

(повне найменування вищого навчального закладу)

Інженерії машин, споруд та технологій

(назва факультету)

Технічної механіки та сільськогосподарських машин

(повна назва кафедри)

на здобуття освітнього ступеня

(назва освітнього ступеня)

Виконав: студент (ка) 6 курсу, групи МСм-61
напряму підготовки (спеціальності) 133
Галузеве машинобудування
(шифр і назва напряму підготовки, спеціальності)

(підпис) _____ (прізвище та ініціали)

(підпис) _____ (прізвище та ініціали)

(підпис)

(прізвище та ініціали)

(підпис)

(прізвище та ініціали)

(підпис)

(прізвище та ініціали)

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

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

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Гевко Р.Б.

(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 Карабіну Валентину Петровичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Обґрунтування параметрів приводу гідронасоса
коренезбиральної машини

Керівник роботи Олексюк Василь Петрович к.т.н., доцент
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від « 01 » вересня 2020 року № 4/7-616

2. Термін подання студентом завершеної роботи 23 грудня 2020 року

3. Вихідні дані до роботи _____

Базова конструкція приводу гідронасоса, продуктивність – 1,04 га/год,
ширина захвату – 6 рядків, швидкість викопування – до 1,8 км/год.

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

Реферат. Вступ. 1. Аналіз особливостей об'єкту проектування. 2. Обґрунтування
основних параметрів об'єкту розробки. 3. Дослідження параметрів об'єкту розробки.

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

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

1. Функціональна схема коренезбиральної машини КС-6Б. – 1А1.

2. Установка двигуна. Складальне креслення. – 1А1.

3. Привід гідронасоса базової конструкції. Складальне креслення – 1А1. .

4. Привід гідронасоса вдосконаленої конструкції. Складальне креслення – 1А1.

5. Деталювання – 1А1. 6. Дослідження НДС лонжерона рами двигуна. – 1А1.

6. Консультанти розділів роботи

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

7. Дата видачі завдання

21.06.2020 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналіз особливостей об'єкту проектування.	20.10.2020 р.	
2	Обґрунтування основних параметрів об'єкту розробки.	10.11.2020 р.	
3	Дослідження параметрів об'єкту розробки	20.11.2020 р.	
4	Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях.	30.11.2020 р.	
5	Реферат. Вступ. Висновки.	02.12.2020 р.	
6	Графічна частина. Специфікації	05.12.2020 р.	

Студент

(підпис)

Карабін В.П.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Олексюк В.П.

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Автор роботи – Карабін Валентин Петрович.

Тема роботи – «Обґрунтування параметрів приводу гідронасоса коренезбиральної машини».

Робота виконана на кафедрі технічної механіки та сільськогосподарських машин Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя.

Керівник роботи – Олексюк Василь Петрович, кандидат технічних наук, доцент кафедри технічної механіки та сільськогосподарських машин.

Актуальність теми роботи

У господарствах України залишилась значна кількість вітчизняної коренезбиральної техніки, яка ще повністю не використала свій ресурс, але не використовується через незадовільні показники роботи.

Тому їх модернізація для забезпечення якісного збирання коренів цукрових буряків є актуальною проблемою.

Як показала практика, у вітчизняних бурякозбиральних комбайнах часто руйнується вузол, що з'єднує колінчатий вал двигуна СМД-60 з гідронасосом Sauer. У результаті розбиваються передні підшипники вала гідронасоса і він виходить з ладу. Оскільки вал насоса і проміжний вал з'єднані зубчастою муфтою, що передає момент приводу гідронасоса (приблизно 40 кВт), тому є необхідність врахувати конструкторсько-технологічні особливості виготовлення і монтажу вузла як можливі причини виходу його з ладу.

Мета роботи

Метою дипломної роботи магістра є забезпечення якісного збирання коренів цукрових буряків шляхом удосконалення приводу гідронасоса машини КС-6Б з обґрунтуванням її основних параметрів.

Об'єкт, методи та джерела дослідження

Об'єкт дослідження. Привід гідронасоса коренезбиральної машини.

Предмет дослідження. Технологічні, конструктивні розрахунки та розрахунки на міцність приводу гідронасоса.

Методи дослідження. Теоретико-емпіричний, теорії міцності, графічний, порівняльний, математичного моделювання.

Отримані результати:

- розглянуто будову та принцип роботи коренезбиральної машини КС-6Б;
- проаналізовано особливості будови машин-аналогів.
- проведено розрахунки основних параметрів коренезбиральної машини, а саме технологічні, конструктивні та кінематичні.
- внесено зміни у наявну конструкцію приводу гідронасоса та проведено міцнісні розрахунки найбільш навантажених деталей;
- розроблено конструкції складальних одиниць та деталей;
- проведено обґрунтування та досліджено напружено-деформований стан лонжерона рами двигуна;
- розглянуто питання з охорони праці при роботі з бурякозбиральною технікою та безпеки у надзвичайних ситуаціях.

Практичне значення отриманих результатів.

Запропоновано удосконалення конструкції приводу гідронасоса коренезбиральної машини.

Апробація. Окремі результати роботи доповідались на IX міжнародній науково-технічній конференції молодих вчених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій», Тернопіль, ТНТУ, 2020 р.

Структура роботи. Робота складається з розрахунково-пояснювальної записки та графічної частини. Розрахунково-пояснювальна записка складається з вступу, 4 розділів, висновків, переліку посилань та додатків. Обсяг роботи: розрахунково-пояснювальна записка – 55, додатки – 9 арк. формату А4, графічна частина – 6 аркушів формату А1.

Ключові слова: рама , гідронасос, привід, машина, буряк.

ЗМІСТ

Вступ	6
1. Аналіз особливостей об'єкту проектування	7
1.1. Опис коренезбиральної машини	7
1.2. Аналіз машин для збирання коренів цукрових буряків	9
1.3. Обґрунтування теми кваліфікаційної роботи магістра	15
2. Обґрунтування основних параметрів коренезбиральної машини	17
2.1. Технологічні розрахунки	17
2.2. Розрахунок кінематичних параметрів трансмісії приводу	21
2.3. Міцнісні та перевіркові розрахунки	25
2.3.1. Розрахунок ведучого вала ланцюгового редуктора приводу на міцність	25
2.3.2. Розрахунок підшипників ведучого вала редуктора приводу	32
2.3.3. Розрахунок ланцюгових муфт з'єднання привідних валів з валами приводу	33
2.3.4. Розрахунок шпонкового з'єднання приводного вала і півмуфти ланцюгової муфти	35
3. Дослідження параметрів об'єкту розробки	37
3.1. Дослідження жорсткості рами двигуна	37
3.2. Розробка моделі лонжерона рами двигуна	40
3.3. Аналіз даних за результатами досліджень	43
4. Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях	48
4.1. Вимоги техніки безпеки при експлуатації коренезбиральних машин	48

4.2. Заходи безпеки при роботі з бурякозбиральною технікою в аварійних ситуаціях -----	51
Загальні висновки -----	52
Перелік посилань -----	53
Додатки -----	55

ВСТУП

Збір коренів цукрового буряку в Україні на теперішній час проводять при допомозі закордонних зразків коренезбиральних машин, або вітчизняними машинами, які серійно виготовлялися.

Закордонні бурякозбиральні комбайни, за звичай, є досить старими і потребують ремонтів, вартість яких є доволі високими, так як запасні частини закупаються закордоном. Вітчизняні машини є дешевшими при проведенні ремонтів, але вони не завжди є ефективними для експлуатації за тяжких умов.

У сільськогосподарських фірмах на разі залишається велике число вітчизняних коренезбиральних машин, які ще не зовсім використали свій ресурс, однак не застосовуються за незадовільних показників у роботі.

З огляду на це їх удосконалення з метою забезпечити якісне прибирання коренів цукрового буряку є доволі актуальним.

З досвіду експлуатації, у вітчизняній бурякозбиральній техніці нерідко руйнується вузол, який призначений для з'єднання колінчатого вала двигунів СМД-60 з гідронасосами Sauer. Як наслідок, виходять з ладу передні підшипники валів гідронасосів і вони виходять з ладу. Так як вали насосів і проміжні вали, які з'єднуються зубчастими муфтами, що передають момент приводу гідронасосу (близько 40 кВт), виникає потреба враховувати технологічні моменти при виготовленні та монтажі вузлів як одні із можливих причини їх поломок.

Відомо, що нормальну роботу муфт можна забезпечити співвісністю валів двигунів та гідронасосів при їх складанні. Однак таке ускладнює технологію виготовлення вузлів, а також сам процес складання.

Тому є потреба в дослідженні можливості заміни приводів гідронасосів на з'єднаннях за допомогою зубчастих муфт на приводи на з'єднаннях за допомогою карданів.

1. АНАЛІЗ ОСОБЛИВОСТЕЙ ОБ'ЄКТУ ПРОЕКТУВАННЯ

1.1. Опис коренезбиральної машини

Коренезбиральна самохідна машина КС-6Б складається з шасі, що має об'ємний гідропривід на ходову частину, підбирача коренів, автомата керування та містить систему для автоматичного сигналізування.

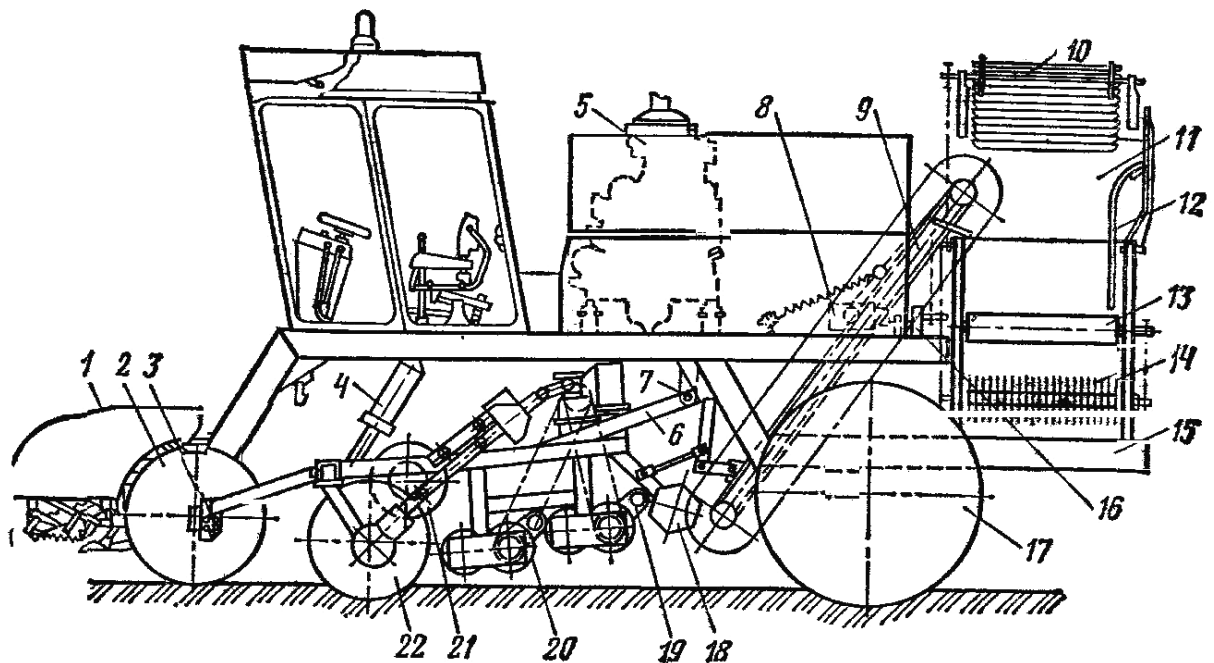


Рисунок 1.1 – Схема коренезбиральних машин КС-6Б

Шасі коренезбиральної машини містить несучу раму 15, що монтується на міст ведучого 17 та керованого коліс 2, силовий агрегат 5, площадку для водіїв, кабіну, а також електричну і гідравлічну системи.

Підбирачі буряків містять викопуючий пристрій 22, поздовжній транспортер 9 та бункер 11 з вивантажувальними транспортерами 10.

Всі складові підбирачів буряків монтуються на основних рамах 15: поздовжні транспортери 9, бункери 11, вантажні транспортери 10, стрічкові транспортери 13. На окремих рамах 6, які приєднуються до тримких рам шасі 15, при допомозі єдиного шарового шарніру 7 монтуються копачі 22 та шнекові

очисники 20.

В робочих положеннях викопуючих пристроїв, якщо копач заглиблений в ґрунт, несуча конструкція контактує своїми важілями 3 з мостом керувальних коліс 2, при транспортних – утримується гідроциліндрами 4 з фіксацією механічними фіксаторами.

Машини обладнуються автоматами керування 1, а також автоматичними системами, які контролюють роботу усіх вузлів і здійснює сигналізування водіїв про появу збоїв у їх роботі.

У початкових робочих положеннях, коли копач заглиблений у ґрунт, рами викопуючих пристроїв спираються регульовальними кронштейнами на опорні колеса, що виступають копірами рельєфів поверхонь поля.

При технологічному процесі, при початку самозаглиблювання копача, тримка рама важілями опиняється на передньому мості керувальних коліс шасі комбайну.

У транспортних положеннях змінні викопувальні пристосування фіксуються на основних рамах шасі гідроциліндрами за допомогою механічних фіксаторів.

Для установки гідроциліндрів підйому змінних викопуючих пристроїв з ротаційними вилковими викопувачами при забезпеченні “плаваючих” положень їх в роботі, на основних рамах шасі додатково встановлюється кронштейни, які мають пази.

Машини обладнані швидко відкривними капотами та щитками для забезпечення безпеки при експлуатації агрегату і доступність до її вузлів при обслуговуванні, огляді та ремонті. На машинах встановлено зовнішні освітлювальні прилади, для проведення робіт в нічну пору та русі дорогами.

При використуванні машин КС-6Б кореневища буряків збираються потоково або перевалковим способами.

Гичкозбиральні машини зрізують гичку на шести рядках, очищують її від земляних домішків і навантажують у транспортні засоби, що їдуть поряд, котрі відвозять ворох гички до місця силосувань. Для скорочення необхідної кількості засобів для транспортування, місця силосувань розташовуються недалеко від бурякових плантацій.

Наступні операції проводяться коренезбиральними машинами, які викопують кореневища, очищують їх від домішків і вантажать у транспортні засоби, який їдуть поряд. При таких способах корені буряків транспортуються безпосередньо на цукрові заводи, а при перевалочних – вкладаються у польові бурти і далі вантажаться на транспортні засоби навантажувачами.

Активними вилками наконечників, котрі здійснюють обертання, кореневища витягуються із землі і вводяться у розхили дисків забірної частини.

Земляна складова маси відділяється за рахунок скидування її вилками, які здійснюють оберт в протилежні сторони, при цьому кореневища та частина ґрунту захоплюються забірною частиною.

Кореневища та земля, таким чином, під дією лопатевих бітерів виштовхуються. Бітери встановлюються в кожній забірній частині, на очисних пристроях рам, які складаються з єдиного лопатевого бітеру та 3-х шнекового блока.

За рахунок обертання з неодинаковими швидкостями очисних елементів бітері та шнеків, маса кореневищ очищується від ґрунту та рослинних решток і подається на позовжні транспортери. Передавальні бітери сприяють більш повному заповнюванню міжскребкових просторів транспортерів і так підвищують їх продуктивність. Поздовжні транспортери подають кореневища в бітери, далі вони горизонтальними стрічковими транспортерами транспортуються на поперечні транспортери бункерів, які подають їх на розвантажувальні транспортери і завантажують у кузови транспортних засобів, що їдуть поряд.

1.2. Аналіз машин для збирання коренів цукрових буряків

Комбайн бункерний самохідний КБ-6

Комбайн бункерний КБ-6 (рис.1.2) призначено для проведення однофазного способу в технологіях збирання цукрового буряку. КБ-6 містить шасі з

гідравлічним приводом ходової частини, гичкозрізувальний апарат, підбирач кореневищ, автомат водіння, систему автоматичного сигналізування.

Підбирач кореневищ буряків містить викопуючий пристрій, поздовжній транспортер, кільцевий транспортер, бункер та вивантажувальний транспортер.

Вузли підбирачів кореневищ монтуються на основній тримкій рамній конструкції: поздовжні транспортери, кільцеві транспортери, бункери, вантажні транспортери. Шнекові очисники та копачі – на іншій рамній конструкції, приєднаній до основної рами при допомозі єдиного шаровидного шарніра.

В робочих положеннях викопуючих пристроїв, коли копач заглиблений в землю, рамна конструкція спирається вежелями на мости керувальних колес, а при транспортних – може утримуватися гідро циліндрами і фіксуватися механічними фіксаторами.

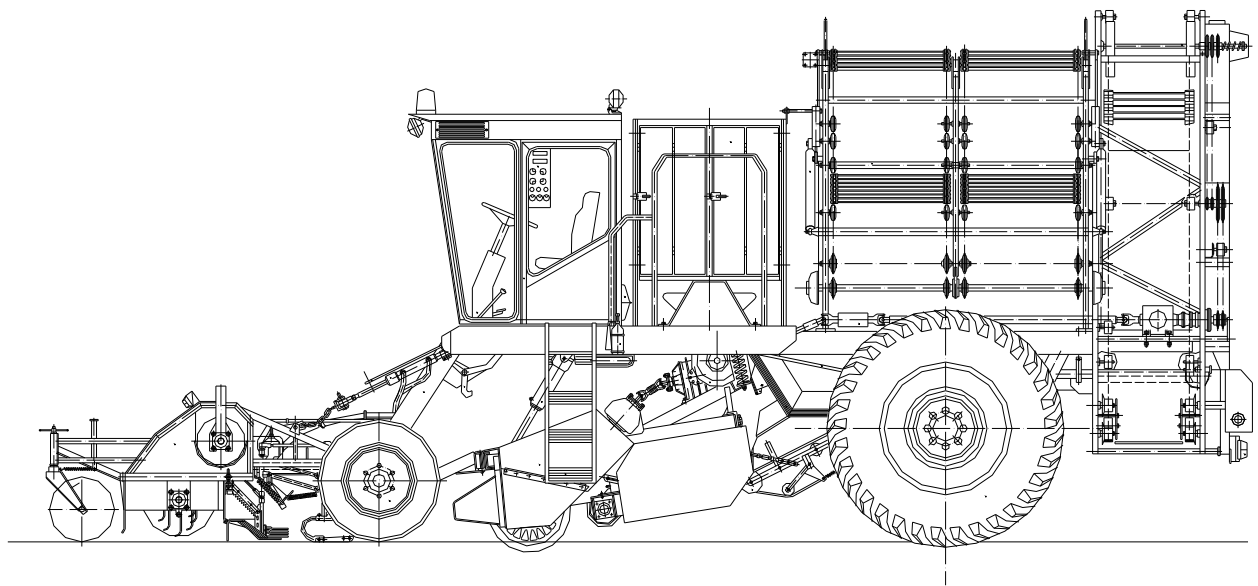


Рисунок 1.2 – Загальний вигляд бункерних самохідних комбайнів КБ-6

Комбайн обладнуються автоматичними системами, які контролюють основні вузли на працездатність та повідомляє водіїв про виявлені порушення при їх експлуатації, також облаштовуються автоматами водіння по рядах.

Схему виконання технологічних процесів машинами КБ-6 показано на рис. 1.3.

Гичку з буряка зрізають гичкорізами, котрі навішуються на мости ведучих

колес і розміщуються попереду комбайнів. Ботва з гичкорізів потрапляє на шнеки і викидається на викопану ділянку поля. Пасивні дообрізчики копіюють головку коренів та дообрізують залишену гичку. При допомозі автоматів управління передні колеса комбайну спрямовуються якраз по міжряддях буряків. Таким чином диски викопувачів, які встановлено під певним кутом один щодо іншого здатні витягувати кореневища із землі і при допомозі бітерів передають їх на шнекові очисники. Під впливом обертів з неодинаковими швидкостями шнеків кореневища очищаються від рослинних решток і потрапляють на позовжні транспортери.

Передавальні вали сприяють доброму заповнюванню міжскребкових просторів транспортерів і таким чином збільшуванні їх продуктивності. Поздовжні транспортери подають кореневища буряків в кільцеві транспортери, які призначені для доочищення коренів і завантажування їх у бункери. Бункери призначені для накопичування викопаних коренів і є рамною просторовою конструкцією, об'єм якої складає 10 м³.

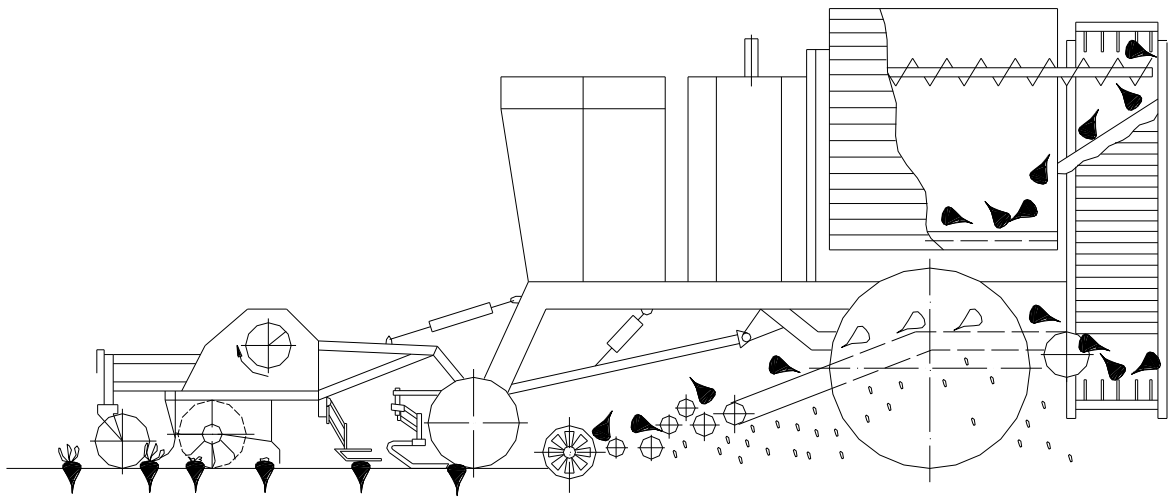


Рисунок 1.3 – Технологічна схема бурякозбиральних комбайнів КБ-6

Шнеки, які обертаються, розрівнюють корені буряків у правій частині бункера. При наповнюванні правої сторони, дно бункерів переміщується в ліву

сторону до повного заповнювання бункеру. Після заповнювання бункерів, при допомозі навантажувальних транспортерів відбувається вивантажування коренів бурків у транспортні засоби чи польові кагати.

Дно бункерів та вивантажувальні транспортери виконані у вигляді здвоєних транспортерів. Його вмикають ричагом з кабіни для водіїв. Можна короткочасно здійснювати реверс дна бункерів при їх заповненості до 25%.

Самохідні комбайни “Кляйне СФ-10”

На комбайнах встановлюються двигуни “Volvo Penta” потужністю 210 кВт. Передні мости виконуються у вигляді порталних мостів з механічними трансмісіями, на них встановлюють поворотні круги при кутах обертів $\pm 6^\circ$. Нерухомі задні мости з механічними трансмісіями мають гідравлічні стабілізатори. Кути поворотів задніх колес мають значення $\pm 45^\circ$. Гідростатичні приводи ведучих коліс з трьохступеневими редукторами гарантують плавну регульованість швидкостей руху для всіх діапазонів. На машинах передбачається декілька видів рульового управління: задніх коліс, всіх коліс “собачий хід” і автоматичне кермування задніми колесами. При ввімкненій системі автоматичного управління передні мости можуть додатково управлятися на косогорах. При впливі на кермо кермування автоматично передається на задні колеса. Неодинакові випадки кермування, великі кути поворотів задніх коліс і малі міжосьові відстані 3,82 м дозволяють комбайнам мати хороші показники маневреності. На машинах встановлюють спереду шини 710/70R38, позаду 700/50-26,5, що дозволяє забезпечити невеликі тиски рушіїв на поверхню поля. Паливні баки мають об’єм 610л і забезпечують паливними матеріалами без дозаправлювання цілий день. Пристрої зрізування ботви і копки кореневищ буряку виконують свої функції за системою штовхання, і розміщуються попереду коліс. Гичкорізи і копачі є окремими частинами. Гичкорізи оснащені валами подрібнювання, шнеками переміщування ботви, гичкошвирылками з регульованою дальністю кидання, валами очищування і полозковими копірними дообрізчиками. Товщини і висоти обрізання дообрізчиками залежно від стану кореневищ можна регулювати з кабін. Віброкопачі мають приводи від ексцентрикових валів з

боковими коливаннями в межах ± 30 мм для забезпечення самостійності проходження по центру рядків. Транспортні вали забезпечують безперервність подавання кореневищ від підкопувальних пристроїв. Кореневища від копача поступає на валкові механізми з приводами від зубових колес. Валкові механізми забезпечені реверсивними механізмами.

Всі складові гичкорізів і копачів обладнані гідроприводами. Корегування глибин викопування, і бокові компенсації гичкорізів і копачів не косогір них ділянках здійснюється в автоматичному режимі. На комбайнах встановлюється система очищування, яка містить 5 очисників роторно-турбінного типу.

Валкові і роторно-турбінні очисники встановлюються на рамах, які повертаються на шарнірних опорах, встановлених пореду задніх мостів і піднімаються та опускаються попереду передніх мостів двома гідроциліндрами. Потоки кореневищ з валкових очисників розділяються на 2-х очисниках роторно-турбінного типу з однаковими напрямками обертів і потім з'єднується при передаванні далі. Тривалий час очищування сприяє інтенсивному очищуванню при незначних пошкодженнях буряків. Валкові механізми і роторні очистки обладнані гідроприводами з безступеневими регулюваннями швидкостей обертання. Проміжні бункери розвантажуються у рухомі транспортні засоби, а також на кагатні у полі.

Самохідні комбайни “Холмер”

Комбайни оснащуються двигунами МАНД2876LF03 потужностями 338кВт. Приводи ходових частин є механічними з приводами від двошвидкісних роздільних коробок передач з гідравлічними приводами. Передні мости виконані як порталні планетарні осі, які мають керовані колеса і гальма, задні – планетарні вісі, що мають керовані колеса і гальма. Обидва мости обладнані поперечними блокуваннями диференціалів.

На комбайнах встановлюють роторні гичкорізи з автоматичними регулюваннями висот зрізання ботви для всіх ножів, що здійснюється дистанційно з кабін водіїв. Дообрізування головок коренеплодів проводиться ножами для дообрізування, висоти до обрізування регулюють з водіїв кабін. Зрізана ботва

розкидається по поверхні поля або вантажиться на причіп. Гичкорізи і копачі підвішуються до рам комбайнів шарнірно, в такому випадку здійснюється копіювання поверхні полів і забезпечується якісне виконання зрізування ботви, дообрізка і викопка кореневищ. Викопка кореневищ буряків проводиться за допомогою підкопувальних вібраційних сошників з автоматичними регулюваннями глибин копання. Передбачається здатність регулювати копачі на різні величини міжрядь (45, 50, 60 см).

Очисники коренів складаються з шести довгих валів зі шнеками, двох коротких валів зі шнеками, одного сепаруючого реверсивного елеватора, трьох сепаруючих зірчастих турбін з автоматичними регулюваннями чисел обертання. У бункери корені буряків транспортуються при участі встановленого в них шнеків. Вивантажування буряків з бункерів проводиться вивантажувальними транспортерами. Для виконання швидкого вивантажування кореневищ з бункерів застосовуються привідні транспортери поздовжньої дії та поперечні скребкові днища бункерів. На комбайнах передбачається централізовані системи змащування. Кабіни водіїв є комфортними, укомплектовані ПК, які здійснюють контроль потоку буряків, контроль працездатності гідросистем та двигунів. Місткість бункерів складає 24 м³. Продуктивність комбайну - 1,5 га/год.

Основними плюсами використання закордонної бурякозбиральної техніки є малі затрати при викопуванні, можливість проведення робіт на розворотних смугах незалежачи від наявності транспортувальних засобів, високі експлуатаційні показники надійності, високі маневрувальні можливості, хороший доступ до збираного потоку кореневищ з кабіни водіїв, обрізання ботви і копання коренів за досконалою “Системою КЛЯЙНЕ”, оптимальні якісні показники збирання буряків, інтенсивність очищування незначна пошкоджуваність кореневищ буряка. Проте така бурякозбиральна техніка має дещо велику вартість.

1.3. Обґрунтування теми кваліфікаційної роботи магістра

Збір коренів цукрового буряку в Україні на теперішній час проводять при допомозі закордонних зразків коренезбиральних машин, або вітчизняними машинами, які серійно виготовлялися (БМ-6Б, ОГД-6А, КС-6Б, РКС-6).

Закордонні бурякозбиральні комбайни, за звичай, є досить старими і потребують ремонтів, вартість яких є доволі високими, так як запасні частини закупаються закордоном. Вітчизняні машини є дешевшими при проведенні ремонтів, але вони не завжди є ефективними для експлуатації за тяжких умов.

У сільськогосподарських фірмах на разі залишається велике число вітчизняних коренезбиральних машин, які ще не зовсім використали свій ресурс, однак не застосовуються за незадовільних показників у роботі.

Згідно даних Держтехнагляду станом на 01.01.2020 р. в Україні налічується 237 таких коренезбиральних машин типу КС-6Б. З огляду на це їх удосконалення з метою забезпечити якісне прибирання коренів цукрового буряку є доволі актуальним.

З досвіду експлуатації, у вітчизняній бурякозбиральній техніці нерідко руйнується вузол, який призначений для з'єднання колінчатого вала двигунів СМД-60 з гідронасосами Sauer. Як наслідок, виходять з ладу передні підшипники валів гідронасосів і вони виходять з ладу. Так як вали насосів і проміжні вали, які з'єднуються зубчастими муфтами, що передають момент приводу гідронасосу (близько 40 кВт), виникає потреба враховувати технологічні моменти при виготовленні та монтажі вузлів як одні із можливих причини їх поломок.

Відомо, що нормальну роботу муфт можна забезпечити співвісністю валів двигунів та гідронасосів при їх складанні. Однак таке ускладнює технологію виготовлення вузлів, а також сам процес складання.

Тому є потреба в дослідженні можливості заміни приводів гідронасосів на з'єднаннях за допомогою зубчастих муфт на приводи на з'єднаннях за допомогою карданів.

Це дасть можливість спростити процеси виготовлення та складання, збільшить надійність роботи гідронасосів та продовжить термін їх служби.

Тому, основним завданням кваліфікаційної роботи буде проведення удосконалень коренезбиральних машин, типу КС-6Б шляхом розробки приводу гідронасаса з обґрунтуванням його основних параметрів.

2. ОБҐРУНТУВАННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ КОРЕНЕЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ

2.1. Технологічні розрахунки

Вихідним пунктом розрахунків основних параметрів бурякозбиральної техніки є визначення необхідних потужностей двигунів. Їх слід проводити з враховуванням тягових опорів застосовуваних робочих органів, опорів на перекочуваність комбайну, а також потужностей, що необхідні на привід викопуючого органу.

Потрібну потужність двигуна знайдемо згідно формули [2]:

$$N = \frac{(R_T + f_M G_M) V}{\eta_{MECH} \eta_V \eta_{YM}} + \frac{N_{np}}{\eta_{np}}, \quad (2.1)$$

де R_T – значення тягового опору робочого органу, визначений розрахунковими способами або вибраний згідно результату проведених досліджень, приймаємо $R_T=1026$ Н, [6, ст.123];

f_M – величина коефіцієнту опора перекочуванню комбайну, що вибирається з огляду на ходову частину машини, для КС-6Б [6, ст.360] $f_M = 1,3$;

G_M – вага комбайну, для КС-6Б $G_M=9$ кН;

V – значення робочої швидкості комбайну, приймаємо $V=10$ км/год;

η_{MECH} – ККД силових передач від двигуна до ведучих колес, $\eta_{MECH}=0,83$ [2];

η_V – коефіцієнт, для врахування втрат на пробуксовування, $\eta_V=0,9$;

η_{YM} – коефіцієнт використання потужностей двигунів. Для врахування потрібного запасу $\eta_{HM}=0,90 - 0,95$. Приймаємо $\eta_{HM}=0,92$;

$N_{кр}$ – потужність, необхідна на привод робочого органу, $N_{кр}=26$ к.с=18980Вт, [2, ст.126];

$\eta_{пр}$ – ККД передач від двигуна до робочого органу.

Значення механічного ККД силових передач має враховувати ККД усіх наявних в машині передач.

Для випадків використання гідростатичних трансмісій замість механічних ККД силових передач використовують повне значення ККД усіх агрегатів гідростатичних трансмісій, значення якого знайдемо так:

$$\eta_M = \eta_{\text{мех}} \cdot \eta_{\text{об}}, \quad (2.2)$$

де $\eta_{\text{об}}$ – значення об'ємного ККД агрегатів, для гідронаса та гідромотора як силовий агрегат з гідростатичним приводом. Величина об'ємних ККД для таких агрегатів складає $\eta=0,75 - 0,92$, приймаємо $\eta=0,85$.

$$\eta_{\text{мех}} = 0,83 \cdot 0,85 = 0,7.$$

Знайдемо необхідну потужність використовуваних двигунів:

$$N = \frac{(1026 + 1,3 \cdot 9000) \cdot 2,17}{0,7 \cdot 0,9 \cdot 0,92} + \frac{18980}{0,4} = 95,09 \text{ кВт} = 130 \text{ к.с.}$$

При розрахунках потужностей двигунів потрібно врахувати можливості для руху комбайну напідйом. Для цього у формулу (2.1) підставляємо вираз:

$$R_T + f_M \cdot G_M \cdot \cos \alpha + G_M \cdot \sin \alpha, \quad (2.3)$$

де α – значення кута піднімання, який може подолати комбайн, приймаємо $\alpha=30^\circ$.

$$N = \frac{(1026 + 1,3 \cdot 9000 \cdot 0,8660 + 9000 \cdot 0,5) \cdot 2,17}{0,7 \cdot 0,9 \cdot 0,92} + \frac{18980}{0,4} = 106,07 \text{ кВт} = 145 \text{ к.с.}$$

Для виконання розрахунків на тягову здатність в деяких випадках необхідно знайти значення максимальної сили тяги, що зможе розвивати комбайн під час дії критичних сил (для прикладу, за надмірного заглиблювання робочого органу). Такі сили знаходять враховуючи зачеплювання рушіїв з землею [2]:

$$P_{\max} = G_M (\lambda \cdot \varphi_c - \xi \cdot f_T), \quad (2.4)$$

де λ – величина коефіцієнту навантаженості ведучих коліс, $\lambda=1,0$;

φ_c – значення коефіцієнту зчеплення рушіїв з землею, $\varphi_c=1,5$;

ξ – величина коефіцієнту, який враховуватиме внутрішні затрати в рушіях, $\xi=0,5$.

Тоді:

$$P_{\max} = 9000 \cdot (1 \cdot 1,5 - 0,5 \cdot 1,3) = 7650 \text{ Н}.$$

Щоб забезпечити нормальну роботу двигунів має виконуватись наступна умова:

$$P_{\max} \leq P_{\partial\partial}, \quad (2.5)$$

де $P_{\partial\partial}$ – значення тягового зусилля, яке відповідає потужностям, що могли би розвивати двигуни враховуючи ККД трансмісій:

$$P_{\partial\partial} = \frac{N \cdot \eta_M}{V_K}, \quad (2.6)$$

де V_K – величина лінійної швидкості поверхонь коліс, яка зазвичай рівна швидкостям комбайну.

$$P_{\partial\partial} = \frac{106073 \cdot 0,7}{2,17} = 34217 \text{ Н}.$$

Отже, умова за якої забезпечується нормальна робота двигуна витримується, так як

$$P_{\max} = 7650 \text{ Н} < P_{\partial\partial} = 34217 \text{ Н}.$$

Тому наявний двигун в повній мірі задовольнятиме виконання поставлених завдань.

Продуктивність машини є одним із головних показників використання її в сільськогосподарському виробництві.

Знайдемо продуктивність згідно формули:

$$W = 0,1 \cdot B_p \cdot v_p \cdot T_p, \quad (2.7)$$

де B_p – величина ширини захвату комбайну, м; $B_p=2,7$;

v_p – величина робочої швидкості комбайну, км/год.; $v_p=5,5$ км/год.;

T_p – тривалість роботи, год.

$$T_p = T_{зм} \cdot \tau, \quad (2.8)$$

де $T_{зм}$ – тривалість зміни, год.; $T_{зм}=7$ год.;

τ – коефіцієнт, що враховує використання тривалість зміни.

$$T_p = 7 \cdot 0,7 = 4,9 \text{ год.}$$

Отже

$$W = 0,1 \cdot 4,9 \cdot 2,7 \cdot 5,5 = 7,28 \text{ га/зм.}$$

Знайдемо загальні витрати пального за формулою:

$$G_{заг} = G_p \cdot T_p + G_{хп} \cdot T_{хп} + G_з \cdot T_з, \quad (2.9)$$

де G_p – витрати пального при робочому ході; $G_p = 25 \dots 30$ кг;

$G_{хп}$ – витрати пального при холостих переїздах; $G_{хп} = 10 \dots 13,5$ кг;

$G_з$ – витрати пального при зупинках; $G_з = 2,5$ кг;

T_p – величина чистого робочого часу напротязі якого відбувається технологічна операція, $T_p = 4,9$ год.;

$T_{хп}$ – час при холостих переїздах, $T_{хп} = 1,1$ год.;

$T_з$ – час при зупинках, $T_з = 1,0$ год.

$$G_{заг} = 27 \cdot 4,9 + 11 \cdot 1,1 + 2,5 \cdot 1,0 = 146,9.$$

Знайдемо погектарні витрати пального за формулою:

$$G_{га} = \frac{G_{заг}}{W}, \quad (2.10)$$

де W – величина продуктивності комбайну, га/зм.

$$G_{га} = \frac{146,9}{7,28} = 20,18 \text{ кг/га.}$$

2.2. Розрахунок кінематичних параметрів трансмісії приводу

Володіючи значеннями частот обертання робочих органів і обертів на вихідних валах розподільчого редуктора визначимо кінематичні параметри

ланцюгових передач.

Для 1-ої ланцюгової передачі, яка з'єднує карданний вал та приводний вал копачів вибираємо ланцюгову передачу з параметрами зірочок $z_1^I = 32$, $z_2^I = 17$.

Передаточне число передачі:

$$i = \frac{z_1^I}{z_2^I} = \frac{32}{17} = 1,88.$$

Частота обертання веденої зірочки

$$n_B = n_{BX} \cdot i = 272 \cdot 1,88 = 511 \text{ об/хв.}$$

Для 2-ї передачі, врахувавши обмеження по габаритах для ведучої зірочки приймаємо $z_1^{II} = 11$ і знайдемо число зубів веденої зірочки, врахувавши, що її частота повинна бути $n \approx 175$ об/хв.

$$z_2^{вед} = \frac{n_B \cdot z_1^{II}}{n_P} = \frac{511 \cdot 11}{175} = 32,12. \quad (2.10)$$

Прийmemo $z_2^{вед} = 32$ зуби і уточнимо частоту обертання на валу роторного копача

$$n_P = \frac{n_B \cdot z_1^{II}}{z_2^{вед}} = \frac{511 \cdot 11}{32} = 175,6 \text{ об/хв.} \quad (2.11)$$

Розрахунок приводних ланцюгових передач

Для привода роторних копачів застосовують дві ланцюгові передачі.

Перша передача – від карданного валу до приводного валу ланцюгового редуктору привода роторних копачів, друга – ланцюгова передача цього ж ланцюгового редуктора.

Розрахунок приводних роликів ланцюгових передач проводимо у вигляді таблиці 2.2.

Таблиця 2.1 – Вихідні дані для розрахунків ланцюгових передач

Параметри	Значення	
	1-ша передача	2-га передача
Число валів, W	2	2
Частоти обертання ведучих валів, n , об/хв	270	511
Потужності на ведучих валах, N , кВт	4,8	4,2
Розрахункові ресурси, T , год	1500	1500
Коефіцієнти динамічності, K_d	1,7	1,7
Специфіка умов експлуатування	Пил у повітрі	Закритий редуктор

Таблиця 2.2 – Розрахунок привідних роликів ланцюгових передач

Розрахунковий параметр	Розрахункові формули	Величина	
		1-ша передача	2-га передача
1	2	3	4
Коеф. корисної дії, η	[13, табл.1]	0,92	0,96
Передавана потужність, N , кВт	N/η , [13, стор.10]	5,22	4,4
Коеф., що враховує тип ланцюга	[13,табл.3]	1	1
Коеф. що враховує рядність C_p	[13, табл.2]	1	1
Коеф. регул. натягів ланцюгів, C_H	[13, табл. 4]	1	1

Закінчення таблиці 2.2.

Коеф. валів, C_B	$C_B = 0,9^{W-2}$ [13, стор. 11]	1	1
Передавальне число передач, i	i (з кінематичних розрахунків)	1,88	2,9
Кількість зубів ведучих зірочок, z	z (з кінематичних розрахунків)	32	11
Коеф. впливів, C_H	[13, табл. 5]	0,8	0,86
Кількість зубів ведених зірочок	з кінематичного розрахунку	17	32
Граничне підвищення середніх кроків ланцюгів, $\Delta t_{CER}, \%$	ОСТ 23.2.54-82	3	3
Ресурс еталонних ланцюгів, T_E , год	[13, табл. 6]	15000	15000
Коеф., що враховує довговічність, C_D	$C_D = \sqrt[3]{T_E/T}$ [13, стор. 13]	2,2	2,2
Коеф. змащування, C_C	[13, табл. 7]	0,3	0,3
Розра. значення потужності, N_P , кВт	$N_P = \frac{N}{C_P C_T C_H C_D C_H C_B C_C}$	9,16	7,75
Табл. потужність, кВт Для 1-ої передачі: ($t = 19,05 \text{ мм}; n = 270 \text{ хв}^{-1}$) ($t = 25,4 \text{ мм}; n = 270 \text{ хв}^{-1}$) Для 2-ої передачі: ($t = 19,05 \text{ мм}; n = 511 \text{ хв}^{-1}$) ($t = 25,4 \text{ мм}; n = 511 \text{ хв}^{-1}$)	[13, табл. 8]	5,2 14,2	7,6 24

З розрахунків помітно, що для ланцюгів з кроком $t = 19,05 \text{ мм}$ задані ресурси не гарантовано $N_P < N_{19,05}$. Для другої передачі задані ресурси гарантовано із

значним значенням запасів $\frac{N_{25,4}}{N_P} = \frac{24}{7,75} = 3,09$.

З умов уніфікацій для ланцюгів та зірочок в ланцюгових передачах виберемо ланцюг з кроком $t = 25,4$ мм. Оскільки для відкритого типу передачі рекомендовано швидкості ланцюгів до 4 м/с, а для закритого типу 4-8 м/с.

Уточняємо швидкість ланцюга згідно формули [13, стор.15]:

$$V = \frac{z_1 \cdot t \cdot n_1}{60 \cdot 1000} . \quad (2.12)$$

Перша передача:

$$V = \frac{32 \cdot 25,4 \cdot 270}{60 \cdot 1000} = 3,6 \text{ м/с} < 4 \text{ м/с}.$$

Друга передача:

$$V = \frac{11 \cdot 25,4 \cdot 511}{60 \cdot 1000} = 2,38 \text{ м/с} < 4 - 8 \text{ м/с}.$$

Оскільки умови із обмеження швидкостей виконуються, остаточно приймемо ланцюг ПР-25,4-6000 ГОСТ 13568-75.

2.3. Міцнісні та перевіркові розрахунки

2.3.1. Розрахунок ведучого вала ланцюгового редуктора приводу на міцність

Вихідні дані для розрахунку.

Схему вала подано на рис.2.1. Крутні моменти, які передаються валом

складаються з суми моментів усіх трьох копачів. Максимальне значення крутного моменту на окремих валах приймаємо по граничному моменту запобіжних муфт, яка встановлюються на даних валах. Моменти передаються ланцюговими передачами ланцюгового редуктора. $M_{1KP\max} = 80 \text{ Нм}$, частота обертів вала $n = 511 \text{ об/хв}$, кутова швидкість вала $w_1 = 53,5 \text{ рад/с}$.

Матеріал для валу – сталь 45, нормалізована, $\sigma_{ПЧ} = 610 \text{ Н/мм}^2$, $\sigma_{\tau} = 360 \text{ Н/мм}^2$, число зубів зірочки $z = 11$, крок ланцюга $t = 25,4 \text{ мм}$, ширина маточини зірочки $L = 38 \text{ мм}$.

Розрахунки проведемо для валу першого копача з боку привода. Оскільки цим валом передається крутний момент на привід трьох копачів, то його значення приймемо згідно даних тензометрії $M_{KP} = 202 \text{ Нм}$.

Визначимо зусилля на валі при дії ланцюгової передачі:

$$P = K_B \cdot P_1 + 2P_0, \quad (2.13)$$

де K_B - величина коефіцієнту навантаження валу, $K_B = 1,05$ [14,табл.5.7];

$$P_1 - \text{колове зусилля ланцюгової передачі, } P_1 = \frac{N \cdot 10^3}{V},$$

$V = 2,38 \text{ м/с}$ – з попередніх розрахунків;

N - потужність на валу,

$$N = w_1 \cdot M_{1KP\max} = 53,5 \cdot 80 \cdot 10^{-3} = 4,28 \text{ кВт};$$

$$\text{тоді } P_1 = \frac{4,28 \cdot 10^3}{2,38} = 1798 \text{ Н};$$

P_0 - попереднє натягування ланцюга внаслідок провисання веденої вітки ланцюга,

$$P_0 = k_f \cdot q \cdot a \cdot g, \quad (2.14)$$

тут k_f - коефіцієнт, для вертикальних передач, $k_f = 1$, [14, стор.94];

q - маса 1м ланцюга, $q = 2,6 \text{ кг/м}$;

a - величина міжцентрової відстані ланцюгової передачі, $a = 0,398 \text{ м}$;

g - прискорення вільного падіння, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Відповідно

$$P_0 = 1 \cdot 9,81 \cdot 2,6 \cdot 0,398 = 10,2 \text{ Н.}$$

Отже

$$P = 1,05 \cdot 1798 + 10,2 = 1898 \text{ Н.}$$

Визначимо опорні реакції

$$\Sigma M_A = 0; \quad P \cdot 40 - R_B \cdot 80 = 0;$$

$$R_B = \frac{P \cdot 40}{80} = \frac{1898 \cdot 40}{80} = 949 \text{ Н};$$

$$\Sigma M_B = 0; \quad -P \cdot 40 + R_A \cdot 80 = 0;$$

$$R_A = \frac{P \cdot 40}{80} = \frac{1898 \cdot 40}{80} = 949 \text{ Н.}$$

Визначимо згинальний момент

$$M_{3\Gamma \max} = R_A \cdot 40 = 949 \cdot 40 = 37\,960 \text{ Нмм.}$$

Еквівалентний момент згідно III теорії міцності

$$M_{EKB} = \sqrt{M_{3\Gamma \max}^2 + M_{KP}^2} = \sqrt{38\,960^2 + 202\,000^2} = 203\,076 \text{ Нмм.}$$

Діаметр валу під зірочкою [15, формула 13.19]

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{EKB}}{0,1[\sigma_{-1}]_{3\Gamma ИИУ}}} = \sqrt[3]{\frac{203\,076}{0,1 \cdot 50}} = 34,2 \text{ мм.} \quad (2.15)$$

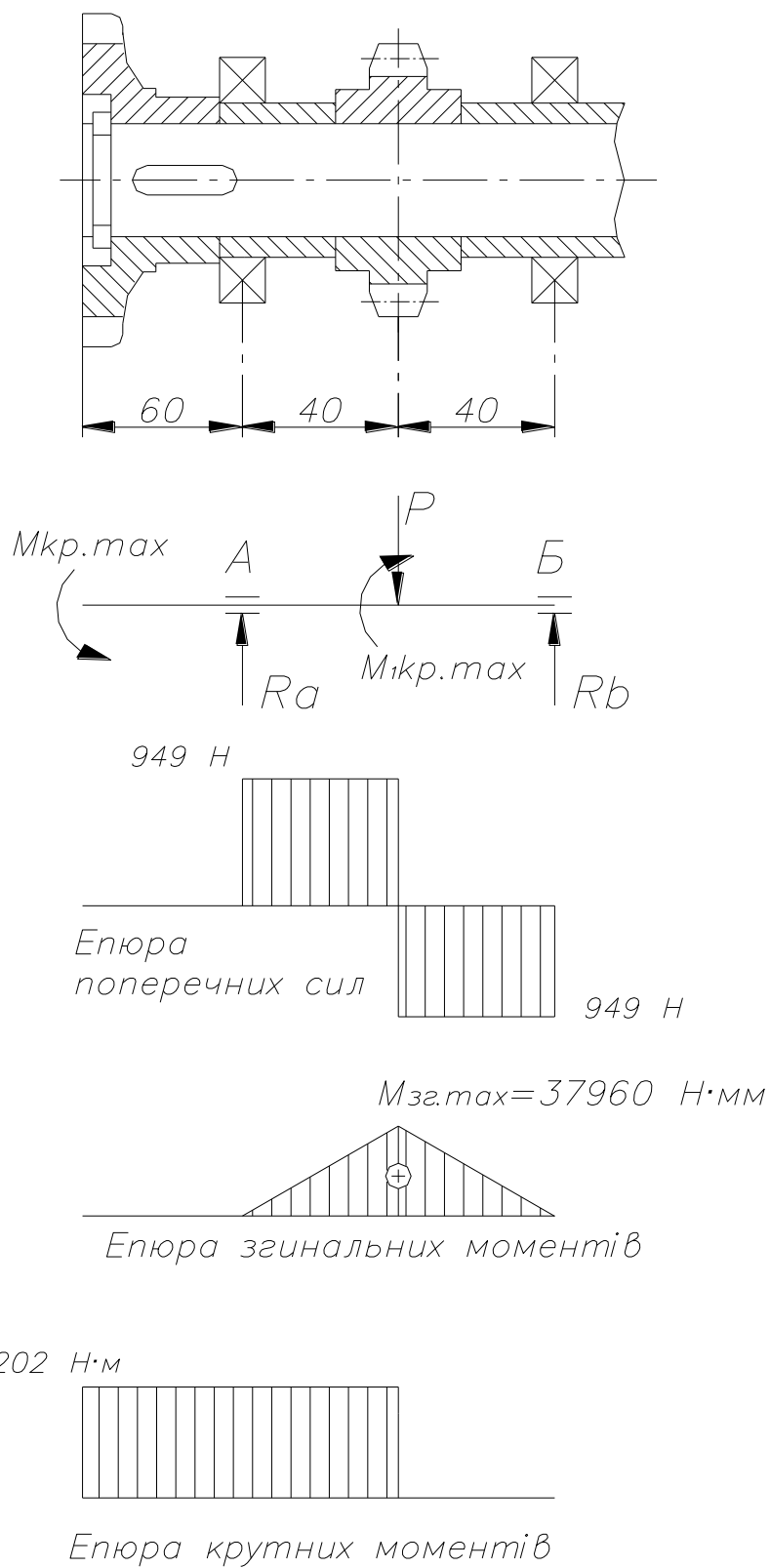


Рисунок 2.1 – Розрахункова схема і епюри моментів ведучого вала ланцюгового редуктора приводу роторного копача

Діаметер вихідного кінця валу [15, формула 13.16]:

$$d_K = \sqrt[3]{\frac{M_{KP}}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{202\,000}{0,1 \cdot 30}} = 32,5 \text{ мм.} \quad (2.16)$$

Прийmemo діаметр вала $d = 35 \text{ мм}$.

Межі витривалості для матеріалу вала сталь 45 [15, формули 13.24, 13.26]:

- при деформації згин

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

- при деформації кручення

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

Значення нормальних напружень для перерізу під зірочкою [15, формула 13.27]:

$$\sigma_{3Г} = \frac{M_{3Г}}{W} = \frac{37\,960}{4\,207} = 9,02 \text{ Н/мм}^2, \quad (2.17)$$

де W - момент інерції переріза валу під зірочкою,

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 35^3}{32} = 4\,027 \text{ мм}^3. \quad (2.18)$$

Значення дотичних напружень нульового циклу для перерізу під зірочкою [15, формула 13.28]:

$$\tau_m = \tau_T = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{M_{KP}}{2W_R}, \quad (2.19)$$

де W_K - момент опору перерізу вала при крученні [15, табл. 13.2].

$$W_K = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 35^3}{16} = 8\,414 \text{ мм}^3.$$

$$\text{Тоді } \tau_m = \frac{202\,000}{2 \cdot 8\,414} = 12 \text{ Н/мм}^2.$$

Масштабний чинник для валу $d = 35 \text{ мм}$ [15, табл. 13.3]:

$$\varepsilon_\sigma = 0,86; \quad \varepsilon_\tau = 0,74.$$

Коефіцієнти, для врахування впливу постійного значення складових циклу для середньо вуглецевої сталі [15, табл. 13.4]:

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

Значення ефективних коефіцієнтів концентрації напружень $K_\sigma = 1$, $K_\tau = 1$.

Коефіцієнт запаса міцності за нормальними напруженнями [15, формула 13.22]:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{260}{\frac{1}{0,86} \cdot 26 + 0,2 \cdot 0} = 8,6. \quad (2.20)$$

Коефіцієнт запаса міцності за дотичними напруженнями [15, формула 13.23]:

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} \tau_\tau + \psi_\tau \tau_m} = \frac{150}{\frac{1}{0,74} \cdot 12 + 0,1 \cdot 12} = 8,61. \quad (2.21)$$

Тому, міцнісні та жорсткісні характеристики валу забезпечені.

2.3.2. Розрахунок підшипників ведучого вала редуктора приводу

Перевіримо підшипники 209 ведучих валів редуктора, які працюють з ударними навантаженнями.

Частоти обертання і кутові швидкості вала: $n_1 = 511 \text{ хв}^{-1}$; $\omega_1 = 53,5 \text{ с}^{-1}$.

Величина реакцій в підшипниках є рівними між собою $R = 949 \text{ Н}$ (з попередніх розрахунків). Величину осьової сили, що виникають через перекося при встановлюванні муфт ланцюгового типу приймаємо рівною 20% від радіальної:

$$F = 0,2R = 0,2 \cdot 949 = 190 \text{ Н}.$$

Задане значення довговічності підшипників прийmemo $L_h = 15\,000 \text{ год}$.

Характеристики підшипна: величина радіальних і осьових вантажопідйомностей [14, табл. К27]

$$C_r = 32 \text{ кН}; \quad C_{OЧ} = 17,8 \text{ кН}.$$

Коефіцієнти обертів $V = 1$, оскільки обертаються внутрішні кільця підшипників.

Величина коефіцієнту радіальних навантажень для радіального підшипника $X = 0,56$; [14, табл. 9.1].

Величина коефіцієнта безпеки $K_B = 1,3$; [14, табл. 9.4].

Величина температурного коефіцієнта $K_T = 1$; [14, табл. 9.5].

Розрахуємо відношення

$$\frac{R_a}{VR} = \frac{190}{1 \cdot 949} = 0,2; \quad \text{тут } R_a = F;$$

$$\frac{R_a}{C_{OЧ}} = \frac{190}{17\,800} = 0,011.$$

Із [14, табл. 9.2] знайдемо величину коефіцієнта впливу осьових навантажень $e = 0,18$.

Величина коефіцієнта осьових навантажень $Y = 2,3$.

Із співвідношення $\frac{R_a}{VR} < e$ [14, табл. 9.1] виберемо формули і визначимо еквівалентні динамічні навантаження:

$$R_E = V \cdot R \cdot K_B \cdot K_T = 1 \cdot 949 \cdot 1 \cdot 3 \cdot 1 = 1\,233 \text{ Н.} \quad (2.22)$$

Визначимо величину динамічної вантажопідйомності:

$$C_{\text{чр}} = \sqrt[3]{R_E \cdot 573 w_1 \cdot \frac{L_n}{10^6}} = 1233 \cdot \sqrt[3]{573 \cdot 53,5 \cdot \frac{15\,000}{10^6}} = 961 \text{ Н} < C_{\text{ч}}. \quad (2.23)$$

Визначимо значення довговічності підшипника:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{573 \cdot w_1} \cdot \left(\frac{C_{\text{ч}}}{R_E} \right)^3 = \frac{10^6}{573 \cdot 53,5} \cdot \left(\frac{32 \cdot 10^6}{1\,233} \right)^3 = 570\,000 > L_h. \quad (2.24)$$

Підшипник задовольняє вимоги за довговічністю і вантажопідйомністю.

2.3.3. Розрахунки ланцюгових муфт з'єднання приводних валів з валами приводу

Визначимо величини розрахункових крутних моментів M_P за залежністю [16, стор.21]:

$$M_P = \frac{9740 N \cdot K_E}{n}, \quad (2.25)$$

де N - величина потужності на приводних валах горизонтальних валів привода кореневикопуючих роторних органів, з попередніх розрахунків $N = 5,22$ кВт;

n - значення частоти обертання вала, $n = 511$ хв⁻¹;

K_E - величина коефіцієнту експлуатації:

$$K_E = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4, \quad [16, \text{стор.22}]. \quad (2.26)$$

Врахувавши нерівномірність навантаження з поштовхами, а також горизонтальність розміщення з'єднаних валів, періодичність змащування ланцюгових муфт, двозмінність роботи:

$$K_1 = 1,3; \quad K_2 = 1; \quad K_3 = 1,25; \quad K_4 = 1,25,$$

Величину коефіцієнта експлуатації:

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

Отримаємо

$$M_P = 9740 \cdot \frac{5,22 \cdot 2,03}{511} = 202 \text{ Нм.}$$

З [16, табл.1] приймемо ланцюгові муфти з кроком 25,4мм з кількістю зубців $z = 12$, ланцюги ПР 25,4-6000 у відповідності з ГОСТ 13568-72, з номінальним крутним моментом муфти 250 Нм.

Властивості муфт:

- кутові зміщення осей валів $[\beta]$ не більш як 1° ;
- радіальні зміщення осей валів $[q]$ не більш як 0,2 мм.

Матеріали півмуфт – сталь з механічними характеристиками не нижчими

Ст.45 за ГОСТ 1050-74. Значення твердості зубців і впадин півмуфт має бути в межах HRC 42-52.

При складанні муфт на зубці півмуфт і ланки ланцюгів слід наносити консистентне змащування не гірше УС-1 згідно ГОСТ 1033-79.

2.3.4. Розрахунок шпонкового з'єднання приводного вала і півмуфти ланцюгової муфти

Вихідні дані берем із попередніх розрахунків:

Діаметр валу $d = 35$ мм.

Шпонка 10x8x36 – виберемо з конструктивних міркувань в залежності від діаметрів вала.

Максимальні крутні моменти, що передаються шпонковими з'єднаннями $M_{KP} = 202$ Нм.

Допустимі величини напружень на зминання та зрізування при сталевих з'єднаннях валів і маточин:

$$[\sigma]_{3M} = 150 \text{ Н/мм}^2; \quad [\tau]_{3P} = 90 \text{ Н/мм}^2.$$

Умова на міцність при зминанні [15, формула 4.1]:

$$\sigma_{3M} \approx \frac{4,4M_{KP}}{l_P \cdot d \cdot h} < [\sigma]_{3M}, \quad (2.27)$$

$$\sigma_{3M} \approx \frac{4,4 \cdot 202 \cdot 10^3}{(36 - 10) \cdot 35 \cdot 8} = 122 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma]_{3M}.$$

Умова на міцність при зрізі [15, формула 4.2]:

$$\tau_{3P} \approx \frac{2M_{KP}}{l_P \cdot d \cdot b} < [\tau]_{3P}, \quad (2.28)$$

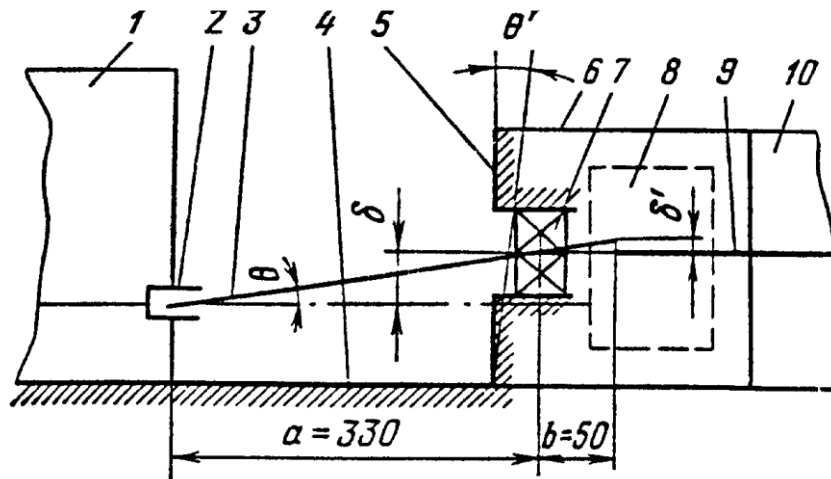
$$\tau_{3P} \approx \frac{2 \cdot 202 \cdot 10^3}{(36 - 10) \cdot 35 \cdot 10} = 44,3 \text{ Н/мм}^2 < [\tau]_{3P}.$$

Умови міцності шпонки на зрізування та зминання забезпечуються.

3. ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ОБ'ЄКТУ РОЗРОБКИ

3.1. Дослідження жорсткості рами двигуна

З досвіду експлуатації, у вітчизняній бурякозбиральній техніці нерідко руйнується вузол, який призначений для з'єднання колінчатого вала двигунів СМД-60 з гідронасосами Sauer. Як наслідок, виходять з ладу передні підшипники валів гідронасосів і вони виходять з ладу. Так як вали насосів і проміжні вали, які з'єднуються зубчастими муфтами, що передають момент приводу гідронасосу (близько 40 кВт), виникає потреба враховувати технологічні моменти при виготовленні та монтажі вузлів як одні із можливих причини їх поломок.



1 – двигун; 2 – шліцьове закінчення валу двигунів; 3 – проміжний вал;
4,5 – рамна конструкція двигуна та її опорний торець; 6 – простановка;
7 – підшипники проміжних валів; 9 – вал гідронасосу; 10 – гідравлічний насос; δ, δ' - монтажні радіальні і радіальні зміщення валів в муфтах;
 θ, θ' - кути повороту перерізів та перпендикулярності торцевих площин відносно осей валів

Рисунок 3.1 – Схема з'єднування колінчастого вала двигуна СМД-60 з валом гідроциліндру Sauer

Для вирішення цієї проблеми проводилися дослідження жорсткостей рам

двигунів для виключання перекошування осей валів у ході їх роботи та технологій складання гідронасосів, консольно закріплених на рамах. При цьому уточнювались можливі значення зсувів і кути перекосів місця кріплення насосів до рам, що визначали величину радіального биття і перекосів валів, котрі потрібно було компенсовувати при допомозі зубчастих муфт. По величинах деформації рам можна мати уяву про умови роботи зубчастих муфт, так як за якісного монтажу (коли забезпечується співвісність валів) умови їх роботи будуть залежати в основному від деформацій рам двигунів.

У якості вихідних даних при розрахунках жорсткостей рам приймалося: потужність двигуна складає $P_d = 118$ кВт; номінальні частоти обертів колінчатих валів $n_n = 1900$ хв⁻¹; максимальна величина крутного моменту при 1500 хв⁻¹; вага $G_M = 9$ кН. Рами двигунів коренезбиральних машин складаються з двох лонжеронів швелерного перерізу з осьовими моментами інерції перетинів $I_z = 242 \cdot 10^4$ мм⁴. Лонжерони в передніх частинах з'єднуються поперечними балками, що служать для закріплення передніх опор двигунів та опорних торцевих площин простановки гідронасосів, до яких для забезпечення жорсткості приварено косинки та розкоси.

Розрахункова схема максимально навантажених лонжеронів та розміри рамної конструкції подано на рис. 3.2.

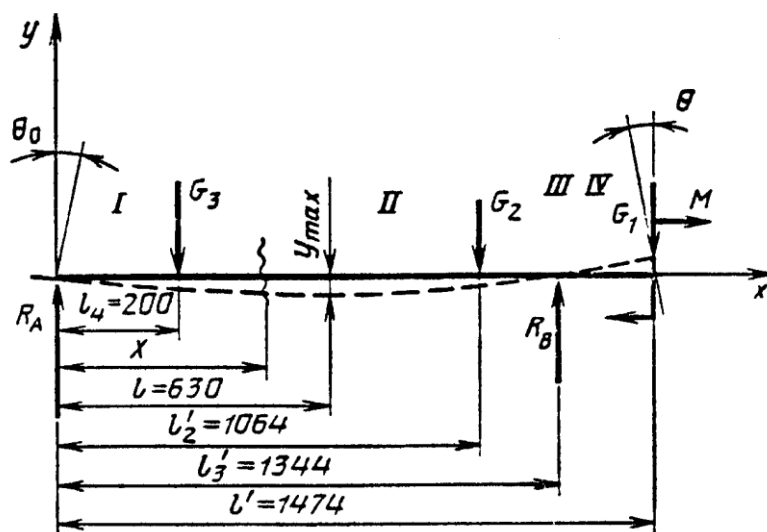


Рисунок 3.2 – Розрахункова схема максимально навантажених лонжеронів рами двигуна СМД-60

Значення окремих зусиль складають:

$$G_1=450 \text{ Н}, \quad M=190 \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad G_2=490 \text{ Н}, \quad G_3=9300 \text{ Н}, \quad R_A=7833 \text{ Н}, \quad R_B=2407 \text{ Н}.$$

З метою розрахунків деформацій лонжеронів складаємо рівняння прогинів балки, застосовуючи метод початкових параметрів:

$$EIy(x) = EIy_0 + EI\theta_0 x + \frac{R_A x^3}{6} - \frac{G_3 (x-l_4)^3}{6} - \frac{G_2 (x-l_2')^3}{6} + \frac{R_B (x-l_3')^3}{6}. \quad (3.1)$$

Вихідні умови:

$$EIy(x=0); \quad 0 = EIy_0;$$

$$EIy(x=l_3' = 1344 \text{ мм}) = 0;$$

$$0 = EI\theta_0 \cdot 1344 + \frac{7833 \cdot 1344^3}{6} - \frac{930(1344 - 200)^3}{6} - \frac{490(1344 - 1064)^3}{6};$$

Тоді за $x=l_3'$, коли $y(l_3')=0$, отримуємо $\theta = 1,24 \cdot 10^{-3}$ рад. За $x=l'$ (у місці закріплення гідравлічного насоса) величина прогину $y(l') = 0,085 \text{ мм}$.

Згідно залежності (3.1) значення прогинів лонжеронів у місцях прикладання зусиль G_2 , G_3 , і за $x=l \approx 630$ мм (у точці максимального прогину) відповідно складатимуть: $y(l_4) = -0,32$ мм; $y(l_2') = -0,21$ мм; $y(l) = -0,6$ мм.

Лінія прогинів лонжеронів рами показано на рис. 3.2 штриховою лінією.

Після диференціювання залежності (3.1) отримуємо:

$$EI\theta(x) = y'(x) = EI\theta_0 + R_A x^2 / 2 - G_3 (x-l_4)^2 / 2 - G_2 (x-l_2') / 2 + R_B (x-l_3')^2 / 2. \quad (3.2)$$

Тоді за $x=l'$ (в торці кріплення гідравлічного насосу) кути поворотів перерізу $\theta(l') = 1,16 \cdot 10^{-4}$ рад.

З проведених розрахунків слідує, що жорсткість лонжеронів є достатньою для забезпечування співвісності валів двигунів та гідронасосів при дії реальних навантажень на рамну конструкцію.

Тому, відповідно робота муфт в цілому залежить від забезпечування співвісності вала двигунів та гідравлічного насосу при виконанні складальних робіт. Це приводить до ускладнювання технологій виготовлення вузлів та до ускладнювання самих процесів складання. Тому запропоновано заміну приводу гідронасосів на з'єднаннях за допомогою зубчастих муфт на приводи на з'єднаннях за допомогою карданів. Це дозволить спростити виготовлення та процес складання, підвищить надійність роботи гідронасосу та збільшить термін його служби.

3.2. Розробка моделі лонжерона рами двигуна

Проведемо аналіз напружено-деформованого стану лонжерона рами двигуна. Дослідимо вплив конструктивних отворів у швелері на його напружено-деформований стан у порівнянні із швелером без отворів.

За допомогою програми SolidWorks створимо твердотільну модель швелерної балки (рис. 3.3).

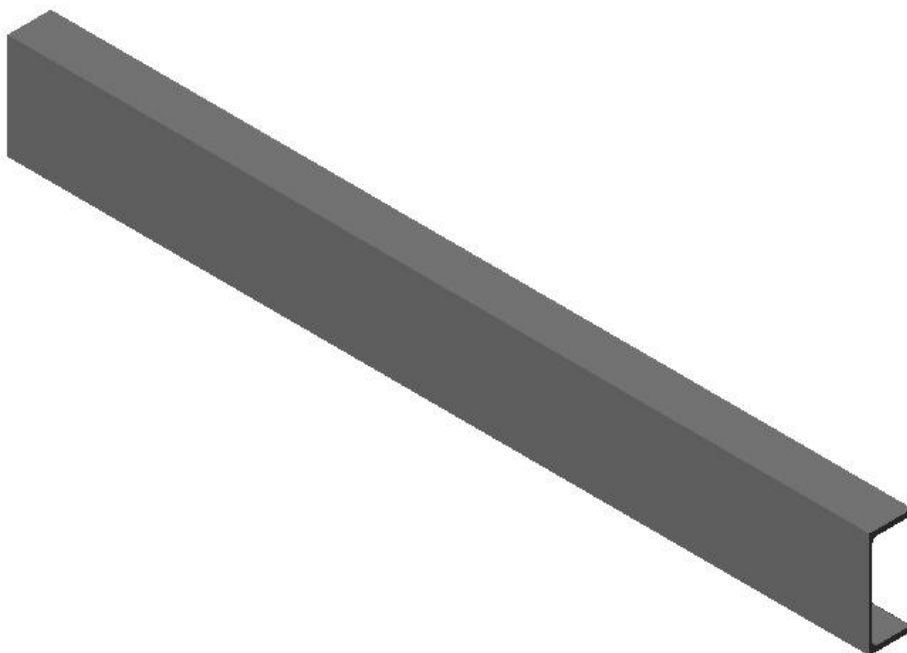
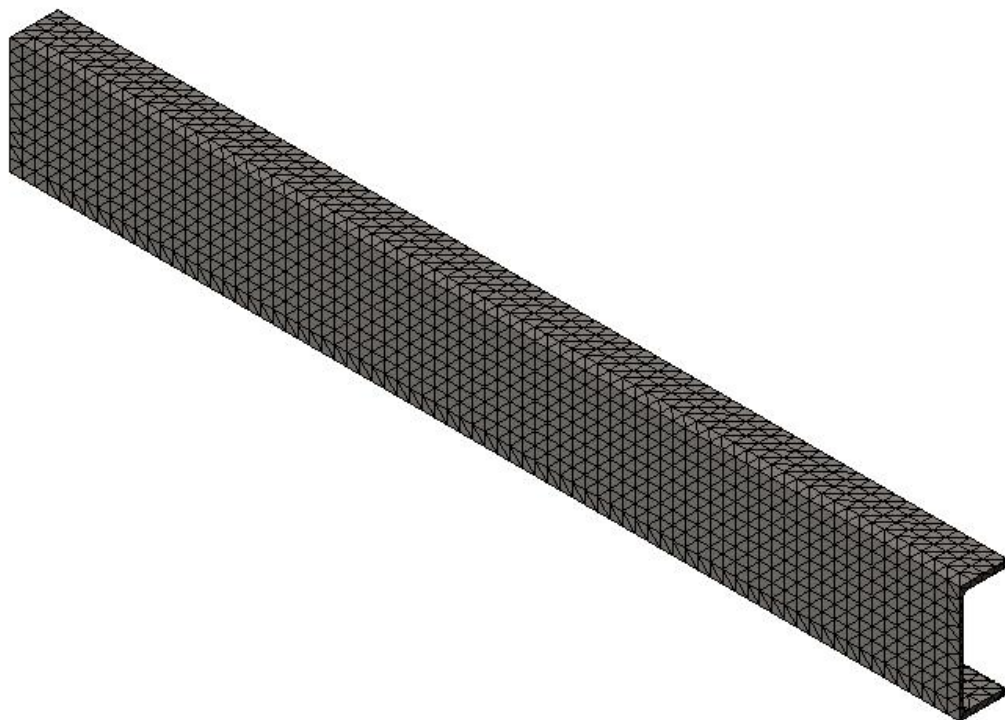


Рисунок 3.3 – 3D модель лонжерона рами двигуна

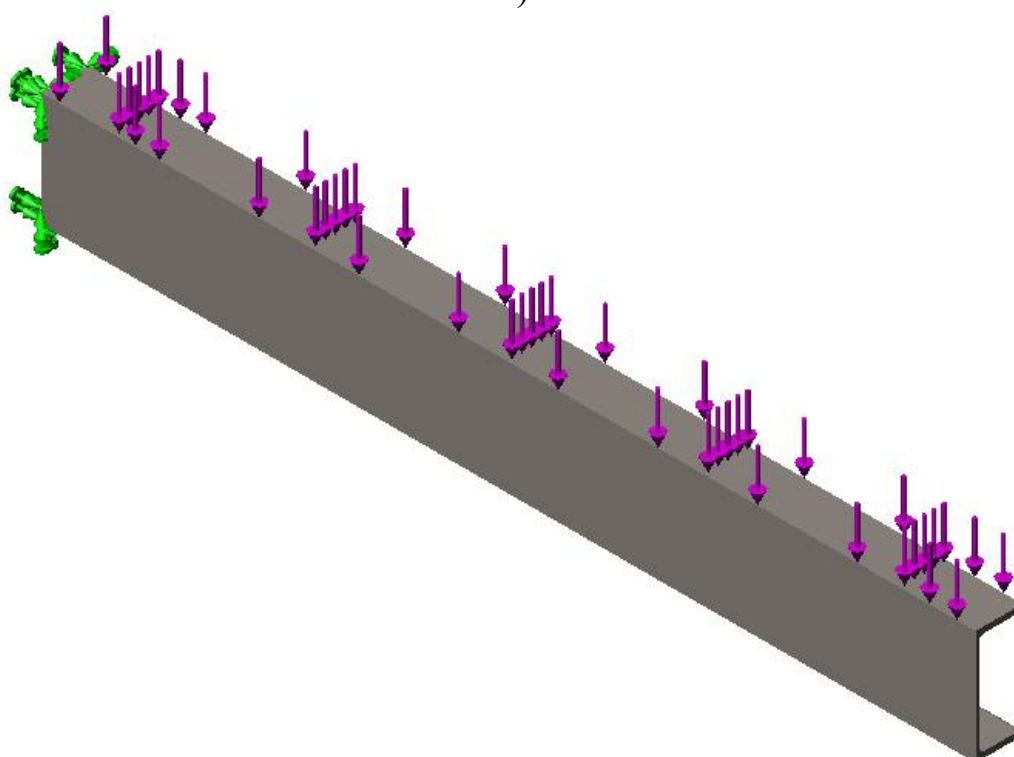
При допомозі модуля CosmosWorks програми SolidWorks проаналізуємо напружено-деформований стан швелерної балки.

Для цього створимо сітку кінцевих елементів на 3D-моделі повздовжнього лонжерона рами (рис. 3.4, а).

Задаємо умови закріплення – защемлення одного кінця балки, інший кінець залишаємо вільним. Задаємо навантаження на швелерну балку – рівномірно розподілене зусилля 4000 Н (рис. 3.4, б).



а)



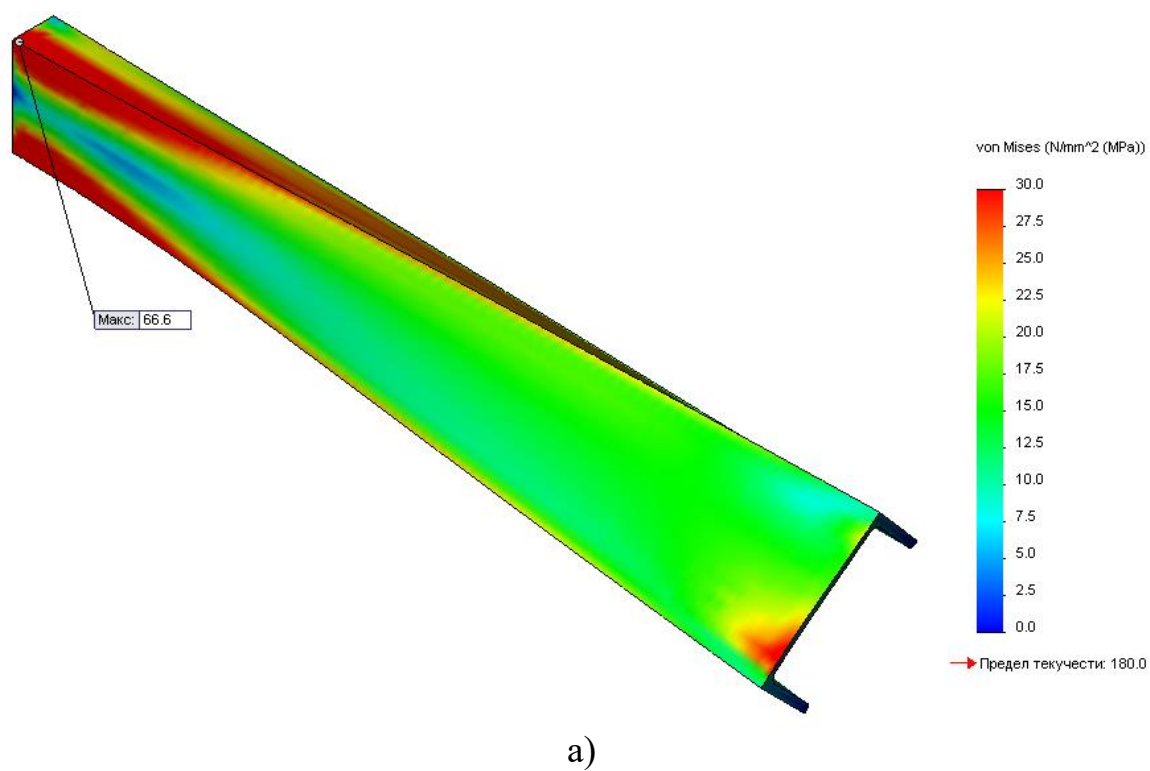
б)

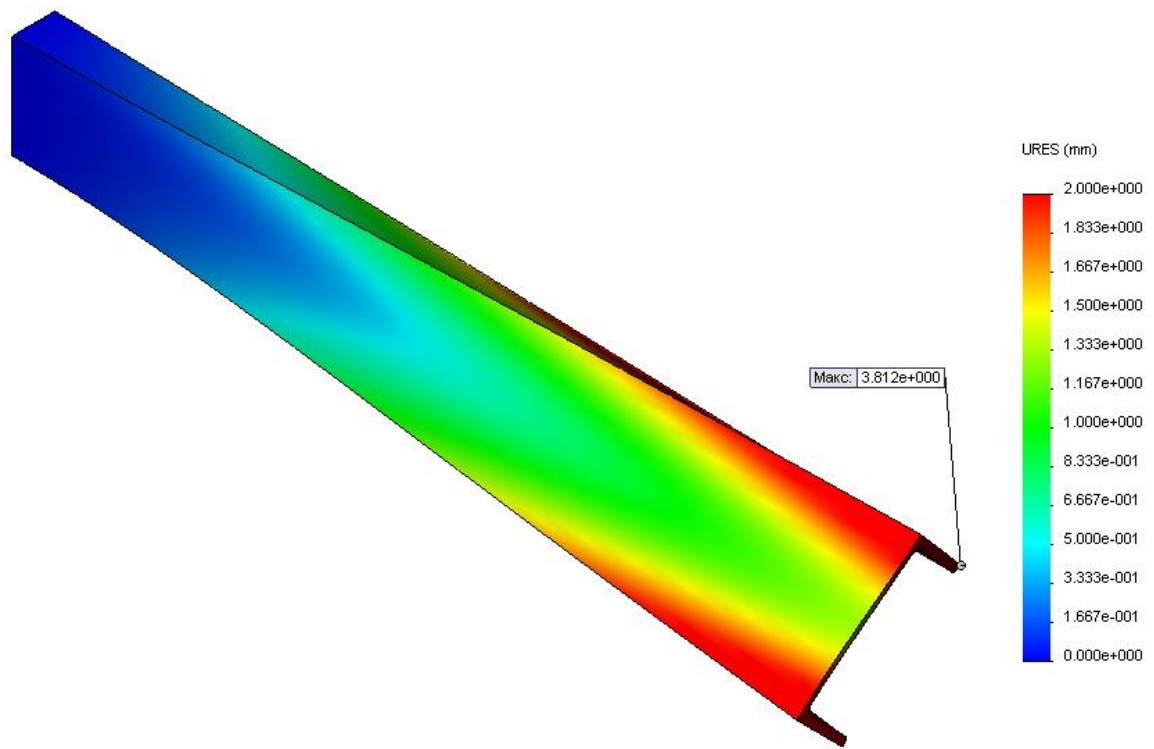
Рисунок 3.4 – Моделювання швелерної балки рами

Проводимо розрахунок напружено-деформованого лонжерона рами при допомозі модуля CosmosWorks програми SolidWorks.

3.3. Аналіз даних за результатами досліджень

Результати розрахунку швелерної балки без отворів подано на рис. 3.5, а результати розрахунку швелерної балки з отворами – на рис. 3.6.





б)

Рисунок 3.5 – Результати розрахунків НДС швелерної балки без отворів:

а – величини напружень, МПа; б - значення переміщень точок, мм.

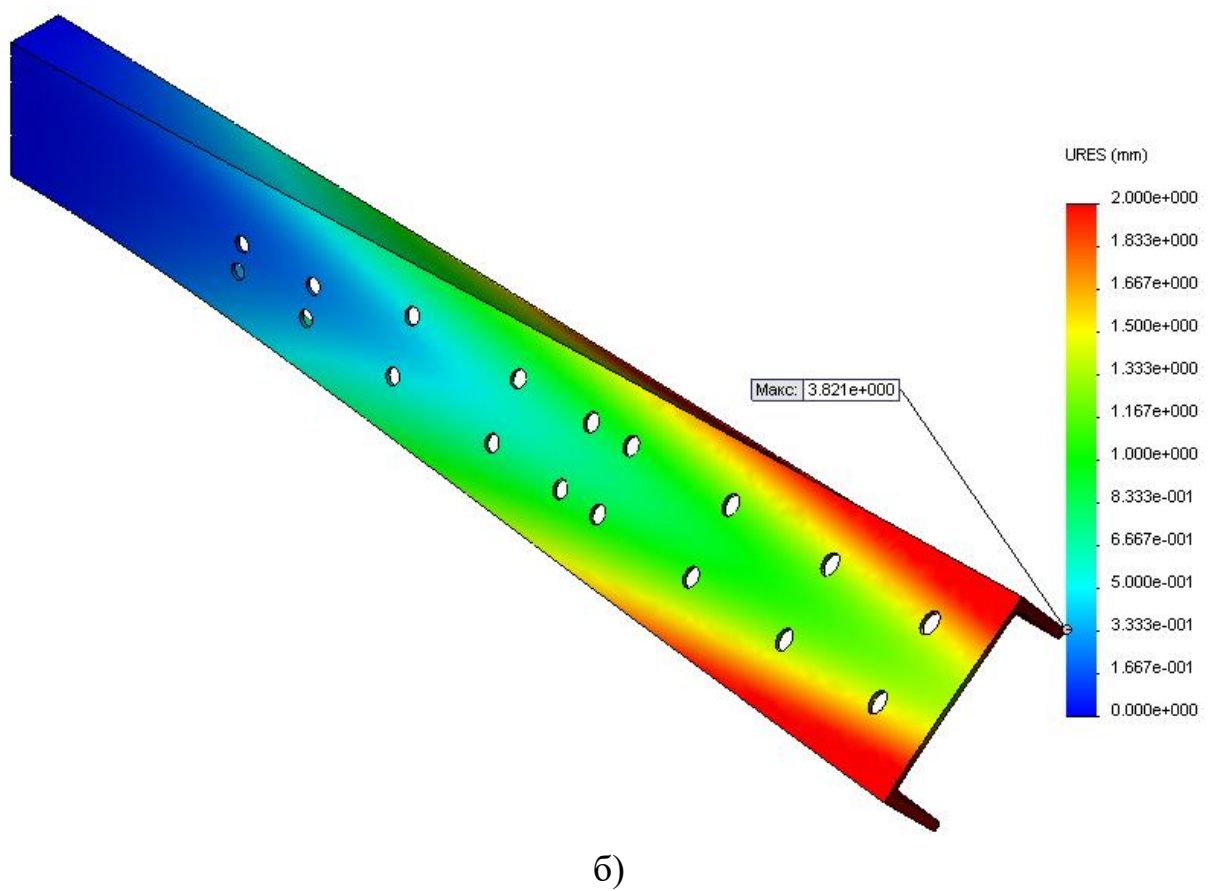
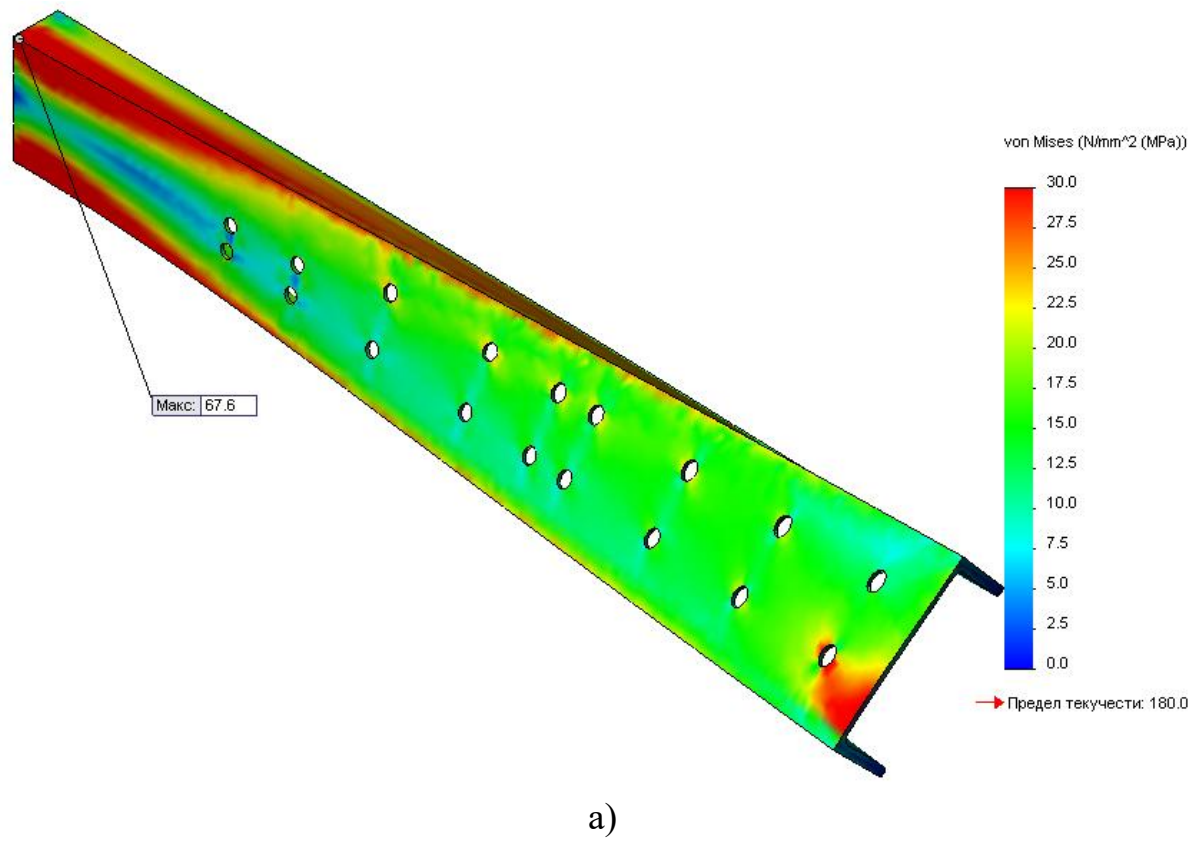


Рисунок 3.6 – Результати розрахунків НДС швелерної балки з отворами:
а – величини напружень, МПа; б – значення переміщень точок, мм.

Як видно, отримані методом скінчених елементів результати розрахунку показують, що отвори у стінці балки не суттєво впливають на її напружено-деформований стан.

Максимальні напруження в спостерігаються поблизу місця зацмлення балки і відрізняються лише на 1 МПа – для балки без отворів напруження становлять 66,6 МПа, а для балки з отворами - 67,6 МПа.

Жорсткість балки також змінюється не суттєво – максимальне переміщення вільного кінця балки без отворів становить 3,812 мм, а балки з отворами – 3,821 мм (різниця $\approx 0,01$ мм).

Розподіл коефіцієнтів запасу міцності по балці без отворів показано на рис. 3.7, а для балки з отворами – на рис. 3.8.

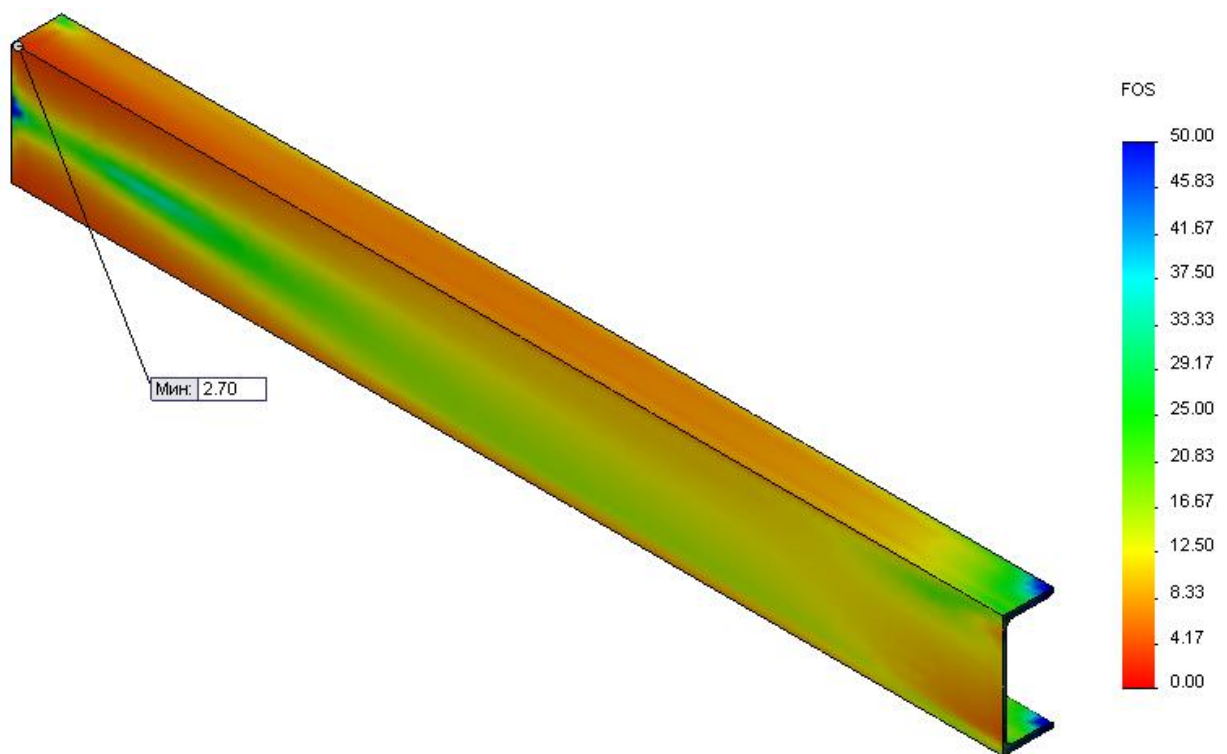


Рисунок 3.7 – Розподіл запасу міцності по швелерній балці без отворів

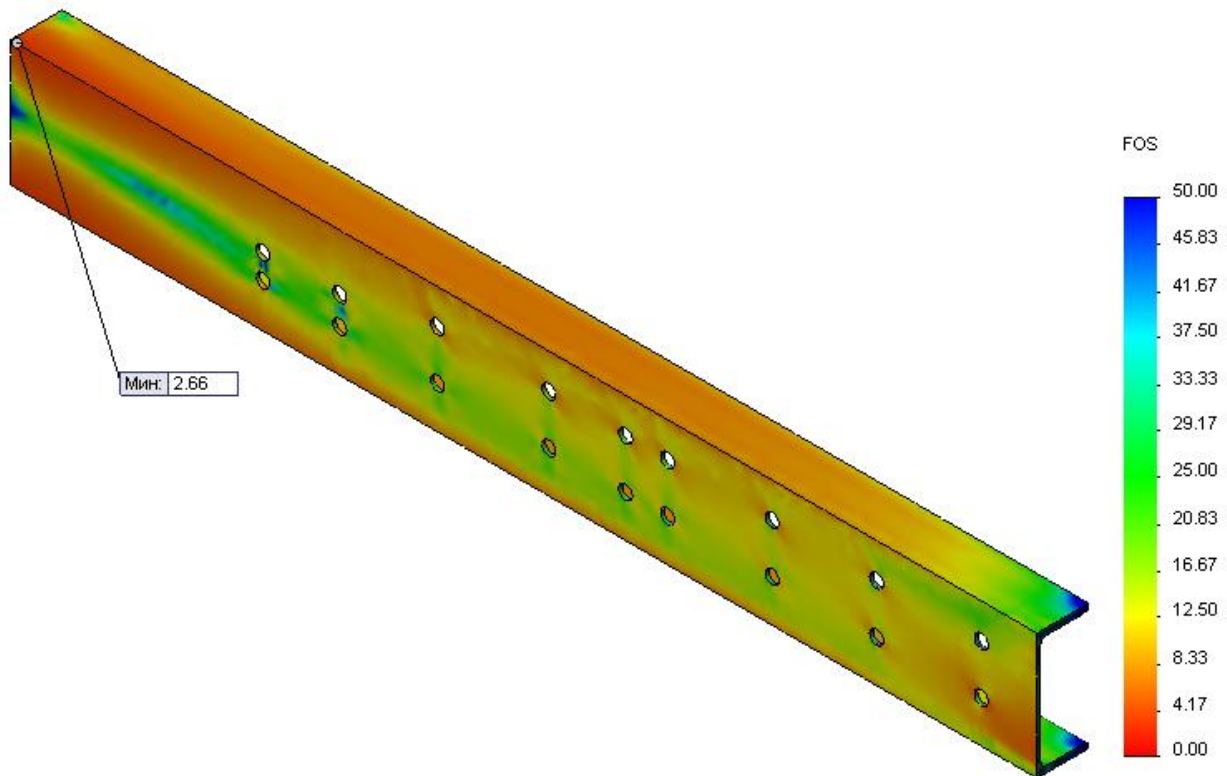


Рисунок 3.8 – Розподіл запасу міцності по швелерній балці з отворами

Для балки без отворів коефіцієнт запасу міцності становить 2.7, а для балки з отворами у стінці – 2.66. Відповідно, для розглядуваних балок коефіцієнти запасу міцності відрізняються мало – лише на 0,04.

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1. Вимоги техніки безпеки при експлуатації коренезбиральних машин

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

У машині повинна 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 проведення робіт.

Перед запуском двигуна машини потрібно впевнитися у справності механізму блокування запуску.

Перед запуском двигуна ручка перемикання діапазонів повинна бути у нейтральному положенні, а педалі керування гідронасосом у одній площині. При цьому важіль керування гідронасосом повинен знаходитися у вертикальному положенні. Муфта приводу робочих органів - виключена.

Перед вмиканням передач, а також початком руху, водій повинен впевнитися у відсутності сторонніх осіб на машині або поблизу 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.

При русі машини водій повинне 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 чіпати руками робочі органи машини при працюючому двигуні.

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

Швидкість руху машини при значних нахилах дороги повинна бути до 4км/год, поздовжнім кутом нахилу до 7%.

При поворотах і розворотах швидкість потрібно зменшити до 3км/год.

При тривалих переїздах машини (більше 15-20км) паси приводу робочих органів потрібно зняти.

Рух дорогами загального користування проводиться відповідно до “Правил дорожнього руху” і при включених безперервних маячках оранжевого або білого кольорів.

Переїжджати у тунелях, через греблі, мости (якщо дозволяють габарити і вантажопідйомність) потрібно тільки на пониженій швидкості при безперервно ввімкнених пробліскових маячках.

Після зупинки машини необхідно обов’язково перевести ручку переключення діапазонів у нейтральне положення.

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

Всі види регулювань і технічного обслуговування виконуються при виключеному двигуні (крім деяких регулювань двигуна і діагностики).

Забороняється будь-що робити під машиною, якщо копачі підняті і під колеса не підставлені упори-клини.

При м’якому ґрунті під домкрат кладуть міцну дошку. Якщо при проведенні технічних оглядів або ремонті потрібно підняти одну із сторін машини,

користуються домкратом вантажопідйомністю не менше 5т.

Не можна знаходитись під машиною, яка піднята на домкрат. Місця встановлення домкрата і опор для піднімання різних частин машини вказано на машині.

Буксирування машини здійснюється лише на жорсткому зчепленні з ввімкненою передачею згідно з “Правилами дорожнього руху”.

Категорично забороняється:

а) курити на машині поблизу складування сіна , соломи та інших місць підвищеної пожежонебезпеки;

б) заправляти двигун паливом у місцях складування (сіна, соломи) та інших місцях підвищеної пожежонебезпеки;

в) проводити ремонт машин та інші роботи з використанням відкритого вогню у місцях складування сіна, соломи й інших місцях підвищеної пожежонебезпеки.

До початку збиральних робіт машина повинна бути обладнана вогнегасником та лопатою.

У нічний при виході з ладу електрообладнання користуватися вогнебезпечними ліхтарями.

Щоб попередити замикання проводів потрібно кожного дня перевіряти справність електропроводки, слідкувати за якістю ізоляції електропроводів і не допускати забруднення їх маслом і пилом.

При заправці машини і перевірці його рівня не можна користуватися відкритим вогнем і курити, допускати підтікання мастила у місцях з'єднання трубопроводів. Своєчасно усуньте підтікання у системі живлення і змащення двигуна. Пролите паливо і масло треба витерти.

Необхідно своєчасно очищати машину, двигун, захисні сітки радіаторів від рослинних залишків, випускати трубу і колектор від нагару.

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

Паливопроводи необхідно чистити на двигуні після перекриття подачі палива. У машин, які пройшли технічне обслуговування не повинно бути

підтікання палива.

Особи, які працюють на машині, а також які беруть участь у проведенні технічного обслуговування, повинні здати пожежотехнічні мінімуми.

4.2. Заходи безпеки при роботі з бурякозбиральною технікою в аварійних ситуаціях

1. При будь-яких несправностях бурякозбирального агрегату потрібно негайно його зупинити.
2. Якщо стався нещасний випадок, слід повідомити адміністрацію.
3. Потерпілому надати першу долікарську допомогу.
4. Місце нещасного випадку зберегти без змін до повного розслідування.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Завданням кваліфікаційної роботи було удосконалення коренезбиральних машин типу КС-6Б, шляхом розробки приводу гідронасоса та обґрунтування його основних параметрів.

У роботі розглянуто наступні питання.

Проаналізовано особливості виконання операції збирання цукрових буряків коренезбиральними машинами і розглянуто основні переваги та недоліки подібних машин.

Розглянуто будову, принцип роботи коренезбиральної машини КС-6Б.

Проведено розрахунки основних параметрів коренезбиральної машини КС-6Б, такі як технологічні, конструктивні та енергетичні.

Внесено зміни у наявну конструкцію приводу гідронасосу машини КС-6Б, шляхом заміни приводу гідронасоса на з'єднанні за допомогою зубчастої муфти на привід на з'єднанні за допомогою кардана.

Це дасть спрощення виготовлення та складання, збільшення надійності роботи гідронасоса та продовження строку його служби.

У роботі проведено міцнісні та перевіркові розрахунки.

Досліджено напружено-деформований стан лонжерона рами двигуна.

У кваліфікаційній роботі розглянуто питання з охорони праці при роботі з бурякозбиральною технікою та безпеки у надзвичайних ситуаціях.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. .Гевко Р.Б. Машины сільськогосподарського виробництва. /Гевко Р.Б., Ткаченко І.Г., Павх І.І. - Тернопіль, 2005.- 228с.
2. И.Б.Барский и др. Конструкция, основы теории и расчет тракторов., М.:Высшая школа, 1971р. – 430с.
3. Козяков В.Ф. , Морозова Л.Л. Охрана труда в машиностроении. -Москва. Агропромиздат. 1998. - 320 с.
4. Кучерявий В.П. Екологія. Підручник. – Львів. Світ. 2000.-418 с.
5. Луковников А.В. , Шкрабак В.С. Охрана труда. Учебник для вузов. Москва. Агропромиздат. 1991. - 312 с.
6. М.И.Клецкин. Справочник конструктора с/х машин.ТЗ., М.: Машиностроение, 1969р – 430с.
7. Матрин Ю.Н. , Малахов И.Н. Выбор и оптимизация технико-экономических показателей машин.- Москва. 1987. – 140 с.
8. Опір матеріалів. Під заг. ред. акад. АН УРСР Г. С. Писаренко. – К.: Вища школа, 1974. – 304 с.
9. Рыбак Т. И. Исследование несущей способности и долговечности машин для химической защиты в растениеводстве. – Киев: Наук. думка, 1985. – 232 с.
10. Справочник металлиста, том 2., под редакцией А. Г. Рахштадта, В. А. Брострема, М.: Машиностроение, 1976. – 717 с.;
11. Тимошенко С. П. Курс сопротивления материалов. – Л.: Государственное издательство, типография имени Н. Бухарина, 1940. – 587 с.
12. Цивільна оборона. Підручник / За редакцією полковника В.С. Франчука. – Видання 2-ге доповнене.-2001.- 256 с.
13. Цепи приводные роликовые для сельскохозяйственных машин. Типы, основные параметры и размеры ОСТ 23.2.472-84.
14. А.Е. Шейнблит. Курсовое проектирование деталей машин. М.Высшая школа, 1991.

15. Чернин И.И., Кульмин А.В., Ицкович Г.М. Расчеты деталей машин. Минск. Высшая школа, 1974.
16. Муфты цепные соединение. Технические условия ОСТ 23.2.406-83.
17. Соединения зубчатые прямобочные. Методы расчета нагрузочной способности ГОСТ 21425-75.
18. 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.
19. Хомик Н.І. Основи агрономії. Курс лекцій /Хомик Н.І., Довбуш А.Д., Олексюк В.П. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2015. – 300 с.
20. Гевко Р.Б. Оцінка ринкової вартості та конкурентоспроможності машин і технологій. /Гевко Р.Б., Гарькавий А.Д., Гладич Б.Б., Павх І.І., Павелчак О.Б. – Тернопіль: ТДПУ, 2004.- 199с.
21. Хомик Н.І. Методичний посібник до виконання дипломної роботи для здобуття освітнього ступеня «магістр» для студентів денної та заочної форм навчання спеціальності 133 Галузеве машинобудування з орієнтацією на спеціалізацію «Машини сільськогосподарського виробництва» / Н.І. Хомик, М.Я. Сташків, В.П. Олексюк. – Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2018. – 164 с.
22. 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.

Додатки