

**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 «Дослідження тягової динаміки колісного трактора з шинами
рівного розміру»**

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

Гарант освітньої програми

к.т.н., доцент Сівак І.М.

(науковий ступінь та вчене звання) (підпис) (ПІБ)

Керівник дипломного проєкту бакалавра

к.т.н., доцент Романченко В.М.

(науковий ступінь та вчене звання) (підпис) (ПІБ)

Виконав

(підпис) (ПІБ)

Семиліт Ярослав Олександрович

КИЇВ – 2025

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко-технологічний факультет

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

тракторів і автомобілів

д.т.н., проф. _____ **Калінін Є.І.**
(наук. ступ., вч. звання) (підпис) (ПІБ)

« _____ » _____ 2024 р.

ЗАВДАННЯ

на виконання дипломного проекту бакалавра студенту

Семиліту Ярославу Олександровичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність _____ 208 «Агроінженерія»

(код і назва)

Тема дипломного проекту бакалавра на тему «Дослідження тягової динаміки колісного трактора з шинами рівного розміру»

затверджена наказом ректора НУБіП України від «06» грудня 2023р. №2217 «С»

Термін подання завершеної роботи (проекту) на кафедру: _____ 31.05.2023

(рік, місяць, число)

Вихідні дані до дипломного проекту бакалавра: тягові характеристики тракторів загального призначення з різними методами підвищення тягово-зчіпних властивостей

Перелік питань які потрібно розробити

Вступ

1. Технічне обслуговування трактора

2. Тяговий розрахунок трактора

3. Проектування гідродинамічної муфти

4. Розрахунок та проектування коробки передач

Висновки

Перелік графічного матеріалу: Технічне обслуговування трактора. Тяговий розрахунок трактора. Проектування гідродинамічної муфти. Розрахунок та проектування коробки передач.

Висновки

Дата видачі завдання «03» вересня 2024 р.

Керівник дипломного проекту бакалавра _____ Романченко В.М.

(підпис) (прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання _____ Семиліт Я.О.

(підпис) (прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Основна частина дипломного проекту викладена на 45 сторінках пояснювальної записки і 10 слайдів презентації, відображена у 9 таблицях та ілюстрована 12 рисунками.

Пояснювальна записка складається із вступу, 4 розділів, висновків, списку використаної літератури.

Тема дипломного проекту: «Дослідження тягової динаміки колісного трактора з шинами рівного розміру»

При вдосконаленні даного багатоцільового сільськогосподарського трактора, враховувалися ті властивості й особливості конструкції, які визначають призначення, умови його експлуатації, організацію технічного обслуговування й ремонту.

Велика розмаїтість типів тракторів, широкий діапазон областей їхнього цільового призначення спричиняють деяку специфіку їхнього проектування.

У даному дипломному проекті розроблені й удосконалені деякі вузли й агрегати трактора, а також досягнуті поліпшення по ряду їхніх основних показників.

Даний тип трактора добре зарекомендує себе в областях сільського господарства тому що може агрегатуватися всілякими типами навісного устаткування.

Ключові слова: трактор загального призначення, тягова характеристика, гідродинамічна муфта, коробка передач.

ЗМІСТ

ВСТУП	5
РОЗДІЛ 1 ТЕХНІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ТРАКТОРА	6
1.1 Призначення трактора	6
1.2 Технічне обґрунтування проектового вузла трансмісії	7
РОЗДІЛ 2 ТЯГОВИЙ РОЗРАХУНОК ТРАКТОРА	11
2.1 Розрахунок експлуатаційної та максимальної ваги трактора	12
2.2 Розрахунок параметрів ходової системи	12
2.3 Статична стійкість трактора	13
2.3.1 Стійкість гусеничного трактора	13
2.4 Розрахунок потужності двигуна і його основних параметрів	14
2.5 Підбір гідродинамічної муфти	16
2.6 Розрахунок швидкостей руху та передаточних чисел трансмісії	19
2.7 Побудова теоретичної тягової характеристики	21
РОЗДІЛ 3 ПРОЕКТУВАННЯ ГІДРОДИНАМІЧНОЇ МУФТИ	26
3.1 Конструкція гідродинамічної муфти	26
3.1.1 Типіфікація та уніфікація гідродинамічних муфт	28
3.1.2 Розрахунок блокувальної гідропідтискної муфти	30
РОЗДІЛ 4 РОЗРАХУНОК ТА ПРОЕКТУВАННЯ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ	33
4.1 Розрахунок числа зубів у проектованій коробці передач	33
4.1.2 Розрахунок первинного вала коробки передач	35
4.2 Розрахунок зубчастої передачі	40
4.3 Розрахунок підшипників первинного вала	41
ВИСНОВКИ	43
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	44
ДОДАТКИ	47

ВСТУП

У сучасних економічних умовах все більша перевага віддається продуктивній і надійній сільськогосподарській техніці. На перший план виходять вимоги по забезпеченню належних умов праці оператора: плавність ходу трактора, легкість керування машиною й комфортабельність. У цьому промисловість України істотно поступається закордонним виробникам, що позначається на конкурентоздатності продукції. Отже одним з важливих напрямків є розробка нової техніки, яка не буде поступатися по показниках закордонній.

Одним з таких напрямків є проектування сільськогосподарських тракторів з автоматичними трансмісіями, що полегшує працю оператора з одного боку, а з іншої дозволяє одержати оптимальні режими роботи трактора для кожної виконуваної роботи. Застосування гідродинамічних трансмісій на тракторах дозволить підвищити плавність ходу трактора й знизити навантаження в трансмісії, що приведе до більш комфортних умов роботи оператора й довговічності агрегатів трактора, при незначних втратах у ККД трансмісії трактора.

Спроекований у дипломному проекті трактор оснащений гідродинамічною муфтою, що блокується. Це дозволяє виключити такий недолік у гідродинамічних трансмісіях як перегрів робочої рідини, залишивши всі її переваги. Застосування електроклапанного розподільника для перемикання передач і мікропроцесорного блоку дозволить автоматизувати трансмісію трактора, що істотно підвищує конкурентоздатність трактора й виводить його на сучасний рівень у порівнянні з аналогічною сільськогосподарською технікою.

РОЗДІЛ 1 ТЕХНІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ТРАКТОРА

1.1 Призначення трактора

Збільшення продуктивності машинотракторних агрегатів досягається підвищенням робочих швидкостей і коефіцієнтом завантаження двигуна. Однак коливання зовнішніх опорів не дозволяють повністю використати потужність тракторного двигуна. Завантаження, наприклад, гусеничних тракторів на оранці навіть у найбільш сприятливих умовах не перевищує 85—93%. Середній експлуатаційний коефіцієнт завантаження гусеничних сільськогосподарських тракторів класу $3m$ ще нижче й коливається в межах 0,65—0,8. Значне зниження цього коефіцієнта спостерігається при роботі тракторів на пересіченому рельєфі, а також з підвищеними робочими швидкостями. Істотне значення при цьому має погіршення умов праці тракториста в результаті ускладнення керування тракторним агрегатом. Тому подальше підвищення продуктивності вимагає впровадження вузла який забезпечив би трансмісію трактора у випадку його перевантаження, а також забезпечив повну автоматизацію керування трансмісією.

Трактор, на відміну від таких тягових машин, як колісні й гусеничні тягачі, транспортери й автотягачі, експлуатується, по-перше, при порівняно більших питомих гаківих навантаженнях, а по-друге, при більш низьких робочих швидкостях руху.

Опір руху тракторного агрегату змінюється в широких межах. У таких умовах для досягнення максимальної продуктивності тракторного агрегату необхідно відповідно змінам опору міняти передатні відношення трансмісії, щоб забезпечити можливість найбільш ефективного використання потужності двигуна. Змінювати передатні відношення трансмісії відповідно до змін зовнішнього опору необхідно й для найбільш економічної по витраті палива роботи тракторного агрегату при виконанні ним сільськогосподарських операцій

1.2 Технічне обґрунтування проектного вузла трансмісії

На більшості тракторів встановлюють механічну трансмісію, у якій агрегатом, що дозволяє змінювати передатні відношення трансмісії, є ступенева коробка передач, що включає її, що виключає при допомозі фрикційної муфти зчеплення.

Механічна ступінчаста трансмісія має ручне керування, що при великій частоті зміни режиму роботи неминує приводить до підвищення фізичної й нервової стомлюваності тракториста.

Крім того, при ручному керуванні вибір необхідної робочої передачі й моменту її включення здійснюється по розсуду тракториста. Тому при підборі передач тракторист використовує лише непрямі ознаки, що характеризують режим роботи двигуна (наприклад, зниження швидкості обертання колінчатого вала двигуна при його перевантаженні, обумовлене по зміні рівня шуму, та ін.). Це, природно, призводить до підвищення вимог до кваліфікації тракториста, ускладненню його праці й, нарешті, до істотного зниження експлуатаційних показників трактора через несвоєчасне перемикання й нераціональне використання передач і тому неефективної роботи двигуна.

Тому використання гідродинамічної муфти дозволяє, знаючи її навантажувальну характеристику, оптимальний режим роботи двигуна, тягове зусилля трактора, визначити найбільш оптимальний режим роботи трактора в цілому. Тракторист не в змозі визначити режим роботи всіх вузлів і природним у цьому випадку є впровадження в трансмісію трактора електронної керуючої системи, що автоматично відслідковує й керує режимом роботи трактора. Причому режим роботи визначається оптимальним для конкретного виду робіт, наприклад робочий режим і транспортний.

Електронне керування трансмісією дозволяє в комплексі з гідродинамічною муфтою виключити можливі перевантаження трансмісії, тим самим підвищуючи стабільність роботи й плавність ходу трактора.

Істотний недолік механічних тракторних трансмісій полягає в трудності, складності й тривалості процесу перемикання їхніх ступінчатих коробок зі звичайними механізмами перемикання, такими як механічні муфти, і приводами керування механічного типу.

Тому за базову конструкцію взята коробка передач трактора Т-150, що дозволяє виконувати перемикання передач без розриву потоку потужності.

У трактора, що працює з більшими гаковими навантаженнями, рушання з місця більш ускладнене, а перехід з нижчої передачі на вищу на ходу, без зупинки трактора, виявляється в більшості випадків при звичайній механічній трансмісії взагалі неможливим. Через велике стосовно зчіпної ваги гакове навантаження при порівняно малому запасі кінетичної енергії тракторний агрегат настільки швидко губить первісну швидкість і так швидко зупиняється після вимикання муфти зчеплення, що за цей час не можна встигнути перемикнути передачі та знову включити муфту зчеплення.

У результаті рух на суміжній вищій передачі повинен починатися знову, як і на нижчій передачі, із процесу рушання тракторного агрегату з місця. Ця особливість роботи трактора має істотне значення для оцінки ефективності використання його коробки передач і двигуна. З одного боку, вона означає, що в трактора, на відміну від інших тягових машин, коробка передач для розгону зазвичай не використовується.

З іншого боку, вона свідчить про те, що завантаження тракторного двигуна при сталому режимі роботи на будь-якій передачі обмежуються не тільки опорами, але й необхідністю забезпечення рушання тракторного агрегату з місця й розгону до сталої швидкості на одній і тій же передачі.

Доцільність маневрування передачами виникає при виконанні таких сільськогосподарських робіт, які відрізняються високою нестабільністю сил опору.

Внаслідок зміни рельєфу місцевості або неоднорідності фізичних властивостей ґрунту в межах оброблюваного поля зустрічаються ділянки з підвищеними або з істотно зниженими опорами. У подібних випадках при виборі робочої передачі враховуються труднощі перемикання передач і пов'язана з перемиканнями втрата часу й, отже, зниження виробітку, а тому перевагу одержує звичайно нижча передача, що забезпечує невинну роботу тракторного агрегату на довжині гонів.

Маневрування передачами виконується лише тоді, коли втрата часу на перемикання передач і розгін тракторного агрегату з надлишком компенсується виграшем часу, одержуваним від руху на окремих ділянках гонів на вищих передачах. Тому застосування коробки перемикання передач по навантаженням підвищує продуктивність трактора також і забезпечує можливість її автоматизації.

Таким чином, спрощення й скорочення тривалості перемикання ступеневої коробки передач трансмісії дозволяють підвищити продуктивність і паливну економічність тракторного агрегату не тільки в результаті підвищення завантаження двигуна при роботі на даній передачі.

Відсутність твердих кінематичних зв'язків між трансмісією й двигуном, природно приводить до зниження динамічних перевантажень, що виникають у результаті різких змін опору і його циклічних коливань.

Все це забезпечує гідромеханічним тракторним трансмісіям у порівнянні зі звичайними механічними наступні основні переваги:

- поліпшується динаміка трактора внаслідок підвищення параметрів розгону, особливо при рушанні з місця
- спрощується й полегшується керування трактором
- поліпшуються умови роботи тракториста, зростає комфортабельність трактора в результаті підвищення плавності його руху, особливо при рушанні з місця й розгоні, а також при різких змінах опору руху;
- істотно підвищується прохідність трактора по слабких ґрунтах

у результаті усунення різких змін зусиль, що діють у контакті між опорними поверхнями рушія й ґрунтом;

- зниження динамічних навантажень і коливань сприяє збільшенню терміну служби не тільки трансмісії, але також двигуна й рушія;

- усувається можливість заглохання двигуна при перевантаженнях трактора, що не тільки спрощує керування, але й забезпечує можливість роботи з більше високим завантаженням.

РОЗДІЛ 2 ТЯГОВИЙ РОЗРАХУНОК ТРАКТОРА

Тяговий розрахунок є початковим етапом створення нової конструкції трактора. Цим розрахунком визначаються його основні параметри та характеристики.

Розглянутий в даній роботі сільськогосподарський трактор обладнується гідродинамічною трансмісією з гідромuftою. Основним недоліком гідромuftи є те, що вона істотно перегрівається при роботі трактора з високим навантаженням. Для виключення проблеми перегріву, було ухвалене рішення про установку гідромuftи, що блокується й датчика температури, що при перевищенні припустимої температури, подає сигнал на блокувальну муфту й трактор на якийсь час переходить у режим роботи з механічною трансмісією та продовжує виконувати свої роботи, а температура в муфті падає й при її зниженні датчик знову подає сигнал на блокувальну муфту, та розблоковується, і трактор знову працює з усіма перевагами гідродинамічної трансмісії. Отже необхідно розглянути тяговий розрахунок трактора як з гідродинамічною трансмісією, так і механічною, а робота трактора буде являти собою комбінацію цих двох розрахунків, причому пророчити характер роботи трактора досить складно, тому що перегрів трактора буде залежати як від часу роботи трактора з деяким навантаженням, від величини навантаження, від температури повітря, і від теплообміну гідромuftи.

Порядок розрахунку наступний:

- розглянемо загальні характеристики для трактора, як з механічною так і з гідродинамічною трансмісією;
- підбираємо гідромuftу й робимо тяговий розрахунок трактора з гідромuftою;
- тяговий розрахунок трактора з механічною трансмісією.

2.1 Розрахунок експлуатаційної та максимальної ваги трактора.

Експлуатаційна вага має бути такою, щоб робота трактора з номінальною силою тяги на гаку $P_{кр.н}$ забезпечувала максимальний тяговий ККД.

Відповідно до ДСТУ 27021-86 розрахункову експлуатаційну вагу сільськогосподарського трактора визначають за формулою:

$$G = \frac{P_{кр.н}}{\psi_{т.о}}, \quad (2.1)$$

де $P_{кр.н}$ – номінальна сила тяги на гаку, кН; $\psi_{т.о}$ – питома сила тяги на гаку при максимальному тяговому ККД, рівний 0.5;

$$G = \frac{50000}{0.5} = 100000 \text{ Н.}$$

Максимальна вага розраховується під час роботи трактора в найменш сприятливих ґрунтових умовах, при φ_{\min} і f_{\max} .

$$G_{\max} = \frac{P_{кр.н}}{\lambda \cdot \varphi_{\min} - f_{\max}}, \quad (2.2)$$

де φ_{\min} – коефіцієнти зчеплення, рівний 1.1; f_{\max} – коефіцієнт опір коченню для несприятливих ґрунтових умов; λ – коефіцієнт навантаження рівний 1;

$$G = \frac{50 \cdot 1.25}{0.5 - 0.08}; G_{\max} = 14 \text{ кН};$$

2.2 Розрахунок і ходової системи

Співвідношення між шириною гусениць і колією трактора загального призначення становить:

$$b = (0,27 \dots 0 \dots 0,30) \cdot B, \quad b = 0.28 \times 1.435 = 0.4 \text{ м} \quad (2.3)$$

Поздовжня база L – (відстань між осями передніх і заднього опорних котків), розраховується по формулі :

$$L = \frac{G}{2 \cdot q \cdot b}, \quad (2.4)$$

де q – питомий тиск гусениці на ґрунт, МПа.

$$L = \frac{100000}{0.7 \cdot 10^6 \cdot 2 \cdot 0.4}$$

$$L = 1.7 \text{ м.}$$

Значення питомих тисків для сільськогосподарські тракторів:

$$q_c = 0,06 \dots 0 \dots 0,12 \text{ МПа;}$$

Максимальну силу тяги на гаку визначають по вираженню :

$$P_{кр. max} = \chi \cdot P_{кр. н. ,} \quad (2.5)$$

де χ – коефіцієнт запасу сили тяги на гаку.

Для гусеничного трактора $\chi = 1,2 \dots 1 \dots 1,3$

$$P_{кр. max} = 50000 \cdot 1.2 = 60000 \text{ Н}$$

Розрахунковий радіус зірочки визначається формулою :

$$r_k = \frac{z \cdot t_z}{2\pi}, \quad r_k = \frac{14 \cdot 0.17}{2\pi} = 0.379 \text{ м.} \quad (2.6)$$

де t_r – крок гусениці рівний 0.17 м.

2.3 Статична стійкість трактора

2.3.1 Стійкість гусеничного трактора

Граничний статичний кут поздовжньої стійкості на підйомі:

$$\alpha_{lim} = \arctg \frac{a - c_k}{h}, \quad (2.7)$$

де a – відстань від осі заднього ведучого колеса до центра тяжіння рівна 1.79 м; c_k – відстань від осі заднього ведучого колеса (зірочки) до осі останнього (заднього) опорного котка рівне 0,457 м ; h – висота центра ваги рівна 1.2 м.

$$\alpha_{lim} = \arctg \frac{1.79 - 0.457}{1.2} = 45^\circ,$$

Для гусеничних тракторів $\alpha_{lim} \geq 30^\circ$ (ДСТУ 19677- 87).

Граничний статичний кут поздовжньої стійкості на спуску

$$\alpha'_{lim} = \arctg \frac{c_n - a}{h}, \quad (2.8)$$

де c_n – відстань від осі заднього ведучого колеса (зірочки) до осі першого опорного котка; $c_n = L + c_k$.

$$\alpha'_{lim} = \arctg \frac{0.457 + 1.8 - 1.79}{1.2} = 33^\circ.$$

2.4 Розрахунок потужності двигуна та його основних параметрів.

Необхідна потужність тракторного двигуна визначається сумою [1]:

$$N_e = N_y + N_{вом} + N_p, \quad (2.9)$$

де N_y – потужність, споживана системами регулювання режимів роботи тракторного агрегату, його керуванням, створення комфортних умов у кабіні та інше;

$$N_y = (0,1 \dots 0 \dots 0,2) \cdot N_p, \quad (2.10)$$

$$N_y = 0.15 \cdot N_p$$

де $N_{вом}$ - потужність, що знімає з вала відбору потужності; N_p - потужність, що надходить на трансмісію й реалізується через ведучі колеса трактора при русі з номінальною швидкістю $V_{кн}$

$$N_p = \frac{P_{кр.н} + P_f}{\eta_m \cdot \lambda_\omega \cdot \eta_2 \cdot \eta_\Gamma} \cdot V_{кн}, \quad (2.11)$$

де $V_{кн}$ - теоретична швидкість на основній робочій передачі, м·с⁻¹ $P_f = f \cdot G$ - сила опору коченню, кН; $\eta_m = 0,82 \dots 0,92$ - ККД трансмісії на основній робочій передачі; $\lambda_\omega = 0,9 \dots 0,95$ - коефіцієнт експлуатаційного завантаження двигуна; $\eta_2 = 0,95$ - ККД ведучої ділянки гусениць ; $\eta_\Gamma = 0,97$ - ККД гідродинамічної муфти ;

$$N_p = \frac{50000 + 100000 \cdot 0.08}{0.85 \cdot 0.93 \cdot 0.95 \cdot 0.97} \cdot \frac{8.3}{3.6} = 170 \text{ кВт};$$

$$N_e = 24.6 + 170 = 194,6 \text{ кВт};$$

Вибираємо двигун по необхідній потужності даним двигуном є СМД-80.

Розрахунки виконуються для регуляторної й коригуючої гілки характеристики ДВЗ по наступних залежностях:

Регуляторна гілка характеристики поточних значень моменту ДВЗ визначається за формулою:

$$M_{\partial} = M_p \cdot (\omega_x - \omega_{\partial}) / (\omega_x - \omega_N); M_p = N_p / \omega_N, \quad (2.12)$$

де M_{∂} , ω_{∂} - поточні значення моменту й кутової швидкості обертання його вала ДВЗ; ω_x, ω_N - максимальна кутова швидкість вала на регуляторі й кутова швидкість на номінальному режимі роботи ДВЗ.

У сучасних ДВЗ $\omega_x = (1,08 \dots 1 \dots 1,1) \cdot \omega_N$.

Поточне значення годинної витрати палива дизельного ДВЗ можна приблизно прийняти

$$Q = Q_x + (Q_N - Q_x) \cdot (\omega_x - \omega_{\partial}) / (\omega_x - \omega_N), \quad (2.13)$$

де Q_x - витрата палива при максимальних обертах на регуляторі,

$$Q_x = (0,02 \dots 0 \dots 0,03) \cdot N_e, \quad (2.14)$$

де Q_N - годинна витрата при максимальній потужності.

$$Q_N = (0,22 \dots 0 \dots 0,24) \cdot N_e, \quad (2.15)$$

де N_e - номінальна потужність ДВЗ, кВт.

Коригуюча гілка (діапазон частот $\omega_M \dots \omega_N$, див. рис.2.1) характеристики ДВЗ по годинній витраті можна прийняти за законом:

$$Q = Q_N \cdot \omega_{\partial} / \omega_N, \quad (2.16)$$

Поточні значення моменту можна розрахувати по формулі:

$$M_{\partial} = M_p \cdot \left[\frac{v^2 + (1 - 2 \cdot v) \cdot k}{(1 - v)^2} + \frac{2 \cdot (k - 1) \cdot v}{(1 - v)^2} \cdot \left(\frac{\omega_{\partial}}{\omega_N} \right) - \frac{(k - 1)}{(1 - v)^2} \cdot \left(\frac{\omega_{\partial}}{\omega_N} \right)^2 \right], \quad (2.17)$$

де $v = \omega_M / \omega_N = 0,7 \dots 0,8$; $k = M_M / M_N = 1,1 \dots 1,2$ M_M , ω_M - максимальний крутний момент і кутова швидкість вала ДВЗ при цьому моменті.

Поточне значення потужності на будь-якій галузі буде:

$$N_{\partial} = M_{\partial} \cdot \omega_{\partial}, \quad (2.18)$$

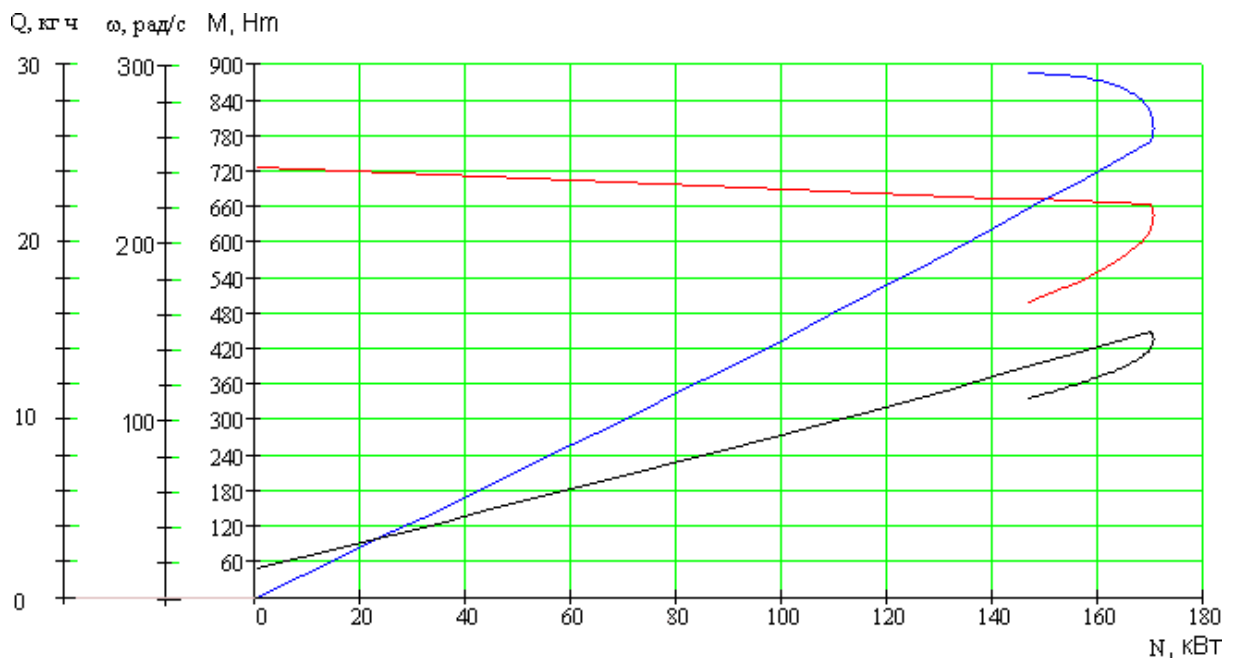


Рисунок 2.1 – Навантажувальна характеристика двигуна

2.5 Підбір гідродинамічної муфти.

Підбір гідродинамічної муфти здійснюється з вибору діаметра гідромуфти. Візьмемо гідродинамічну муфту з характеристикою представленою на рисунку 2.2.

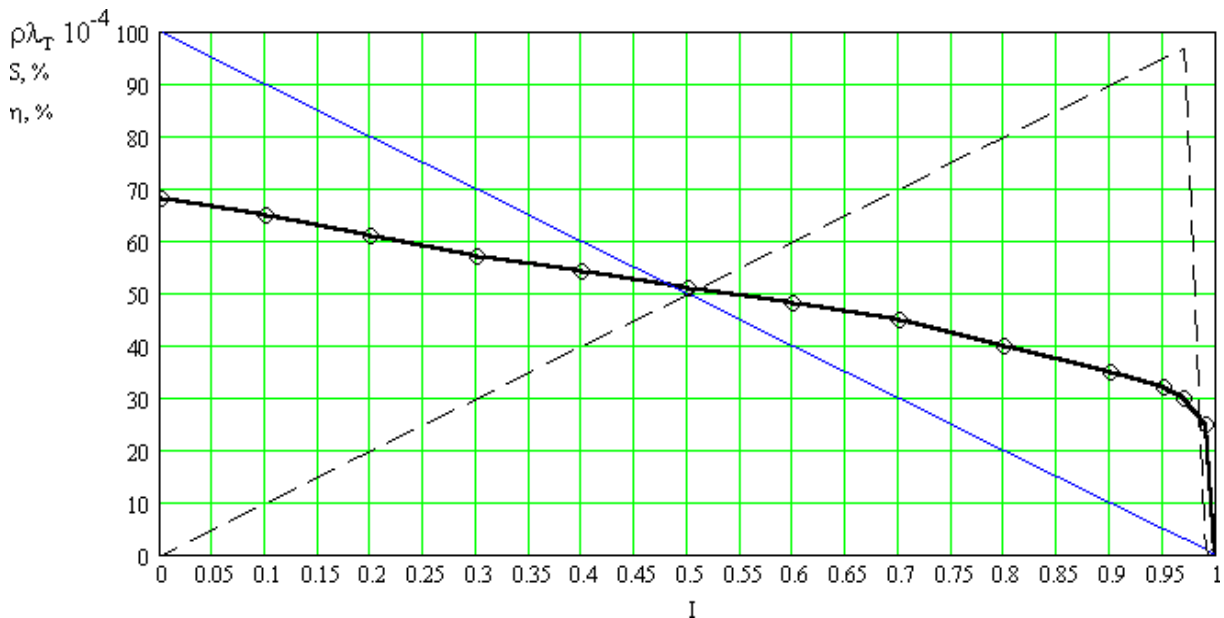


Рисунок 2.2 – Характеристика гідромуфти.

Діаметр гідромуфти визначається за формулою:

$$D = \sqrt[5]{\frac{M_n \cdot 10^4}{\rho \cdot \lambda \cdot n_n^2}}, \quad (2.19)$$

де M_n – номінальний момент двигуна; n_n – номінальні оберти двигуна.

Визначимо сумісність гідروмуфти й двигуна. Момент на насосному й турбінному колесі гідромуфти рівні. Момент на насосному колесі визначається виразом:

$$M_{н.к.} = \rho \cdot \lambda \cdot n_{об}^2 \cdot D^5, \quad (2.20)$$

де $n_{дв}$ – поточні оберти двигуна.

Будуємо характеристику спільної роботи гідромуфти й двигуна
рисунок 2.3:

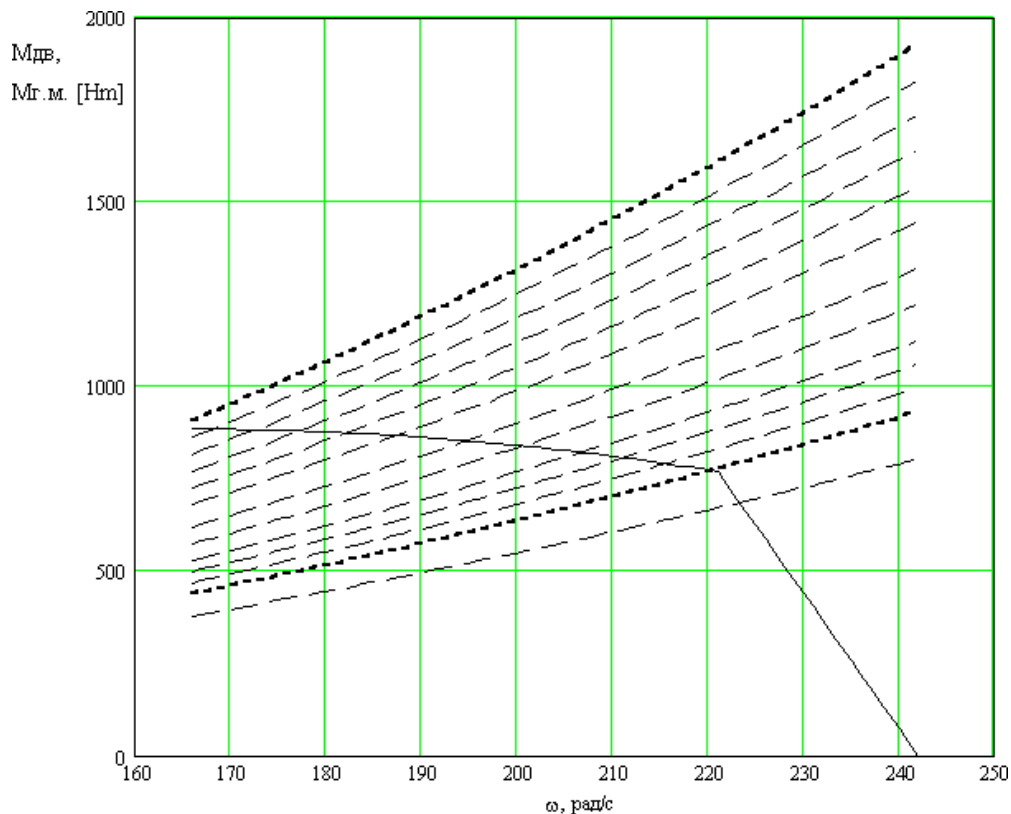


Рисунок 2.3 – Спільна робота двигуна та гідромуфти.

Для спільної роботи двигуна та гідромуфти необхідно, щоб виконувалися дві умови:

1. Крива моменту насоса гідромуфти в режимі максимального ККД рівного 0,97, повинна перетинати криву моменту ДВЗ у крапці з номінальним моментом і обертами двигуна. Це необхідно для забезпечення роботи трактора в самому оптимальному режимі, як по двигуні, так і по гідромуфті;

2. Крива моменту гідромуфти при нульовому передаточному числі повинна перетинати криву моменту ДВЗ у крапці з максимальним моментом. Це необхідно щоб забезпечити з однієї сторони чистоти роз'єднання двигуна й трансмісії, а з іншої сторони забезпечити максимально можливий ККД.

Як видно на рисунку 2.3 ці умови виконуються. Отже двигун і гідромуфта сумісні.

Працюючи разом із ДВЗ гідромуфта перетворює як момент двигуна, так і його оберти. Отже при подальшому тяговому та міцнісному розрахунках ми будемо користуватися вихідною характеристикою з гідромуфти.

Помножуючи момент двигуна на відповідний ККД, величина якого визначається з характеристики спільної роботи, одержимо вихідний момент із гідромуфти, рисунок 2.4.

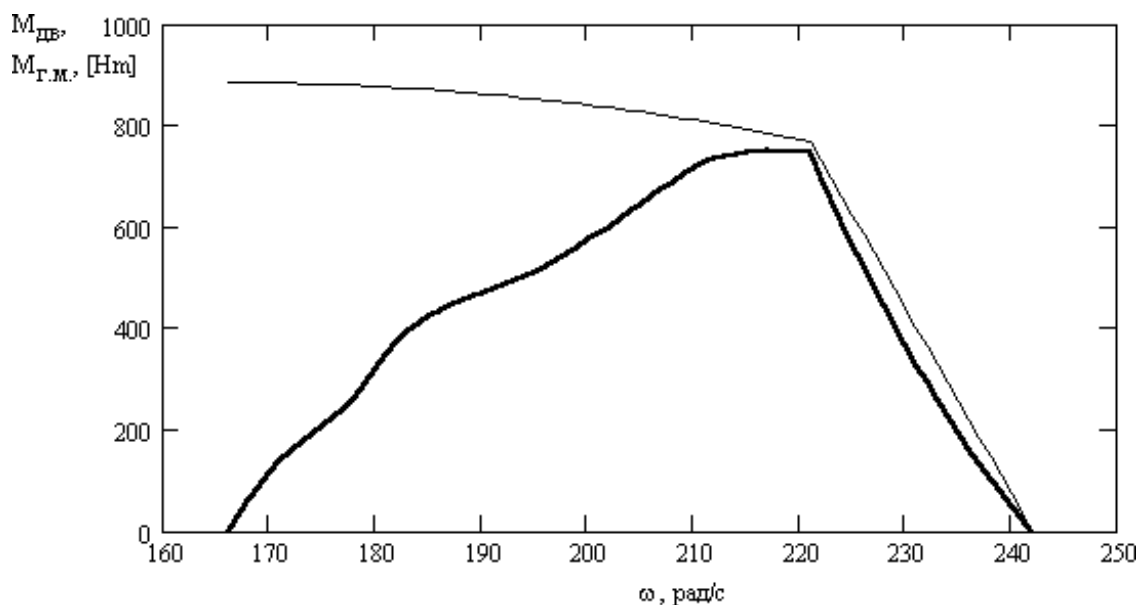


Рисунок 2.4 – Значення моменту на турбінному колесі гідромуфти в залежності від обертів двигуна.

Як видно на рисунку в режимі максимального моменту двигуна через гідромуфту взагалі не передається крутний момент, що визначається нульовим ККД. Більш прийнятні значення вихідного моменту починаються при обертах двигуна більше 200 рад/с. Однак не маючи навантаження через

низьке передаточне число в гідромумфті, двигун швидко набирає номінальні оберти, і працює в режимі втрат 3%. З вищесказаного виходить, що при наявності гідромумфти двигун буде працювати в основному в номінальному режимі, що вигідно відрізняє його трансмісію від механічної.

Відмінністю розрахунку трансмісії з гідромумфтою буде врахування в усіх залежностях втрат ККД та обертів.

2.6 Розрахунок швидкостей руху трактору і загальних передаточних чисел трансмісії.

Тракторні трансмісії повинні забезпечити три типи швидкостей:

- 1 знижені (технологічні);
- 2 швидкості основного тягового діапазону;
- 3 транспортні.

Швидкості основного тягового діапазону - це швидкості руху тракторів, на яких виконується більшість сільськогосподарських робіт з агротехнічних умов. Вони перебувають у межах 1,0...4,0 м/с. Оранка стандартними плугами виконується на швидкостях 1,5...2,0 м/с. Боронування, дискування, лушення стерень, посів, внесення добрив виконуються на вищих швидкостях – 2,0...2,5 м/с.

Номінальна швидкість $V_{кн}$ основної робочої передачі, на якій виконуються більшість енергоємних операцій у сільському господарстві, при проектуванні задається (для гусеничних тракторів 2,0...2,3 м/с; для колісних загального призначення – 2,2...2,5 м/с).

Максимальні значення транспортних швидкостей, відповідно до ДСТУ 19677-87, повинні мати наступні значення: для колісних тракторів - не менш 8,4 м/с; для гусеничних - не менш 4,2 м/с. Для гусеничних тракторів із твердим опорним механізмом – не менш 3,1 м/с.

У запропонованому тяговому розрахунку трактора всі швидкості основного тягового діапазону визначаються теоретично, без врахування буксування.

Мінімальну теоретичну швидкість основного тягового діапазону (без врахування знижених швидкостей) визначаємо з умови забезпечення найбільшої тяги на гаку $P_{кр.мах}$ по формулі:

$$V_{kl} = \frac{N_p \cdot \eta_m \cdot \eta_z}{P_{кр.мах} + P_f}, \quad (2.21)$$

При розрахунку гідродинамічної трансмісії додаємо у формулу ККД гідромуфти в робочому режимі, рівний 0,97.

Розрахунок проміжних швидкостей основного тягового діапазону рекомендується виконувати згідно економічного ряду:

$$\tau_1 \left(1 - \frac{V_{k1}}{V_{k2}} \right) = \tau_2 \left(1 - \frac{V_{k2}}{V_{k3}} \right) = \dots = \tau_{n-1} \cdot \left(1 - \frac{V_{kn-1}}{V_{kn}} \right), \quad (2.22)$$

де $\tau_1, \tau_2, \dots, \tau_n$ – тривалість роботи у відсотках на кожній передачі основного тягового діапазону, при цьому $\tau_1 + \tau_2 + \dots + \tau_n = 100\%$; n – кількість передач основного тягового діапазону.

Найчастіше швидкість на другій передачі є номінальною швидкістю основного тягового діапазону, якою відповідає номінальна сила тяги на гаку $P_{кр.н}$, тобто $V_{k2} = V_{кн}$.

Якщо V_{k2} не є номінальною швидкістю на основній робочій передачі, при розрахунку проміжних швидкостей передач по економічному ряду треба перший раз орієнтовно задатися значенням швидкості V'_{k2} (наприклад, так $V'_{k2} = V_{k1} + (V_{kn} - V_{k1}) / (n - 1)$) і розраховувати всі швидкості до V'_{kn} .

Якщо обчислене V'_{kn} буде відрізнятись від заданого V_{kn} більш ніж на 2%, то на отриману погрішність варто відповідно змінити отримане значення V'_{k2} й повторити розрахунки до необхідної точності.

Далі визначають загальне передаточне число трансмісії на i – й передачі

$$i_i = \frac{\omega_N \cdot r_k}{V_{ki}}, \quad (2.23)$$

де r_k – розрахунковий радіус ведучого колеса, м;

Результати розрахунків представлені у табл. 2.1, 2.2.

Таблиця 2.1 – Основні параметри гідродинамічної трансмісії.

Номер передачі	1	2	3	4	5	6	7	8
V км/год	7.6	8	9,1	10,5	11,4	12	13,7	15,7
$i_{тр}$	37.31	35.444	31.014	27.137	24.873	23.629	20.676	18.091

Таблиця 2.2 – Основні параметри механічної трансмісії.

Номер передачі	1	2	3	4	5	6	7	8
V км/год	7.835	8.247	9.426	10.772	11.753	12.37	14.138	16.15
$i_{тр}$	38,5	36,5	32,0	28,0	25,6	24,4	21,3	18,7

2.7 Побудова теоретичної тягової характеристики

Теоретична тягова характеристика (ТТХ) являє собою залежність буксування δ' , дійсної (з урахуванням буксування) швидкості руху V_i , потужності на гаку $N_{кр}$; питомої витрати палива $q_{кpi}$ і тягового ККД η від сили тяги на гаку $P_{кр}$ для всіх передач основного тягового діапазону.

Побудову ТТХ починають із креслення графіка $\delta = \delta(P_{кр})$, що може бути отриманий по формулі:

$$P_{кр} = (F \cdot C_c + Q \cdot \operatorname{tg} \varphi_c - f \cdot G) \cdot \left[1 - \frac{\kappa_c \cdot (1 - \delta)}{\delta \cdot \ell} \cdot (1 - e^{-\frac{\delta \cdot \ell}{\kappa_c (1 - \delta)}}) \right], \quad (2.24)$$

де F і Q - площа плями контакту опорної поверхні всіх приводних механізмів (коліс або гусениць) і сумарне вертикальне навантаження на них; ℓ - довжина плями контакту ведучого колеса із ґрунтом; C_c, φ_c, κ_c - коефіцієнти, що характеризують властивості опорної поверхні (див. табл. 3).

Рішення даного рівняння можливо без застосування допоміжних розрахунків прямо в системі MathCAD.

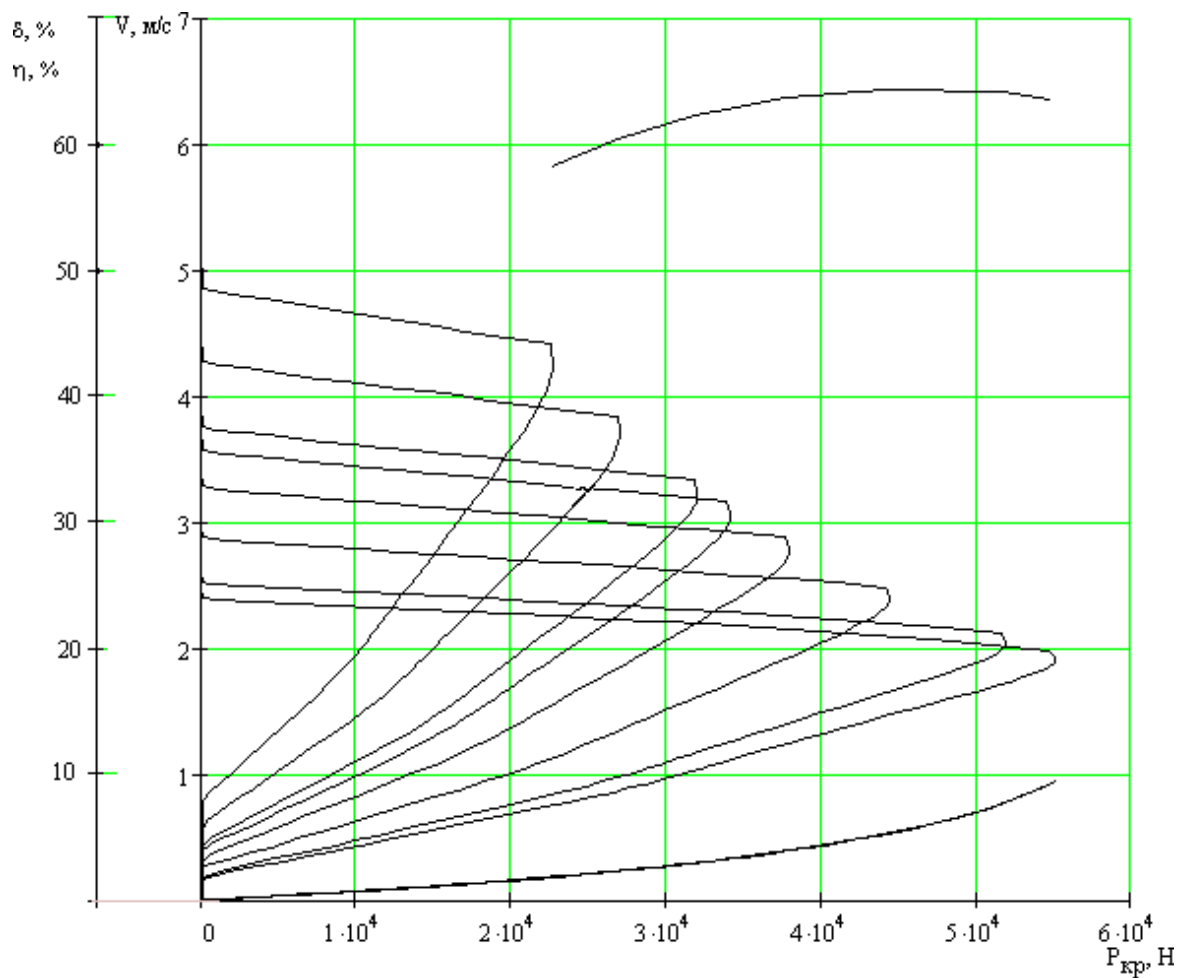
Площа плями контакту гусениць:

$$F = 2 \cdot L \cdot b, \quad (2.25)$$

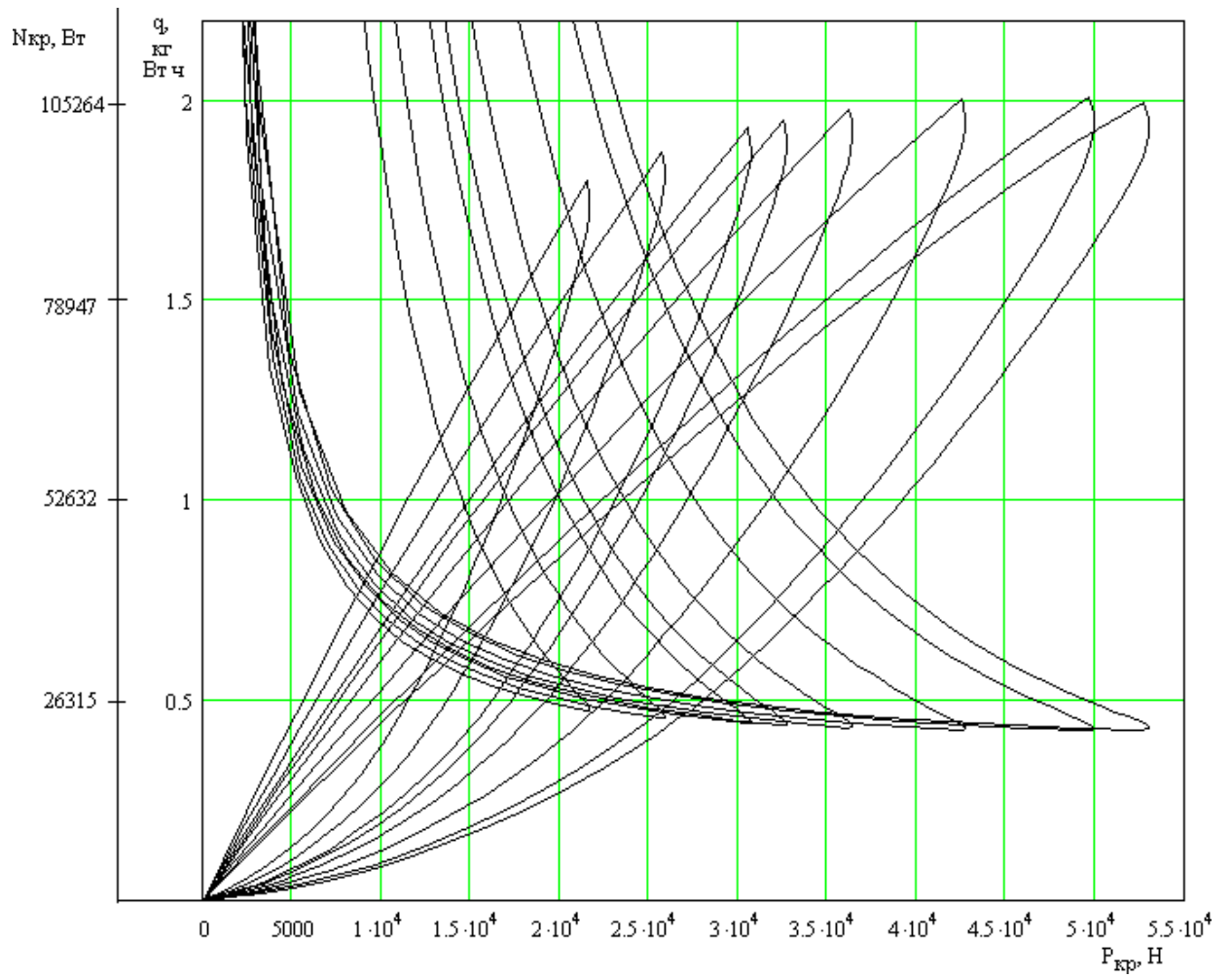
Тягові характеристики трактора як з гідродинамічною, так і з механічною трансмісією в результаті розрахунку наведені на рис.2.5, 2.6.

Таблиця 2.3 – Параметри ґрунтів.

Тип ґрунту	$C_s, \text{кПа}$	$\varphi_s, \text{град}$	$\varphi_s, \text{радий.}$	$K_s, \text{М}$	Коефіцієнт опору
Стерня	7...8	28...32	0,49...0,56	0,019...0,021	0,03

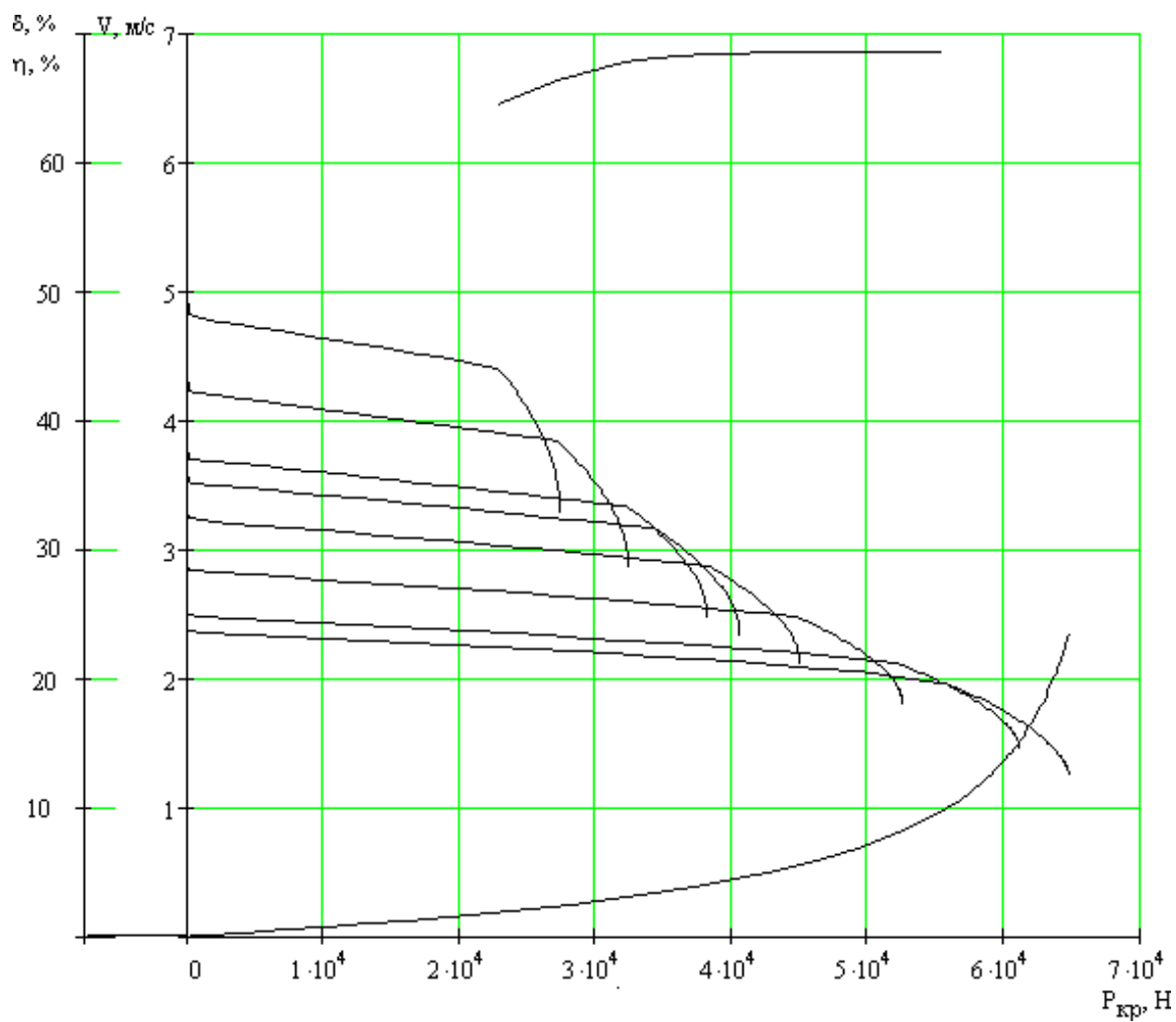


a)

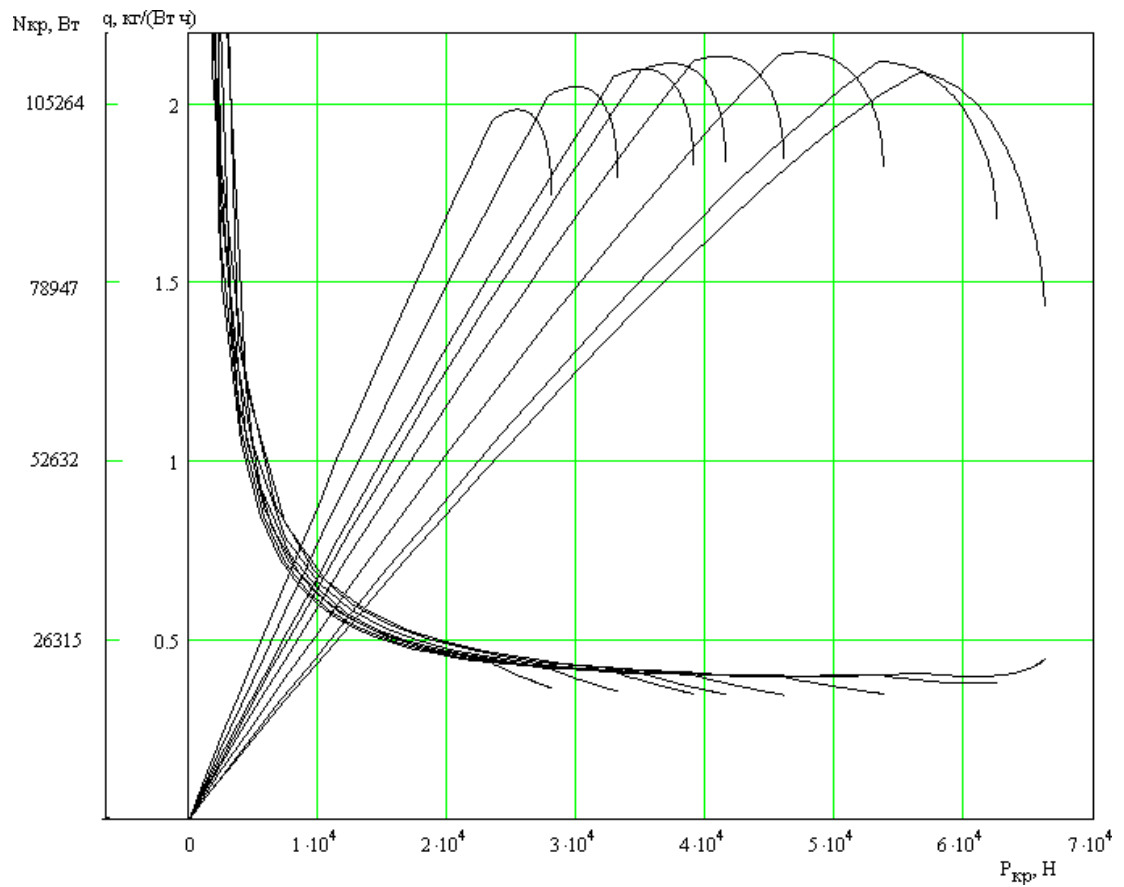


б)

Рисунок 2.5 – Тягова характеристика трактора з гідродинамічною трансмісією.



a)



б)

Рисунок 2.6 – Тягові характеристики трактора з механічною трансмісією.

РОЗДІЛ 3 ПРОЕКТУВАННЯ ГІДРОДИНАМІЧНОЇ МУФТИ.

3.1 Конструкція гідродинамічної муфти.

Розглянемо характерні конструкції гідропередач. Гідромуфта (рис. 3.1) складається із двох робочих коліс — насоса 1 і турбіни 2, розташованих друг проти друга. Число лопаток у робочих колесах гідромуфт може бути різне, у межах 40-60. Чим більше гідромуфта, тим більше число лопаток мають насос і турбіна. Турбіна має звичайно на 1-3 лопатки менше, ніж насос. Крім того, число лопаток в одному з робочих коліс повинне дорівнювати простому числу. Це необхідно для того, щоб гідромуфта не була джерелом динамічних навантажень у трансмісії трактора, що виникають у результаті циклічного перетинання потоків, що впливають із міжлопатевих каналів насоса.

Гідромуфта розташовується в обертовому металевому корпусі 5. У корпус на 85-90% об'єму заливається мінеральне масло невеликої в'язкості.

Гідромуфта приєднується безпосередньо до фланця колінчатого вала двигуна. Насос приводиться в обертання від колінчатого вала двигуна через маточину 9 і корпус 3 гідромуфти. Турбіна 2 та діафрагменний поріг 10 кріпляться до фланця веденого вала 8. При обертанні насоса на елементи рідини в міжлопатевих каналах діють відцентрові сили, які створюють швидкісний напір, що переміщає рідину, яка перебуває в насосному колесі, від центра до периферії. Тут рідина попадає в турбіну, де вона тече від периферії до центра й повертається знову в насос.

Циркуляція робочої рідини у звичайних умовах роботи показана на рис. 3.1 суцільною стрілкою. У насосі момент кількості руху рідини збільшується на величину крутного моменту двигуна, а в турбіні він знижується до первісної величини. Тому на веденому валу з'являється крутний момент, дорівнює крутному моменту двигуна.

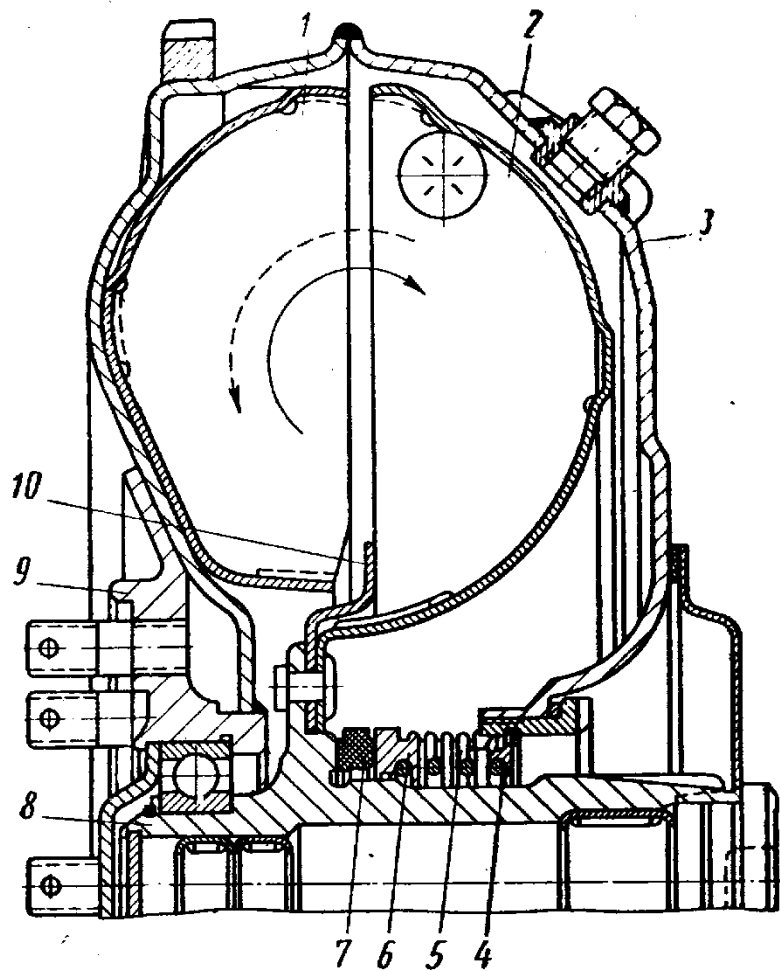


Рисунок 3.1 – Гідромуфта:

1 – насос 2 – турбіна; 3 – корпус; 4 – пружина; 5 – сільфон; 6 – нерухоме сталеве кільце; 7 – графітове кільце, 5 – ведений вал; 9 – маточина; 10 – діафрагменний поріг.

Діафрагменний поріг, встановлений між колесами турбіни й насоса, створює додатковий гідравлічний опір потоку, що тече з турбіни в насос, і служить для зменшення величини крутного моменту, переданого гідромуфтою при більших ковзаннях турбіни щодо насоса. Зниження крутного моменту важливо для запобігання вимкненню двигуна й полегшення перемикання передач.

Звичайне ковзання турбіни щодо насоса становить 2-3%. При цьому діафрагменний поріг практично не знижує величини переданого муфтою крутного моменту, тому що турбіна обертається з великою швидкістю, і відцентрові сили переміщують потік рідини, що тече з турбіни в насос вище

діафрагменного порога. Тому поріг не робить великого гідравлічного опору потоку.

При гальмуванні двигуном, коли робоча рідина не віддає, а одержує енергію від турбіни, потік рідини в гідромурфі міняє свій напрямок (див. рис.5.1), і діафрагменний поріг може знизити ефективність гальмування трактора двигуном.

Для запобігання зниження величини гальмового моменту, переданого гідромурфтою, внутрішня крайка тора насоса повинна бути піднята. У результаті цього діафрагменний поріг чинить незначний опір потоку, що перетікає з насоса в турбіну.

Герметичність кожуха гідромурфи забезпечується торцевим ущільненням, що має характерну для цих передач конструкцію, у якій графітове кільце 7 затискається між обертовим торцем веденого вала 8 і торцем нерухомого кільця 6. Торцеві поверхні обох деталей цементуються й гартуються до твердості *HRC* 60 - 65. Натискання нерухомого кільця забезпечується пружиною 4, а герметичністю-сильфоном 5, завальцованим однією стороною на кільці 6, а іншою на виступі кожуха 3 гідромурфи.

3.1.1 Типифікація й уніфікація гідродинамічних муфт.

Особливість гідромурфи, як і взагалі гідродинамічної передачі, полягає в тому, що вона передає найбільшу середню потужність при будь-яких режимах роботи у випадку оптимального сполучення її характеристик з характеристикою двигуна. Якщо ця умова не дотримується, потужність двигуна використовується не економічно. З іншого боку, по властивостях гідромурфта повинна відповідати робочому процесу, що відбувається у виконавчій машині.

Таким чином, для кожного двигуна й кожної виконавчої машини потрібна певна гідромурфта, тобто гідромурфт повинне бути стільки, скільки двигунів і виконавчих машин. Але це економічно недоцільно. Допускають деяку незалежність характеристик гідромурфт і двигунів, що дозволяє пристосувати одну гідромурфту до декількох близького по потужності

двигунам і виконавчим машинам. З іншого боку, сполучення ряду властивостей надає гідромумфті універсальність (можливість роботи з багатьма виконавчими машинами). Це привело до створення типорозмірних рядів гідромумфт із уніфікацією усередині кожного з них.

Вихідними даними для розробки типорозмірних рядів служать:

- сформований перелік необхідних властивостей гідромумфт;
- випробувана й добре зарекомендувала себе конструкція гідромумфти з необхідними властивостями;
- діапазон потужностей всіх двигунів, з якими будуть працювати гідромумфти розроблювального типорозмірного ряду;
- припустима зміна ковзання гідромумфти в номінальному режимі або межі зміни її енергоємності в області припустимої зміни номінального ковзання;
- способи зміни енергоємності гідромумфт.

Сформований перелік необхідних властивостей визначає тип гідромумфт розроблювального ряду. Випробувана конструкція гідромумфти з необхідними властивостями служить моделлю для конструювання базової муфти по методу подоби.

Властивості гідромумфти визначаються її характеристикою. На відміну від зубчастих, фрикційних і інших передач, гідродинамічні передачі мають цілком певні навантажувальні властивості, тобто конкретна передача при даних швидкостях обертання ведучого й веденого валів може навантажити двигун певним крутним моментом $M_{кр}$.

Крива зміни моменту залежить від передаточного числа й ККД. При постійній швидкості обертання насоса характеризує навантажувальні властивості гідромумфти. Характеристика навантажувальних властивостей, власне кажучи, визначає зворотний зв'язок у саморегулюючій гідродинамічній передачі. Як видно із графіка, величина навантажувальних властивостей змінюється при зміні швидкості обертання турбіни.

ККД гідромумфти також не є постійною величиною [2,5,6]:

$$\eta = \frac{N_2}{N_1} = \frac{M_2 \cdot \omega_2}{M_1 \cdot \omega_1}, \quad (3.1)$$

де N_1 — потужність на ведучому валу; N_2 — потужність на веденому валу; M_1 — крутний момент на ведучому валу; M_2 — крутний момент на веденому валу; ω_1 — швидкість обертання насоса; ω_2 — швидкість обертання турбіни.

У гідромуфті моменти на ведучому й веденому валах рівні, а характеристика будується за умови, що швидкість обертання на ведучому валу постійна. Тому величина ККД гідромуфти пропорційна швидкості обертання турбіни, тобто лінійно залежить від ковзання турбіни щодо насоса. Різке падіння ККД при майже рівних швидкостях обертання турбіни й насоса пояснюється тим, що внаслідок падіння крутного моменту, переданого гідромуфтою, на неї ККД дуже впливають механічні втрати (втрати тертя муфти об повітря, втрати в ущільнення й підшипниках).

Таким чином, властивості гідромуфти визначаються двома характеристиками характеристикою навантажувальних властивостей і характеристикою ККД.

Характеристикою навантажувальних властивостей називається графічна залежність коефіцієнта моменту від кінематичного передатного відношення. Ця залежність є характеристикою зворотного зв'язку.

Економічність гідромуфти визначається характеристикою ККД, що показує зміну λ залежно від кінематичного передатного відношення i .

Позитивні властивості гідромуфти як привода реалізуються повністю тільки в тому випадку, якщо характеристика її крутного моменту узгоджена з характеристикою крутного моменту двигуна.

3.1.2 Розрахунок блокувальної гідропідтискної муфти.

Основним недоліком гідродинамічної муфти є можливість її перегріву в робочому режимі, і отже це приводить до перебоїв в роботі трактора, або виходу з ладу гідродинамічної муфти. Це тягне до значних втрат часу. Отже при проектуванні трактора необхідно приділити увагу виключенню

перегріву гідродинамічної муфти. Одним з найбільш підходящих рішень є блокування гідромуфти при досягненні критичної температури.

Заблокована гідродинамічна муфта обертається як одне ціле й не передає крутний момент. У результаті обертаючись рідина практично не нагрівається й гідродинамічна муфта прохолоджується, для цього використовується оребрення зовнішньої поверхні кожуха гідродинамічної муфти. Знизивши температуру трохи менше критичної гідродинамічну муфту можна розблокувати й переходити у звичайний режим роботи. Тим самим досягається безперервна робота трактора, хоча й у режимі заблокованої муфти трактор працює на чисто механічній трансмісії й отже елементи трансмісії випробовують більші навантаження.

Найбільш раціонально як блокувальну муфту трактора використати гідропідтискну муфту. Це пояснюється легкістю керування такою муфтою, особливо в комплексі з автоматичною трансмісією.

Значне поширення одержали гідропідтискні муфти, що працюють в маслі, тому що вони довговічні й мають стійкий коефіцієнт тертя, тому що вони менше перегріваються. Наявність змащення гідромуфти ускладнює її конструкцію. Блокувальна муфта працює тільки у випадку перегріву гідродинамічної муфти, що відбувається досить рідко. Також блокувальну муфту можна використати при виході з ладу гідродинамічної муфти як зчеплення трактора. Це відбувається рідко, отже приймаємо блокувальну муфту сухого тертя. Як елементи тертя використаємо металокераміку.

Приймаємо як початкові умови, що тиск привода блокувальної муфти має дорівнювати тиску привода гідропідтискних муфт коробки передач, рівний 0,95 МПа. Це спростить гідравлічну систему трактора, і виключить використання додаткового гідравлічного насоса.

Приймаю коефіцієнт запасу в гідропідтискній муфті 2, коефіцієнт тертя на дисках муфти 4. Знайдемо силу необхідну для стиску дисків муфти з відомої залежності для моменту переданого муфтою:

$$M_c = M_{\text{кmax}} \cdot Q \cdot R_{\text{ср}} \cdot n, \quad (3.2)$$

звідки сила стиску буде дорівнювати:

$$Q = M_{\text{кmax}} / (R_{\text{cp}} \cdot n),$$

де n – число дисків; R_{cp} – середній радіус поверхні тертя,

$$R_{\text{cp}} = (R_1 + R_2) / 2,$$

де R_1 і R_2 – зовнішній і внутрішній радіуси поверхні тертя:

$$R_1 = 110 \text{ мм}, R_2 = 80 \text{ мм}.$$

Тоді визначаємо:

$$Q = 1,838 \text{ кН}.$$

Відцентрова сила діюча на днище поршня визначається зі співвідношення:

$$P_{\text{ц}} = 4 \cdot w^2 \cdot (R_1^4 - R_2^4), \quad (3.3)$$

де w – кутова швидкість вала на якому перебувати муфта

$$P_{\text{ц}} = 3272 \text{ Н}.$$

Силу віджимної пружини можна знайти по емпіричній залежності враховуючої сили тертя й “залипання” дисків:

$$P_{\text{пр}} = P_{\text{ц}} + (0,8 - 1,0) \text{ кН}.$$

$$P_{\text{пр}} = 4172 \text{ Н}.$$

Силу статичного тиску масла визначається вираженням:

$$P_{\text{ст}} = p_{\text{ст}} \cdot F_{\text{п}}, \quad (3.4)$$

де $p_{\text{ст}}$ – статичний тиск масла в системі; $F_{\text{п}}$ – площа поршня,

$$F_{\text{п}} = (r_2^2 - r_1^2), \quad (3.5)$$

де r_2 і r_1 відповідно зовнішній і внутрішній радіуси поршня.

$$F_{\text{п}} = 0,02 \text{ м}^2.$$

Силу тиску масла в циліндрі, необхідну для створення натискного зусилля, визначають із умови рівноваги поршня при включенні муфти:

$$Q = P_{\text{ст}} - P_{\text{пр}} + P_{\text{ц}}. \quad (3.6)$$

Підставляючи $P_{\text{ст}}$, визначаємо тиск масла необхідне для стиску муфти:

$$p_{\text{ст}} = (Q + P_{\text{пр}} - P_{\text{ц}}) / F_{\text{п}}. \quad (3.7)$$

$$p_{\text{ст}} = 9,55 \text{ МПа}.$$

РОЗДІЛ 4 РОЗРАХУНОК І ПРОЕКТУВАННЯ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ.

4.1 Розрахунок числа зубів у проєктованій коробці передач.

Кінематична схема проєктованої коробки передач представлена на рис. 4.1.

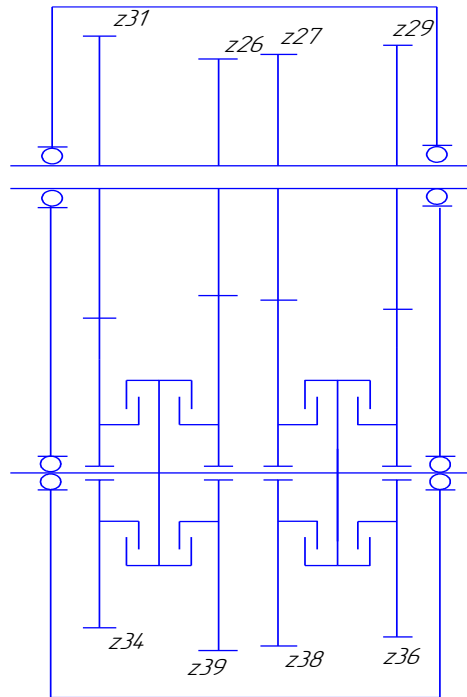


Рисунок 4.1 – Кінематична схема коробки передач.

Використовуючи передаточні числа трансмісії, отримані при тяговому розрахунку трактора, з огляду на всі постійні передаточні числа одержимо власні передаточні числа коробки передач, і далі з огляду на те, що міжосьова відстань для всіх зубчастих пар повинне бути однаковою, робимо розбивку чисел зубів для всіх зубчастих пар.

Передаточні числа трансмісії представлені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 - Передаточні числа трансмісії

1	2	3	4	5	6	7	8
38.46	36.54	31.97	27.97	25.64	24.36	21.31	18.65

Передаточне число головної передачі для трактора ХТЗ-200 становить:

$$I_{zn} = 3.7$$

Передаточне число бортового редуктора:

$$I_{bp} = 4.59$$

Тоді передаточне число в коробці передач для транспортного діапазону буде розраховуватися по формулі:

$$i_k = \frac{i}{I_{zn} \cdot I_{bp}} \quad (4.1)$$

Для робочого діапазону передаточне число буде менше на передаточне число понижуючого редуктора й тоді формула відповідно буде:

$$i_k = \frac{i \cdot i_{np}}{I_{zn} \cdot I_{bp}} \quad (4.2)$$

Для проектованої коробки передач на одному діапазоні використовуються чотири передачі й відповідно для коробки, що використовується на всіх восьми передачах нам необхідно одержати передаточне число коробки по одній з наведених формул, і по них розрахувати числа зубів для відповідних зубчастих пар. Передаточні числа коробки й роздавальної коробки представлені в таблиці 4.2:

Таблиця 4.2 Передаточні числа коробки й роздавальної коробки

1	2	3	4	5	6	7	8
2.266	2.152	1.883	1.648	1.51	1.435	1.256	1.099

Для розбивки чисел зубів необхідно забезпечити умову забезпечення відповідного передаточного числа з однієї сторони й рівність міжосьової відстані з іншої. Передаточне число в коробці забезпечується по наступній формулі:

$$i_k = \frac{z_{k2}}{z_{k1}} \quad (4.3)$$

Для рівності міжосьової відстані необхідно й досить, щоб суми чисел зубів для всіх пар шестірень у коробці передач була однаковою.

За точку відліку візьмемо, що міжосьова відстань відповідає базовому вузлу.

Виходячи з вищесказаних умов одержимо, числа зубів коробки передач. Результати розрахунку представлені таблиці 4.3:

Таблиця 4.3 – Параметри коробки передач

Шестірня	Зубчасте колесо	Передаточне число	Сумарне число зубів
31	34	1.1	65
26	39	1.5	65
27	38	1.4	65
29	36	1.24	65

4.1.2 Розрахунок первинного вала коробки передач.

У проєктованій коробці передач усередині первинного вала проходить вал привода ВВП. Розрахункова схема вала наведена на рис. 4.2. Для розрахунку вала нам необхідно визначити навантаження на нього від шестірень окремо для кожної передачі. Т.к. на включеній передачі працює тільки одна зубчаста пара, те відповідно й навантаження для розрахунку будуть визначатися тільки силами діючими в даному зубчастому зачепленні.

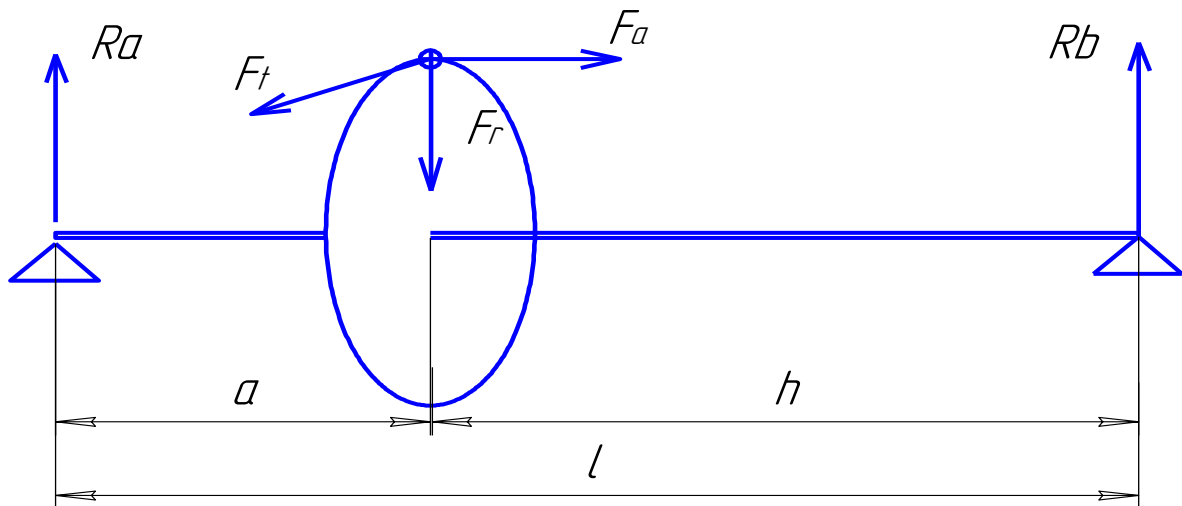


Рисунок 4.2 – Розрахункова схема вала

На вал діє згинальний момент від радіальної й окружної сили яка діє на шестірню. Тому відстані а й b для кожної шестірні заносимо в табл.4.4.

Таблиця 4.4 – Параметри вала

Зубчаста пара	1	2	3	4
Відстань а	0.04	0.186	0.224	0.364
Відстань h	0.42	0.22	0.182	1.042

Визначаємо сили, що діють у зачепленні:

- Окружна сила:

$$F_t = \frac{2 \cdot M_p}{d_{wl}}, \quad (4.4)$$

де M_p - момент на первинному валу дорівнює 781 Нм;

d_{wl} -діаметр шестірні;

$$d_{wl} = mz, \quad (4.5)$$

де m - модуль зуба дорівнює 3.5 мм; z -число зубів;

- Радіальна сила:

$$F_r = P \cdot \operatorname{tg} \beta, \quad (4.6)$$

Результуючу силу визначаємо по формулі [11] :

$$P_{рез} = \sqrt{P^2 + P_x^2} \quad (4.7)$$

Реакції в опорах визначаємо по формулах [11] :

$$R_a = \frac{P \cdot a}{l},$$

де P - сила діюча на шестірню; a - відстань від шестірні до опори a (див.табл.4.3); l -довжина вала дорівнює 0.406 м;

$$R_b = \frac{P \cdot h}{l}, \quad (4.8)$$

де P - сила діюча на шестірню; h - відстань від шестірні до опори b (див.табл.4.3)

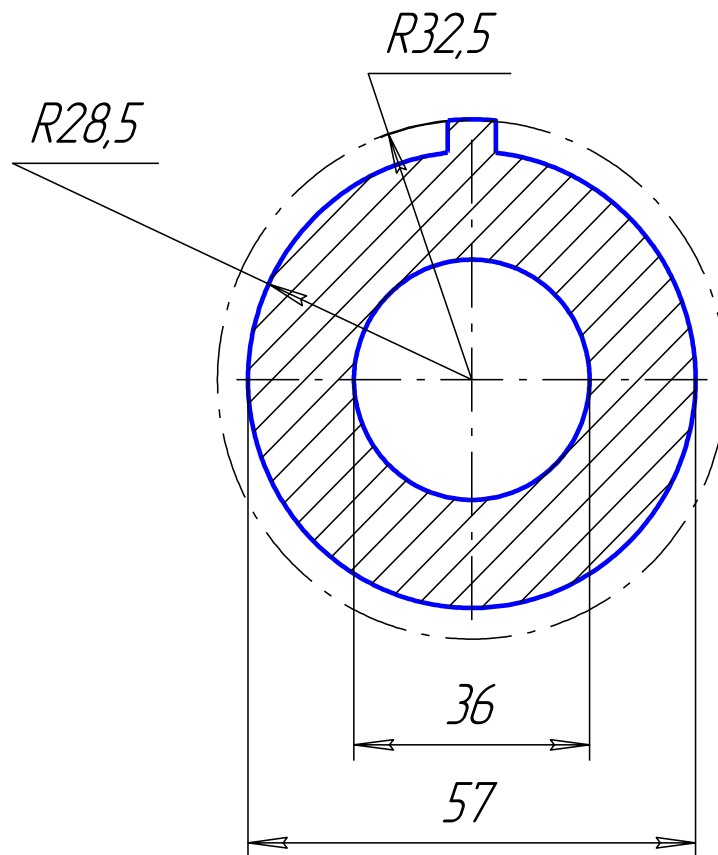


Рисунок 4.3 – Параметри перетину.

Виходячи з малюнка 4.3 визначаємо момент інерції :

Момент інерції визначаємо по формулі [11] :

$$J = \frac{\pi(d_{cp}^2 - d_e^2)}{64}, \quad (4.9)$$

де d_{cp} – середній діаметр перетину дорівнює 0.061 м; d_e - внутрішній діаметр дорівнює 0.03 м;

$$J = \frac{\pi(0.061^2 - 0.036^2)}{64} = 6.39 \times 10^{-7} \text{ м}^4,$$

Кути повороту під шестірнями визначаємо по формулі :

$$\Theta_F = \frac{Pal(h-a)}{3EJ}, \quad (4.10)$$

де P – сила діюча на шестірню; a - відстань від шестірні до опори а (див. табл.4.3); l -довжина вала дорівнює 0.406 м; h - відстань від шестірні до опори б (див. табл.4.3); E - модуль пружності дорівнює 2.1×10^{11} ;

Кути повороту під підшипником в опорі А визначаємо по формулі [3]:

$$\Theta_a = \frac{Pal(h+l)}{6EJ}, \quad (4.11)$$

Розрахункові дані заносимо в табл 5.5.

Кути повороту під підшипником в опорі б визначаємо по формулі [3]:

$$\Theta_b = \frac{Pal(a+l)}{6EJ}, \quad (4.12)$$

Стрілу прогину визначаємо по формулі [3]:

$$f_f = \frac{Pa^2h^2}{3EJ}, \quad (4.13)$$

Таблиця 4.5 - Результати реакцій і кутів повороту.

Параметри		Зубчасті пари				
		1	2	3	4	
Реакції в опорах	F_r	5072,29	4528,83	4372,66	4090,556	
	F_t	13936	12442,9	12013,8	11238,71	
	$F_{рез}$	14830,4	13241,4	12784,8	11959,99	
Реакції в опорах	А	вер	5247,2	2454,05	1960,16	423,1609
		гор	14416,6	6742,43	5385,49	1162,625
		сум.	15341,8	7175,15	5731,12	1237,24
	В	вер	499,733	2074,78	2412,5	3667,395
		гор	1373	5700,42	6628,3	10076,08
		сум.	1461,12	6066,26	7053,69	10722,75
Кути повороту під шестернями	вер	9,9E-05	1,9E-05	2,3E-05	6,15E-05	
	гор	0,00027	5,3E-05	6,3E-05	0,000169	
	сум.	0,00029	5,6E-05	6,7E-05	0,00018	
Кути повороту під підшипниками	вер	0,00022	0,00035	0,00032	8,57E-05	
	гор	0,00059	0,00109	0,00102	0,000292	
	сум.	0,00063	0,00115	0,00107	0,000304	
Стріла прогину	вер	8,8E-06	4,6E-05	4,4E-05	5,84E-06	
	гор	2,4E-05	0,00013	0,00012	1,61E-05	
	сум.	2,6E-05	0,00014	0,00013	1,71E-05	

На первинний вал діє згинаючий і крутний момент. Аналізуючи табл.4.5 знаходимо саму навантажену шестерню та в якій сама більша стріла прогину.

Визначаємо згинальний момент [12]:

$$M_{usz} = R_a \cdot a, \quad (4.14)$$

де R_a - реакція в опорі а рівна 13241 Н, a – відстань від опори а до дії сили рівне 0.186 м;

$$M_{usz} = 13241 \cdot 0.186 = 2452 \text{ Нм},$$

Діючий на вал еквівалентний момент визначаємо за формулою [12] :

$$M_{\varrho} = \sqrt{M_K^2 + M_{usz}^2}, \quad (4.15)$$

де M_K – крутний момент на первинному валу рівний 871 Нм.

$$M_{\varrho} = \sqrt{871^2 + 2452^2} = 2.602 \times 10^3 \text{ Н}.$$

Полярний момент опору перетину визначаємо по формулі [11]:

$$W_p = \frac{\pi \cdot d_{cp}}{32} \left[1 - \left(\frac{d_g}{d_{cp}} \right)^3 \right], \quad (4.16)$$

де d_{cp} – середній діаметр перетину 0.061 м ; d_g - внутрішній діаметр дорівнює 0.03 м.

$$W_p = \frac{\pi \cdot d_{cp}}{32} \left[1 - \left(\frac{0.036}{0.061} \right)^3 \right] = 4.758 \cdot 10^{-3} \text{ м}^4.$$

Перевіряємо вал по допустимим напруженням, по формулі [12]:

$$\tau = \frac{M_{\varrho}}{W_p}, \quad (4.17)$$

$$\tau = \frac{2.602 \times 10^3}{4.758 \times 10^{-3}} = 547000 \text{ Па},$$

4.2 Розрахунок зубчастої передачі

У рамках даного дипломного проекту розрахуємо в проєктованій коробці передач тільки одне із зубчастих зачеплень. Орієнтовно можна сказати, що найбільш навантаженим буде зубчасте зачеплення другої

передачі, тому що трактор працює на другій передачі більшу частку часу, чим на першій. Тому хоча на першій передачі в нас і більші напруги в зубчастому зачепленні, але ймовірність відмови більше в зубчастій парі другої передачі.

Розрахунок зубчастої передачі виконуємо відповідно до ДСТУ 21354-87.

Як матеріал для зубчастих коліс вибираємо матеріал 25 ХГТ.

Як видно з пункту 38 розрахунку допустиме напруження зубчастої передачі менше розрахункового на 2%, отже зубчата передача буде працездатною по контактних напругах (втомлювальному руйнуванню) у плинні строку експлуатації трактора.

Для дослідження зубчастої передачі на руйнування шестерень від дії максимального навантаження виконують розрахунок передачі на вигин.

З наведеного розрахунку на вигинну міцність бачимо, що розрахункові напруги допуска менше, що свідчить про те, що в процесі роботи не виникне руйнування шестерень від максимального моменту переданого через зубчасте зачеплення.

4.3 Розрахунок підшипників первинного вала

При проектуванні КПП підшипники підбираємо з конструктивних міркувань і потім перевіряємо їх на довговічність.

Довговічність підшипника визначаємо по формулі [10]:

$$L = \left(\frac{C}{P_{\text{ЭКВ}}} \right)^k \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n}, \quad (4.18)$$

де C – динамічна вантажопідйомність підшипника ; $P_{\text{ЭКВ}}$ – дійсне навантаження на підшипник ; n – число обертів ; k - показник ступеня для кулькових підшипників дорівнює 3.

Еквівалентне навантаження визначаємо по формулі :

$$P_{\text{ЭКВ}} = (F_r \cdot V \cdot X + F_a \cdot Y) \cdot K_t \cdot K_\delta, \quad (4.19)$$

де F_r – радіальне навантаження на підшипник ; F_a – осьове навантаження на підшипник рівна 0 ; V – коефіцієнт оборотності рівний 1 (при обертанні внутрішнього кільця підшипника) ; K_d – коефіцієнт динамічності рівний 1.3 ; K_t – температурний коефіцієнт рівний 1;

Радіальне навантаження на підшипник визначаємо по формулі :

$$F_r = \sqrt[3]{F_{r1}^3 \gamma_1 \tau_1 + \dots + F_{ri}^3 \gamma_i \tau_i} , \quad (4.20)$$

де F_r – радіальне навантаження на підшипник на кожній передачі ; γ_i – коефіцієнт оборотності рівний для первинного вала 1 ; τ_i – час роботи на передачах табл. 4.6.

Таблиця.4.6 – Час роботи на передачах.

Передача	1	2	3	4
$\tau_i, \%$	21	34	24	21

$$F_r = \sqrt[3]{5072.3^3 \cdot 0.21 + 4528.8^3 \cdot 0.34 + 4372.6^3 \cdot 0.24 + 4090^3 \cdot 0.21} = 4537 \text{ч}$$

Довговічність для 313 підшипника ($C=56000$) :

$$L_p = \left(\frac{56000}{F_r \cdot 1.3} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{2100 \cdot 60}$$

$$L_p = 6791 \text{ год.},$$

Довговічність для 311 підшипника ($C=41000$)

$$L_p = \left(\frac{41000}{F_r \cdot 1.3} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{2100 \cdot 60}$$

$$L_p = 3200 \text{ год.}$$

З наведеного розрахунку видно, що при експлуатації трактора є необхідність заміни підшипників при капітальному ремонті трактора, тому що їхня довговічність не перевищує строку експлуатації трактора.

ВИСНОВКИ

При вдосконаленні даного багатоцільового сільськогосподарського трактора, враховувалися ті властивості й особливості конструкції, які визначають призначення, умови його експлуатації, організацію технічного обслуговування й ремонту.

Велика розмаїтість типів тракторів, широкий діапазон областей їхнього цільового призначення спричиняють деяку специфіку їхнього проектування.

У даному дипломному проекті розроблені й удосконалені деякі вузли й агрегати трактора, а також досягнуті поліпшення по ряду їхніх основних показників.

Даний тип трактора добре зарекомендує себе в областях сільського господарства тому що може агрегатуватися всілякими типами навісного устаткування.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Закон України «Про охорону праці» : із змінами та допов. – Відомості Верховної Ради України. – 1992. – № 49.
2. Novak Yu., Hrytsenko V. Technical Maintenance and Diagnostics of Fluid Power Systems. – Kyiv : KNUCA, 2020. – 248 p.
3. Parker Hannifin. Condition Monitoring for Hydraulic Systems. White Paper. – Parker Hannifin Corp., 2021. – 18 c.
4. IFM Electronic. Technical Manual: PU Series Pressure Sensors. – IFM GmbH, 2022. – 35 c.
5. Bosch Rexroth. Mobile Hydraulics Monitoring. Application Guide. – Bosch Rexroth AG, 2023. – 32 c.
6. HYDAC. EVS 3100 Flow Sensor Product Sheet. – HYDAC International GmbH, 2022. – 14 c.
7. Pall Corporation. PCM500 Particle Monitor Datasheet. – Pall Industrial, 2021. – 12 c.
8. IFM. Sensor-based Condition Monitoring. White Paper. – IFM GmbH, 2022. – 16 c.
9. Bosch Rexroth. BODAS RC Series Controllers. User Manual. – Bosch Rexroth AG, 2023. – 44 c.
10. IFM Electronic. Condition Monitoring Cost Calculator. – Technical Tool Documentation, 2023.
11. Parker Hannifin. ROI Justification of Hydraulic Monitoring Systems. Technical Note. – 2022.
12. ДСТУ ISO 15663-3:2018. Управління життєвим циклом технічних систем. Частина 3. Вартісна оцінка. – Київ : УкрНДНЦ, 2018.
13. ДСТУ EN 982:2004. Безпечність машин. Гідравлічні системи та їх компоненти. Загальні технічні вимоги.
14. ДСН 3.3.6.042-99. Державні санітарні норми і правила роботи з машинним устаткуванням. – Київ : МОЗ України, 1999.

15. ISO 4413:2010. Hydraulic fluid power – General rules and safety requirements for systems and their components. – Geneva : ISO, 2010.
16. ДСТУ ІЕС 60364. Електроустановки низької напруги. Загальні вимоги. – Київ : Держспоживстандарт України, 2014.
17. IFM Electronic. Vibration Sensor VVB001 Datasheet. – IFM GmbH, 2021.
18. John Deere Forestry. Technical Features: 1270G Harvester. – Official Specs, 2021.
19. Бондаренко М. В. Гідравлічні та пневматичні системи мобільних машин : навч. посіб. – Київ : Ліра-К, 2021. – 312 с.
20. Державне підприємство «Держгірпромнагляд України». Правила безпечної експлуатації гідравлічного обладнання. – Київ, 2017. – 40 с.
21. Досвід впровадження дистанційного моніторингу технічного стану гідросистем. // Машини та обладнання АПК. – 2022. – № 4. – С. 26–32.