

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Механіко – технологічний факультет

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

**Завідувач кафедри
Тракторів і автомобілів**
(назва кафедри)

_____ Калінін Є.І.
(підпис) (ПІБ)

“ ___ ” _____ 2025 р.

ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ БАКАЛАВРА

**на тему «Підвищення ефективності роботи універсально-просапного
трактора при агрегатуванні з силосозбиральним комбайном»**

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

Гарант освітньої програми

К.т.н., доцент
(науковий ступінь та вчене звання)

_____ (підпис)

Сівак І.М.
(ПІБ)

Керівник дипломного проєкту бакалавра

К.т.н., доцент
(науковий ступінь та вчене звання)

_____ (підпис)

Колеснік І.В.
(ПІБ)

Виконав

_____ (підпис)

Ілляшенко Катерина Анатоліївна
(ПІБ студента)

КИЇВ – 2025

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Механіко – технологічний факультет

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Тракторів і автомобілів

д.т.н., професор

(науковий ступінь, вчене ваня) (підпис)

Калінін Є.І.

(ПІБ)

“ ” 2025 р.

З А В Д А Н Н Я

на виконання дипломного проекту бакалавра студенту

Ілляшенко Катерина Анатоліївна

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

(код і назва)

Тема дипломного проекту бакалавра на тему «Підвищення ефективності роботи універсально-просапного трактора при агрегуванні з силосозбиральним комбайном»

затверджена наказом ректора НУБіП України від «26» листопада 2024 р. №2098 «С»

Термін подання завершеної роботи (проекту) на кафедру 19.05.2025

(рік, місяць, число)

Вихідні дані до дипломного проекту бакалавра Нормативно довідкова література.

Характеристики тракторів та силосозбиральних комбайнів.

Перелік питань які потрібно розробити

Вступ

1.ТЕХНОЛОГІЯ ЗБИРАННЯ КУКУРУДЗИ НА СИЛОС

2.ЗАГАЛЬНА ТЕХНІЧНА ХАРАКТЕРИСТИКА ТРАКТОРА

3. ОБҐРУНТУВАННЯ ПРИЧІПНОГО КОРМОЗБИРАЛЬНОГО АГРЕГАТУ НА БАЗІ ТРАКТОРІВ ТИПУ ХТЗ-160

3.1. Параметри силосозбиральних агрегатів

3.2. Модернізований причіпний пристрій комбайна КСС-2,6 до трактора ХТЗ-160

4.ТЯГОВИЙ РОЗРАХУНОК ТРАКТОРА

4.1. Тяговий діапазон трактора

4.2. Маса трактора

4.3. Розрахунок номінальної потужності двигуна

4.4. Розрахунок основних робочих швидкостей трактора

4.5. Розрахунок передаточних чисел трансмісії і коробки передач

4.6. Показники енергонасиченості і металоємності трактора

4.7. Регуляторна швидкісна характеристика двигуна в функції від частоти обертання колінчастого вала

4.8 Навантажувальна характеристика двигуна у функції

від ефективноі

4.9.Розрахунок і побудова теоретичної тягової характеристики

трактора

5. РОЗРАХУНОК РЕДУКТОРА ПРИЧІПНОГО ПРИСТРОЮ

5.1. Геометричні та кінематичні параметри редуктора причіпного пристрою

6. БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ

6.1 Умови безпеки праці на тракторі ХТЗ-160

Висновки

Список використаних джерел

Перелік графічного матеріалу

1. Загальні характеристики.

2. Схема руху агрегату.

3. Схема приєднання агрегату.

4. Тягова характеристика.

5. Загальний вид редуктора.

6. Деталювання.

7. Висновки

Дата видачі завдання «__» _____ 2024 р.

Керівник дипломного проєкту бакалавра _____

(підпис)

Колеснік І.В.

(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання _____

(підпис)

Ілляшенко К.А.

(прізвище та ініціали студента)

РЕФЕРАТ

Загальний обсяг роботи становить 56 сторінку, що включають 10 рисунків, 6 таблиць, 19 літературних джерел, додаток.

Об'єктом дипломного проектування був прийнятий кормозбиральний агрегат у складі силосозбирального комбайна КСС-2,6 та орно-просапного трактора ХТЗ-160, які найбільш поширені в Україні при збиранні кукурудзи на силос.

Одним із завдань збільшення виробництва тваринницької продукції в Україні є вирішення проблеми забезпечення тварин достатньою кількістю високоякісних кормів. Кукурудза є однією з основних кормових культур, яку вирощують та збирають у стадії молочної та воскової стиглості зерна для силосу. У цей період (14-16 днів) рослина накопичує найбільше поживних речовин, середня вологість усієї маси становить 70-65%, а зерна – 50-40%.

Під час збирання кукурудзи на силос найчастіше використовується причіпний кормозбиральний комбайн КСС-2.6, який використовується в комплексі з ґрунтообробними тракторами ХТЗ-120 та ХТЗ-160. Однак традиційне поєднання комбайна КСС-2.6 з цими тракторами не є ефективним. Причина полягає в тому, що ці енергетичні транспортні засоби мають колісну базу 2100 міліметрів. Симетричне встановлення кормозбирального комбайна на ХТЗ-120 та ХТЗ-160 призводило до того, що праві колеса останнього проходили за правим сепаратором КСС-2.6, зменшуючи робочу ширину.

Один зі способів виправити цю ситуацію – перемістити праву точку з'єднання кормозбирального комбайна на відповідну відстань від трактора. Однак, через подвійно асиметричне скупчення буксирувальних машин, необхідно проаналізувати траєкторні показники руху збиральних агрегатів.

ЗМІСТ

ВСТУП	6
1.ТЕХНОЛОГІЯ ЗБИРАННЯ КУКУРУДЗИ НА СИЛОС.	8
2.ЗАГАЛЬНА ТЕХНІЧНА ХАРАКТЕРИСТИКА ТРАКТОРА.	9
3. ОБҐРУНТУВАННЯ ПРИЧІПНОГО КОРМОЗБИРАЛЬНОГО АГРЕГАТУ НА БАЗІ ТРАКТОРІВ ТИПУ ХТЗ-160.	16
3.1. Параметри силосозбиральних агрегатів.	16
3.2. Модернізований причіпний пристрій комбайна КСС-2,6 до трактора ХТЗ-160.	18
4.ТЯГОВИЙ РОЗРАХУНОК ТРАКТОРА.	21
4.1. Тяговий діапазон трактора.	21
4.2. Маса трактора.	21
4.3. Розрахунок номінальної потужності двигуна.	22
4.4. Розрахунок основних робочих швидкостей трактора.	23
4.5. Розрахунок передаточних чисел трансмісії і коробки передач.	24
4.6. Показники енергонасиченості і металоємності трактора.	25
4.7. Регуляторна швидкісна характеристика двигуна в функції від частоти обертання колінчастого вала.	26
4.8 Навантажувальна характеристика двигуна у функції від ефективної.	32
4.9.Розрахунок і побудова теоретичної тягової характеристики трактора.	32
5. РОЗРАХУНОК РЕДУКТОРА ПРИЧІПНОГО ПРИСТРОЮ.39	
5.1. Геометричні та кінематичні параметри редуктора причіпного пристрою	39
6. БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ.	46
6.1 Умови безпеки праці на тракторі ХТЗ-160.	46
ВИСНОВКИ	51
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.	52
ДОДАТКИ	54

ВСТУП

Одним із завдань збільшення виробництва тваринницької продукції в Україні є вирішення проблеми забезпечення тварин достатньою кількістю високоякісних кормів. Кукурудза є однією з основних кормових культур, яку вирощують та збирають у стадії молочної та воскової стиглості зерна для силосу. У цей період (14-16 днів) рослина накопичує найбільше поживних речовин, середня вологість усієї маси становить 70-65%, а зерна – 50-40%.

Під час збирання кукурудзи на силос найчастіше використовується причіпний кормозбиральний комбайн КСС-2.6, який використовується в комплексі з ґрунтообробними тракторами ХТЗ-120 та ХТЗ-160. Однак традиційне поєднання комбайна КСС-2.6 з цими тракторами не є ефективним. Причина полягає в тому, що ці енергетичні транспортні засоби мають колісну базу 2100 міліметрів. Симетричне встановлення кормозбирального комбайна на ХТЗ-120 та ХТЗ-160 призводило до того, що праві колеса останнього проходили за правим сепаратором КСС-2.6, зменшуючи робочу ширину.

Один зі способів виправити цю ситуацію – перемістити праву точку з'єднання кормозбирального комбайна на відповідну відстань від трактора. Однак, через подвійно асиметричне скупчення буксирувальних машин, необхідно проаналізувати траєкторні показники руху збиральних агрегатів.

1. ТЕХНОЛОГІЯ ЗБИРАННЯ КУКУРУДЗИ НА СИЛОС

Кукурудзу на силос скошують в період від молочно-воскової до кінця воскової стиглості при вологості маси 65...70%. При цьому витримують наступні вимоги: висота зрізу стебел не більше 10 см; довжина різки стеблової маси знаходиться в межах від 3 до 4 см і по масі її не [1] менше 65 %; сумарні втрати у вигляді подрібненої маси, зрізаних і незрізаних стебел не перевищують 4 % урожаю. Не допускається забруднення подрібненої маси ґрунтом, паливно-змащувальними матеріалами і попадання в неї сторонніх предметів.

Скошену і подрібнену стеблову масу відразу ж відвозять до місця силосування, закладають в силососховище, рівномірно розрівнюють, безперервно і ретельно ущільнюють. Товщина закладеного в день шару маси повинна складати не менше 0,8... ..1,2 м в траншеях і 4...5 м — в баштах. При закладці і ущільненні маси температура її на глибині 40...50 см від поверхні не повинна перевищувати 30 °С. Закладка силосної маси в сховищі будь-якої місткості не повинна продовжуватися більш трьох-чотирьох днів; перерви не допускаються. Після закінчення завантаження силососховища ущільнену силосну масу вкривають поліетиленовою плівкою, а потім соломною. Затримка укриття на два-три дня збільшує втрати корму на 7...10 % із-за гниття і пліснявіння верхніх шарів і зігрівання всієї маси.

За 3-4 дні до початку збору врожаю підготуйте поле до руху силосозбирального агрегату. На ділянках невеликих розмірів, без гребенів, а також неправильній конфігурації рекомендується застосовувати круговий спосіб руху, а на ділянках з гребенястою поверхнею, а також великих розмірів – гоновий спосіб. Окрім бічних, роблять обкоси на кінцях загонів шириною 20 м для холостого повороту агрегату, а також прокоси між загонами шириною 0.....8 м. Якщо довжина гону більше 1000 м, виконують поперечні прокошування такої ж ширини посередині загону для заміни транспортних засобів.

При круговому способі руху роблять обкоси ділянок шириною 3...4 м і обкошують кути по радіусу 15...30 м. Ділянки, площа яких менше дводобової

продуктивності агрегату, прибирають без розбиття на загороди. Великі ділянки розбивають на загони, відповідні двох-, трьохдобовому виробітку одного або групи агрегатів.

2. ЗАГАЛЬНА ТЕХНІЧНА ХАРАКТЕРИСТИКА ТРАКТОРА ХТЗ-160

Енергетичний колісний трактор ХТЗ-160 з чотирма ведучими колесами і суцільною рамою відноситься до універсальних тракторів тягового класу 30 кН. Він використовується для виконання сільськогосподарських робіт загального призначення по вирощуванню та збиранню просапних культур з міжряддями 0,45м та 0,7м (цукровий буряк, соняшник, кукурудза, картопля, соя та ін.), а також для ранньовесняного посіву, міжрядної обробки, культивації, внесення добрив та ін. Трактор агрегується з більшістю машин і знарядь, призначених для трактора Т-150К. Трактор широко використовується на транспортних роботах по магістральним та ґрунтовим дорогам з причепами і напівпричепами з вантажепід'ємністю до 15т.

Трактор ХТЗ-160 має гідромеханічну коробку передач з переключенням передач за допомогою гідропіджимних муфт. Трактор може експлуатуватись на двох режимах потужності двигуна:

- I режим (основний) – експлуатаційна потужність 80кВт (120л.с.) при частоті обертів колінчатого валу 1850 хв^{-1} – використовується на основних видах сільськогосподарських робіт: оранці, боронуванні, культивації та ін.;

- II режим – експлуатація потужність 107кВт (145 к.с.) при частоті обертів колінчатого валу 1850 хв^{-1} – використовується на роботах с ВВП для приводу сільськогосподарських машин, які агрегуються з трактором.

Застосування основних сільськогосподарських операцій на II режимі забороняється.

Остовом трактора служить суцільна рама, на якій на гумо металевих амортизаторах встановлений дизель, муфта головного зчеплення з поставним корпусом, коробка передач і роздаточна коробка. Усі ці агрегати складають єдиний блок.

На передньому брусі трактора встановлюється незалежний передній вал відбору потужності (ВВП). Редуктор ВВП – одношвидкісний з частотою обертів

вихідного вала 1000 хв⁻¹. Привід ВВП здійснюється від переднього кінця колінчатого вала двигуна.

Трактор ХТЗ-160 має уніфіковану гідравлічну систему, яка служить для керування начіпними та напівначіпними машинами та пристроями, або робочими органами причіпних гідравлічно керованих машин.

Для агрегування з начіпними машинами на тракторі встановлені передній та задній начіпні пристрої.

При роботі з начіпними машинами для відокремлення ходу начіпного пристрою і вирішення знаряддя в робочому положенні використовується регульований розтяг, який кріпиться до центральної тяги, а другим кінцем до кронштейна рами. Це дозволяє довантажити задні колеса трактора за рахунок маси сільськогосподарської машини.

Гідравлічний пристрій складається з двох спеціальних гідравлічно поєднаних розподільників, які забезпечують шість пар виводів гідросистеми. Правий розподільник має перепускний і запобіжний клапани. Від нього йдуть виводи до передньої навіски. В лівому розподільнику відсутні або заглушені перепускний та лівий розподільник керує заднім начіпним пристроєм. Обидва розподільника повинні працювати тільки в комплекті.

Коробка передач трактора – механічна з гідропіджимними муфтами, чотирьох діапазонна – забезпечує 16 швидкостей вперед і 8 назад з переключенням передач без розриву потужності. Переключення передач на ходу здійснюється поворотом золотника розподільника. Безрозривність потоку потужності забезпечується за рахунок підпитки від насосу ввімкненої гідро підтиснутої муфти через клапан ділянки потоку і золотник підживлення розподільника.

Роздавальна коробка – механічна, дводіапазонна з зубчатими колесами постійного зачеплення, передає крутний момент до вимкненого переднього та постійно ввімкненого заднього мостів трактора. На приводі переднього мосту встановлене зупиночне гальмо. В роздавальній коробці знаходяться приводи до

насосів гідравлічних систем коробки передач, рульового керування і начіпних пристроїв, механізми вмикання ВВП і ПОМ.

Передній та задній мости трактора є ведучими, вони конструктивні однакові, відрізняються лише картерами та установкою на рамі. З метою підвищення тягово-зчіпних якостей та прохідності трактора в ведучих мостах встановлено механізм автоблокування [2].

Передній ведучий міст трактора балансірного типу закріплюється до рами за допомогою кронштейнів. На його корпусі шарнірно закріплені колісні редуктори з колісними гальмами.

Задня вісь жорстко кріпиться до рами. Ступиця планетарного редуктора в поєднанні з колісним гальмом жорстко закріплена на фланці на корпусі заднього моста, утворюючи єдине ціле. Колісні гальма на обох осях мають пневматичний привод.

Відмінною особливістю трактора ХТЗ-160 є застосування гідро об'ємного рульового керування при якому зв'язок рульового колеса з направляючими колесами здійснюється тільки через гідравлічну систему, без механічного зворотного зв'язку. Регулювання положення вихідної ланки в цих гідроприводах відбувається по принципу дозування робочої рідини пропорційно куту повороту рульового колеса. В якості дозуючих пристроїв використовують планетарні гідромашини. В аварійному режимі, коли насос не працює, гідромашини діє як насос.

Поворот трактора здійснюється шляхом повороту передніх керованих коліс двома циліндрами повороту рульового керування.

Система рульового керування складається з:

- гідрооб'ємного рульового механізму з пріоритетними клапанами;
- живильного односекційного шестеренного гідронасосу.

гідрооб'ємне рульове управління має такі переваги в порівнянні з механічним управлінням:

- легкість і зручність керування;

- зменшені габарити і маса;
- спрощена компоновка і конструкція;
- легкість керування і висока стійкість проти автоколивань;
- зменшені втрати на технічне обслуговування й регулювання.

В таблиці 2.1. приведені загальні технічні дані трактора ХТЗ-160.

Таблиця 2.1 – Технічна характеристика трактора ХТЗ-160.

Показники	Одиниці виміру	Значення
1	2	3
Номінальне тягове зусилля	кН	30
Найбільша тягова потужність при роботі на стерні	кВт	72,3
Питома витрата палива	г/кВт.ч	232,56
Маса експлуатаційна (з урахуванням ваги оператора і ЗПП)	кг	6900
Розподіл маси по вісям:	кг	
- передній міст		4050
- задній міст		2850
Габаритні розміри:	мм	
- довжина з начіпним пристроєм		6650
- ширина		2570
- висота		3400
База	мм	2860
Колія основна, на шинах 16,9 R 38:	мм	

Продовження таблиці 2.1

1	2	3
- по заднім колесам		2050
- по переднім колесам		2050
Коля орона на спарених шинах 9,5 R 42:	мм	
- по внутрішнім колесам		1800
- по зовнішнім колесам		2700
Мінімальний радіус повороту, не більше	м	7,1
Швидкості руху і тягове зусилля на передачах на номінальній частоті оберту колінчатого валу дизеля та відсутності буксування:	$\frac{км/ч}{кН}$	
I діапазон передач:		
перша		1,,44/60
друга		1,68/60
третя		1,97/60
четверта		2,73/60
II діапазон:		
перша		3,35/30
друга		3,85/30
третя		4,53/30
четверта		6,41/30
III діапазон:		
перша		7,47/32,3
друга		8,56/27,4
третя		10,12/22,2
четверта		14,23/18,1
IV діапазон:		

Продовження таблиці 2.1

1	2	3
перша		17,2/17,9
друга		13,67/15,4
третя		23,26/12,6
четверта		32,93/8,6
Передачі заднього ходу I діапазон:		
перша		2,21/60
друга		2,53/60
третя		2,97/60
четверта		4,20/60
II діапазон:		
перша		5,06/30
друга		5,82/30
третя		6,85/30
четверта		9,71/21,7
Двигун СМД-19Т. 02		
Номінальна потужність двигуна	кВт	111,0
Експлуатаційна потужність	кВт	107,0
Частота обертання колінчатого вала:	хв ⁻¹	
- номінальна		1850
- максимальна холостого ходу		2000
- мінімальна холостого ходу		600
Число і розміщення циліндрів		4р
Літрова потужність	кВт/дм ³	17,6

Продовження таблиці 2.1

1	2	3
Ступінь списку	-	15,5
Питома витрата палива	г/кВт·год	222
Тиск масла в оливній магістралі:	МПа	
- при номінальній частоті обертання		0,25-0,44
- при мінімальній частоті обертання		0,1
Колісна схема шини:		4x4
- розміри	мм	1400x540
- тиск повітря:	МПа	
на сільськогосподарських роботах		0,08...0,12
на транспортних роботах		0,16...0,18

3. ОБҐРУНТУВАННЯ ПРИЧІПНОГО КОРМОЗБИРАЛЬНОГО АГРЕГАТУ НА БАЗІ ТРАКТОРІВ ТИПУ ХТЗ-160

При обґрунтуванні параметрів причіпного кормозбирального агрегату вирішені питання модернізації причіпного пристрою силосозбирального комбайна КСС-2,6 до трактора ХТЗ-160, який дозволяє не тільки підвищити експлуатаційно-технологічні показники роботи силосозбирального агрегату, але і зменшити динамічні навантаження на привод робочих органів комбайна КСС-2,6.

3.1. Параметри силосозбиральних агрегатів

Для збирання кукурудзи на силос застосовують причіпні комбайни КСС-2,6, КПКУ-75 та КПИ-2,4 (табл. 3.1, рис. 3.1).

Таблиця 3.1— Технічні характеристики причіпних силосозбиральних комбайнів.

Показник	КСС-2,6	КПИ-2,4	КПКУ-75	КСК-100А
Тип комбайна	Причіпний	Причіпний	Причіпний	Самохідний
Ширина захвата	2,6	1,8	3,4	3,4
Пропускна здатність, кг/с	2,5	8,5	20	25
Робоча швидкість, км/год	до 12	до 8	до 12	до 12
Розрахункова довжина зрізки, мм	8,12	6,12	5-97,2	5-101
Шаг сегментів ножа і пальців, мм	90, 76,2	90	90	90
Мінімальна висота зрізу, мм	80-90	80	80	80
Частота обертів подрібнюючого барабана, хв ⁻¹	1410	1010	1028	970
Діаметр молотила, мм	1800-2800	1800	1800	1800
Ширина колії ходових коліс, мм	3800	2490	3300	2610
Маса, кг	3860	2830	5100	9070
Потужність двигуна, кВт	60-110	60-75	110	147
Продуктивність, га/год	до 1,7	до 1,5	до 1,7	до 2



Рисунок 3.1. Силосозбиральний агрегат в роботі
(агрегатування комбайна КСС-2,6 з трактором ХТЗ-160)

При підготовці трактора до роботи перевіряють його технічний стан, виявлені несправності усувають, проводять чергове технічне обслуговування. Комбайн приєднують до трактора звичайним для причіпної машини способом. Оглядове дзеркало встановлюють з правого боку трактора так, щоб з робочого місця тракториста був добре видно ріжучий апарат жнивarki. Сполучають маслопроводи гідросистеми трактора з маслопроводами комбайна, вал відбору потужності (ВВП) трактора – з карданним валом комбайна. У останньому випадку перед з'єднанням переконуються, що крайні вилки карданної передачі знаходяться в одній площині. Потім перевіряють ріжучий апарат. Погнуті пальці випрямляють легкими ударами молотка. Носки пальців повинні знаходитися на одній прямій, відхилення між крайніми допускається не більше 3 мм. Ріжучі кромки вкладишів повинні виступати за краї пальців на 1,5 мм. Між притисками і сегментами ножа може бути зазор не більше 0,5 мм. Для забезпечення якісного зрізу кінці сегментів повинні прилягати до вкладишів пальців без зазора, а в задній частині сегменту допускається зазор 0,3...1,5 мм. Ніж повинен вільно переміщатися в пальцевому брусі від зусилля руки. Частота обертання мотовила

залежить від його діаметру; її регулюють змінними зірочками. При діаметрі мотовила до 230 см на вісь ставлять зірочку $z = 20$, при більшому діаметрі – $z = 14$. При збиранні низкостебельних культур на планки мотовила встановлюють подовжувачі з таким розрахунком, щоб між планками мотовила і ріжучим апаратом була відстань 125...135 мм. Механізм автоматичного ввімкнення і вимкнення мотовила регулюють зміною довжини тяги. Повинні бути виконані такі умови: у закритому положенні зазор між виступами кулачків двох напівмуфт становить 3...5 мм, у закритому положенні зазор між виступом однієї напівмуфти та відповідною канавкою іншої половини становить 0,5...1,0 мм. Натяг роликів ременя визначається прогином у верхній центральній секції. При застосуванні сили 20 Н прогин ременя не повинен перевищувати 12-14 мм. Недостатній натяг ременя може призвести до прослизання катушки, а надмірний натяг може збільшити знос. Слід перевірити балансувальний механізм, щоб забезпечити необхідний тиск збирального башмака на ґрунт (300...500 Н) та полегшити підйом комбайна. Якщо комбайн можна легко підняти вручну, послабте пружину в балансувальному механізмі; якщо його важко підняти, затягніть його.

На трактор ХТЗ-160 встановлено модернізований навісний пристрій зернозбирального комбайна КСС-2.6 та проведено оцінку робочих та технічних показників силосозабірної агрегату.

3.2. Модернізований причіпний пристрій комбайна КСС-2,6 до трактора ХТЗ-160

Симетричне приєднання КСС-2,6 до трактора ХТЗ-160 приводить до того, що праві колеса енергетичного засобу заступають за лівий ділянку силосозбирального комбайну, зменшуючи, тим самим, його робочу ширину захвату (рис. 3.2).

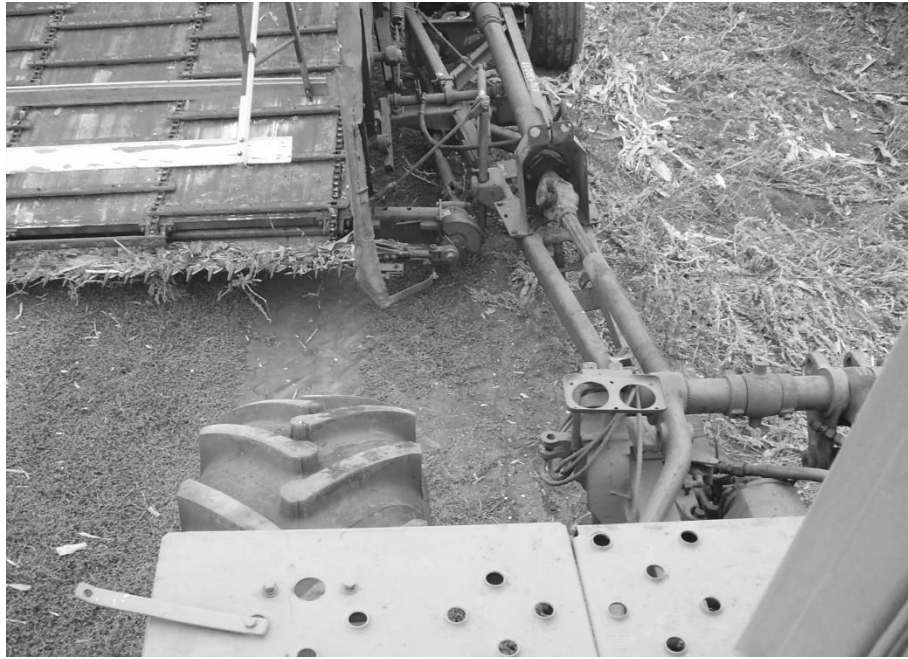


Рисунок 3.2. Симетричне приєднання комбайну КСС-2,6 до трактора ХТЗ-160.

Для усунення вказаного недоліку комбайн КСС-2,6 приєднували до трактора ХТЗ-160 асиметрично шляхом зміщення вправо (якщо дивитися ззаду) точки його причеплення на 0,3 м (рис. 3.3).



Рисунок 3.3. Асиметричне приєднання КСС-2,6 до трактора ХТЗ-160.

Проте, кут між причіпною сницею комбайну та карданним валом в цьому випадку зростав до 19° , в той час як допустиме значення його не повинно перевищувати 15° .

Значення вказаного кута зменшили до 12° завдяки відповідного зміщення вліво проміжної підшипникової опори комбайну (рис. 3.4).



Рисунок 3.4. Приєднання КСС-2,6 до ХТЗ-120 при зміщеній підшипниковій опорі карданної передачі комбайну.

Агрегат з таким приєднанням комбайну характеризується подвійною асиметрією. Перша обумовлюється боковим розміщенням причіпної машини, а друга – поперечним зміщенням точки її приєднання до трактора.

Без зміщення підшипникової опори карданної передачі симетричне приєднання комбайна КСС-2,6 до трактора ХТЗ-160 досягається при застосуванні редуктора, для якого виконаний розрахунок основних параметрів.

4.ТЯГОВИЙ РОЗРАХУНОК ТРАКТОРА

Розрахунок тягових показників трактора проводиться з урахуванням призначення і місця трактора в типажі сільськогосподарських тракторів.

При цьому повинно враховуватися виконання всіх основних видів робіт даної зони відповідних його тяговому класу і деякій частині робіт, що відносяться до тягової зони сусіднього з ним попереднього класу.

Для більш повного і ефективного використання тягових показників трактора необхідно враховувати взаємозв'язок і розміри основних параметрів трактора: тягові зусилля, масу, потужність тракторного двигуна і основну робочу швидкість руху.

4.1. Тяговий діапазон трактора.

Тяговий діапазон трактора визначається по формулі:

$$\delta_T = \varepsilon \frac{P_H}{P_H^1} = 1,9 \quad (4.1)$$

де P_H – відповідно номінальна сила тяги ;

P_H^1 – сила тяги трактора попереднього класу по типажу;

ε – коефіцієнт розширення тягової зони трактора, рекомендується в середньому 1,3.

Знаючи тяговий діапазон і номінальну силу тяги трактора, можна визначити його мінімальну силу тяги з співвідношення:

$$\delta_T = \frac{P_H}{P_{KP \min}} \Rightarrow P_{KP \min} = \frac{P_H}{\delta_T} = 15,4 \text{ кН} \quad (4.2)$$

4.2. Маса трактора.

Маса трактора оцінюється його станом. Якщо трактор не має заправних матеріалів, баласту і тракториста, то така маса називається конструктивною (m_k).

Повністю заправлений трактор з трактористом і баластом буде мати масу експлуатаційну (m_e).

Для більшості сільськогосподарських тракторів експлуатаційну масу можна визначити так:

$$m_e = (1,07...1,1)m_k = 6078 \text{ кг} \quad (4.3)$$

де m_k – конструктивна маса трактора.

4.3. Розрахунок номінальної потужності двигуна.

Розрахунок номінальної потужності двигуна проводиться з урахуванням номінального тягового зусилля трактора, сили опору коченню, маси трактора, витрат на тертя в трансмісії і необхідного запасу потужності двигуна.

Враховуючи вищевикладене, номінальна потужність двигуна визначається по формулі:

$$N_H = \frac{(P_{H1} + f \cdot g \cdot m_e) \cdot V_{H1}}{3600 \cdot \eta_{TP} \cdot X_e} = 14 \text{ кВт} \quad (4.4)$$

де P_{H1} і V_{H1} – відповідно номінальне тягове зусилля (Н) і розрахункова швидкість руху на нижчій робочій передачі при номінальній силі тяги, км/год, (по завданню);

g – прискорення вільного падіння – 9,8 м/с²;

η_{TP} – ККД, що враховує потужності трансмісії, визначається по формулі:

$$\eta_{TP} = \eta_{ц}^n \cdot \eta_{к}^{n1} \cdot \eta_x = 0,87 \quad (4.5)$$

де $\eta_{ц}$ і $\eta_{к}$ відповідно ККД циліндричної і конічної пари шестерень.

Приймаються рівними.

$$\eta_{ц} = 0,985 \text{ і } \eta_{к} = 0,975 \quad (4.6)$$

η_x – ККД, що враховує втрати потужності на холостому ході; приймається: $\eta_x = 0,96$.

n і $n1$ – степеневі показники числа пар шестерень, працюючих в трансмісії на першій передачі дорівнюють 3 і 2.

X_e – коефіцієнт експлуатаційного навантаження тракторного двигуна, дорівнює 0,85.

f - коефіцієнт опору коченню.

4.4. Розрахунок основних робочих швидкостей трактора.

Для розрахунку ряду основних робочих швидкостей трактора визначається діапазон швидкостей, який характеризується відношенням вищої робочої швидкості до швидкості на першій передачі:

$$\delta_{V_{ooc}} = \frac{V_z}{V_{H1}} \Rightarrow V_z = \delta_{V_{ooc}} \cdot V_{H1} = 12,4 \quad (4.7)$$

де V_z - вища робоча швидкість, яку необхідно визначити.

Величина швидкісного діапазону підраховується по формулі:

$$\delta_{V_{ooc}} = \delta_T \cdot \gamma_{доп\ min} = 1,7 \quad (4.8)$$

де $\gamma_{доп\ min}$ – коефіцієнт допустимого мінімального завантаження двигуна.

Рекомендується приймати рівним 0,85.

Для розрахунку вищої і проміжних швидкостей необхідно визначити знаменник геометричної прогресії q :

Знаючи, що $\frac{V_2}{V_1} = \frac{V_3}{V_4} = \dots = \frac{V_z}{V_{z-1}} = q$, можна отримати

$$\frac{V_2}{V_1 q}; \frac{V_3}{V_2 q} = V_1 q^2; \frac{V_4}{V_1 q^3} \dots V_z = V_1 q^{z-1}; \quad (4.9)$$

$$\text{Звідси} \quad q = \sqrt[z-1]{\frac{V_z}{V_1}} = \sqrt[z-1]{\delta_V} = 1,07$$

де $z = 4$ (число основних передач); $V_{H1} = V_1$ км/год.

Визначивши знаменник геометричної прогресії, підраховують швидкості:

$$V_2 = V_1 \cdot q = 8,0 \text{ км/год} \quad (4.10)$$

$$V_3 = V_1 \cdot q^2 = 8,6 \text{ км/год} \quad (4.11)$$

$$V_4 = V_1 \cdot q^3 = 9,3 \text{ км/год} \quad (4.12)$$

Вища транспортна швидкість в геометричну прогресію не входить. Проміжну транспортну швидкість визначають як середню геометричну величину між вищою транспортною і вищою швидкістю основного ряду по формулі:

$$V_{mp} = \sqrt{V_{mp\max} V_Z} = 19,6 \text{ км/год} \quad (4.13)$$

4.5. Розрахунок передаточних чисел трансмісії і коробки передач.

Передаточне число трансмісії колісного трактора на першій передачі визначається по формулі:

$$i_{TP1} = \frac{0,377n_H \cdot r_K}{V_{H1}} = 130,7 \quad (4.14)$$

де r_K - радіус кочення ведучого колеса трактора або

r_H - радіус початкового кола ведучої зірочки.

Інші передаточні числа трансмісії підраховуються по формулі:

$$i_{TP2} = \frac{i_{TP1}}{q} = 121,6 \quad (4.15)$$

$$i_{TP3} = \frac{i_{TP2}}{q} = 113,1 \quad (4.16)$$

$$i_{TP4} = \frac{i_{TP3}}{q} = 105,3 \quad (4.17)$$

Знаючи розрахункові загальні передаточні числа трансмісії, на кожній передачі i_{TP} – передаточні числа шестерень з постійним зачепленням трактора прототипу i_0 визначають передаточні числа коробки зміни швидкостей по формулі:

$$i_{K1} = \frac{i_{TP1}}{i_{OB}} = 8,7 \quad (4.18)$$

$$i_{K1} = \frac{i_{TP2}}{i_{OB}} = 8,1 \quad (4.19)$$

$$i_{K1} = \frac{i_{TP3}}{i_{OB}} = 7,5 \quad (4.20)$$

$$i_{K1} = \frac{i_{TP4}}{i_{OB}} = 7,0 \quad (4.21)$$

де i_{OB} – передаточне число шестерень з постійним зачепленням прототипу.

$$i_{OB} = i_{ПЦ} \cdot i_{КП} = 15 \quad (4.22)$$

$i_{ПЦ}$ – передаточне число центральної передачі – 3;

$i_{КП}$ – передаточне число кінцевої передачі – 5;

Уточнені значення передаточних чисел i_{TP} і швидкостей руху V для всіх основних і транспортних розрахункових передач вносяться в таблицю 4.1.

Таблиця 4.1 – Значення передаточних чисел.

Передачі	Основні				Транспор тні		Централь на передача	Кінцева передача
	1	2	3	4	1	2		
Передат.чис- ла трансмісії	130,7	121,6	113,1	105,3	—	—	3	5
Швидкості руху, км/год	7,74	8,0	8,6	9,3	19,6	30,9	—	—

4.6. Показники енергонасиченості і металоємності трактора.

Енергонасиченість і металоємність є важливими параметрами, що характеризують рівень технічної досконалості, в області тракторобудування

Раціональне використання металу є проблемою народно господарського значення. З підвищенням енергонасиченості трактора збільшується можливість, підвищення продуктивності праці без істотного збільшення металу, дорогого коштує.

Енергонасиченість трактора характеризується відношенням номінальної потужності тракторного двигуна до експлуатаційної маси трактора. Величину енергонасиченості визначають по формулі:

$$N_E = \frac{N_e}{m_E} = 18,8 \text{ кВт/т} \quad (4.23)$$

Металоємність трактора характеризується відношенням конструктивної маси (m_K) до номінальної потужності (N_e) двигуна. Цей показник по мірі вдосконалення конструкції тракторів і підвищенням їх енергонасиченості безперервно знижується. Зниження металоємності не повинне погіршувати зчіпних властивостей трактора і знижувати його надійність в роботі. Величину металоємності визначають по формулі:

$$q_m = \frac{m_K}{N_e} = 48,5 \text{ кг/кВт} \quad (4.24)$$

4.7. Регуляторна швидкісна характеристика двигуна в функції від частоти обертання колінчастого вала.

Регуляторна характеристика тракторного двигуна показує зміну ефективної потужності, частоти обертання колінчастого вала, крутного моменту, питомої і часової витрати палива в залежності від швидкісного і навантажувального режимів роботи двигуна.

Розрахунок і побудову регуляторної характеристики двигуна у функції від швидкісного режиму рекомендується вести в наступному порядку:

1. Задаючись різними значеннями частот обертання вала двигуна в відсотках (100, 95, 80, 75, 60, 40, 20) від номінальної величини, визначають поточні значення N_e потужності двигуна на безрегуляторній гілці характеристики по емпіричній формулі:

$$N_e = N_H \left[\frac{C_1 \cdot n_e}{n_H} + C \left(\frac{n_e}{n_H} \right)^2 - \left(\frac{n_e}{n_H} \right)^3 \right] \quad (4.25)$$

%	100	95	80	75	60	40	20
n	2000	1900	1600	1500	1200	800	400

де n_e і n_n – поточне і номінальне значення частот обертання колінчастого вала двигуна;

$C_1 = 0,5$; $C_2 = 1,5$ – для дизелів з безпосереднім вприском палива;

На регуляторній гілці характеристики приймають зміни потужності N_e згідно із законом прямої лінії від $N_e = 0$ до $N_e \text{ max}$:

$$N_e^{100} = 30,5 \text{ кВт}$$

$$N_e^{95} = 110,7 \text{ кВт}$$

$$N_e^{80} = 96,7 \text{ кВт}$$

$$N_e^{75} = 90,8 \text{ кВт}$$

$$N_e^{60} = 71,1 \text{ кВт}$$

$$N_e^{40} = 42,9 \text{ кВт}$$

$$N_e^{20} = 17,3 \text{ кВт}$$

2. Для точки, де $N_e = 0$ визначають частоту обертання колінчастого вала двигуна на холостому ході по формулі:

$$n_x = (1 + \delta_p) n_n = 1998 \text{ хв}^{-1} \quad (4.26)$$

де δ_p – коефіцієнт нерівномірності регулятора; для сучасних тракторних двигунів – 0,08.

3. Знаючи потужність і частоту обертання колінчастого вала двигуна, визначають крутний момент по формулі:

$$M_{KP} = \frac{10^3 N_e}{\omega}, \text{ Нм} \quad (4.27)$$

де $\omega = \frac{\pi n_i}{30}, \text{ с}^{-1}$

n_i – частота обертання колінчастого вала відповідно потужності двигуна N_i .

$\varpi^{100} = 210,5 \text{ хВ}^{-1}$	$M_{KP}^{100} = 114,9 \text{ Нм}$
$\varpi^{95} = 198,9 \text{ хВ}^{-1}$	$M_{KP}^{95} = 556,7 \text{ Нм}$
$\varpi^{80} = 167,5 \text{ хВ}^{-1}$	$M_{KP}^{80} = 577,2 \text{ Нм}$
$\varpi^{75} = 157,0 \text{ хВ}^{-1}$	$M_{KP}^{75} = 578,5 \text{ Нм}$
$\varpi^{60} = 125,6 \text{ хВ}^{-1}$	$M_{KP}^{60} = 566,3 \text{ Нм}$
$\varpi^{40} = 83,7 \text{ хВ}^{-1}$	$M_{KP}^{40} = 511,8 \text{ Нм}$
$\varpi^{20} = 41,9 \text{ хВ}^{-1}$	$M_{KP}^{20} = 413,8 \text{ Нм}$

4. Питому витрату палива на безрегуляторній гілці при максимальному крутному моменті двигуна приймають на 15-20% більше, ніж при номінальній потужності. Проміжні точки питомої витрати палива можна прийняти аналогічно дослідним даним відповідних двигунів (при номінальній потужності є завданні, а на холостому ході питома витрата палива рівна нескінченності).

5. По питомій витраті g_{EH} , палива при номінальній потужності двигуна визначають максимальну часову витрату палива по формулі:

$$G_{T_{\max}} = \frac{g_{EH} N_e}{10^3} = 6,8 \text{ кг/год} \quad (4.28)$$

6. Для холостого ходу двигуна приймають:

$$G_{TX} = (0,25 \dots 0,3) G_{T_{\max}} = 2,0 \text{ кг/год} \quad (4.29)$$

Проміжні точки часової витрати палива на регуляторній гілці приймають згідно із законом прямої лінії.

7. Знаючи питому витрату палива на безрегуляторній гілці, визначають відповідну часову витрату палива G_{Ti} по формулі:

$$G_{Ti} = \frac{g_{ei} N_{ei}}{10^3}, \text{ кг/год} \quad (4.30)$$

Результати розрахунків показників роботи двигуна заносять в таблицю 1.2 для побудови регуляторної характеристики.

Таблиця 4.2 – Розрахункові дані для побудови регуляторної характеристики.

%	N_e ,кВт	$M_{кр}$,Нм	G_T кг/год	g_e ,гр/кВт г	n, об/хв
20	17,3	413,8	6,2	356	400
40	42,9	511,8	6,3	146	800
60	71,1	566,3	6,4	90	1200
75	90,8	578,5	6,5	71	1500
80	96,7	577,2	6,6	68	1600
95	110,7	556,7	6,7	60	1900
100	30,5	144,9	6,8	222	2000
Хол. хід	0	0	2,0	427,4	1998
Максимум					
75	90,8	578,5	6,5	71,2	1500

Користуючись отриманими розрахунковими даними, будують графік регуляторної швидкісної характеристики дизельного тракторного двигуна у функції від частоти обертання колінчастого вала (рис. 4.1), який показує характер зміни.

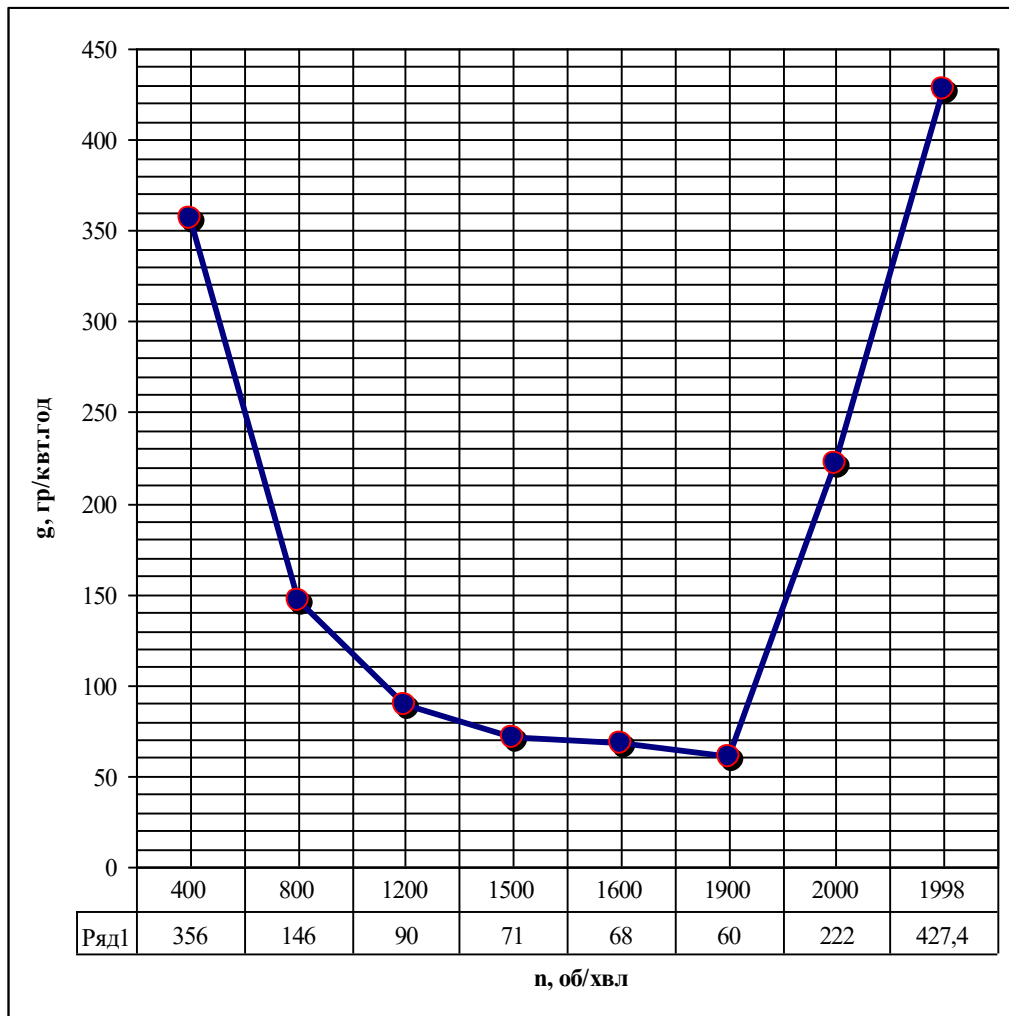


Рисунок 4.1 – Графік питомої витрати палива у функції від частоти обертання колінчастого вала.

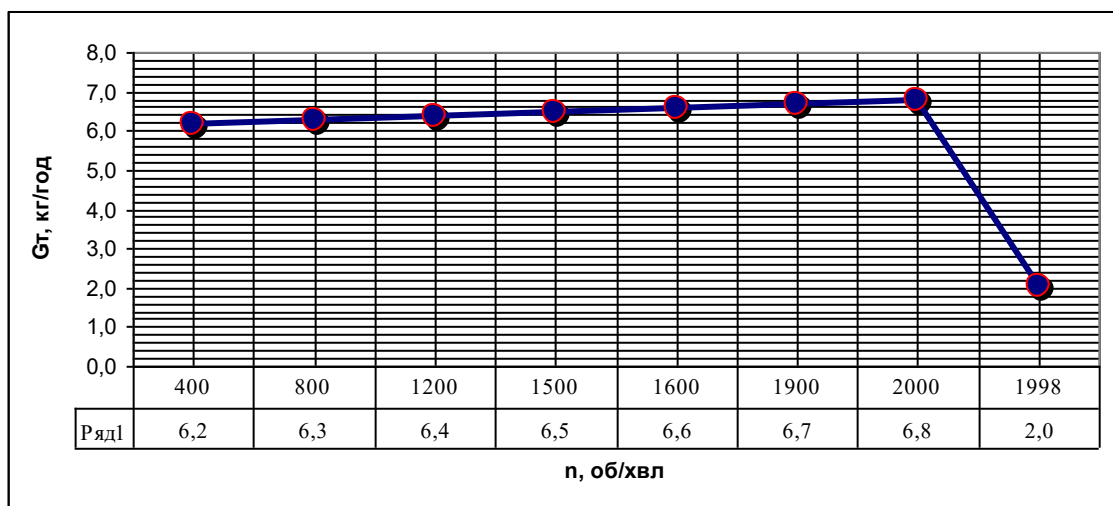


Рисунок 4.2 – Графік погодинної витрати палива у функції від частоти обертання колінчастого вала.

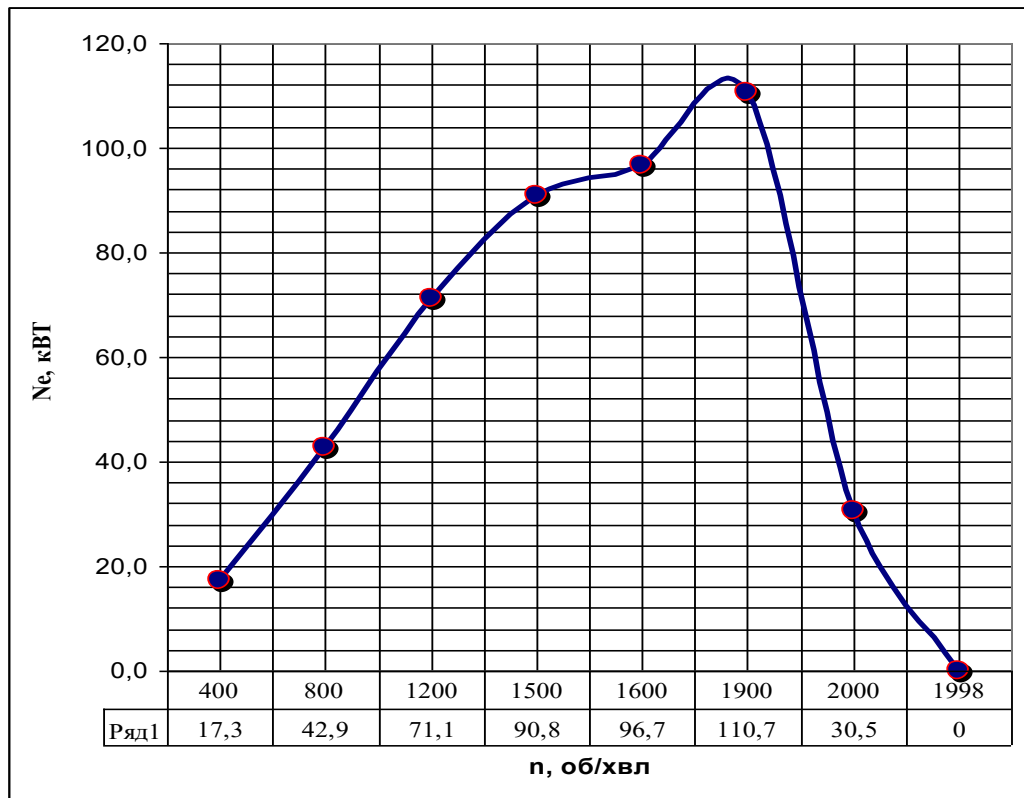


Рисунок 4.3 – Графік зміни потужності у функції від частоти обертання колінчастого вала.

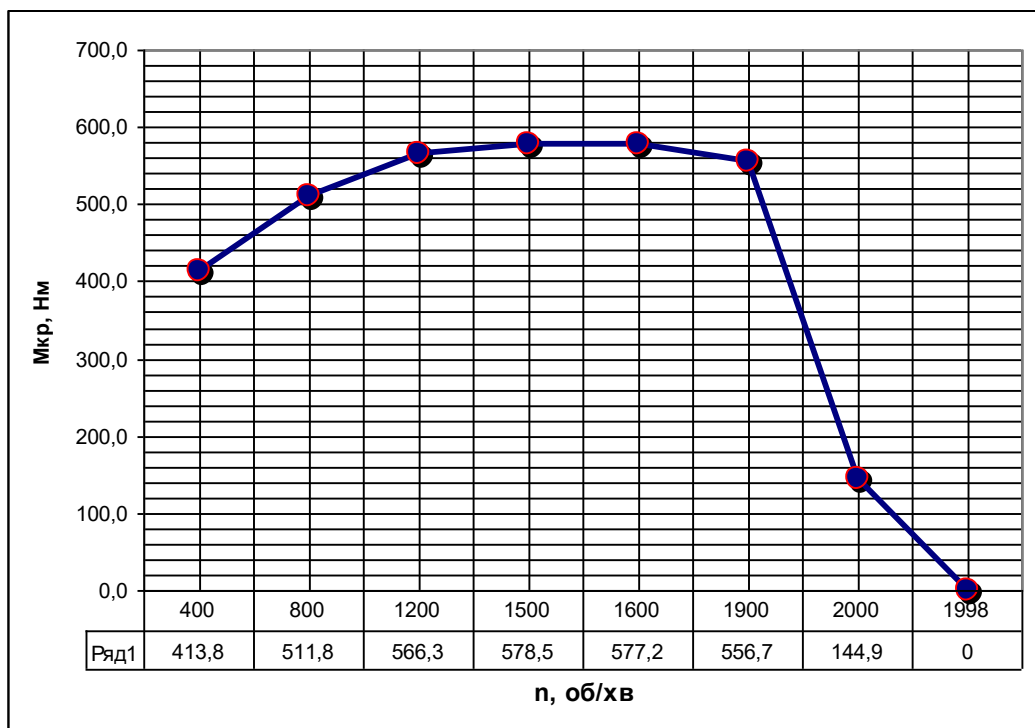


Рисунок 4.4 Графік зміни крутного моменту двигуна у функції від частоти обертання колінчастого вала.

4.8 Навантажувальна характеристика двигуна у функції від ефективної.

Початковими даними для побудови навантажувальної характеристики є також розрахункові дані таблиці 4.2.

Зразкова навантажувальна характеристика показників $M_{KP}, n, G_T, g_e = f(N_e)$ представлена на мал.4.2. Вона дає більш повне уявлення про показники роботи двигуна в регуляторній зоні – у межах роботи регулятора, що використовується при оцінці роботи комплексу сільськогосподарських машин з даним типом трактора.

Нерегуляторна зона в межах від M_{KP} ном до M_{KP} мах характеризує роботу двигуна при впливі на його показники коректорного пристрою в період короткочасних перевантажень. Для підвищення ефективності роботи машинно-тракторного парку потрібно прагнути до того, щоб середнє експлуатаційне завантаження двигуна було по можливості вище в межах регуляторної зони, але не більше за 95% від максимальної потужності двигуна.

4.9. Розрахунок і побудова теоретичної тягової характеристики трактора.

Визначивши основні конструктивні і економічні параметри тракторного двигуна і трактора в цілому, приступають до побудови теоретичної тягової характеристики, яка дозволяє отримати наочне уявлення про тягові і паливно-економічні показники на різних режимах роботи трактора.

Теоретична тягова характеристика трактора (рис.1.3) складається з двох частин: нижньої і верхньої. Нижня частина графіка має допоміжне значення і служить для нанесення основних початкових параметрів тракторного двигуна. У верхній частині графіка наноситься ряд кривих, що показують, як в заданих ґрунтових умовах, при сталому русі на горизонтальній ділянці, в залежності від навантаження на кріюку трактора змінюються його основні експлуатаційні показники - буксування ведучих органів, швидкості руху, тягова потужність, питома витрата палива і тяговий ККД трактора.

Для кожної передачі максимальна дотична сила тяги, визначається по формулі:

$$P_{K \max} = \frac{M_{KP \max} \cdot i_{TPi} \cdot \eta_{TPi}}{r_K}, \quad (4.31)$$

і номінальна:

$$P_{KH} = \frac{M_{KPH} \cdot i_{TPi} \cdot \eta_{TPi}}{r_K} \quad (4.32)$$

Для 1-ої передачі:

$$P_{K \max} = 47108 \text{ Н}$$

$$P_{KH} = 11799 \text{ Н}$$

Для 2-ої передачі:

$$P_{K \max} = 43828 \text{ Н}$$

$$P_{KH} = 10977 \text{ Н}$$

Для 3-ої передачі:

$$P_{K \max} = 40775 \text{ Н}$$

$$P_{KH} = 10212 \text{ Н}$$

Для 4-ої передачі:

$$P_{K \max} = 37936 \text{ Н}$$

$$P_{KH} = 9501 \text{ Н}$$

Враховуючи, що дотична сила тяги трактора прямо пропорційна крутному моменту двигуна, тому по осі абсцис від точки O' для кожної заданої передачі в прийнятому масштабі наносяться значення крутних моментів двигуна $M_{Kp \max}$ і M_{KPH} відповідно дотичним силам тяги $P_{K \max}$ і P_{KH} . Потім по осі ординат вниз наносяться масштабні шкали ефективної потужності, часової витрати палива і частоти обертання колінчастого вала двигуна з таким розрахунком, щоб графіки в регуляторній зоні не перетиналися.

Далі з урахуванням кількості передач і відповідних крутних моментів будується графік показників роботи двигуна:

При цьому утворюється пучок кривих N_e із загальним центром в точці O' , криві G_T із загальним центром в точці G_{Tx} і пучок кривих n із загальним центром в точці n_x - відповідні холостому ході двигуна. Точки перегину (вершини) кривих всіх показників регуляторної характеристики двигуна повинні знаходитися на горизонтальній прямій і по вертикалі відповідати номінальним моментам двигуна.

Криві, розташовані в нерегуляторній зоні в межах від M_{KP} до $M_{KP \text{ мах}}$ для кожної передачі, будуються по розрахунковим точкам регуляторної характеристики (табл.4.2). Нанесені криві на графік регуляторної характеристики для кожної передачі повинні закінчуватися при максимальних значеннях крутних моментів $M_{KP \text{ мах}}$.

Прикладом побудови навантажувальної характеристики двигуна у функції від крутного моменту може служити нижня частина теоретичної тягової характеристики трактора (мал. 4.3). Потрібно врахувати, що в зоні перевантажень від $M_{KP \text{ ном}}$ до $M_{KP \text{ мах}}$, криві G_T, n будуються по точках зображуються прямими лініями.

Після побудови навантажувальної характеристики визначають силу опору коченню по формулі:

$$P_f = f \cdot G = 10720,71 \text{ Н} \quad (4.33)$$

де G – сила ваги трактора.

Величина сили опору коченню P_f відкладається по осі абсцис праворуч від точки O' до точки O . Одержана точка O є початком координат безпосередньо тягової характеристики трактора. По осі абсцис в масштабі дотичної сили від точки O відлічується сила тяги на кривокутнику трактора, визначена по формулі $P_{KP} = P_K - P_f$, а по осі ординат у верх зображуються в своїх масштабах тягові показники трактора - буксування рушіїв, швидкості руху, тягові потужності на кривокутнику, питома витрата палива по передачах і тяговий ККД.

Величина коефіцієнту буксування може бути підрахована таким чином. При тяговому навантаженні рівному нулю, $\delta=0$; при номінальному навантаженні для гусеничних тракторів $\delta_H=4-5\%$, для колісних тракторів $\delta_H=15-16\%$; при максимальному навантаженні для гусеничних тракторів $\delta_{\max}=10-15\%$ для колісних тракторів $\delta_{\max}=32-50\%$. Користуючись кривими буксування гусеничних або колісних тракторів свого типу, на мал. 4.3 відмічається у відповідному масштабі δ_H і δ_{\max} будується крива буксування по 3-ох точках, включаючи $\delta=0$.

Далі для кожної заданої передачі визначають теоретичну швидкість на холостому ході ($P_{KP} = 0$) по формулі:

$$V = \frac{0,377 \cdot n_D \cdot r_K}{i_{TP}} \text{ км/ГОД} \quad (4.34)$$

де r_K – радіус ведучого колеса;

n_D – частота обертання колінчастого вала двигуна за хвилину на холостому ході.

Знаючи величину буксування і теоретичну швидкість руху, підраховують для кожної передачі робочі швидкості по формулі :

$$V_P = V_{Ti}(1 - \delta) = \frac{0,377 \cdot n_{Di} \cdot r_K}{i_{TP}(1 - \delta)}, \text{ км/ГОД} \quad (4.35)$$

По формулі $M_{KP} = \frac{P_{KP} V_P}{3600}$ для кожної передачі визначають потужність на гаку трактора (кВт).

$$N_{KP} = \frac{P_{KP} V_P}{3600}, \text{ кВт} \quad (4.36)$$

Для оцінки паливної економічності трактора визначається питома витрата палива по формулі :

$$g_{KP} = \frac{10^3 \cdot G_{Ti}}{N_{KP}}, \text{ г/кВт год} \quad (4.37)$$

де G_{Ti} - відповідна часова витрата палива по нижній частині графіка регуляторної характеристики двигуна, кг/год.

Умовний тяговий ККД трактора підраховується по формулі:

$$\eta_{TV} = \frac{N_{KP}}{N_e} \quad (4.38)$$

де $M_{кр}$ і N_e - визначаються по графіку рис. 1.3. Перевірку проводять по формулі:

$$\eta_{TV} = \eta_{TP} \cdot \eta_f \cdot \eta_\delta \quad (4.40)$$

Якщо розрахунок по двох формулах зроблений правильно, то результати розрахунків повинні співпадати або бути близькими.

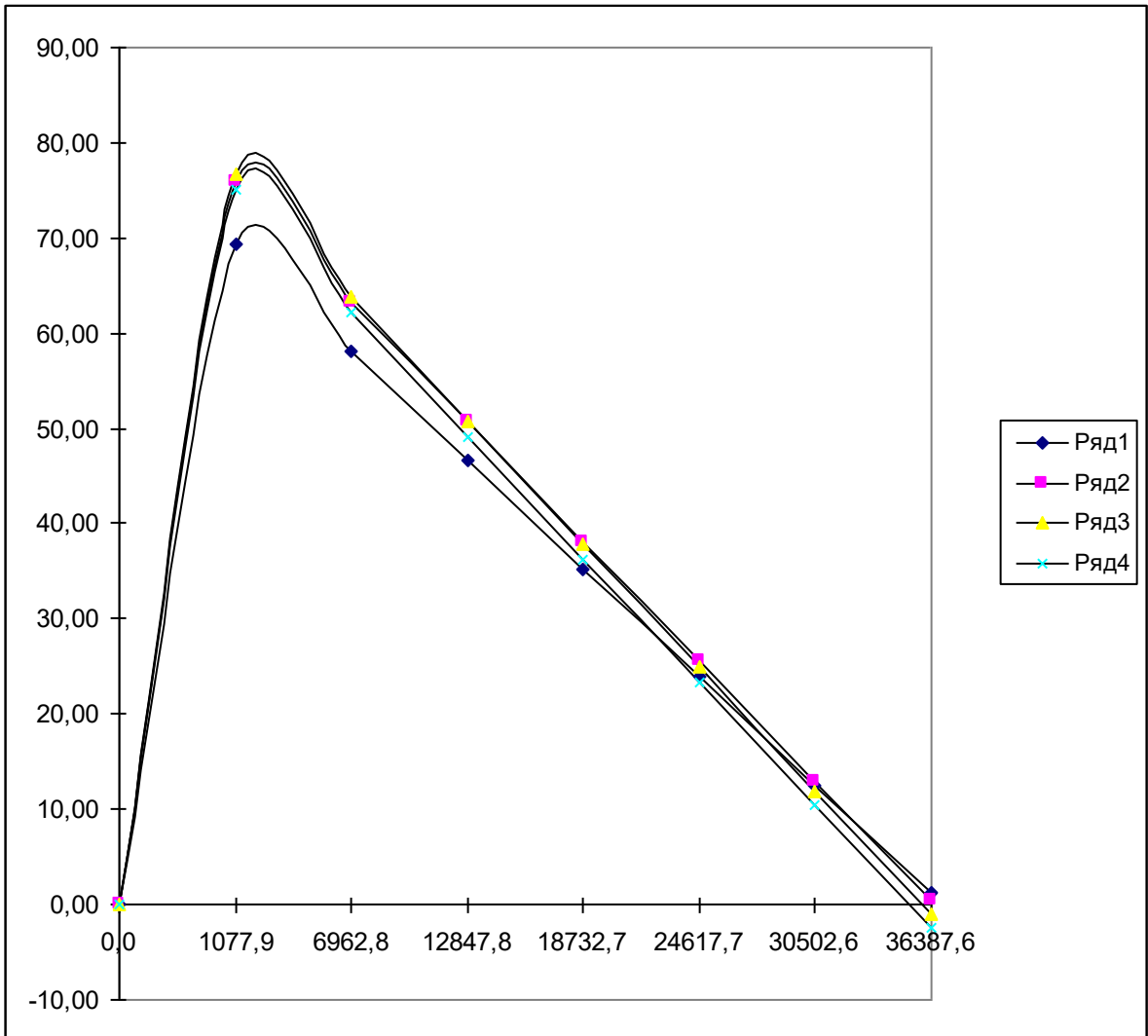
Для побудови теоретичної тягової характеристики трактора отримані розрахункові тягові показники для кожної передачі заносяться в таблицю 4.3.

Таблиця 4.3 – Дані теоретичної тягової характеристики трактора.

Передача	Розрах. точка	N _e , кВт	n _d , об/хв	G _T , кг/год	P _H , кН	P _{кр} , кН	V _T	V _p , км/год	N _{кр} , кВт	g _{кр} , г/кВтг	□, %	η	
												N _{кр} /N _c	□ P □ f □ □
1	1	0	199 8	2,03	2,03	0	0	8,1	8,07		0	0	0,00
	2	30,5	200 0	6,77	6,77	9	1077, 9	8,1	6,86	97,6	15	2,27	2,27
	3	40,6	191 7	6,72	6,72	4	1768 6962,	7,7	6,32	115,8	18,3	1,43	1,43
	4	50,6	183 3	6,67	6,67	8	2356 1284	7,4	5,8	143,0	21,7	0,92	0,92
	5	60,7	175 0	6,62	6,62	3	2945 1873	7,1	5,3	187,7	25	0,58	0,58
	6	70,7	166 7	6,57	6,57	8	3533 2461	6,7	4,82	274,8	28,3	0,34	0,34
	7	80,8	158 3	6,52	6,52	3	4122 3050	6,4	4,37	112,4	31,7	0,16	0,16
	8	90,8	150 0	6,47	6,47	8	4710 3638	6,1	3,94	5489,8	35	0,01	0,01
2	1	0	199 8	2,03	2,03	0	0	8,7	8,67		0	0	0,00
	2	30,5	200 0	6,77	6,77	7	1097 256,1	8,7	8,25	89,3	5	2,49	2,49
	3	40,6	191 7	6,72	6,72	2	1645 5731,	8,3	7,87	106,2	5,42	1,56	1,56
	4	50,6	183 3	6,67	6,67	7	2192 1120	8,0	7,49	131,6	5,83	1	1,00
	5	60,7	175 0	6,62	6,62	2	2740 1668	7,6	7,12	173,6	6,25	0,63	0,63

	6	70,7	166	7	6,57	6,57	3287	2215	7	7	7,2	6,75	257,0	6,67	0,36	0,36
	7	80,8	158	3	6,52	6,52	3835	2763	2	2	6,9	6,39	501,8	7,08	0,16	0,16
	8	90,8	150	0	6,47	6,47	4382	3310	8	7	6,5	6,02	15101,3	7,5	0	0,00
3	1	0	199	8	2,03	2,03	0	0	0	0	9,3	9,32		0	0	0,00
	2	30,5	200	0	6,77	6,77	1021	-	2	508,3	9,3	9,19	88,3	1,5	2,52	2,52
	3	40,6	191	7	6,72	6,72	1530	4585,	6	5	8,9	8,79	105,4	1,64	1,57	1,57
	4	50,6	183	3	6,67	6,67	2040	9679,	0	3	8,6	8,4	131,2	1,78	1	1,00
	5	60,7	175	0	6,62	6,62	2549	1477	4	3	8,2	8,01	174,8	1,92	0,62	0,62
	6	70,7	166	7	6,57	6,57	3058	1986	8	7	7,8	7,61	263,6	2,06	0,35	0,35
	7	80,8	158	3	6,52	6,52	3568	2496	1	1	7,4	7,22	544,2	2,2	0,15	0,15
	8	90,8	150	0	6,47	6,47	4077	3005	5	5	7,0	6,83	-	6706,5	2,34	-0
4	1	0	199	8	2,03	2,03	0	0	0	0	10,0	10		0	0	0,00
	2	30,5	200	0	6,77	6,77	9501	-1220	10,0	9,93	10,0	9,93	90,2	1	2,46	2,46
	3	40,6	191	7	6,72	6,72	1424	3519,	0	5	9,6	9,51	108,2	1,05	1,53	1,53
	4	50,6	183	3	6,67	6,67	1897	8258,	9	6	9,2	9,09	135,6	1,1	0,97	0,97
	5	60,7	175	0	6,62	6,62	2371	1299	8	8	8,8	8,67	182,6	1,15	0,6	0,60

6	70,7	166	7	6,57	6,57	2845	1773	8,4	8,26	281,5	1,2	0,33	0,33
7	80,8	158	3	6,52	6,52	3319	2247	7,9	7,84	626,2	1,25	0,13	0,13
8	90,8	150	0	6,47	6,47	3793	2721	7,5	7,42	-	1,3	0	0,03



Графік 4.5 Теоретична тягова характеристика трактора ХТЗ – 160.

5. РОЗРАХУНОК РЕДУКТОРА ПРИЧІПНОГО ПРИСТРОЮ

5.1. Геометричні та кінематичні параметри редуктора причіпного пристрою

Задача розрахунку: Визначити основні геометричні та кінематичні параметри передачі; прийняти степінь точності коліс; вичислити зусилля в зачепленні.

Вхідні дані: Тип передачі – прямозуба

Момент крутний на колесі $T_3 = 707,7 \text{ Н}\cdot\text{м}$

Частота обертання колеса $n_3 = 213 \text{ об}\backslash\text{хв}$

Передаточне число передачі $U_{III} = 1$

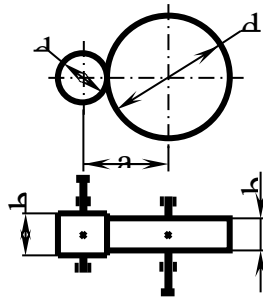


Рисунок 5.1. До розрахунку зубчастої передачі

Вибір матеріалу зубчастих коліс

Для виготовлення зубчастих коліс вибираємо сталь 40Х, термообробка поліпшування, НВ 285...305;

Допустимі контактні напруження при розрахунку на втому,

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{H \lim} \cdot Z_R}{S_H} K_{HL}, \quad (5.1)$$

де $\sigma_{H \lim}$ - базова границя контактної витривалості при $N_{HO}=10^7$;

Z_R - коефіцієнт, що враховує шорсткість поверхні зуба;

S_H - коефіцієнт запасу міцності, що залежить від термообробки;

K_{HL} - коефіцієнт довговічності при розрахунку на контактну міцність

$$\sigma_{Hlim} = 2HB + 70 ,$$

$$HB_{cp} = 0,227 \cdot 305 + 0,773 \cdot 285 = 289,5;$$

$$\sigma_{Hlimb} = 2H_{cp1} + 70 = 2 \cdot 289,5 + 70 = 649 \text{ Н/мм}^2;$$

$$[\sigma]_H = \frac{649 \cdot 1}{1} \cdot 1 = 649 \text{ Н/мм}^2;$$

Міжосьова відстань передачі із умови контактної міцності

$$a_w = K_a \cdot (U \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_{2P} \cdot K_{H\beta}}{U^2 \cdot [\sigma]_H^2 \cdot \psi_{ba}}} , \quad (5.2)$$

де K_a – коефіцієнт міжосьової відстані для прямозубих сталевих коліс,

$$K_a = 49,5;$$

$K_{H\beta}$ - коефіцієнт концентрації навантаження по довжині зуба,

$$K_{H\beta} = 1.1 \dots 1.3;$$

ψ_{ba} – коефіцієнт ширини колеса.

$$a_w = 49,5(1+1) \sqrt[3]{\frac{707,7 \cdot 10^3 \cdot 1,2}{1^2 \cdot 649^2 \cdot 0,4}} = 164,9 \text{ мм.}$$

Приймається згідно ГОСТ 2185-66 $a_{wIII} = 160 \text{ мм}$

Модуль зачеплення

Для силових передач рекомендують приймати модуль із діапазону:

$$m = (0,01 \dots 0,02) \cdot 160 = 1,6 \dots 3,2 \text{ мм}$$

Приймаємо $m = 2,5 \text{ мм}$

Визначення числа зубів

Сумарне число зубів шестерні та колеса

$$Z_C = \frac{2a_w}{m} , \quad (5.3)$$

$$Z_C = \frac{2 \cdot 160}{2,5} = 128$$

Число зубів шестерні

$$Z_1 = \frac{Z_C}{U \pm 1}, \quad (5.4)$$

$$Z_1 = \frac{128}{1+1} = 64$$

Число зубів колеса

$$Z_2 = Z_C - Z_1, \quad (5.5)$$

$$Z_2 = 128 - 64 = 64.$$

Геометричні розміри зубчастих коліс

Ділильні діаметри

$$d_1 = m_n \cdot Z_1, d_2 = m_n \cdot Z_2, \quad (5.6)$$

$$d_1 = d_2 = 2.5 \cdot 64 = 160 \text{ мм}$$

Діаметри кіл виступів та западин

$$d_{a1} = d_{a2} = d + 2 \cdot m_n, \quad (5.7)$$

$$d_{a1} = d_{a2} = 160 + 2 \cdot 2,5 = 165 \text{ мм}$$

$$d_{f1} = d_{f2} = d - 2,5 \cdot m_n, \quad (5.8)$$

$$d_{f1} = d_{f2} = 160 - 2,5 \cdot 2,5 = 153,75$$

Ширина зубчастих коліс

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w, b_1 = b_2 + (2 \dots 5) \text{ мм}, \quad (5.9)$$

$$b_2 = 0,4 \cdot 160 = 64 \text{ мм}; b_1 = 68 \text{ мм}.$$

Коефіцієнт ширини шестерні

$$\psi_{bd} = \frac{b_2}{d_1}, \quad (5.10)$$

$$\psi_{bdT} = \frac{64}{64} = 1.$$

Колова швидкість передачі, м/с

$$V = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60 \cdot 1000}, \quad (5.11)$$

$$v_T = \frac{3,14 \cdot 160 \cdot 56,52}{60000} = 0,47 \text{ м/с}$$

По значенню колової швидкості і призначення передачі приймається степінь точності по ГОСТ 1643-81. Для підвищення кінематичних показників приймаємо 8 степінь точності.

Зусилля у зачепленні

Колові

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2}, \quad (5.12)$$

де T_2 – момент обертаючий на колесі, Н мм

d_2 – ділительний діаметр колеса, мм

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot 707,7 \cdot 10^3}{160} = 8846 \text{ Н}$$

Радіальні

$$F_{r1} = F_{r2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (5.13)$$

де α - кут зачеплення, $\alpha=20^\circ$ для стандартних зачеплень по ГОСТ 13755-81

$$F_{r1} = F_{r2} = 8846 \cdot 0,364 = 3220 \text{ Н}$$

Розрахунок проміжного валу редуктора

Вихідні дані: Момент обертаючий на валу

$$T_2 = 707,7 \text{ Нм}$$

Зусилля, які діють на вал: - колові $F_{t2} = 8846 \text{ Н}$

- радіальне $F_{r2} = 3220 \text{ Н}$

Довжина ділянок вала: $a = b = 55 \text{ мм}$

Розробимо розрахункові схеми у горизонтальній (H) і вертикальній (V) площинах.

Опорні реакції

У горизонтальній площині: $\sum M_A^H = 0$; $-F_{r2} \cdot a + R_C^H(a+b) = 0$;

$$\sum M_C^H = 0$$
 ; $F_{r2} \cdot b - R_A^H(a+b) = 0$

$$R_C^H = \frac{3220 \cdot 0,055}{0,055 + 0,055} = 1610 \text{ Н.}$$

$$R_A^H = \frac{3220 \cdot 0,055}{0,055 + 0,055} = 1610 \text{ Н}$$

У вертикальній площині:

$$\sum M_A^V = 0 ; F_{t2} \cdot a - R_C^V(a+b) = 0$$

$$\sum M_C^V = 0 ; -F_{t2T} \cdot b + R_A^V(a+b) = 0$$

$$R_A^V = \frac{8846 \cdot 0,055}{0,11} = 4423 \text{ Н;}$$

$$R_C^V = \frac{8846 \cdot 0,055}{0,055 + 0,055} = 4422 \text{ Н}$$

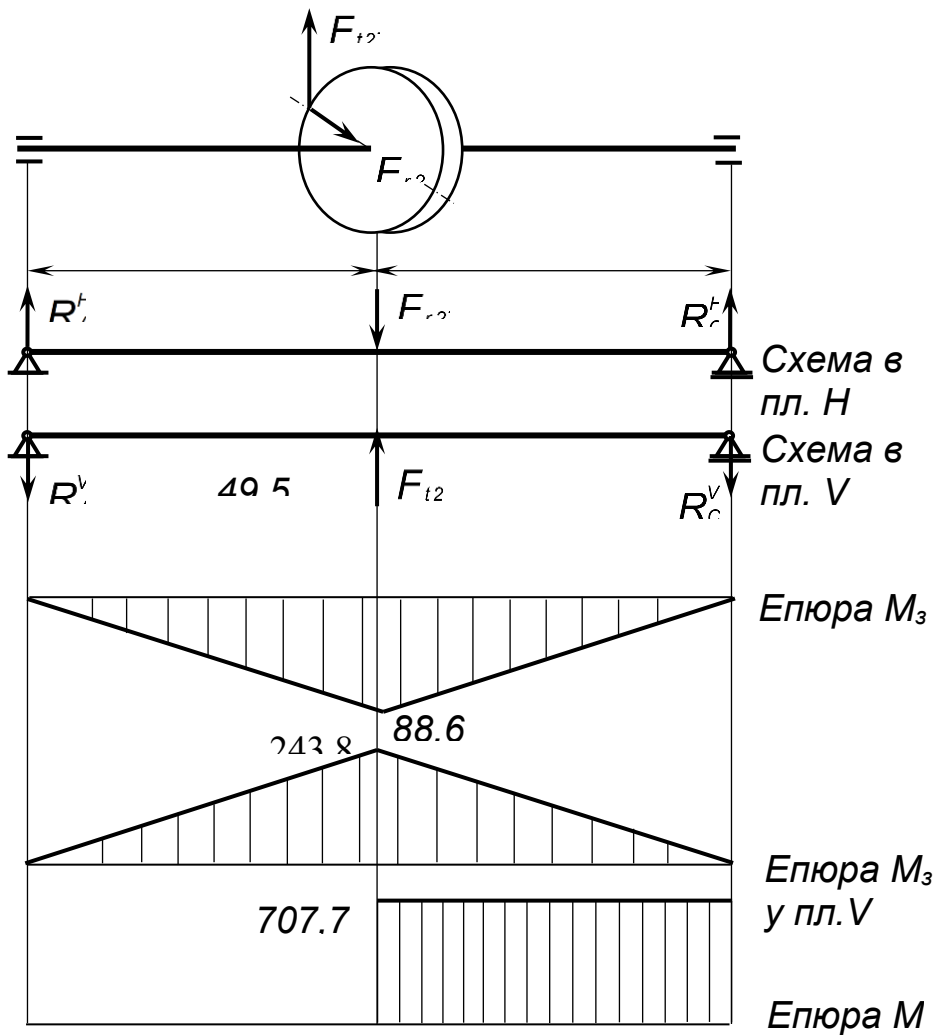


Рисунок. 5.3. До розрахунку проміжного вала редуктора

Сумарні реакції

$$R_A = R_C = \sqrt{(R^H)^2 + (R^V)^2} = \sqrt{1610^2 + 4432^2} = 4715,4 \text{ Н}$$

Згинаючі моменти у перетинах вала

$$\text{У горизонтальній площині: } M_{3B}^H = -R_A^H \cdot a = 1610 \cdot 0,055 = 88,6 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$\text{У вертикальній площині: } M_{3B}^V = -R_A^V \cdot a = -4432 \cdot 0,055 = -243,8 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Сумарні згинаючі моменти

$$M_{3B} = \sqrt{(M_B^H)^2 + (M_B^V)^2} = \sqrt{(88,6)^2 + (-243,8)^2} = 259,4 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Еквівалентний момент у перетині В, як найбільш навантаженому

$$M_{\text{ЕКВ}} = \sqrt{(M_{3B})^2 + 0,75 T_{IV}^2} = \sqrt{(259,4)^2 + 0,75 \cdot 707,7^2} = 655,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Діаметр вала у перетині В

$$d_c = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{ЕКВ}}}{0,1[\sigma]_B}} = \sqrt[3]{\frac{655,5 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 60}} = 47,8 \text{ мм}$$

де $[\sigma]_B = 50 \dots 60$ МПа - допустимі напруження згину при розрахунку валів

Приймаємо конструктивно діаметр вала у перетинах А і С (під підшипниками) 45 мм, у перетині В (під зубчастим колесом) 50 мм, вихідний кінець вала 40 мм.

У результаті розрахунків визначені основні параметри зубчастих передач редуктора та розміри проміжного вала.

6. БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ

6.1 Умови безпеки праці на тракторі ХТЗ-160.

Головними умовами забезпечення безпеки життєдіяльності є: максимальне усунення несприятливих факторів в виробничому процесі, створення здорових і комфортабельних умов на робочих місцях, підвищення продуктивності праці, зниження професійної, зумовленої виробничими процесами захворюваності й виробничого травматизму, продовження працездатності людей, максимальне створення їх творчої здатності.

Метою створення умов безпеки життєдіяльності є розробка способів забезпечення виробничої безпеки та нормування умов охорони праці.

Конструкція трактора ХТЗ-120 забезпечує безпеку праці тракториста при роботі і відповідає вимогам безпеки, передбачених ГОСТ 12.9.019.76 и ССБП. Нещасні випадки можуть трапитись тільки в результаті порушення правил техніки безпеки обслуговуючим персоналом.

Відповідно ГОСТ 12.2.003-74 на тракторі ХТЗ-120 встановлено дзеркало заднього виду, габаритні вогні, гальмуючі сигнали, передні та задні фари, вказівні повороти, двохсвітлові фари з переключенням на ближнє та дальнє світло, підніжки, ручки, футляр для аптечки першої медичної допомоги, термос для питної води, прив'язні ремні, кріплення засобів пожежогашіння.

Для віброізоляції рами трактора від дії інертних сил та моментів двигуна застосована підвіска. Для покращення умов праці тракториста в будь-яку пору року і в різних кліматичних умовах на тракторі встановлена цільнометалева, двомісна герметизована кабіна з каркасом безпеки. Вона має двоє дверей, на яких встановлено рухоме скло, склопідйомники та замки.

Для термоізоляції, зменшення шуму в кабіні і усунення вібрації, передня панель, підлога і дах кабіни покриті ізоляційною мастикою шаром 2-3 мм. На підлозі і даху кабіни на 1 шар мастики наклеєні шумоізоляційні і водонепроникний картон. Кабіна встановлена на 4-х резинових амортизаторах.

В ній знаходяться два регулюємих підресорних сидіння з підвіскою паралелограмного типу, гідравлічним амортизатором, м'якими подушками і спинами. Крім того, кабіна має улаштування нормалізації мікроклімату – вентиляцію, обігрівання з використанням повітряоохолоджувача – опалювача. В кабіні також встановлені склоочисники і сонцезахисні улаштування. Всі органи керування трактором в кабіні розташовані зручно, не заважають вільному пересуванню рук і ніг при керуванні. Рівень шуму на різних частотах в кабіні трактора при використанні будь яких робіт знаходиться в межах 60...90 дБл (ГОСТ 12.1.003-76), вібрації 74...100 дБ (ГОСТ 12.1.012-78). Температура повітря 14...28⁰С при відносній вологості повітря 40...60 %, швидкість повітря 0,2...0,4 м/с.

При використанні трактора ХТЗ-160 в сільському господарстві йому припадає виконувати найрізноманітніші польові і транспортні роботи в агрегаті з великою кількістю різноманітних причепних, навісних та напівнавісних машин та знарядь. При роботі транспортних агрегатів можуть з'явитися небезпечні випадки. Безпека обслуговуючого персоналу та надійність машинно-тракторного агрегату в більшості залежить від якості підготовки транспортного агрегату до експлуатації.

Для підтримання трактора і агрегатуємих з ним машин в виправленому стані існує система технічного обслуговування та ремонту, яка являє собою основу тривалої та безпечної експлуатації трактора. Загальні вимоги безпеки до тракторів та самохідних сільськогосподарських машин встановлені ГОСТ 12.2.019-76 та єдиними вимогами до конструкції тракторів та сільськогосподарських машин по безпеці та гігієні праці.

Для забезпечення безпечної роботи та попередження нещасних випадків необхідно виконувати вимоги, передбачені відповідними інструкціями.

До роботи на тракторі ХТЗ-160 та його обслуговування допускаються особи, яким виповнилося 18 років, закінчивши спеціальні курси по вивченню

конструкції та маючи посвідчення на право керування трактором, та які пройшли інструктаж з техніки безпеки.

Перед початком роботи трактора необхідно впевнитись, що двигун від'єднаний від трансмісії (ричаг перемикання діапазонів встановлений в нейтральне положення, а муфта валу відбору потужності – в положення „вимкнено”), а також в тому, що під трактором немає людей.

Необхідно також перевірити справність керування дизелем, гальмів, рульового керування та електрообладнання.

Не можна починати рух трактора, якщо тиск повітря в пневматичній системі нижче 0,45 мПа, та тиск в гідравлічній коробці передач нижче 0,95 мПа.

Не слід працювати з причепами, не обладнаними гальмами.

При їзді по твердим сухим дорогам з малим навантаженням або в холосту не вмикають передній міст.

На транспортних роботах необхідно рухатись зі швидкістю, яка забезпечує повну безпеку.

Особливо уважним необхідно бути при русі на поворотах, спусках та підйомах, мостах та перехрестях, слизькій дорозі, а також вночі та при поганій видимості.

При переїздах через мости, плотини необхідно користуватись тільки швидкостями II діапазону. Не допускається рух трактора поперек крутих схилів. На невеликих схилах користуються тільки швидкостями II діапазону, уникаючи крутих поворотів та переїзду перешкод.

Під час спуску або підйому не допускається зупинка двигунів та вимкнення муфти зчеплення. Рух зі швидкостями II діапазону здійснюється також на схилах та косогорах, на засніжених дорогах, а також при ожеледі. Льодові переправи необхідно переборювати з відкритими дверцями. Щоб уникнути заносів та „складання” тракторного поїзду при спусках не перемикати передачі. При роботі на слизьких та засніжених дорогах вмикаються обидва мости. При цьому не допускаються різні гальмування та повороти.

Причепні знаряддя та причепа повинні мати жорсткі зчіпки. Причеп з трактором з'єднують також страховочними ланцюгами або тросами.

Обслуговування та усунення несправностей здійснюється тільки при непрацюючому дизелі. Перед виходом з кабіни ричаг перемикання діапазонів встановлюється в нейтральне положення, трактор гальмується центральним гальмом. Не можна залишати трактор розгальмованим.

При роботі трактора з сільськогосподарськими або дорожніми машинами та знаряддями додержуються правил техніки безпеки, викладені в керівництві до експлуатації відповідної машини або знаряддя.

При тривалій зупинці трактора начіпне знаряддя повинно бути опущеним, глушиться дизель та вимикається вмикач „маш”. Не можна знаходитись під знаряддям, не встановив підставки.

При роботі з редуктором валу відбору потужності кардан приводу повинен бути загороджений захисним кожухом.

Трактор буксирується тільки переднім ходом при вмиканні насоса рульового керування від колес та швидкості руху не більше 15 км/ч. При несправних гальмах та гідравлічній системі рульового керування трактор буксирується тільки на жорсткій згінці.

Перед піддомкращуванням трактора необхідно заглушити двигун, затягнути центральні гальма та заблокувати горизонтальний шарнір рами.

Заправка трактора мастильними матеріалами механізованими способами повинна виконуватись з додержанням правил пожежної безпеки. При цьому не допускається паління та користування відкритим вогнем. Не допускається підтікання палива й масла, замаслювання дизеля.

Не можна користуватися відкритим вогнем для перегріву паливопроводів та нижньої кришки картера дизеля. Необхідно постійно слідкувати за станом ізоляції та надійністю кріплення електропроводів. Недопустимо збирання соломистих продуктів на двигуні.

На тракторі встановлюється вогнегасник ОУ-5 в місці, передбаченому по праву сторону кабіни.

При погрузці та розгрузці трактора користуються краном вантажопідйомністю не менше 10 т та спеціальними захватами, забезпечуючими безпеку роботи і збереженість кабіни та облицювання.

Для зчалування передньої частини трактора підводиться трос під нижній брус між двома його виступами і закріплюється до спеціальної траверси, яка запобігає облицювання трактора від пошкоджень тросом. Задню частину рами зачалують тросами за ось навіски.

Якщо при проведенні технічного обслуговування чи ремонті необхідно ту чи другу частину рами, користуються, користуються домкратом вантажопідйомністю не менше 5 т.

При піддомкращуванні трактор встановлюють на рівній горизонтальній площині, виключають дизель, затягують зупиночні гальма, важелі коробки передач і переключення діапазонів встановлюють в нейтральне положення, під непіддомкращені колеса встановлюють упорні клини.

ВИСНОВКИ

1. Об'єктом дипломного проектування був прийнятий кормозбиральний агрегат у складі силосозбирального комбайна КСС-2,6 та орно-просапного трактора ХТЗ-160, які найбільш поширені в Україні при збиранні кукурудзи на силос.

2. Відомі конструкції пристроїв приєднання комбайна КСС-2,6 до тракторів типу ХТЗ-120 та ХТЗ-160 не забезпечують ефективної роботи кормозбирального агрегату внаслідок переходу правих коліс трактора за правий подільник КСС-2,6.

3. Модернізований пристрій приєднання комбайна КСС-2,6 до тракторів типу ХТЗ-120 та ХТЗ-160 забезпечує збільшення ширини захвату кормозбирального агрегату і, як наслідок, підвищення його продуктивності.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. О.О. Вінюков, О.Б. Бондарева, С.Л. Гавриш, М.М. Тимофеев та ін. Технологічні рекомендації з особливостей збирання, підготовки ґрунту та сівби озимих зернових культур в 2016 році. Національна академія аграрних наук України донецька державна сільськогосподарська дослідна станція. Покровськ, 2016. 27с.

2. Швець А. Ю. Обґрунтування кінематичних параметрів начіпного механізму трактора ХТЗ-17221. ВНАУ, факультет механізації сільського господарства, кафедра експлуатації машинно-тракторного парку і технічного сервісу: робота на здобуття освітнього ступеня «Магістр» за спеціальністю 208 «Агроінженерія». Вінниця. 2018. 72с.

1. Скотников В.А. и др. Основы теории и расчета трактора и автомобиля. М.: Агропромиздат, 1986. – 383с.

2. Чудаков Д.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля. – М.:Машиностроение, 1972. – 384с.

3. Яковенко А.М. Основы теорії, розрахунку та аналіз роботи тракторів та автомобілів. Учбовий посібник. – Одеса: Р-т ОСГІ, 1997. – 32с.

4. Смирнов Ю.Г., Кузьмин М.В. Машинно-тракторные агрегаты для выполнения с.-х. работ: Обзорная информ. – М.: ЦНИИТЗИ тракторосельхозмаш, 1993. – 60 с.

5. Надикто В.Т., Черепухин В.Д., Абдула С.Л. и др. Перспективы использования трактора ХТЗ-120 // Трактора и сельхозмашины, 1995, №10.

6. Надикто В.Т., Шаповалов Ю.К., Амелин Н.Г. Агрегаты на основе трактора ХТЗ-120 // Трактора и сельхозмашины, 2000, №8. с. 4-5.

7. Евенко В.Г. Изменение конструктивных схем и расширение сферы применения тракторов тягового класса 3 // Механизация и электрификация сельского хозяйства, 1985, №12. с.12-13.

8. ГОСТ 12.2.019-86. Техника сельскохозяйственная. Общие требования к

безопасности.

9. ГОСТ 2.1.05-95 ЕСКД. Общие требования к текстовым документам.
10. ГОСТ 2.109-73 ЕСКД. Основные требования к чертежам.
11. ГОСТ 2.301-68 ЕСКД. Форматы.
12. ГОСТ 2.1-04-68 ЕСКД. Основные надписи.
13. ГОСТ 2.307-68 ЕСКД. Нанесение размеров и предельных отклонений.
14. ГОСТ 2.302-68 ЕСКД. Масштабы.
15. ГОСТ 2.306-68 ЕСКД. Обозначение графических материалов и правила нанесения на чертежах.
16. ГОСТ 380-94. Сталь углеродистая общего назначения. Марки и технические требования.
17. ГОСТ 1050-88. Сталь углеродистая общего назначения. Марки и технические требования.
18. ГОСТ 25346-82. Единая система допусков и посадок.
19. ГОСТ 25670-83. Основные нормы взаимозаменяемости. Предельные отклонения размеров с неуказанными допусками

ДОДАТКИ