками і (або) замовниками нової техніки.

Ефект від збільшення масштабів випуску нової техніки на стадії її освоєння і його величина визначаються організаційними заходами, що проводяться інженерами на стадіях розробки, технічної підготовки і освоєння випуску нових виробів. Ефект від застосування нової техніки у суміжних областях можуть визначити тільки фахівці даної галузі. Це здійснюється використанням інверсної форми функціонально-вартісного аналізу [10].

Тісний взаємозв'язок конструкції, технології і організації виробництва зумовлює необхідність комплексного розв'язання цих питань при створенні нової в вдосконаленні існуючої продукції. Найважливішими показниками, в яких знаходить відображення якість технічних рішень, є собівартість продукції і експлуатаційні витрати при її використанні.

Конструкторські фактори (складність виробу, прогресивність параметрів призначення, надійність, ергономічність та ін.) впливають як на собівартість виробу, так і на витрати при його експлуатації. У більшості випадків вдосконалення конструкції приводить до збільшення затрат у сфері виробництва, які повинні бути компенсовані зниженням експлуатаційних витрат (зниження простоювань, підвищення продуктивності, скорочення затрат на виявлення та усунення несправностей), тобто ефект повинен проявитися у сфері використання нової техніки.

Удосконалення поперечного перетину центральної балки основної рами машини КС-6Б дає переваги над існуючою конструкцією балки за рахунок збільшення ресурсу роботи та зменшення загальної металомісткості несучих конструкцій машини. Досягається зменшення металомісткості існуючої конструкції рами (724,37 кг) за рахунок усунення необхідності використання додаткової рами (44,5 кг) під кабіною водія та ребра жорсткості (13,65кг) на існуючій центральній балці. Також незначна економія матеріалу відбувається за рахунок усунення необхідності використання додаткових кріпильних деталей: кронштейна (0,5 кг) та вушка (0,15 кг).

Визначимо ціну конструкторської розробки проекрованої машини користуючись формулою [10]:

$$C_{KP} = C_{МАШ} + 3П + C_{МЕТЗ} + C_{МОНТ} + I_{ВИТ}, \quad (4.1)$$

де $C_{МАШ}$ – ціна рами машини, яку визначимо за формулою

$$C_{МАШ} = m_{МЕТ} \cdot C_{1КГ.МЕТ} = 686,05 \cdot 1,48 = 1015.35 \text{ грн},$$

де $m_{МЕТ}$ – маса металу, необхідна при модернізації рами $m_{МЕТ} = 686,05\text{кг}$;

$C_{1КГ.МЕТ}$ – ціна 1 кг металу, $C_{1КГ.МЕТ} = 1,48$ грн.

$C_{МЕТЗ}$ – ціна метизів, $C_{МЕТЗ} = 75,82$ грн.;

$C_{МОНТ}$ – ціна монтажу, $C_{МОНТ} = 90$ грн.;

$I_{ВИТ}$ – інші витрати, $I_{ВИТ} = 40$ грн.

Тоді:

$$C_{KP} = 1015.35 + 75.82 + 90 + 40 = 1221.17 \text{ грн}.$$

При порівняльному розрахунку економічної ефективності інженерного рішення такі складові як $C_{\text{МЕТЗ}}$, $C_{\text{МОНТ}}$ та $I_{\text{ВИТ}}$ не визначаються, так як вони або залишаються такими ж як і в базовому варіанті ($C_{\text{МОНТ}}$), або скорочуються зовсім ($C_{\text{МЕТЗ}}$), а тому при порівнянні варіантів у відповідні статті витрат достатньо записати їх різницю.

4.2 Економічна ефективність оптимізації перетину центральної балки рами машини КС-6Б

В сучасних умовах господарювання, коли на перший план висунуті економічні методи управління, пошук оптимальних шляхів створення та впровадження ефективних способів та засобів виробництва повинен базуватися на науковому аналізі та прогнозуванні тенденцій розвитку техніки та технологій. У загальному випадку техніко – економічний аналіз включає розгляд питань технічної, організаційної, соціальної, екологічної і економічної доцільності створення та застосування нових засобів і способів виробництва. В процесі аналізу встановлюються переваги та недоліки проєктованих машин як в області виробництва, так і в області їх експлуатації. Його результати служать основою для прийняття рішення із створення нової техніки [10].

Конкретні задачі техніко – економічного аналізу залежать від змісту інженерних рішень, їх характеру, стадії робіт та інших факторів. В загальному вигляді основними задачами техніко – економічного аналізу є:

- вибір ефективного варіанту конструкторського, технологічного чи організаційного рішення;
- обґрунтування граничних значень техніко - економічних показників проєктованого виробу, процесів чи техніко – економічних вимог;
- встановлення раціональних (оптимальних) значень показників якості нових виробів (геометричних параметрів, надійності, довговічності і тд);
- виявлення резервів підвищення ефективності конструкцій виробів, технології та організації виробництва;

- оцінка економічної ефективності від створення та впровадження науково – технічних нововведень;
- обґрунтування раціонального режиму експлуатації нової техніки.

Техніко – економічний аналіз інженерних рішень базується на “Методиці визначення економічної ефективності використання в народному господарстві нової техніки, винаходів та раціоналізаторських пропозицій” [21]. Методичною основою аналізу є порівняння економічних результатів реалізації різних варіантів інженерних рішень. При цьому для оцінки цих результатів використовується система показників, до яких відносяться: капітальні вкладення, поточні затрати, приведені затрати, річний економічний ефект.

Крім того, також використовуються показники, які мають важливе самостійне значення і характеризують окремі сторони отриманого ефекту: продуктивність праці, матеріаломісткість, енергомісткість та ін.

Методика оцінки економічної ефективності інженерних рішень передбачає виконання наступного комплексу робіт [10]:

- вибір об’єкта для порівняння;
- вибір системи показників, які відображають особливості аналізованих рішень і переваги пропонованого рішення у порівнянні з базовим варіантом;
- підготовка та збір необхідної початкової інформації;
- приведення варіантів у порівняльний вид;
- розрахунок і аналіз показників економічної ефективності.

Основним критерієм порівняльної ефективності варіантів інженерних рішень є мінімум питомих приведених затрат. Мірою переваги одного варіанта інженерного рішення над іншим служить показник річного економічного ефекту, визначення якого ґрунтується на порівнянні приведених затрат (собівартості виробу) у розглядуваних варіантах.

В залежності від глибини опрацювання конструкторського рішення та наявної початкової інформації собівартість нового виробу може бути визначена складанням калькуляції, яка забезпечує найбільш точне врахування затрат на виробництво та реалізацію виробу. Розрахунок собівартості за статтями витрат,

тобто калькуляція собівартості виробу, проводиться у відповідності з встановленими статтями витрат.

Ефективність інженерних рішень залежить від рівня одноразових та поточних затрат, об'ємів виробництва та використання нової техніки.

На рівень затрат впливають нормативно – вартісні, конструкторські та організаційно – технічні фактори виробництва та експлуатації виробів.

До нормативно – вартісних факторів відносяться ціни на сировину, матеріали, покупні вироби, тарифи на електроенергію, тарифні ставки та ін.

Затрати на покупку матеріалів по кожному виробу визначаються з технічної норми витрат та відпускної ціни одиниці матеріалу.

Від затрат на сировину та матеріали віднімається вартість повернених відходів (залишки сировини, матеріалів чи напівфабрикатів, які утворюються в процесі перетворення початкового матеріалу в готову продукцію).

Затрати на покупні вироби та напівфабрикати визначаються аналогічно затратам на матеріали на основі оптових цін та необхідної кількості.

Затрати на пальне та енергію на технологічні цілі визначаються з норм витрат на одиницю продукції і встановлених цін на пальне та тарифів на електроенергію.

Основна заробітна плата робітників включає тарифну зарплату та преміальні надбавки. Додаткова заробітна плата визначається в процентах від основної зарплати (переважно 8 – 15%).

Відрахування на соціальне страхування визначаються в процентах від суми основної та додаткової зарплати.

Отримана сума за всіма статтями калькуляції дає повну собівартість виробу, яка відображає всі затрати на виробництво продукції.

Економічний ефект від внесених змін можна розрахувати шляхом проведення калькуляції витрат на виготовлення центральної балки базової і пропонованої конструкції. Одним з найбільш доступних та універсальних методів у цьому випадку є метод розрахунку собівартості за кількістю елементів у виробі. Незважаючи на простоту метод може забезпечувати необхідну точність

розрахунку за рахунок збільшення степені декомпозиції виробу на елементи. Основним недоліком цього методу є те, що його можна застосовувати на відносно пізніх стадіях створення нової техніки, коли вже відома структура виробу [10].

Порівняння калькуляції витрат на виготовлення базової і удосконаленої рами машини КС-6Б представлено в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Техніко-економічна ефективність інженерних рішень

Продукція	Показники	Одиниці вимірювань	Значення показників	
			Базової конструкції	Пропонованої конструкції
Основна рама	Маса	кг	724,37	686,05
	Виробнича собівартість	грн.	1285,26	1221,17
	Ціна одиниці продукції	грн.	1351,35	1279,86
Додаткова рама (проставка)	Маса	кг	44,45	—
	Виробнича собівартість	грн.	397,05	—
	Ціна одиниці продукції	грн.	574,17	—
Ребро, кронштейн, вушко	Маса	кг	14,3	—
	Виробнича собівартість	грн.	40,45	—
	Ціна одиниці продукції	грн.	53,22	—
Зменшення металомісткості		%	—	12,4
Економічний ефект на 100 конструкцій		грн.	—	3532

Висновки по розділу

Техніко-економічні розрахунки показують, що впровадження запропонованого інженерного рішення у виробництво коренезбиральної машини КС-6Б дасть річний економічний ефект 3532 грн. на 100 металоконструкцій і зменшить металомісткість машини на 12,4 %.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Однією з найбільш ефективних сільськогосподарських машин для збирання цукрового буряка є самохідна коренезбиральна машина КС-6Б.

В процесі експлуатації машини КС-6Б викопуючий пристрій створює трикомпонентні навантаження на центральну балку основної рами, що приводить до виникнення особливого виду навантаження – стисненого кручення, яке не враховувалось при проектуванні машини.

Для забезпечення необхідної міцності центральної балки машини її тонкостінний прямокутний профіль підсилюють ребром жорсткості. Але ребро жорсткості виходить з площини монтажу кабіни водія, що приводить до необхідності встановлення додаткової опорної рами і, відповідно, до збільшення металомісткості несучих конструкцій машини КС-6Б.

Запропоновано тонкостінних прямокутний профіль балки заміни різностінним прямокутним або тонкостінним круглим профілем, в яких не виникають напруження стисненого кручення. При цьому різностінний прямокутний профіль забезпечує більшу жорсткість балки, але має значно більшу масу, ніж тонкостінний круглий перетин. У балці круглого перетину виникатимуть більші напруження, але зате значно зменшиться металомісткість, а відповідно і маса, несучої конструкції машини.

Техніко-економічні розрахунки показують, що впровадження запропонованого інженерного рішення у виробництво коренезбиральної машини КС-6Б дасть річний економічний ефект 3532 грн. на 100 металоконструкцій і зменшить металомісткість машини на 12,4 %.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Анілович В.Я., Грінченко О.С., Карабін В.В. та ін. Міцність та надійність машин. Київ : Урожай, 1996. 288 с.
2. Бакка М.Т. Основи безпеки життєдіяльності людини. Житомир : РВВ ЖІТІ, 1997. 340 с.
3. Грошев Л.М., Дмитриченко Н.Ф., Рибак Т.И. Надійність сільськогосподарської техніки. Київ : Урожай, 1990. 192 с.
4. Козіброда Я.І. Тенденції розвитку машин для збирання цукрових буряків. Тернопіль, 1996. 92с.
5. Машина коренезбиральна самохідна машина КС-6Б і її модифікація: Інструкція по експлуатації. Тернопіль, 1988. 36 с.
6. Опір матеріалів. Під заг. ред. акад. АН УССР Г.С. Писаренко. Київ : Вища школа, 1974. 304 с.
7. Погорілий Л.В., Татянюк М.В., Брей В.В., Кравченко А.С., Покуса А.А., Карпов В.Г. Коренезбиральні машини. (Конструювання і розрахунок). Київ : Техніка, 1983. 168с.
8. Рибак Т.І. Пошукове конструювання на базі оптимізації ресурсу мобільних сільськогосподарських машин. ВАТ «ТВПК «Збруч», 2002. 330 с.
9. Створення основних несучих і функціональних органів машин оптимізованих по матеріаломісткості з прогнозованим ресурсом роботи: Технічна інформація по НДР. Тернопільський приладобудівний інститут. Д-П-91. Тернопіль, 1992. 45 с.
10. Техніка сільськогосподарська. Методи економічної оцінки. ГОСТ 23728-88, ГОСТ 23730-88.
11. Пушка О.С., Войтік А.В., Ковальчук Ю.О. Інструктивно-методичні матеріали до виконання дипломних проектів студентами спеціальності 208 «Агроінженерія» першого освітнього рівня (бакалаврського). Умань: УНУС, 2020. 27 с.