

Міністерство освіти і науки України
Вінницький національний аграрний університет
Факультет механізації сільського господарства
Кафедра двигунів внутрішнього згорання та альтернативних
паливних ресурсів

Допущений до захисту:

завідувач кафедри

к.т.н. доц. Гунько І.В.

(підпис, вчене звання, прізвище, ініціали)

«_____» _____ 2018 р.

**ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ
ХАРАКТЕРИСТИК ТРАКТОРА К-9520 ШЛЯХОМ ВИБОРУ
РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОЇ
ТРАНСМІСІЇ**

Робота на здобуття освітнього ступеня «Магістр»
за спеціальністю 208 - Агроінженерія

Виконав студент групи Аі-17з-3

Боровик Андрій Вікторович

Керівник: к.т.н., доцент

Гунько Ірина Василівна

2018

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет механізації сільського господарства

Спеціальність 208 - Агроінженерія

“Затверджую”

завідувач кафедри двигунів внутрішнього
згоряння та альтернативних
паливних ресурсів

_____ Гунько І.В.
“ ___ ” _____ 2018 р.

ЗАВДАННЯ
НА МАГІСТЕРСЬКУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

_____ Боровик Андрій Вікторович _____

(прізвище, ім'я, по батькові студента)

Тема роботи: „ Підвищення експлуатаційних характеристик трактора К-9520 шляхом вибору раціональних параметрів електромеханічної трансмісії ”
—

Термін здачі студентом завершеної роботи на кафедру до _____

Затверджена наказом ректора від _____ р. № _____

Вихідні дані до роботи:

1. Методичні вказівки з виконання магістерської роботи
2. План - проспект магістерської роботи
3. Підручники, навчально-методичні посібники, статистичні дані
4. Наукові видання (монографії, книги, збірники, журнали, матеріали ЦНТІ тощо)
5. Данні власних досліджень

Перелік питань, що розробляються в роботі:

- 1 Аналіз конструктивних особливостей трансмісій.
- 2 Конструктивні особливості електромеханічних трансмісій.
3. Визначення параметрів і режимів функціонування електромеханічної трансмісії трактора.

4. Експериментальне дослідження колісного трактора з електромеханічної трансмісією.

Календарний план виконання магістерської роботи

Структура роботи		Обсяг сторінок	Термін підготовки
Анотація		1-2	
Вступ		2-3	
Розділ 1	Аналіз конструктивних особливостей трансмісій	20-25	
Розділ 2	Конструктивні особливості електромеханічних трансмісій	20-25	
Розділ 3	Визначення параметрів і режимів функціонування електромеханічної трансмісії трактора	20-25	
Розділ 4	Експериментальним дослідженням колісного трактора з електромеханічної трансмісією	30-35	
Висновки		1-3	
Список використаної літератури		4-5	
Додатки		1-5	

Керівник магістерської роботи _____ Гунько І. В.

Завдання до виконання прийняв _____ Боровик А. В.

Дата отримання завдання “ _____ ” _____ 2018 р.

ЗМІСТ

Анотація

Вступ

1 АНАЛІЗ КОНСТРУКТИВНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ ТРАНСМІСІЙ

- 1.1 Призначення, класифікація і вимоги до трансмісії
- 1.2 Ступінчасті трансмісії
- 1.3 Передавальне число трансмісії, ККД і привідні моменти
- 1.4 Тяговий баланс трактора
- 1.5 Гідродинамічні передачі і гідромеханічні трансмісії
- 1.6 Гідрооб'ємні і електричні трансмісії

2 КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНИХ ТРАНСМІСІЙ

- 2.1 Конструктивні особливості
- 2.2 Проблематика використання електромеханічної трансмісії
- 2.3 Електрична тяга
- 2.4 Електричне управління
- 2.5 Системи механічного управління
- 2.6 Електричне управління з механічною рекуперацією
- 2.7 Багатошвидкісні передачі для зниження вимог до енергії двигуна при повороті
- 2.8 Гібридні конфігурації
- 2.9 Висновки по розділу

3 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ І РЕЖИМІВ ФУНКЦІОНУВАННЯ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОЇ ТРАНСМІСІЇ ТРАКТОРА

- 3.1 Аналіз режимів роботи ДВЗ

4 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИМ ДОСЛІДЖЕННЯМ КОЛІСНОГО ТРАКТОРА З ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОЇ ТРАНСМІСІЄЮ

- 4.1 Стендові випробування

Загальні висновки

Список літератури

Додатки

АНОТАЦІЯ

Боровик А. В. Підвищення експлуатаційних характеристик трактора К-9520 шляхом вибору раціональних параметрів електромеханічної трансмісії.

Рукопис.

Магістерська робота на здобуття освітньо-кваліфікаційного рівня «Магістр» за спеціальністю 208 – «Агроінженерія».

Вінницький національний аграрний університет, Вінниця, 2018р.

Підвищення експлуатаційних характеристик трактора К-9520 шляхом вибору раціональних параметрів електромеханічної трансмісії дозволяє суттєво покращити конструкції трактора і його техніко-економічні характеристики з використанням сучасних технологій для забезпечення швидкодії та надійності роботи трансмісії.

Наукова новизна роботи полягає в тому, що розроблено математичну модель для дослідження процесу розгону трактора з електромеханічною трансмісією, що враховує характеристики асинхронного електродвигуна змінного струму з векторним керуванням, механічних вузлів трансмісії і рушіїв.

Практична значимість даної магістерської роботи полягає в тому, що запропоновано і обґрунтовано графоаналітичний метод порівняння параметрів моторно-трансмісійної установки і визначення раціональних алгоритмів спільної роботи ДВЗ і трансмісії..

Ключові слова: двигун, трансмісія, навантаження, електромеханічна трансмісія, зубчасте зчеплення.

SUMMARY

Borovyk A.V. Improving the performance of the tractor K-9520 by choosing the rational parameters of electromechanical transmission.

Manuscript.

Master's work on obtaining an educational qualification level

"Master" in specialty 208 - "Agroengineering".

Vinnitsa National Agrarian University, Vinnytsia, 2018.

Improving the performance of the tractor K-9520 by choosing the rational parameters of the electromechanical transmission can significantly improve the tractor design and its technical and economic characteristics, using modern technology to ensure the speed and reliability of the transmission.

The scientific novelty of the work consists in the development of a mathematical model for studying the process of overclocking a tractor with electromechanical transmission, taking into account the characteristics of the asynchronous-chronical alternating current electric motor with vector control, mechanical transmission nodes and propulsion engines.

The practical significance of this master's thesis is that the graphoanalytical method of comparing the parameters of the motor-transmission unit and the definition of rational algorithms for the joint operation of the internal combustion engines and the transmission is proposed and grounded.

Keywords: engine, transmission, load, electromechanical transmission, gear clutch.

ВСТУП

Підвищення продуктивності праці в сільському господарстві є одним із завдань для забезпечення продовольчої незалежності України. Цю задачу вирішують потужні сільськогосподарські колісні і гусеничні трактори, обладнані двигунами внутрішнього згоряння (ДВЗ) потужністю 220 ... 370 кВт, які можуть працювати з комбінованими агрегатами, здійснювати кілька операцій за один прохід. Агрегатування з такими машинами вимагає від трактора значних тягових зусиль і регулювання швидкості руху при різних режимах роботи, що найкращим чином забезпечується застосуванням безступінчатих трансмісій, які можуть бути отримані конструктивними рішеннями. При розробці даних конструкцій важливе місце займають питання обґрунтування параметрів трансмісії її схеми.

Метою дослідження було підвищення продуктивності і економічності тракторів шляхом обґрунтування раціональних параметрів і розробки концепції створення безступінчатої електромеханічної трансмісії для колісного трактора тягового класу 5 з двигуном потужністю 220 ... 264 кВт.

Відповідно до мети магістерської роботи сформульовані і вирішені наступні завдання дослідження:

1. Провести аналіз різного типу трансмісій багатоцільових колісних і гусеничних машин, в тому числі колісних тракторів і порівняти показники їх ефективності та економічності.

2. Розробити методику узгодження параметрів моторно-трансмісійної установки і алгоритми спільної роботи ДВЗ і трансмісії при виконанні МТА різних технологічних операцій.

3. Розробити математичну модель для дослідження процесу розгону трактора з електромеханічної трансмісією, що дозволяє оцінювати його динамічні характеристики. З її допомогою провести дослідження процесу розгону різних МТА і за їх результатами вибрати раціональні параметри трансмісійної установки і системи її управління.

4. Розробити концепцію створення безступінчатої електромеханічної трансмісії для колісного трактора тягового класу 5.

5. Розробити методику параметричних стендових випробувань трансмісійної установки трактора.

1. АНАЛІЗ КОНСТРУКТИВНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ ТРАНСМІСІЙ

1.1 Призначення, класифікація і вимоги до трансмісій

Трансмісія в цілому являє собою комплекс пристроїв для передачі і перетворення енергії від її джерела до споживача (або споживачів) в зручному для них вигляді.

На тракторі ми можемо мати кілька споживачів енергії двигуна. В першу чергу - це провідні колеса рушія, що забезпечують рух трактора з різними необхідними швидкостями і силами тяги. По-друге - вали відбору потужності (ВВП) на привід робочих органів агрегуючих машин - знарядь або для роботи трактора на стаціонарі. По-третє - на привід насосів гідравлічних систем трансмісій і навісних машин-знарядь.

Джерелом енергії на тракторі є сучасні тракторні ДВЗ з частотою обертання колінчастого вала в середньому близько 2000 хв⁻¹, а швидкості руху тракторів при виконанні різних технологічних операцій лежать в межах 0,05 ... 11,1 м / с (0,2 ... 40 км / год). При існуючих розмірах ведучих коліс тракторів (колісних і гусеничних) частоти їх обертання лежать в межах 0,5 ... 120 хв⁻¹. Як видно, перепад частот обертання валів між джерелом енергії (ДВЗ) і його головним користувачами (ведучими колесами) занадто великий.

Так як характеристика ДВЗ не в змозі забезпечити реалізацію цього необхідного перепаду частот обертання валів, то між двигуном і провідними колесами трактора встановлюють зазвичай проміжні частоти з постійними і змінними передавальними числами.

Під передавальним числом перетворювача розуміється відношення частоти обертання або кутової швидкості ведучого вала до частоти обертання або кутової швидкості веденого вала. Пропорційно передавальним числам перетворювачів змінюється і величина переданого крутного момента від двигуна до ведучих коліс трактора. Чим більше

передавальне число трансмісії, тим більше крутний момент на ведучих колесах трактора, тим більше його тягове зусилля, але тим менше швидкість його руху.

Разом з тим необхідно відзначити, що постійне передавальне число трансмісії трактора непридатне для роботи МТА. Справа в тому, що тракторні ДВЗ мають дуже обмежений діапазон зміни крутного моменту при зміні частоти обертання його колінчастого вала. По-цьому продуктивна і економічна робота МТА матиме місце тільки для обмеженого діапазону сил тяги та швидкості його руху. Внаслідок цього в трансмісії завжди встановлюється спеціальний пристрій, що дозволяє змінювати її передавальне число, тим самим даючи можливість роботи МТА в широкому тяговому і швидкісному режимах з більш високим ККД, продуктивно і економічно. Крім цього даний пристрій забезпечує рух трактора заднім ходом і його стоянку на місці з працюючим двигуном для передачі енергії стаціонарно працюючих машин-знарядь.

На тракторах майбутнього з ДВЗ або електродвигуном, у яких крутний момент при зміні частоти обертання їх провідних валів може змінюватися в кілька разів, вищевказані пристрої для виконання передавального числа трансмісії застосовуватися не будуть.

Сучасні тракторні трансмісії в першу чергу класифікуються за способом зміни їх передавальних чисел. Вони бувають безступінчасті, ступінчасті і комбіновані.

Безступінчасті трансмісії дозволяють в заданому інтервалі передаточних чисел мати будь-яке їхнє значення, внаслідок чого робота МТА завжди може мати найбільшу продуктивність і економічність.

Ступінчасті трансмісії мають певні інтервали (ступені) передавальних чисел в межах яких робота МТА досить продуктивна і економічна.

Комбіновані трансмісії - це поєднання інтервалів передач, всередині яких можливо безступінчасте зміна їх передавальних чисел.

По-друге їх можна класифікувати за способом перетворення крутного моменту. Вони бувають механічні, гідравлічні, електричні і комбіновані.

Безступінчаті трансмісії за цією ознакою поділяються на механічні (фрикційно-тороїдний, клиноременні і імпульсні - інерційні), гідравлічні (гідродинамічні і гідрооб'ємні) і електричні (електромеханічні).

Ступінчаста трансмісія за цією ознакою є механічною, в якій перетворення крутного моменту відбувається в шестеренних редукторах, в одному з яких - званому коробкою передач (КП) - проводиться зміна передавальних чисел, обмежених числом можливих поєднань її шестерень.

Незалежно від класифікації трансмісій вони повинні відповідати певним основним вимогам, що пред'являються до них з боку їх експлуатації і виробництва:

- 1) повинні забезпечувати надійний зв'язок з двигуном і від'єднання від нього, в залежності від технології роботи МТА;
- 2) мати можливість зміни їх загального передавального числа в залежності від зміни тягового опору руху трактора (його завантаженні);
- 3) повинні мати можливість зміни напрямку обертання ведучих коліс при незмінному напрямку обертання валу двигуна, для отримання заднього ходу, а також співвідношення частот обертання лівого і правого привідних коліс при їх русі на повороті, по нерівностях шляху і для повороту відповідно колісного і гусеничного трактора;
- 4) забезпечувати відбір частини потужності двигуна на привід додаткових робочих органів причіпних або навісних машин - знарядь в час руху МТА або його роботи на стаціонарі, а також систем по обслуговуванні гідравлічних систем трактора;
- 5) конструктивно бути компактними, мати обмежені габарити корпусів складальних одиниць (агрегатів), здатних передавати великі потужності, мати досить високі ККД і довговічність, мати низьку

трудомісткість технічного обслуговування і хорошу ремонтпридатність.

1.2 Ступінчасті трансмісії

На більшості сільськогосподарських і значної частини промислових тракторів застосовують ступінчасті шестеренні трансмісії. Це пов'язано з тим, що вони є найбільш відпрацьованими конструкціями, відносно простими і надійними в роботі, мають досить високий ККД, низьку вартість і зручними в експлуатації. Основним їх недоліком є поетапне регулювання провідних моментів, що досить часто призводить до неефективного використання потужності двигуна.

Кінематичні схеми східчастих трансмісій виконуються за двома силовими типам. За першою традиційною схемою потужність двигуна на привідні колеса трактора розділяється після КП, що обумовлює наявність однієї центральної передачі (ЦП), що розміщується як правило в корпусі заднього моста трактора (гусеничного або колісного - з задніми привідними колесами). Така схема відносно проста, добре компонується, має досить високим механічним ККД і прийнятними показниками матеріалоемкості.

За другою кінематичною схемою трансмісії потужність від двигуна розділяється перед КП або в ній, що зумовлює наявність двох ЦП. Позитивною якістю цієї схеми є менша силова навантаженість деталей КП і ЦП і можливість зменшення розмірів механізмів повороту (МП) гусеничного трактора, установка їх на менш навантаженої частини трансмісії до ЦП. Особливістю цієї схеми є неможливість чіткого розмежування функцій КП і МП і виконання одним агрегатом різних функцій. Цей тип трансмісії встановлюється тільки на гусеничних тракторах.

Принципові структурні кінематичні схеми східчастих трансмісій наведені на рис.1.1.

На рис.1.1, а наведена принципова структурна кінематична схема

традиційної трансмісії типового колісного трактора з задніми привідними колесами, а на рис.1.1, б - гусеничного трактора. На обох схемах перші чотири позиції однакові. Джерелом енергії є ДВЗ 1, з колінчастого вала якого нерозділений потік потужності надходить в перший агрегат трансмісії - зчеплення 2. Зчеплення служить для з'єднання трансмісії з двигуном і від'єднання її від нього. Після зчеплення потік потужності надходить в КП 3- редуктор, в якому забезпечується ступеневу зміна подведеного крутного моменту за рахунок різного поєднання працюють шестерені, необхідні для передавального числа. Як правило тракторна КП є знижуючим редуктором, хоча в ній може бути пряма транспортна передача.

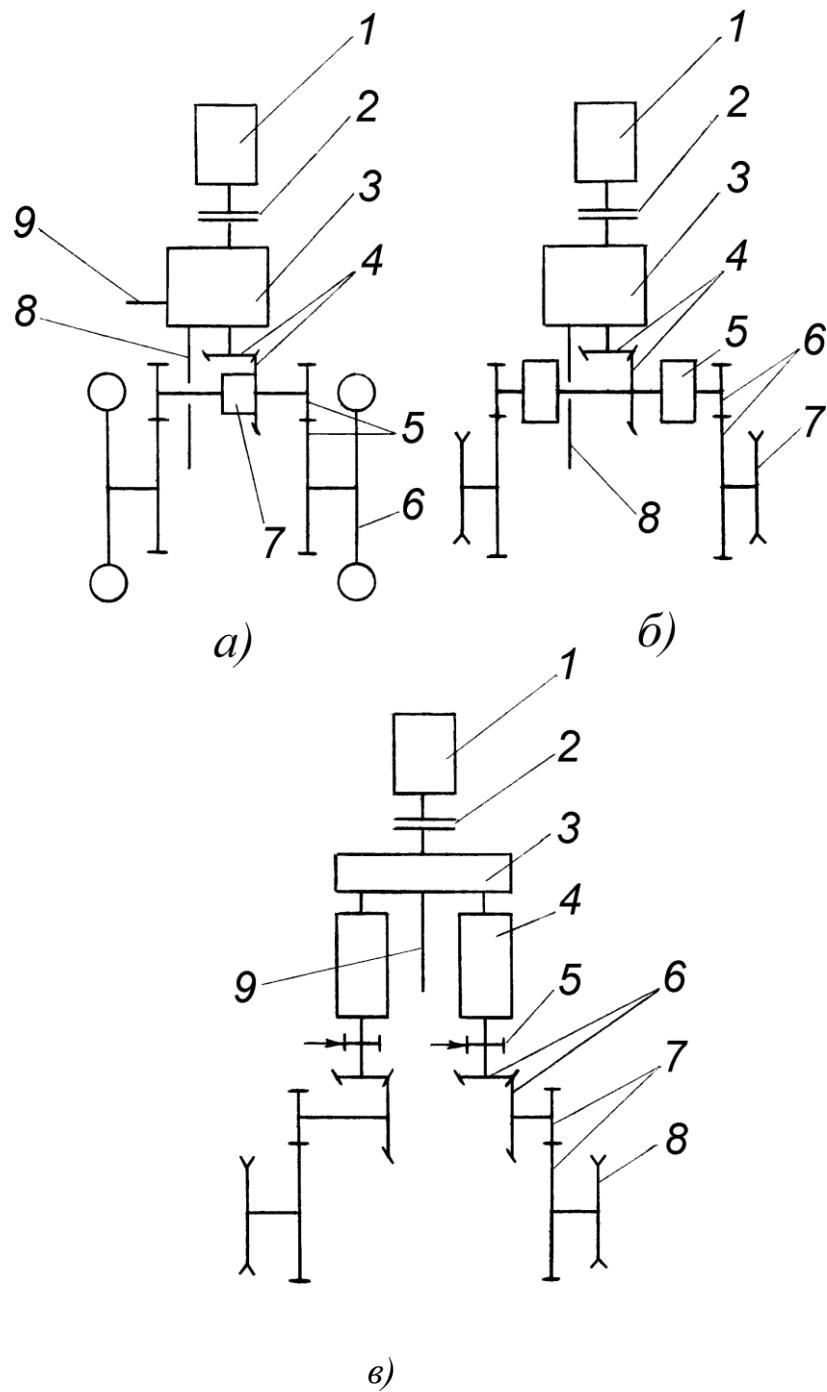


Рисунок 1.1 - Принципові структурні кінематичні схеми східчастих трансмісій тракторів

Пара конічних шестерень 4 утворюють ЦП, що сполучає КП з поперечними валами заднього ведучого моста трактора. Вона розділяє потік потужності від КП на два самостійних потоку по бортах трактора і є знижувальним редуктором з постійним передавальним числом.

У колісного трактора ведена шестерня ЦП зазвичай встановлюється на корпусі диференціала 7 - механізм трансмісії кінематично з'єднаний ЦП з привідними валами кінцевих передач 5. Диференціал дозволяє ведучим колесам 6 обертатися з різними частотами при повороті трактора або їх русі по нерівностях шляху. Кінцева передача є останнім знижувальним редуктором трансмісії з постійним передаточним числом і в ряді випадків визначає величину дорожнього (кліренсу) трактора.

Для відбору частини потужності двигуна для сторонніх її споживачів, розглянутих раніше, колісний трактор як правило має не менше двох приводів ВВП - заднього 8 і бічного 9.

У гусеничного трактора (рис.1.1, б) розгалужені потоки потужності після ЦП 4 спочатку надходять в МП 5, а потім в кінцеві передачі 6 і ведучі колеса 7, іноді звані зірочками. МП забезпечує створення різних привідних моментів і частот обертання лівого і правого коліс 7, за рахунок чого і виконується поворот гусеничного трактора. Деякі МП виконуються і як понижуючі редуктори (планетарні МП).

У гусеничного трактора, як правило, має бути не менше одного заднього приводу ВВП 8.

На рис.1.1, в приведена принципова структурна схема трансмісії гусеничного трактора з поділом потоку потужності перед КП. Тут потік потужності від ДВЗ 1 надходить в зчеплення 2 і далі в роздатковий шестеренчастий редуктор 3, вихідні вали якого є привідними валами двох паралельних КП 4. Відмінною особливістю цих КП є перемикання передач на ходу трактора, без розриву потоку потужності, з застосуванням звичайних фрикційних гідродопоміжних муфт. На кінцях вихідних валів КП послідовно встановлені гальмо 5 і ведуча конічна шестерня окремої ЦП 6.

Гальма 5 і блокувальні муфти КП є одночасно агрегатами МП гусеничного трактора з даним типом трансмісії.

Кінцева передача 7 і провідні колеса 8 аналогічні раніше рассмот-

ренним. Привід ВВП 9 зазвичай відводиться від роздаткового редуктора 3.

1.3 Передавальне число трансмісії, ККД і привідні моменти

Виходячи з раніше наведеного поняття про передавальне число загальне передавальне число трансмісії u_o можна представити як відношення частоти обертання n_d або кутової швидкості ω_d колінчастого вала двигуна по середньому значенню частоти обертання n_k або кутової швидкості ω_k ведучих коліс трактора.

$$u_o = \frac{n_d}{n_k} = \frac{\omega_d}{\omega_k} \quad \text{—}$$

Середні значення n_k і ω_k приймаються виходячи з нерівномірності обертання правого і лівого привідних коліс, причини якого розглянуті раніше. Тому індекси правого і лівого колеса.

$$n_k = \frac{n_{np} + n_{лев}}{2} \quad \text{и} \quad \omega_k = \frac{\omega_{np} + \omega_{лев}}{2},$$

Загальне передавальне число розглянутих східчастих трансмісій можна уявити і як добуток передаточних чисел складових їх агрегатів.

Для колісного трактора $u_{ок} = u_{кп} \cdot u_{цп} \cdot u_{кон}$.

Для гусеничного трактора $u_{ог} = u_{кп} \cdot u_{цп} \cdot u_{мп} \cdot u_{кон}$.

тут $u_{кп}$, $u_{цп}$, $u_{мп}$ і $u_{кон}$ - передавальні числа відповідно КП, ЦП, МП і кінцевої передачі.

Зміна передавального числа трансмісії в основному проводиться, як вказувалося раніше, в КП. Однак в ряді трансмісії ЦП і МП виконуваної як двоступеневі редуктори, подвоюють загальне число передач трактора.

При передачі потужності від двигуна до ведучих коліс частина її тратиться на тертя в зачепленні шестерень проміжних редукторів трансмісії,

в підшипниках їх валів, їх ущільнення і на розбризкування масла в їх корпусах. Всі ці втрати враховуються механічним ККД трансмісії, який визначається як відношення потужності N_k , підведеної до ведучих коліс трактора, до ефективної потужності N_e двигуна.

$$\eta_m = \frac{N_k}{N_e}.$$

Замінюючи значення потужностей їх складовими і використовуючи вираз маємо:

$$\eta_m = \frac{M_k \cdot \omega_k}{M_d \cdot \omega_d} = \frac{M_k}{M_d \cdot u_o},$$

де M_d - крутний момент двигуна; M_k - провідний момент на колесах.

Використовуючи залежність провідний момент на колесах трактора M_k визначається як:

$$M_k = M_d \cdot u_o \cdot \eta$$

Таким чином наочно видно, що моменти підведені до ведучих коліс трактора залежать від крутного моменту, що розвивається двигуном, передавального числа трансмісії і її механічного ККД.

1.4. Тяговий баланс трактора

Для того щоб отримати перші уявлення про силу тяги, що розвивається трактором і економічності роботи його двигуна, розглянемо умовну принципову схему його усталеного руху по горизонтальній поверхні шляху з навантаженням на гаку. При цьому відсутні сили інерції і складові сили тяжіння, що виникають при русі по похилій поверхні шляху. Прийmemo також умови, що навантаження на гаку і опір коченню самого трактора постійні, а зчеплення рушія з ґрунтом забезпечено.

Для наочності і простоти міркування на рис.1.2 представлена

умовної схема руху колісного трактора класичної компоновки з зад ними провідними колесами 6, радіус яких r_k , з постійною швидкістю V .

Крутний момент M_d двигуна 1 підводиться через агрегати трансмісії: зчеплення 2, КП 3, ЦП 4 і кінцеву передачу 5 - до провідних колес 6, на яких утворюється провідний момент M_k . Внаслідок надійного зчеплення ведучих коліс з ґрунтом під дією моменту M_k в ґрунті виникають дотичні реакції, рівнодіюча яких - сила P_k направлена в сторону руху трактора. Ця сила P_k , звана дотичній силі тяги, передається через деталі рушія трактора і рухає його вперед. Частина цієї сили витрачається на подолання опору трактора з боку ґрунту, умовно представленої силою P_F перед напрямними колесами 7. При роботі МТА основна частина сили P_k використовується для корисної сили тяги P_{KP} на гаку трактора і теж спрямована в бік, протилежний його руху.

Проектуючи ці зовнішні сили, що діють на трактор, на горизонтальних таль маємо:

$$P_k = P_F + P_{KP} .$$

Це рівняння називають тяговим балансом трактора при установившемся його русі по горизонталі. Воно показує на що витрачається дотична сила тяги P_k . Якщо трактор рухається холостим ходом без навантаження на гаку, то $P_k = P_F$. Тут дотична сила тяги P_k витрачається тільки на подолання опору руху трактора з боку ґрунту.

Визначимо зв'язок між силою P_k і моментом двигуна M_d . За раніше встановленої залежності маємо:

$$M_k = M_d \cdot U_o \cdot \eta$$

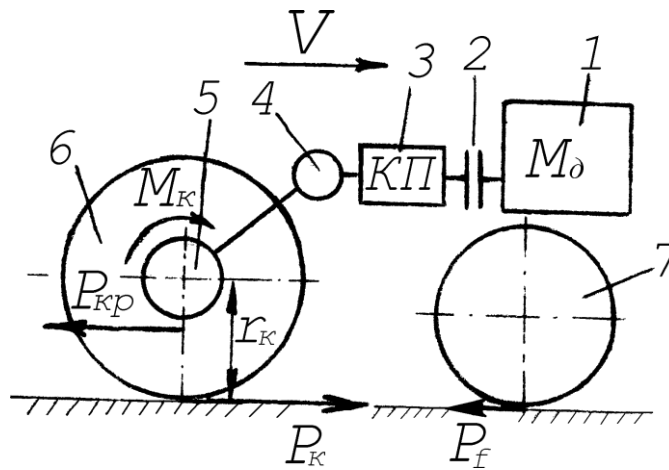


Рисунок 1.2. Схема руху колісного трактора класичної компоновки на горизонтальній поверхні шляху

З іншого боку, при забезпеченості зчеплення рушія з ґрунтом M_k можна визначити через дотичну силу тяги P_k і радіус ведучого колеса r_k . Тоді маємо:

$$M_k = P_k \cdot r_k.$$

Прирівнюючи значення M_k по залежностям (1.3) і (1.5) і вирішуючи наше рівняння щодо P_k отримаємо:

$$P_{\partial o} = M_d \cdot u_o \cdot \eta_m / r_k .$$

Беручи $C = u_o \cdot \eta_m / r_k$ остаточно отримаємо: $P_k = M_d \cdot C$.

Коефіцієнт C з достатнім ступенем точності може бути прийнятий постійним зважаючи незначності коливань значень r_k , а u_o - величина постійна для даного передавального числа.

Таким чином ми прийшли до висновку, що дотична сила тяги P_k пря мо пропорційна моменту, що крутить двигуна M_d , а коефіцієнт C залежить від загального передавального числа трансмісії u_o , яке змінюється в залежності від включеної передачі в КП.

При усталеному русі МТА сила тяги РКР дорівнює силі опору R_m ,

спричиненої машиною-знаряддям, тобто $R_{KP} = R_m$.

Для наочного уявлення необхідності застосування КП в трансмісії трактора розглянемо випадок його роботи без неї. Припустимо, що трактор має тільки одну передачу з великим передавальним числом, дозволяє при номінальному моменті двигуна $M_{дн}$ і мінімальній витраті палива $q_{кр\min}$ отримати найбільшу силу тяги $R_{кр\max}$, але при відносно невеликій швидкості руху МТА. В данному обмеженому тяговому діапазоні $R_{кр\max}$ робота МТА буде вельми ефективна.

Подивимося, як буде працювати цей трактор з машиною - знаряддям, що має невелике тягове опір R_m .

Для визначення ефективності роботи МТА з R_m побудуємо так називаються ваємий променевої графік (рис. 1.3), де по осі абсцис відкладаються значення: R_F , R_{KP} , R_k і R_m , а по осі ординат: M_d , $M_{дн}$ і $q_{кр}$. Відлік R_F і R_k здійснюється з точки O , а R_{KP} і R_m - з точки O' . Звівши в точці $R_{кр\max}$ перпендикуляр до перетину з горизонталлю, проведеної через точку $M_{дн}$, отримуємо точку A . Луч OA характеризує відому пропорціональність $R_k = M_d \cdot Z$, де його нахил залежить від коефіцієнта C , що відображає величину передавального числа трансмісії U_o . Чим воно менше, тим менше нахил променя OA . На цьому ж перпендикуляре відкладаємо значення $q_{кр\min}$ і будуємо графік його залежності від R_{KP} .

переходом та на четверту передачу приводить вже до заглохання двигуна і зупинці трактора, так як $R_{кр4} < R_m$.

Даний приклад наочно показує, що завдяки КП тракторист-машиніст завжди може вибрати таку передачу (в даному випадку - третю), при якій МТА буде працювати з високою продуктивністю і економічністю.

1.5. Гідродинамічні передачі і гідромеханічні трансмісії

У гідродинамічних передачах на відміну від механічних немає жорстких зв'язків між джерелом енергії і її споживачем. Вони складаються з лопатевих коліс із загальною порожниною, в якій знаходиться робоча рідина, яка отримує енергію від джерела і віддає її споживачеві.

Гідродинамічна передача тільки передає крутний момент без його перетворення носить назву гідродинамічної муфти (гідромуфти), а перетворює його гідротрансформатор.

Принципова схема гідромуфти показана на рис. 1.4. Основними елементами гідромуфти є два лопатевих колеса - привідне 2 (насосове) з кожухом 3 і ведене 4 (турбінне). Ведучий вал 1 з'єднується із використанням джерела енергії - двигуном трактора, а ведений вал 5 - з привідним валом трансмісії. Робочі колеса гідромуфти зазвичай виконуються з радіальними лопатями, причому число лопатей в насосі і турбіні дещо відрізняються один від одного, щоб уникнути можливих резонансних вібраційних. Робоча порожнину гідромуфти, в якій знаходиться робоча рідина, утворена простором між лопатками коліс і внутрішньої поверхнею кожуха 3.

При обертанні насосного колеса її лопаті захоплюють рідину і остання під дією відцентрової сили збільшується швидкість спрямовується від центру до периферії, створюючи гідродинамічний напір. З цим напором рідина надходить на периферійну частину лопаток

турбінного колеса і, прямуючи до центру, віддає свою енергію на його обертання, завершуючи чергове коло її циркуляції, показаний на схемі пунктиром зі стрілками.

Чим швидше обертається насосне колесо, тим більший крутний момент передається гідromуфтою. Тому включення гідromуфти виконується автоматично, коли передається момент стає більше моменту опору на турбінному колесі.

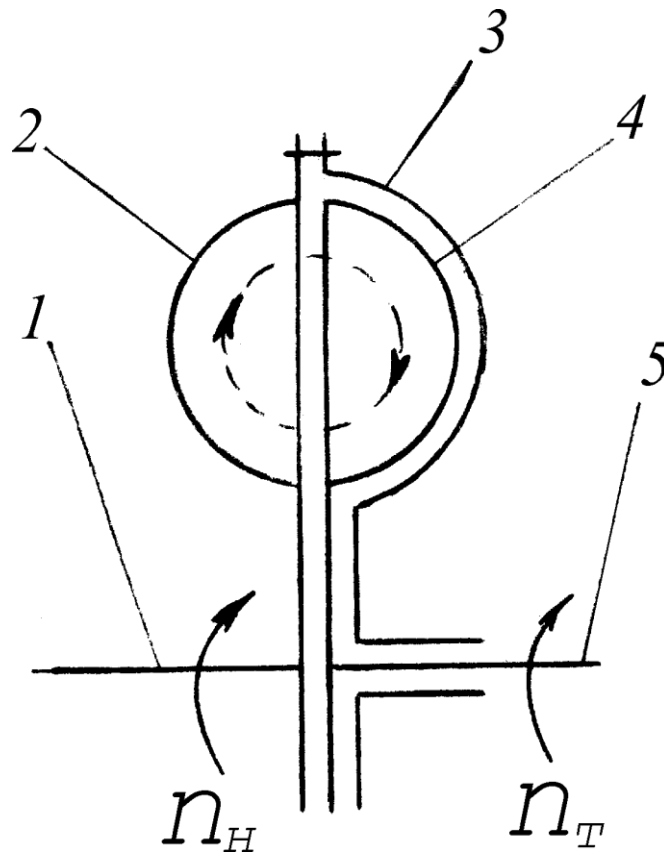


Рисунок 1.4 - Принципова схема гідromуфти

Відмінною особливістю роботи гідromуфти є необхідність пробуксовки коліс. Це пов'язано з тим, що при рівності частот обертання з'явиться і рівність відцентрових сил в насосному і турбінному колесах, а це значит - припинення циркуляції рідини і передачі крутного моменту.

Найбільша пробуксовка - 100% при рушанні з місця, найменша при сталому русі - близько 2 ... 4%. Величина пробуксовки оцінюється коефіцієнтом ковзання S .

$$S = (v_H - v_T) / N_T ,$$

Де n_H і n_T - частоти обертання насосного та турбінного коліс. При цьому $\eta_{GM} = 1$, де η_{GM} - ККД гідromуфти. Момент M , який передається гідromуфтою визначається як

$$M = \gamma \cdot \lambda \cdot n_H^2 \cdot D^5 ,$$

де γ - питома вага робочої рідини; λ - коефіцієнт пропорційності (коефіцієнт моменту); D - активний діаметр гідromуфти (найменший діаметр робочої порожнини).

Зовнішня характеристика гідromуфти, представлена на рис. 1.5, де показана залежність вищевказаних параметрів від величини

при $n_H = Const$.

Гідromуфти мають певні переваги в порівнянні з фрикційними зчепленнями:

1) вони значно знижують динамічні навантаження в двигуні і трансмісії при різких змінах режиму роботи МТА, що підвищує їх довговічність;

2) не вимагають регулювань в експлуатації;

3) це зручний спосіб упорядкування і підвищують прохідність

МТА.

Однак у них є один досить істотний недолік - вони не забезпечують "чистоти виключення", що ускладнює переключення передач в звичайних східчастих механічних КП з розривом потоку потужності.

Крім того їх застосування декількох знижує ККД трансмісії, так як вони завжди працюють з ковзанням не менше 2 ... 4%.

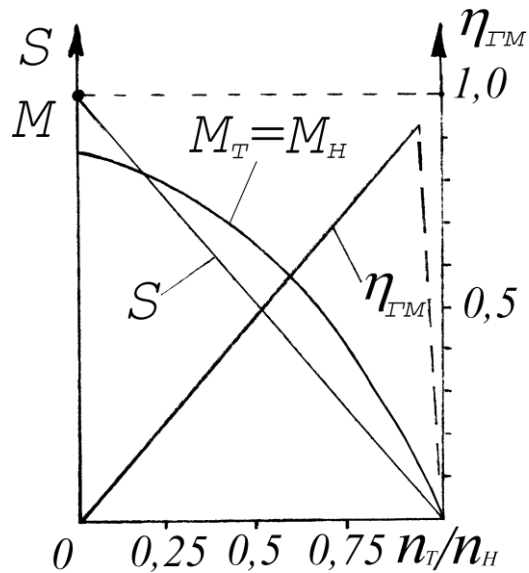


Рисунок 1.5 - Зовнішня характеристика гідромуфти

Принципова схема гідротрансформатора показана на рис. 1.6, а. На відміну від гідромуфти він, крім двох рухомих коліс - насосного 3 і турбінного 2, має і одне нерухоме колесо 4, зване реактором, закріплене на підлогою валу 5.

Для кращого формування струму робочої рідини в гідротрансформатори внутрішні частини його кілець виконані у вигляді тора, зовнішні поверхні яких є межами робочої порожнини. Для цієї ж лопаті коліс виконані вигнутими.

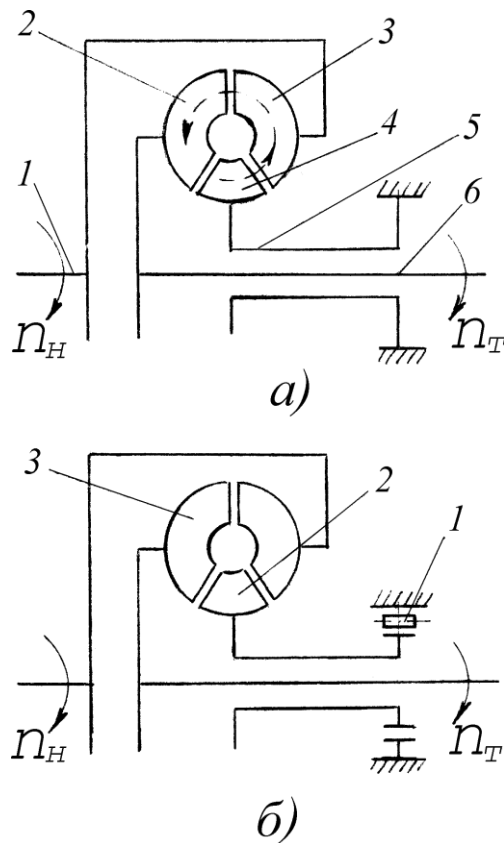


Рисунок. 1.6 - Принципова схема: а - гідротрансформатора; б - комплексної гідродинамічної передачі

Реактор 4 змінює напрямок руху протікання рідини і сприймає при цьому реактивний момент MP від нерухомого корпусу гідротрансформатора. Внаслідок цього реактор як би додає цей реактивний момент до моменту на насосному колесі 3, для подальшої його передачі на турбінне колесо 2, або навпаки - віднімає його від моменту MH , в залежності від швидкісного і силового режиму роботи гідротрансформатора.

При нерухомому турбінному колесі (рушання трактора з місця) крутний момент MT на ньому найбільший.

$$MT = MH + MP ,$$

де MH - крутний момент на насосному колесі, рівний обертового моменту двигуна, підведених до ведучого валу 1 гідротрансформатора.

Залежно від частоти обертання турбінного колеса змінюється напрям

силового потоку робочої рідини входить в реактор і відповідно його реактивний момент M_P . Зовнішня характеристика гідротрансформатора, побудована при $N_H = \text{Const}$, представлена на рис. 1.7. Тут лівіше точки А момент на реакторному колесі спрямований в бік моменту M_H на насосному колесі. При цьому момент M_T на турбінному колесі ви- значається за виразом.

У разі рівного розподілу моментів M_H і M_T (точка А) реактивний момент M_P стає рівним нулю. При подальшому збільшенні частоти обертання турбінного колеса (правіше точки А) крутний момент M_P на реакторному колесі спрямований в бік, протилежний моменту на насосному колесі.

$$T_{\text{ут}} M_T = M_H - M_P < M_H.$$

Процес перетворення крутного моменту M_T на вихідному валу 6 турбінного колеса відбувається автоматично в залежності від частоти його обертання. При усталеному русі МТА момент M_T на валу 6 дорівнює моменту опору руху трактора, наведеним до цього ж валу. При збільшенні зовнішнього навантаження МТА частота обертання валу 6 знижується і, отже, на ньому підвищується момент M_T (рис. 1.7), поки не уста новитися силове рівновагу.

Переважна властивість гідротрансформатора оцінюється коефіцієнт трансформації КТ (силовим передавальним числом).

$$KT = M_T / M_H .$$

ККД, що оцінює енергетичні втрати в гідротрансформаторі, визначається як

$$\eta_T = \frac{N_T}{N_H} = \frac{M_T \cdot n_T}{M_H \cdot n_H} = \frac{K_T}{u_T} ,$$

де N_H - потужність підведена до валу 1 насосного колеса; N_T - потужність відводиться від вала 6 турбінного колеса; $u_T = N_H / n_T$ - кінематичне переда точне число гідротрансформатора.

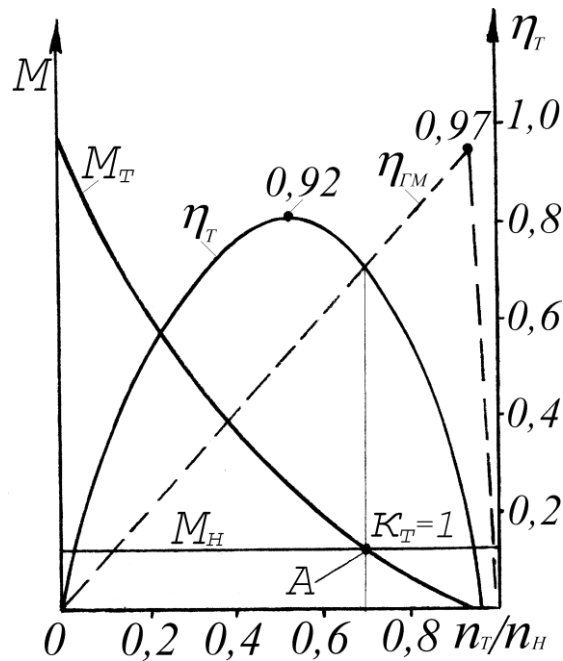


Рисунок 1.7 - Зовнішня характеристика гідротрансформатора

Як видно на зовнішній характеристик (рис. 1.7) η_T змінюється в широких межах. Максимальне значення $\eta=0,92$.

З наведеної характеристики видно, що найбільший момент на турбінному колесі M_T і відповідно коефіцієнт трансформації K_T мають момент рушання M_{TA} з місця (на стоповому режимі) при $M_T = 0$. При збільшенні частоти обертання n_T момент M_T (а відповідно і K_T) падає, а M_H зростає досягаючи максимуму при $n_T / N_H = 0,5 \dots 0,6$. Подальше збільшення n_T призводить до помітного падіння n_T . При $n_T / N_H = 0,65 \dots 0,75$ коефіцієнт трансформації K_T знижується до одиниці. Тут $M_T = M_H$, як у роторної гідромуфти. Однак при подальшому збільшенні частоти обертання турбінного колеса $M_T < M_H$ при різкому падінні n_T , що робить подальшій роботу гідротрансформатора недоцільною.

Якщо ж поєднати цю характеристику гідротрансформатора з раніше наведеної характеристикою зміни ККД гідромуфти, вказаним на рис. 1.7 пунктиром, то видно, що правіше точки А робота гідромуфти краще. Це пов'язано з тим, що вона відбувається при високих значеннях ККД (до 0,97), значно більших, ніж у гідротрансформатора в даному швидкісному

режимі.

Щоб забезпечити таку зовнішню характеристику у гідротрансформатора необхідно мати не жорстке кріплення реактора до його корпусу, а через муфту вільного ходу (МСГ) як показано на його схемі, представленої на рис. 1.6, б. При цьому заклинювання МСГ 1 повинно бути до тих пір, поки на реакторі 2 є позитивне значення МР (лівіше точки А на рис. 1.7). Правіше точки А змінюється напрямок моменту МР на реакторі і він починає вільно обертатися, так як МСГ 1 (рис. 1.6, б) розклинюється. При цьому гідротрансформатор переходить в режим роботи гідromуфти з більш високим ККД.

Такий гідротрансформатор носить назву комплексної гідродинамічної передачі і має ККД вище, ніж у звичайного - з нерухомим реактором.

гідротрансформатори мають ті ж позитивні якості, що і гідromуфти, але крім цього мають властивість автоматичного безступінчастої зміни кінематичного і силового передавальних чисел в залежності від величини моменту опору на турбінному колесі.

Остання властивість дає можливість використовувати гідротрансформатор в трансмісії трактора, як КП з безступінчатим зміною переда точного числа. Однак при цьому в трансмісії трактора повинні бути встановлено додаткові механічні редуктори для отримання заднього ходу і можливості пуску двигуна методом буксирування. Це трохи знижує позитивні якості гідротрансформатора, як КП в трансмісії трактора.

Разом з тим необхідно відзначити, що на тракторах гідротрансформатора в чистому вигляді, як КП не застосовується, так як діапазон його силового регулювання відносно малий ($K_T = 2,5 \dots 4$) і не забезпечує вимоги МТА.

Тому для збільшення діапазонів безступінчатого регулювання передавальних чисел трансмісії часто поєднують гідродинамічні і ступінчасті механічні передачі, поєднуючи їх послідовно або паралельно.

При послідовному їх з'єднанні діапазон регулювання переда точних чисел великий, але ККД передачі - нижчий. При паралельному їх з'єднанні ККД передачі збільшується.

Такі передачі (трансмисії) зветься гідромеханічних трансмісій (ГМТ).

У ГМТ КП забезпечує отримання діапазонів для бесступенчатого зміни передавальних чисел і отримання заднього ходу. Гідротрансформатора - отримання бесступенчатого ряду передавальних чисел всередині заданою ного діапазону.

Основні переваги ГМТ:

- безступінчасту автоматичну зміну крутного моменту на ведучих колесах рушія трактора і швидкості МТА в залежності від опору його руху;
- значне зниження рівня динамічних навантажень при роботі МТА, внаслідок їх демпфірування проміжного гідравлічного середовища;
- висока енергоємність, простота конструкції і довговічність гідротрансформатора;
- легкість зрушення МТА з місця і подальшого його розгону;
- запобігання можливості зупинки двигуна при перевантаженнях МТА.

До недоліків ГМТ належать:

- більш низький ККД в порівнянні з механічною трансмісією, що призводить до деякого збільшення витрати палива;
- неможливість забезпечення стабільності технологічної швидкості руху МТА, що особливо важливо для сільськогосподарських тракторів;
- неможливість пуску двигуна буксируванням і зниження ефективності гальмування МТА двигуном, при виконанні ним транспортних робіт.

Для усунення цих недоліків часто застосовують фрикційне

блокування гідротрансформатора.

ГМТ найбільше застосування знаходять в колісних і гусеничних промислових тракторах, де в КП застосовують зазвичай 2 ... 4 передачі.

1.6. Гідрооб'ємні і електричні трансмісії

Гідрооб'ємні передачі (ГОП) засновані на принципі передачі енергії тиском рідини. При цьому робоче зусилля або крутний момент практично не залежать від швидкості руху робочої рідини.

У ГОП як мінімум повинні бути дві основні гідравлічні машини, з'єднані між собою трубопроводами: об'ємний гідронасос, що перетворює крутний механічний потік енергії в поступальний силовий гідравлічний потік енергії, і гідромотор, що перетворює гідравлічний потік енергії назад в крутний механічний потік енергії (крутний момент).

За типом передачі рідини від насоса до мотору ГОП бувають відкриті і закриті, принципові схеми яких показані на рис. 1.8. У першому випадку (рис. 1.8, а) відсутній зворотний гідравлічний зв'язок між насосом і мотором. Насос 1 всмоктує робочу рідину з бака 4 і подає її під тиском по трубопроводу 2 в гідромотор 3, після чого вона зливає назад в бак 4. Система проста в роботі, але величина переданої потужності залежить від обсягу бака. Внаслідок цього даний тип ГОП на тракторі застосовується тільки для обслуговування його допоміжних пристроїв (в сервопристроях, в системі змашування і т.п.).

Як агрегатів трансмісії трактора в основному застосовуються ГОП закритого типу (рис. 1.8, б), в яких рідина з гідромотора 3 знову надходить у всмоктувальну магістраль 6 насоса 1. При цьому

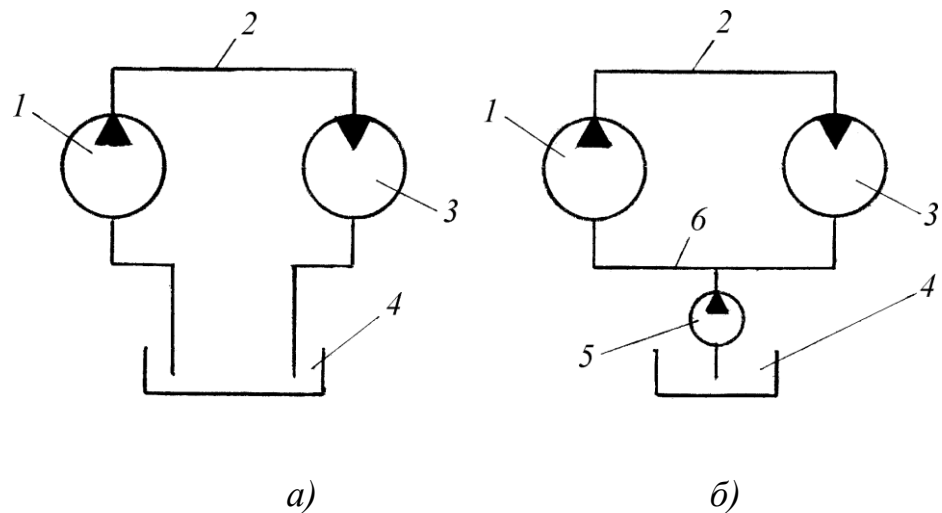


Рисунок 1.8 - Принципові схеми ГОП: *a* - відкритого типу; *б* - закритого типу

насос 5 підживлення підтримує тиск у всмоктувальній магістралі 6 вище атмосферного, ніж запобігає кавітація робочий рідини і компенсуються можливі її виток під час роботи ГОП.

Застосовувані ГОП в трансмісіях тракторів поділяються на дві основні групи: повнопотоковий (однопоточні) і гідродифференціальні (двопоточні). Їх відмінність полягає в тому, що в повнопотоковий трансмісії вся енергія від двигуна до ведучих коліс рушія передається єдиним послідовним потоком (гідрравлічним і механічним). У двухпоточной ж трансмісії на якийсь її ступені відбувається розділення єдиного потоку потужності на дві паралельні гілки - гідравлічну і механічну, які потім знову з'єднуються.

Дві принципові структурні кінематичні схеми повнопотокового гідрооб'ємних трансмісій колісного трактора формули 4К2 показані на рис. 1.9. На представленому рис. 1.9, а між ДВС 1 і заднім мостом 4 в зборі з провідними колесами 5 встановлений блок ГОП, що складається з регульованих гидронасоса 2 і гідромотора 3, з'єднаних трубопроводами 6. У такій схемі блок ГОП замінює зчеплення і КП, а вся інша трансмісія

механічна, як у звичайного трактора. Така схема примене- ня ГОП дозволяє досить легко перетворити ступінчасту механічними ську трансмісію трактора в безступінчасту - гідравлічну.

На схемі (рис. 1.9, б) ДВС 1 також працює на регульований об'єк емний гидронасос 2, а далі тиск робочої рідини по трубопроводах 6 передається на два високомоментних нерегульованих гідромотора 3 і 4,

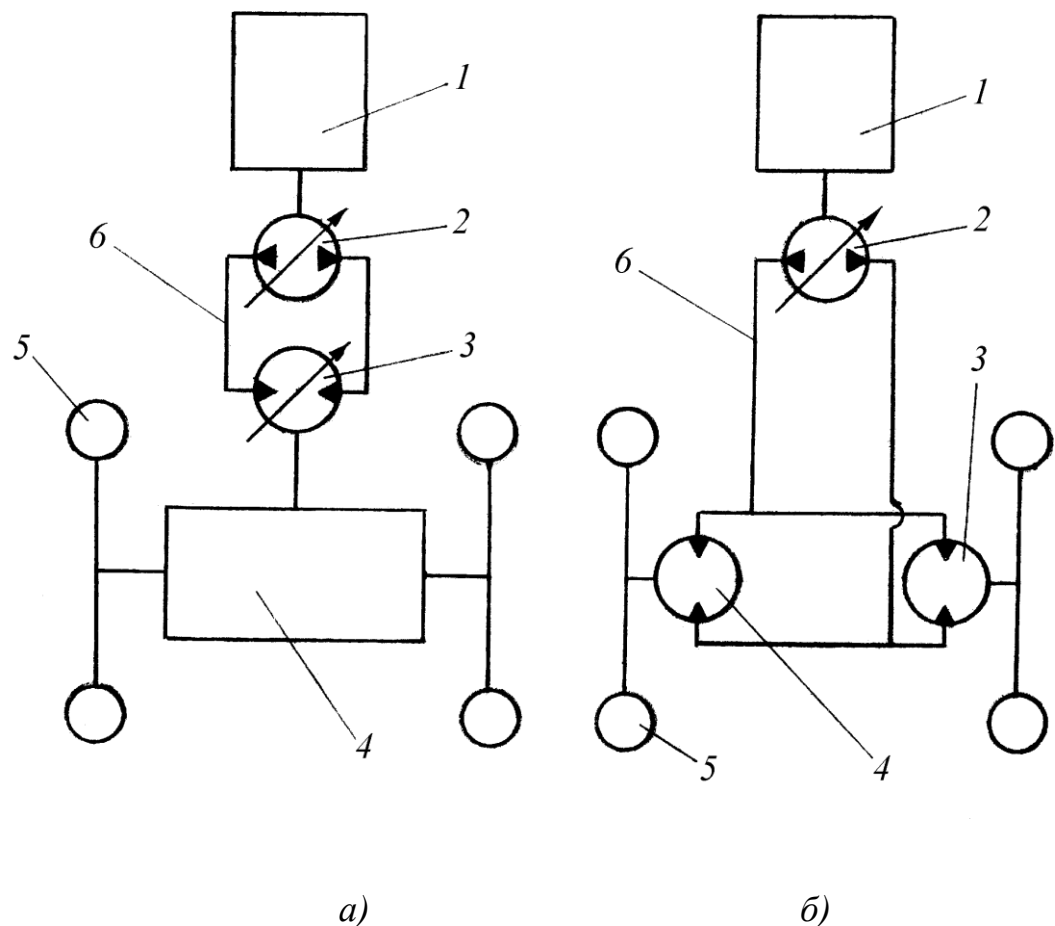


Рисунок 1.9 - Принципові структурні кінематичні схеми повнопотоковий гідрооб'ємних трансмісій колісного трактора

встановлених безпосередньо в провідних колесах 5 трактора. Така схема ГОП робить гідравлічну трансмісію трактора вельми компактною.

Принципова структурна кінематична схема двухпоточной (гідродифференціальной) трансмісії показана на рис. 1.10. Тут єдиний

потік енергії надходить на вал 1, після чого за допомогою шестеренні передачі 7 роздвоюється. Один потік енергії надходить в механічний диференційно-планетарний редуктор 2, а інший потік надходить в блок ГОП складається з регульованих об'ємних насоса 6 і гідромотора 5. Далі шестернева передача 4 з'єднує обидва потоку на вихідному валу 3.

Перевагою таких передач є відносно-високий ККД, ко торий при правильно підібраній кінематичній схемі вище ККД ГОП.

Однак слід зазначити, що двухпоточная трансмісія, як правило, завжди застосовується в комплексі з механічними редукторами ЦП і кінцевої передачі, що трохи знижує загальний ККД трансмісії трактора.

Основними достоїнствами гідروоб'ємних трансмісій є:

- безступінчасте регулювання крутного моменту в широкому діапазоні і плавна передача його на провідні колеса;
- велика свобода компоновання трансмісії і порівняльна простота підведення потужності до ведучих коліс трактора;

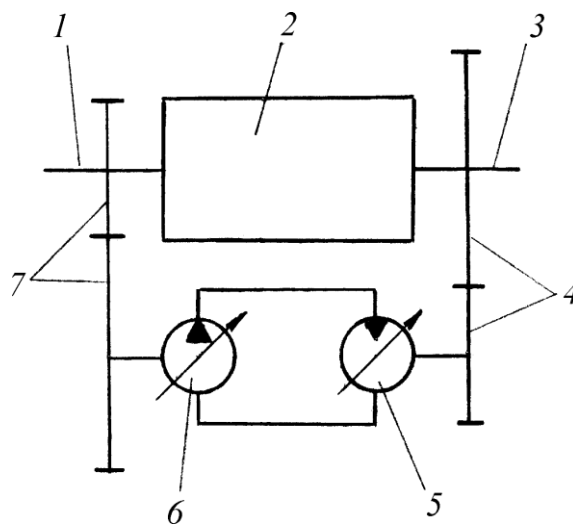


Рисунок 1.10 - Принципова структурна кінематична схема двухпоточной трансмісії

- можливість реверсування ходу трактора і регулювання гальмування його ведучих коліс без додаткових пристроїв;
- запобігання двигуна і трансмісії від перевантажень;

- легкість і простота управління.

Основні недоліки гідрооб'ємних трансмісій:

- менше ККД, ніж у механічних трансмісій;
 - великі габарити при малих тисках (10 ... 15 МПа) робочої рідини і труднощі ущільнення при високому тиску (28 ... 35 МПа);
- висока вартість і складність виготовлення;
- залежність ККД від температурних умов.

Електрична трансмісія (ЕТ) є безступінчатим, в якій крутний момент двигуна передається до ведучих коліс трактора з електричної енергії. За характером роботи вона багато в чому нагадує гідрооб'ємна повнопотоковий трансмісію, так як в ній також виходить спочатку перетворення механічної енергії двигуна в електричну, а потім її зворотне перетворення в механічну - підводиться до ведучих коліс. Джерелом електричної енергії є, як правило, електрогенератор постійного струму, що приводиться в дію ДВЗ трактора. Зворотним перетворювачем струму в механічну енергію в більшості випадків є тяговий електродвигун з послідовним возбужденням, який має великий пусковий крутний момент. Слід зазначити, крутний момент збільшується, а з пониженням - зменшується. Ця спосібності електродвигуна і дозволяє ЕТ бути безступінчатим, без трансформаційних змін КП.

Принципові структурні схеми ЕТ також нагадують гідрооб'ємні. Зокрема іноді застосовують блок ЕТ складається з електрогенератора і електромотора встановлюється в трансмісії замість КП, безпосередньо перед ЦП, залишаючи задній міст трактора без зміни.

На потужних колісних тракторах тягові електродвигуни часто встановлюють безпосередньо перед провідними колесами, як показано на структурній схемі ЕТ, представленої на рис. 1.11. Тут ДВС 1 пускає в хід електрогенератор 2, після чого електрична енергія надходить в блок управління 3. Далі в залежності від технології роботи МТА і дорожніх умов електрична енергія по електрокабелю 4 надходить в необхідні тягові

електродвигуни 5 ведучих коліс 6. Таку компоновку - електродвигуна і ведучого колеса зазвичай називають - "мотор колесо".

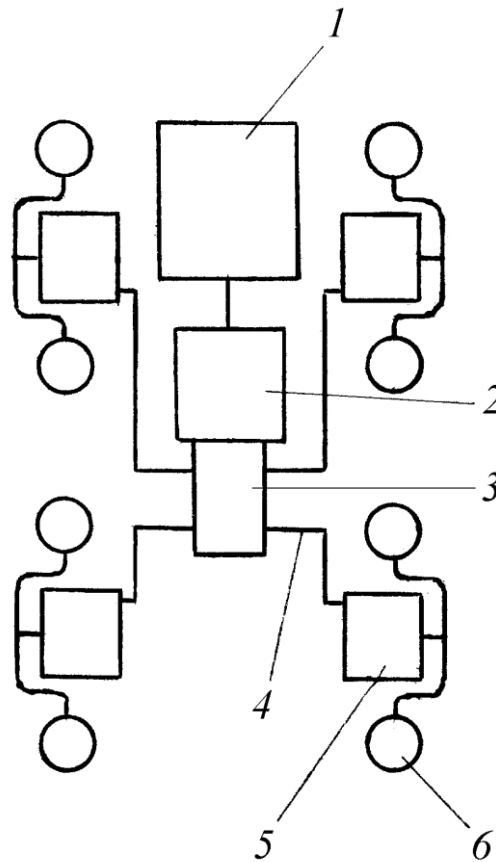


Рисунок 1.11 - Принципова структурна схема ЕТ потужного колісного трактора

Перевагами ЕТ є:

- безступінчасте регулювання крутного моменту на провідних колесах трактора;
- вільний вибір колісної формули трактора і простота його конструювання;
- спрощення механічної частини трансмісії;
- можливість реалізації одним мотор-колесом великої потужності.

недоліки ЕТ:

- порівняно низький ККД;
- необхідність застосування спеціальних металів та інших дорогих матеріалів;
- порівняно висока загальна вартість і велика маса агрегатів трансмісії.

ЕТ целесообразно использовать на промышленных тракторах большей мощности (более 650 кВт) и тракторах специального назначения.

2. КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНИХ ТРАНСМІСІЙ

Вимоги по силі тяги для колісної та гусеничної машини тягне за собою ускладнення конструкції електроприводу. Фізичні вимоги до електроприводу і системі охолодження в основному продиктовані необхідністю забезпечити максимальні вимоги по тактико-технічними даними, таким як управління поворотом, управління на високій швидкості, і необхідністю виробити тягове зусилля рівне 90% від повної ваги гусеничної машини (GVW) однією стороною. Ці вимоги, кожне з яких легко задовольняється в звичайних системах приводу, складно виконати в електропристроях і при частих конфліктних ситуаціях з трансформованою зазначеної конструкції системи електроприводу.

2.1 Конструктивні особливості

Класична колісна та гусенична машини з повністю електричним приводом допускають, що компоненти електроприводу будуть відповідати кожному з вимог по механічним тактико-технічними даними з двома приводними електродвигунами, спареними безпосередньо з провідними колесами. Вимога забезпечення роботи потужних приладів означає, що двигун повинен бути здатний працювати на повній потужності, незалежно від швидкості машини. Це призводить до архітектури системи серійного гнучкого приводу, як показано на рис. 2.1.



Рисунок 2.1 - Система класичного серійного гібридного приводу

Механічна енергія двигуна перетворюється в електроенергію генератором. Ця електроенергія відповідно кондиціонує і додається в шину живлення струму. Прилад накопичення енергії, зазвичай це акумулятор, але також це може бути і маховик, додає або забирає енергію з шини харчування, в залежності від миттєвої максимального навантаження і забезпечення енергією.

Споживачами електроенергії є система приводу і кілька інших надпотужних приладів, таких як електродинамічна система гармати, активна система захисту і т.д.

Ця блок-схема приваблює своєю простотою, але досягти переваги можливе лише з іншими конструктивними технічними рішеннями.

Немає можливості передачі потужності з відстає гусениці на забігати. Якщо вся тяга зосереджена на забігати борту, то двигун відстає борту у вільному режимі не збільшує силу тяги. Половина потужності встановленого приводу не може бути використана для пересування машини.

У серійному гібриді можна перенести енергію високої ефективності харчування двигуна безпосередньо на колеса машини. Вся енергія приводу повинна пройти через багаторазові перетворення з механічною в електричну і назад в механічну енергію.

Не можна перенести високу потужність повороту з внутрішньої частини гусениці на зовнішню. З тих пір як енергія повороту повинна

проходити через два двигуна і два регулятора, втрата енергії знижує ефективність управління.

Всі ці особливості досягнуті звичайними трансмісіями. Вся тягова потужність приводу може подаватися з одного боку машини. Існує безпосередня механічне поєднання двигуна з провідними зірочками для міцної частини нормально функціонуючого приводу. Енергія для повороту може переноситися з відстає частини гусениці на забігати через механічний привід і вали.

Буде показано, що раціональний вибір конструкції трансмісії дозволить досягти ці переваги в системі електроприводу.

2.2 Проблематика використання електромеханічної трансмісії

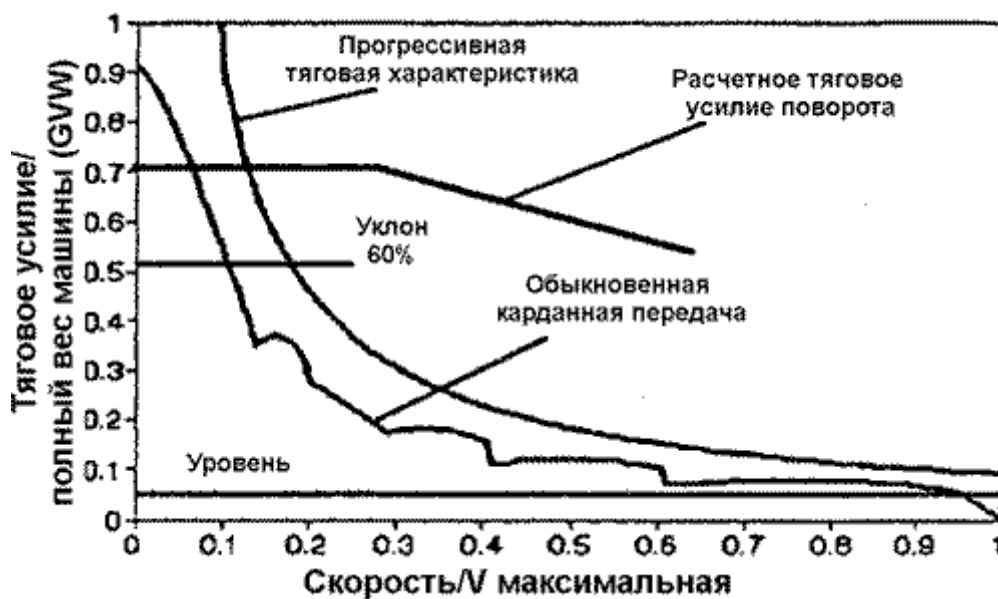


Рисунок 2.2 - Вимога по силі тяги до гусеничної машини

Основною проблемою руху гусеничної бойової машини є забезпечення енергією повороту і подолання різних умов дороги. Ці вимоги підсумовані на рис. 2.2, де показано нормалізоване тягове зусилля звичайної гусеничної

бойової машини як функція нормалізованої швидкості машини.

Машина оснащена приводом таким чином, що може виробляти тягове зусилля рівне 90% від повної ваги машини при мінімальній швидкості. Максимальна швидкість машини визначається перетином лінії рівня сили опору з боку і кривої тягового зусилля. У цій точці двигун працює з максимальною потужністю.

Дуже високе тягове зусилля при низьких швидкостях досягається, звичайно, за допомогою багатошвидкісної трансмісії і гідротрансформатора. Типова трансмісія для (МВТ) може мати діапазон від 4,5: 1 до 5: 1 з додатковим діапазоном гідротрансформатора 2,5-3: 1. При належному узгодженні двигуна і гідротрансформатора, максимальне тягове зусилля в силовому режимі може бути в 12-15 разів вище, ніж тягове зусилля при максимальній швидкості машини. Отже, звичайна трансмісія легко може забезпечити тягове зусилля рівне 90% від повної ваги машини. Примітно, що максимальний ухил, який в основному визначено як 60%, нижче цієї вимоги.

Однак існує число специфічних вимог до гусеничних бойових машин, яке викликає практично нерозв'язну проблему для класичного електроприводу (рис.2.1).

Основною проблемою для гусеничної бойової машини є вимога високоефективного управління. У той час як вимога по силі тяги для прямолінійного руху представлено кривою постійного живлення, то вимога для початку повороту виражено кривою постійного крутного моменту, як видно на рис. 2.2.

Для того, щоб почати поворот, трансмісія машини повинна виробити значний крутний момент, в результаті чого змінюється швидкість перемотування. Якщо трансмісія не зможе зробити цього на певній швидкості, то машина не виконає поворот на цій швидкості.

Як тільки починається поворот, зовнішню частину гусениці потрібно забезпечити дуже високою енергією, яка прискорюється і рухається швидше, ніж центр ваги машини. У високо динамічному повороті енергія, яка повинна забезпечувати зовнішню частину гусениці, може досягати 1300-1500 кВт або більше. Якщо трансмісія не зможе передати таку енергію на зовнішню частину гусениці, то машина буде втрачати швидкість руху.

2.3. Електрична тяга

Успіхи в сучасних високоефективних електродвигунах і регуляторах уможливили скомпонувати машину так, щоб отримати 90% вимог по тяговому зусиллю (ТІ) і ще досягти бажаної швидкості для машини. Кожен з приводних електродвигунів на малюнку 1 виробляє тягове зусилля рівне 45% від повної ваги машини. Це, загалом, показує результати в конструкції системи, де компоненти мають такі розміри, щоб відповісти максимальному вимогу по тяговому зусиллю на низькій швидкості.

Якщо йти іншим шляхом, то тяговий двигун, який може виробляти дуже високий крутний момент на низькій швидкості і все ж працює при високій швидкості, має запас потужності для повороту. Вимога до "потужності повороту" для шестидесятитонної машини, здатної розвивати швидкість 70 км / год і в той же час здатної виробити тягове зусилля рівне 90% від повної ваги машини, становить близько 10 МВт.

В екстремальних умовах крутого схилу або важких умовах бруду або льоду, вся вага машини може бути на одній гусениці. З тих пір, як не стало прямого шляху перемістити крутний момент, вироблений одним з моторів, на провідне колесо на іншій стороні, один двигун сам повинен бути здатний виробляти тягове зусилля 90% від повної ваги машини. Іншими словами, машина повинна бути оснащена двома двигунами і регуляторами, кожен з яких здатний виробляти тягове зусилля рівне 90% від повної ваги машини. Така машина мала б тоді потужність повороту в 20 МВт.

Подібна трансмісія, можливо, могла б бути створена при використанні, наприклад, двигунів з дуже високим крутним моментом, вироблених фірмою "Каман Електромагнетікс". Ці двигуни здатні виробляти $2700 \text{ Н} \cdot \text{м}$ при малій швидкості і можуть досягти $3600 \text{ об} / \text{хв}$. Потужність при повороті цих двигунів - 1000 кВт , а номінальна - 670 кВт . З огляду на, що шестидесятитонна машина пересувається зі швидкістю $70 \text{ км} / \text{год}$, Крутний момент, необхідний на валі електродвигуна для забезпечення тягового зусилля 530 кН з кожного боку, повинен бути близько $29000 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Отже, на кожну сторону машини потрібно десять таких двигунів.

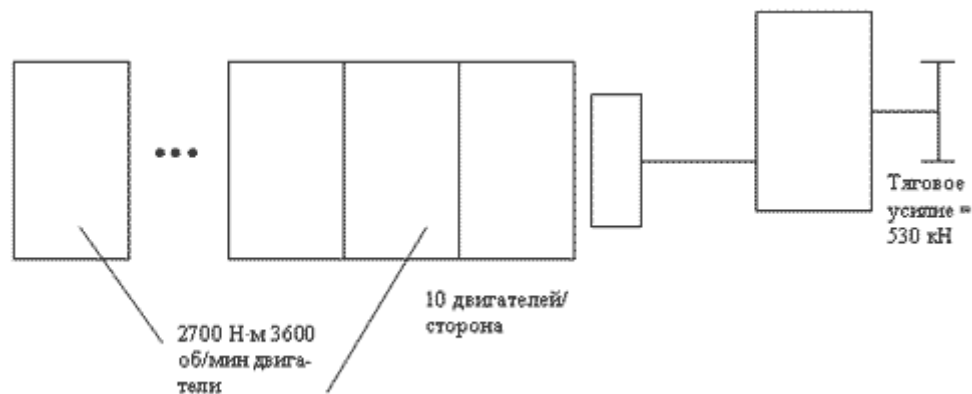


Рисунок 2.3 - Електричне рішення для вироблення тягового зусилля (ТІ), рівного 90% від повної ваги машини, на кожну сторону

Даний приклад призначений для ілюстрації складності дозволу одного з вирішальних тягових вимог до гусеничної бойової машині з класичною технологією.

2.4 Електричне управління

Щоб проаналізувати, що відбувається під час маневру управління на високій швидкості, розглянуто як приклад танк вагою 60 тонн . Машина пересувається на швидкості $32 \text{ км} / \text{год}$ і радіус її повороту 18 м . Використовуючи метод Огоркевіча, потужність, яка передається на забігати гусеницю, близько 1300 кВт , а потужність, що надходить з відстає гусениці -

близько 600 кВт. Щоб усунути протиріччя компонентів, двигуни і регулятори, ймовірно, повинні мати продуктивність 95% у всіх умовах роботи.

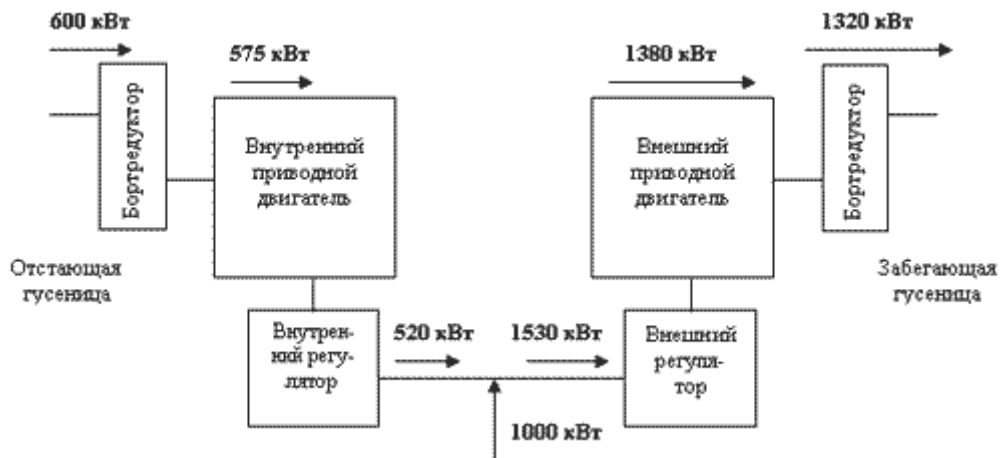


Рисунок 2.4 - Потоки енергії для повністю електричного управління

З 575 кВт механічної енергії, яка передається з відстає гусениці на внутрішній електродвигун, близько 520 кВт перетворюються в електричну енергію на виході з внутрішнього регулятора. Щоб забезпечити потужність 1320 кВт на забігають гусениці, близько 1530 кВт має перебувати на вході у зовнішній регулятор. Оскільки з відстає гусениці отримані тільки 520 кВт, то первинний двигун повинен виробити 1000 кВт електроенергії. Так як це більше, ніж може забезпечити двигун потужністю 1500 к.с., навіть працюючий на повну потужність, машина не може виконати поворот, радіусом 18 м., без гальмування.

Крім того, загальна кількість електроенергії, яке вироблено внутрішніми і зовнішніми двигунами і регуляторами, майже 2000 кВт. Система охолодження повинна бути сконструйована для видалення даного кількості тепла на час, протягом якого триває маневр управління.

Насправді в цьому прикладі ефективність компонентів не була досягнута. З дійсними компонентами кількість енергії, яку повинен забезпечувати

первинний двигун, і кількість тепла, яке повинно бути видалено, можуть бути значно вище.

2.5. Системи механічного управління

Більшість трансмісій для гусеничних машин оснащені подвійний диференціальною системою управління, яка ефективно розділяє шлях енергії управління від тяги або приводу. Напрямок енергії для тяги оптимізовано для тяги машини, а шлях енергії для управління оптимізований для управління. Ці системи базуються на використанні сателітів (в планетарних зубчастих передачах) для поєднання тяги і швидкостей управління і крутять моментів.

Сателіт може бути розглянутий як шестіполюсник, як показано на малюнку 5; три гілки багатополіусника - це водило планетарної передачі (C), сонячна шестерня (S) і епіциклічних шестерня (R).

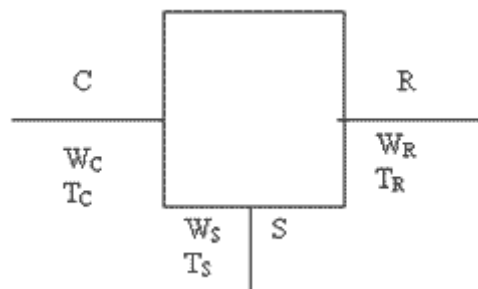


Рисунок 2.5 - Планетарний ряд де, W-частота обертання валу, а T - крутний момент на валу

Планетарний ряд повністю визначається ставленням Z діаметрів епіциклічних колеса $\varnothing S$:

$$Z = \frac{\varnothing R}{\varnothing S}$$

У класичному вигляді частоти обертання валів знаходяться в співвідношенні:

$$(Z+1)_{wC} - Z_{wR-wS} = 0,$$

таким чином, щоб знайти частоту обертання третього валу, потрібно знати частоти обертання двох інших ланок.

Невраховувані втрати і енергія накопичувалися в планетарному ряді, корисна потужність в ряду дорівнює нулю:

$$T_{CWC} + T_{RWR} + T_{SWS} = 0$$

Оскільки ці рівняння вірні для всіх частот обертання і моментів, що крутять, впливає, що:

$$\frac{T_C}{(Z+1)} = \frac{-T_R}{Z} = -T_S$$

Отже, якщо відомий один з моментів, що крутять, то крутний момент на двох інших валах теж відомі.

Хоча даний аналіз спрямований на класичний планетарний ряд, що складається з епіциклічних і сонячної шестерень, він дійсний для будь-якого типу планетарного ряду. Кожен тип буде мати своє власне визначення відносини Z і своє власне ставлення частот, що визначаються геометрією планетарного ряду.

У трансмісії з подвійним диференціальним управлінням використовують планетарний ряд, щоб відокремити енергію тяги і управління, як показано на рис. 2.6.

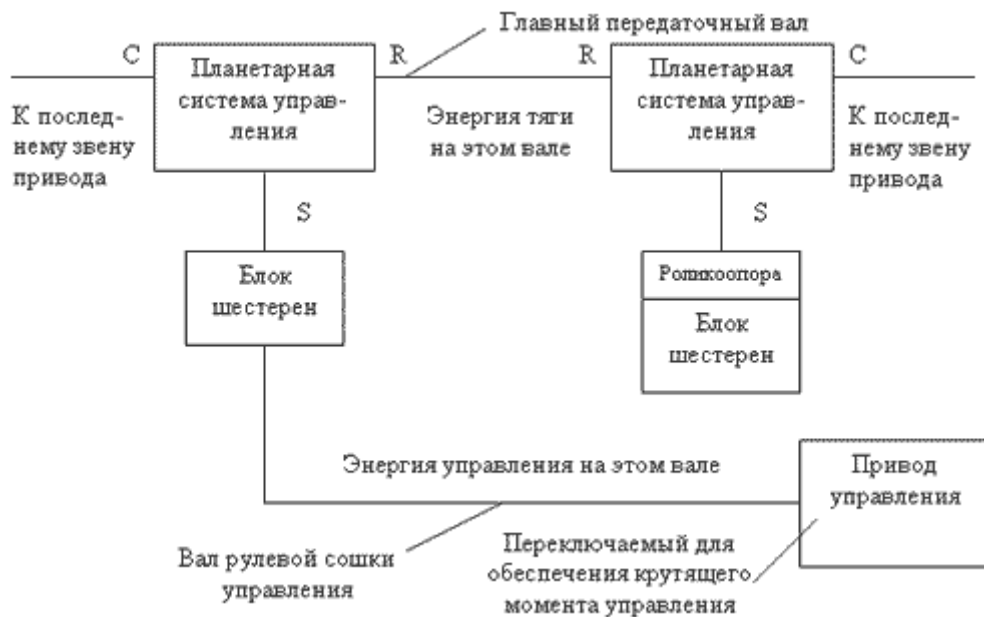


Рисунок 2.6 - Подвійна диференціальна система управління

Тягова енергія з первинного двигуна подається на головний передавальний вал, поєднуючи виходи кільцевих зубчастих коліс, в той час як водила планетарної передачі приводять в рух лівий і правий передавальний вал. Сонячні зубчасті колеса планетарної системи управління з'єднані один з одним через вал рульової сошки управління. Для їзди прямо вал рульової сошки нерухомий, а частота обертання і крутний момент на обох валах виходу однакова.

Щоб почати поворот, вал рульової сошки приводиться в рух приводом управління таким чином, що виробляється достатній крутний момент на забігають і відстає гусеницях, для того щоб гусениці змінили швидкості руху. З тих пір, як вал управління на всіх швидкостях машини при русі прямо нерухомий, а вал рульової сошки повинен тільки розподіляти крутний момент і швидкості, передача між приводом управління і сонячними зубчастими колесами може бути такою, що гусениці зможуть змінювати швидкості обертання при будь-якій швидкості машини, навіть з рульовим приводним електродвигуном помірного розміру.

Як тільки починається поворот, енергія з відстає гусениці передається

через головний передавальний вал і через вал рульової сошки управління, з приводом управління, що відповідає тільки за втрати в системі.

З тих пір, як ці втрати стали по своїй суті механічними, коефіцієнт передачі енергії з відстає гусениці на забігати в основному досить високий.

2.6 Електричне управління з механічною рекуперацією

Той же випадок, що і показаний в четвертому розділі для приводу з повністю електричним керуванням, буде проаналізовано, коли в системі електроприводу використовується трансмісія з механічним управлінням.

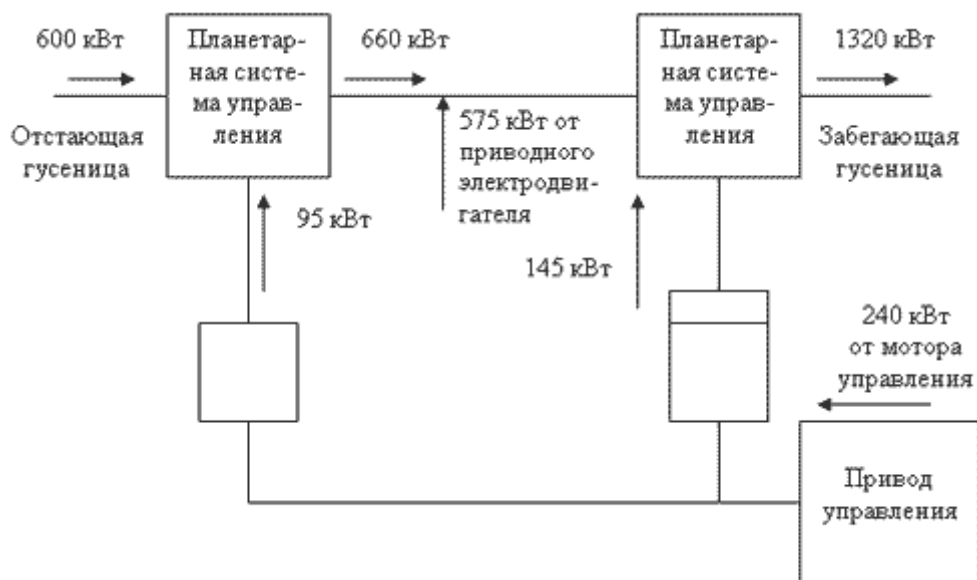


Рисунок 2.7 - Енергія управління в електромеханічній системі

Передбачається, що в електромеханічній системі на малюнку 7 приводний електродвигун забезпечує енергією головний передавальний вал, а двигун управління забезпечує енергією вал рульової сошки.

Отже, 600 кВт енергії поставляється від відстає гусениці, а 1320 кВт має піти на забігати гусеницю.

Близько 800 кВт енергії має вироблятися приводним двигуном і двигуном управління. У повністю електричній системі (згідно з четвертим

розділом) потужність 2000 кВт електроенергії повинні бути на внутрішньому і зовнішньому приводних електродвигунах.

2.7 Багатошвидкісні передачі для зниження вимог до енергії двигуна при повороті

Важлива перевага трансмісії з механічним управлінням полягає в тому, що енергія приводу передається на один єдиний вал - головний передавальний вал (рис. 2.6). Це дозволяє фактично реалізувати багатошвидкісну передачу між приводним електродвигуном і головним передавальним валом. Перемикання трансмісії може бути виконано без втрат енергії, якщо спосіб перемикання буде таким же, як і в звичайній автоматичній трансмісії. Логіка перемикання може бути навіть покращена, тому що швидкість і крутний момент можуть контролюватися під час перемикання.

Цей швидкісний ефект може бути виконаний в звичайній коробці передач, що складається з звичайного планетарного блоку шестерень, гальм і зчіпних муфт.

Переваги використання многоскоростной трансмісії для зниження вимог до потужності при повороті позначені нижче, на рис. 2.8.

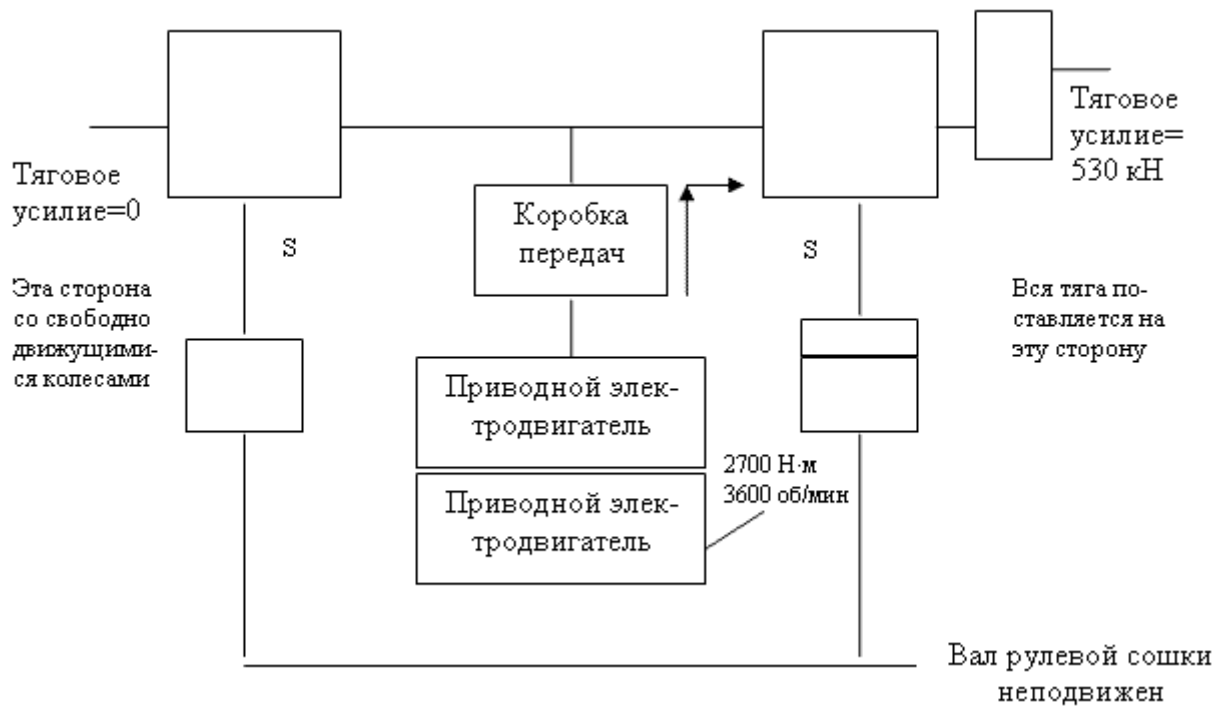


Рисунок 2.8 - Багатошвидкісний блок і трансмісія з механічним управлінням

Трансмісія повинна передавати 530 кН на одну сторону машини, приводні електродвигуни використовуються такі ж, як і в третьому розділі. Переваги мбагатошвидкісної трансмісії стають очевидними. Якщо вал рульової сошки нерухомий, то весь крутний момент приводу може бути перенесений на одну сторону.

Сонячні зубчасті колеса обох планетарних систем зупинені до обертання, забезпечуючи, таким чином, необхідний крутний момент для планетарних рядів. У прикладі на малюнку 8 ліва гусениця не забезпечує тяги, весь крутний момент приводу передається на праву гусеницю.

Додатково до цього, коробка передач може мати співвідношення першої передачі, наприклад 5: 1, дозволяючи, таким чином, двом приводним двигунам забезпечувати такий же крутний момент, як і десять двигунів з прикладу в третьому розділі. Чистим результатом є те, що два приводних електродвигуна з потужністю при повороті потужність 2000 кВт можуть

забезпечувати тягове зусилля рівне 90% від повної ваги машини на одній її стороні. В усталеному режимі потужність цих двох двигунів 1240 кВт, яка приблизно дорівнює за величиною максимальної потужності первинного двигуна.

Отже, використання трансмісії з механічним управлінням і коробкою передач дозволяє вибрати приводні двигуни і регулятори на основі кількості потужності, що виробляється в номінальному режимі, необхідному для машини. У повністю електричній системі приводу приводні електродвигуни, регулятори і система охолодження повинні вибиратися на основі умов максимальної тяги, які на практиці зустрічаються рідко.

Точні характеристики приводного електродвигуна залежать від певних вимог в управлінні машиною. В цілому приводний електродвигун повороту повинен виробляти стільки ж енергії, скільки і гідростатичний механізм повороту в трансмісії звичайного танка. Груба оцінка необхідної потужності для такого механізму повороту - приблизно 1/3 потужності приводного електродвигуна.

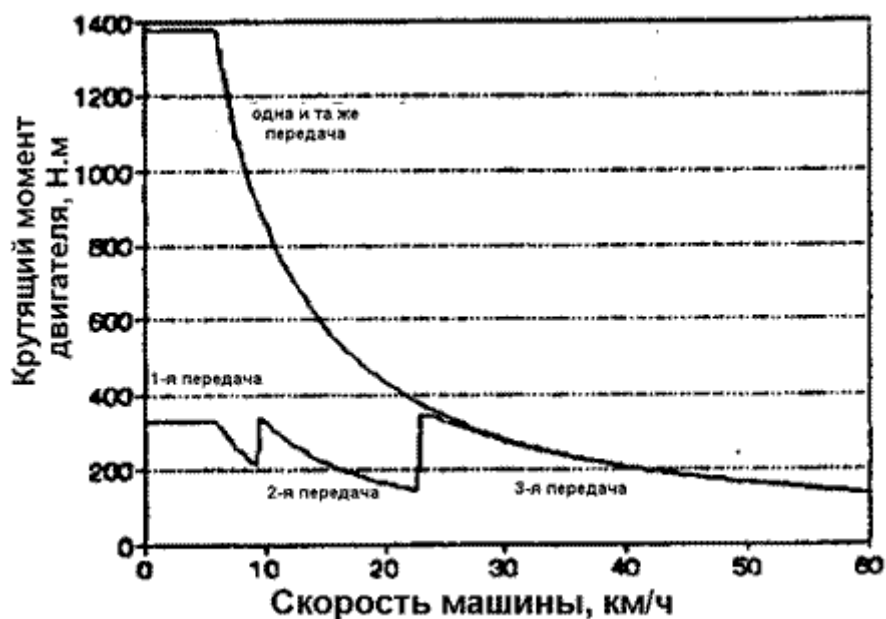


Рисунок 2.9 – Крутний момент двигуна

Використання коробки передач також призводить до істотного зниження максимального крутного моменту в двигуні і електричного струму в регуляторі, без якого-небудь зниження крутного моменту на виході. У прикладі, показаному на малюнку 9, розглянута система приводу для 15-тонної гусеничної машини, у якій потужність системи електроприводу - 200 кВт.

Якщо використовується трансмісія з однією передачею, потрібно двигун, що виробляє майже $1400 \text{ Н} \cdot \text{м}$ з супутнім максимально високим електричним струмом, при мінімальній швидкості руху і великим опором руху. Використання коробки з трьома передачами дозволяє використовувати двигун з максимальним крутять моментом $330 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Крім того, двигун і регулятор працюють в більш сприятливих умовах з мультиплексної коробкою передач, особливо на низькій швидкості і при високому моменті, що крутить. Наприклад, при швидкості $5 \text{ км} / \text{год}$ двигун в системі з однією передачею працює на швидкості 8% від номінальної швидкості. В системі, що має коробку передач, двигун експлуатується на швидкості 60% від номінальної.

Чистий результат - це істотно менше споживання енергії при тому ж максимальному тяговому зусиллі.

2.8 Гібридні конфігурації

Як було згадано в шостому розділі, трансмісія з механічним управлінням поставляє всю енергію приводу на один вал. При можливості установки коробки передач можна розглянути систему як альтернативу гібридної архітектури.

Класичний серійний гібридний привід (рис.2.10), де двигун може розвинути повну потужність при будь-якій швидкості, страждає тим недоліком, що вся енергія приводу повинна передаватися електрично. Він

проявляється в низькій ефективності на середніх і великих швидкостях. Це особливо вірно, якщо порівнювати зі звичайною системою приводу, коли перетворювач крутного моменту знаходиться в блокуванні, а трансмісія на третій з чотирьох передач.

Цей недолік можна усунути при використанні подвійної системи, де механічний і електричний канали виходять від приводного двигуна на провідні колеса.

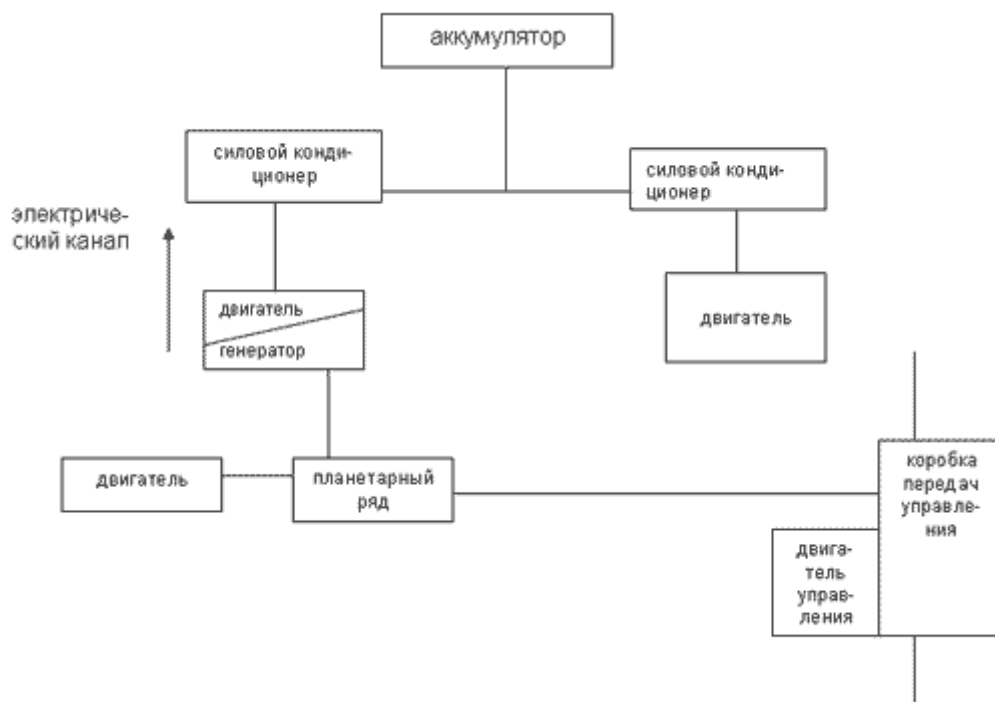


Рисунок 2.10 - Гібридна трансмісія з двома каналами

Комбінація: двигун / генератор, планетарний ряд і двигун з електричною безперервною змінною трансмісією. У той час, як швидкість стримує компоненти, двигун вільно працює на будь-якій необхідній швидкості незалежно від швидкості машини, виробляючи повну потужність, коли потрібно. Енергія двигуна, що поставляється з планетарного ряду на блок управління трансмісією, передається за допомогою чисто механічних пристроїв. Тільки частина енергії двигуна, що проходить через канал двигун / генератор, була схильна до електричних втрат.

При оптимальному виборі режиму роботи двигуна трансмісія може бути оптимізована для максимальної ефективності так, щоб вся або майже вся енергія передавалася через механічний канал.

Необхідно відзначити, що система на малюнку представлена в формі блок-схеми. Цей тип системи, з відповідними вдосконаленнями для оптимізації розмірів електричних компонентів, може бути зібраний в компактну форму, придатну для установки на бойову машину.

2.9 Висновки по розділу

В даний час виявляється, що трансмісія, яка містить в собі кращі властивості електричної і механічної систем, буде більш ефективною, буде мати більш високі тактико-технічні дані, потрібно менша система охолодження і буде більш придатною, щоб відповідати реальним вимогам щодо функціонування, ніж просто система електричного приводу.

Не має значення, що є кінцевими архітектурними характеристиками або характеристиками тактико-технічних даних електричної трансмісії, така система може бути розглянута тільки для сфери експлуатації, якщо вона може бути зібрана, встановлена і реалізована також, як звичайна трансмісія.

Система електроприводу в будь-якому випадку буде встановлена в безпосередній близькості з провідними колесами приводу і займе весь простір між ними. Тому є сенс користуватися всіма перевагами, які може дати електромеханічна трансмісія.

3. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ І РЕЖИМІВ ФУНКЦІОНУВАННЯ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОЇ ТРАНСМІСІЇ ТРАКТОРА

3.1 Аналіз режимів роботи ДВЗ

На підставі аналізу найбільш економічних режимів роботи ДВЗ, де практично при будь-якому завантаженні в робочій зоні характеристики меншу питому витрату палива відповідає більш низькому швидкісного режиму, запропонований графоаналітичний метод узгодження параметрів моторно-трансмiсійної установки, що дозволяє на підставі зовнішньої характеристики ДВС визначити параметри мотор-генератора (МГ), номінальна частота обертання якого вибірається рівній швидкості обертання ДВЗ в точці максимального моменту [5, 9]. далі, з урахуванням структурної схеми трансмісії, побудованої на базі серійних вузлів трактора «Білорус-3022» і технічних вимог на розробку трактора тягового класу 5 визначені параметри тягового електродвигуна (ТД).

Оскільки завданням АТ-02.43 ДНТП «Машинобудування» передбачалося створення модельного ряду тракторів потужністю 220 ... 264 кВт, то параметри електроприводу вибиралися для двох двигунів - Deutz BF 06M1013 і TCD 2013 L06 4V потужністю 220 і 264 кВт відповідно. Поєднання зовнішніх швидкісних характеристик зазначених ДВС з характеристиками МГ, визначені за запропонованою методикою, наведені на малюнках 1 і 2.

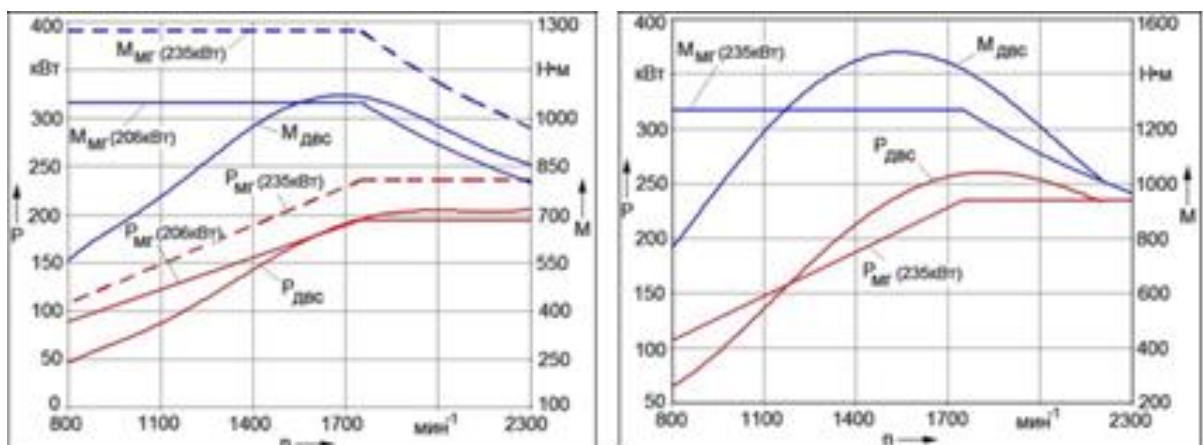


Рисунок 3.1 - Поєднання зовнішньої характеристики ДВС Deutz BF 1013 і характеристик МГ потужністю 206 і 235 кВт та поєднання зовнішньої характеристики ДВС Deutz TCD 2013 L06 4V і характеристики МГ потужністю 235 кВт

З рис. 3.1 і 3.2 випливає, що, на робочих ділянках характеристики, двигуни в повному обсязі реалізують потужність відповідних їм електромашин. Також на малюнку 1 показано застосування електромашини, переразмеренням на 17,5% по відношенню до ДВС потужністю 220 кВт, але, що дозволяє скоротити номенклатуру елементів електроприводу для тракторів К-9520 потужністю 220 ... 264 кВт і створити уніфіковану трансмісію від електричних машин єдиного типорозміру.

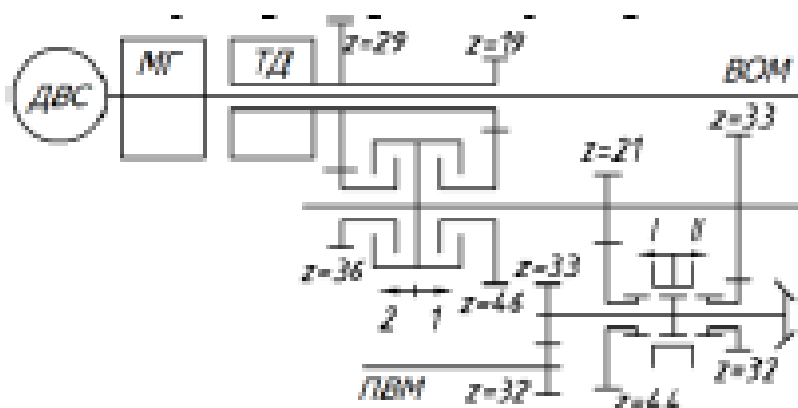


Рисунок 3.2 — Кінематична схема діапазонного редуктора

Число діапазонів узгоджувального рередуктора, швидкісного ряду трактора від 0 до 40 км / год при використанні ТД з діапазоном регувуджується 2,5 дорівнює чотирьом. Кінематична представлена на малюнку 3. Передавальні числа трансмісії для кожного діапазону рівні:

равны: $u_i = 140,1; 71,8; 64,8; 33,2$.

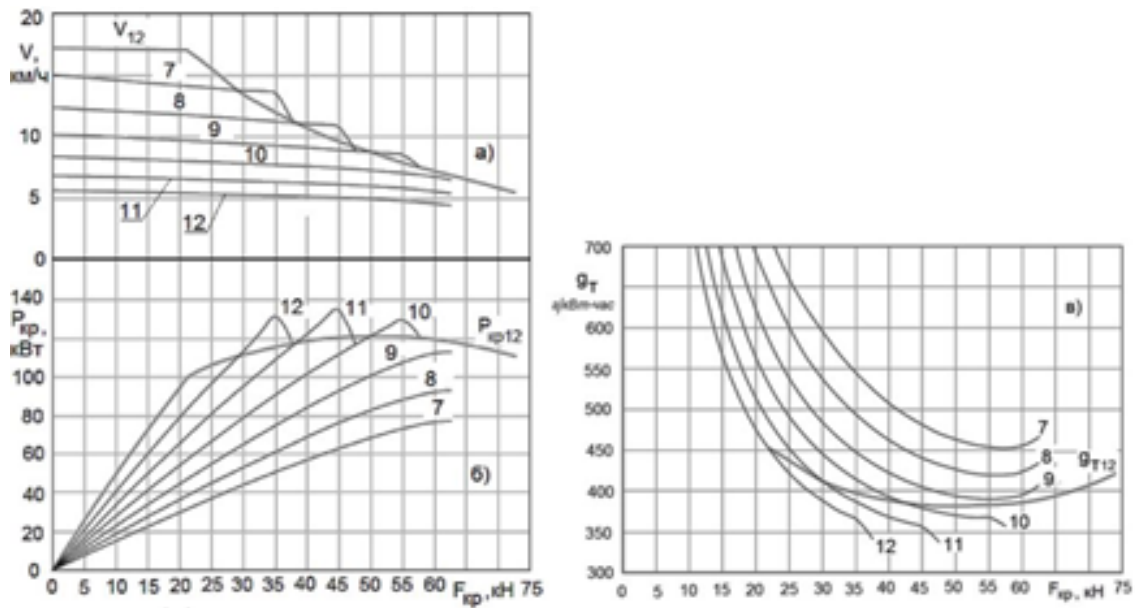
Для оцінки тягових і тягово-привідних можливостей трактора побудована теоретична тягова характеристика [3, 9], перед побудовою якої

були оп-рідшали функції залежності величини буксування для стерні і асфальто-бетонного покриття від коефіцієнта використання зчпний маси на гаку фкр:

$$\delta_{ст} = 0,007133 \cdot e^{5,65187 \cdot \varphi_{кр}},$$
$$\delta_{бетон} = 0,00536 \cdot e^{3,536 \cdot \varphi_{кр}}.$$

Дані залежності отримано шляхом апроксимації експоненційної функцією за допомогою пакета Microsoft Excel результатів тягових випробувань трактора К-95220 тягового класу 5 із ступінчастою трансмісією [13], з урахуванням того, що для тракторів з безступінчатими повнопотоковий приводами характерно зниження буксування на 30 ... 35%. При допустимому буксування $\delta = 0,16$ трактор з електромеханічної трансмісією реалізує коефіцієнт використання сцеп-ної маси на гаку фкр=0,55, що більше на 14,6% ніж у трактора зі ступінчастою трансмісією. Таким чином, при експлуатаційній масі 12500 кг трактор з електромеханічної трансмісією реалізує тягове зусилля на гаку $F_{кр} = 68,75$ кН, що на 8,75 кН більше, ніж у серійного аналога.

Виконано порівняння теоретичних тягових характеристик тракторів К-9520 [3, 13], побудованих при рівних номінальних потужностях двигунів і експлуатаційних масах для роботи на стерні на другому діапазоні трансмісії, що для трактора К-9520 буде відповідати передачам з сьомої по двенадця-ту (рисунок 4 а, б і в).



а - за робочим швидкостям руху V_p ; б - за тягової потужності $P_{кр}$;

в - за питомою витратою палива g_m

Рисунок 3.3 - Порівняння тягових показників тракторів з електромеханічної та механічної ступінчастою трансмісією

У серійного трактора витрата палива залежить від номера передачі і тягового зусилля і зберігає мінімальні значення на вузькій ділянці тягового зусилля, в той час, як у трактора з електромеханічної трансмісією питома витрата палива на всьому робочому ділянці змінюється в межах від 380,6 до 451, 6 г / кВт · год (ри- Сунок 4 в). Плавне електромеханічна трансмісія дозволяє плавно регулювати швидкість руху і при тягових зусиллях вище 57 кН забезпечує трактору велику швидкість руху і тягову потужність, що забезпечує покращення продуктивності трактора і знижує його питома витрата палива.

Після вибору кінематичної схеми трансмісії і обґрунтування підвищення експлуатаційних якостей трактора, відповідно до розробленої концепції, була створена її конструкція (рисунок 5), що має високу ступінь уніфікації 76% вузлів і деталей, що створює сприятливі умови для її виробництва. У конструкції застосовані серійні передній ведучий міст (ПЗМ) і його привід, задній міст тракторів, збережена конструкція заднього

вала відбору потужності (ВВП), приводу насоса трансмісії і гідронавісної системи [16].

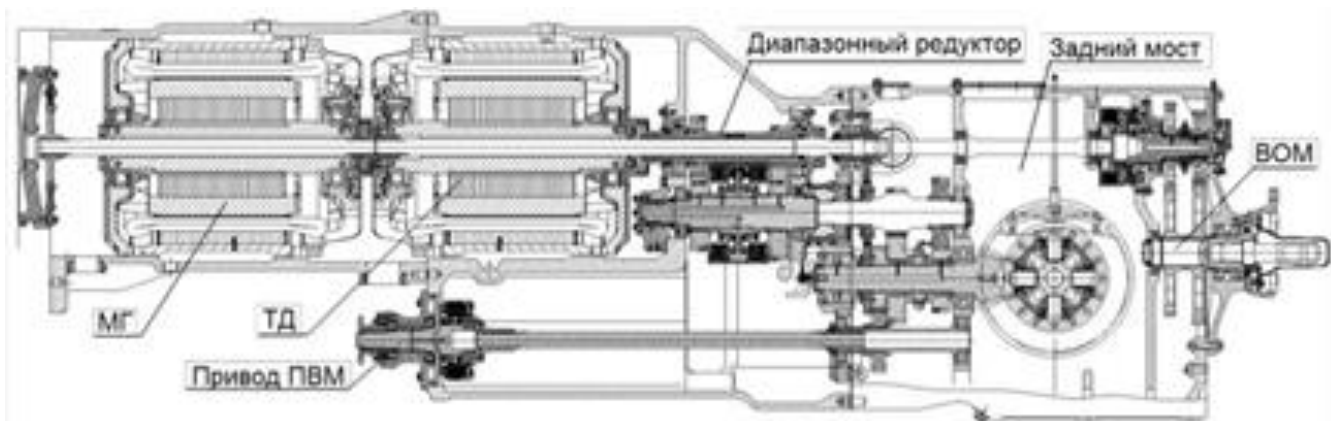


Рисунок 3.4 - Електромеханічна трансмісія (поздовжній розріз)

На підставі аналізу основних технологічних операцій, що виконуються трактором тягового класу 5, розроблені алгоритми спільного управління ДВС, тягового електроприводу і діапазонного редуктора.

Запропоновано методику, дозволяюча на стадії розробки ескізного проекту, провести оцінку обраних параметрів трансмісії на підставі аналізу розгінних якостей трактора [11], визначених за теоретичної діаграмі розгону МТА (рисунок 6), ілюструє характер зміни швидкості руху. В результаті інтегрування з ряду припущень дифференціального рівняння руху трактора, були отримані вирази для визначення часу розгону t_1 і t_2 трактора на першому і другому ділянках діаграми дозаданої технологічної швидкості V_2 :

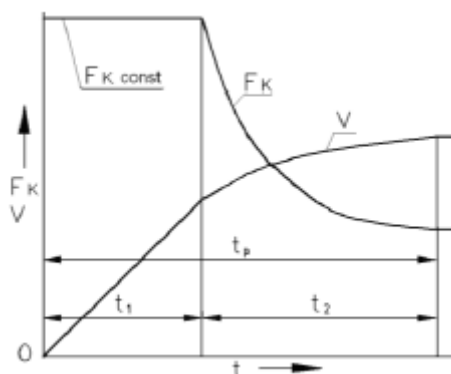


Рисунок 3.5 - Теоретична діаграма розгону МТА з електромеханічної трансмісією

$$t_1 = \frac{m_{MTA}}{F_k - F_c} \cdot V_1, \text{ при } F_k > F_c;$$

$$t_2 = \frac{m_{MTA}}{F_c^2} ((-F_c \cdot V_2 - P_k \cdot \ln(-F_c \cdot V_2 + P_k)) - (-F_c \cdot V_1 - P_k \cdot \ln(-F_c \cdot V_1 + P_k))),$$

де m_{MTA} - маса МТА; $F_{до}$ - дотична сила тяги; $F_з$ - сумарна сила опору руху; $P_{до} = P_{ТДН} \cdot \eta_{тр}$ - потужність на ведучих колесах; $P_{ТДН}$ - номінальна потужність ТД; $\eta_{тр}$ - ККД трансмісії; V_1 - швидкість, що розвивається трактором при номінальній частоті обертання ротора ТД.

Прискорення трактора розраховується за виразом:

$$a = \frac{M_{тадн} \cdot u_{тр} \cdot \eta_{тр} - m_{MTA} \cdot g \cdot f \cdot r_k}{m_{тадн} \cdot r_k}$$

де $M_{тадн}$ - номінальний момент електродвигуна; $u_{тр}$ - передавальне число трансмісії; g - прискорення вільного падіння; f - коефіцієнт опору коченню; r_k - динамічний радіус колеса;

Комплексну оцінку розгінним якостям трактора дає величина максимального поздовжнього прискорення a_{max} , Величина якого, згідно практичним ре-комендації, повинна лежати в межах:

$$2,65 \text{ м / с}^2 \geq a_{max} \geq 1,96 \text{ м / с}^2$$

За результатами розрахунку визначено, що трансмісія забезпечує розгін МТА на будь-яких операціях при наявності діапазону з передавальним числом $u_{тр} = 140$, і можливості перемикання «на ходу» редуктора режимів «поле» - «дорога». Дано рекомендації щодо поліпшення розгінних якостей трактора шляхом збільшення номінальної крутного моменту ТД $M_{тадн}$ до 1730 Нм.

Для моделювання руху колісного трактора з тяговим електроприводом сформована блокова структурна схема (рисунок 3.6).

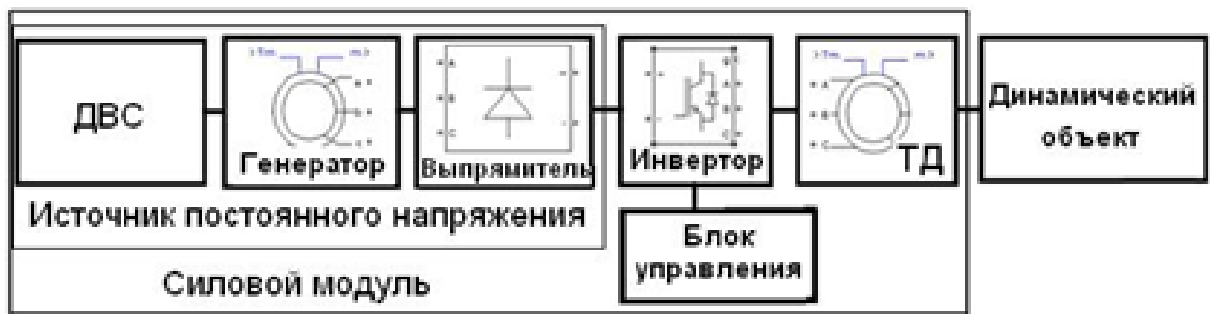
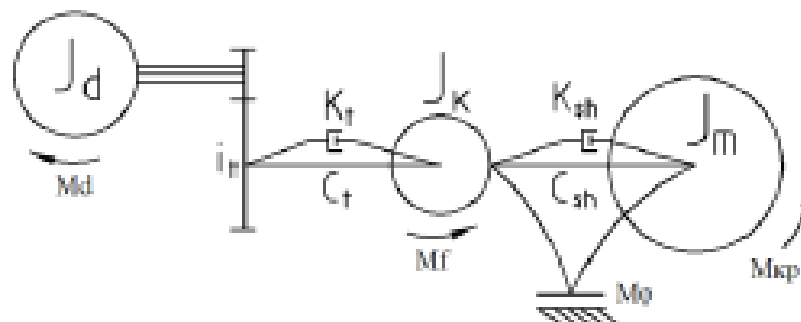


Рисунок 3.6 - Структурна схема трактора з електромеханічної трансмісією

ДВС, генератор і випрямляч об'єднані в один блок - джерело постійної напруги, що забезпечує електродвигун потужністю, необхідної для його роботи. Елементами системи моделювання є: інвертор напруги з блоком управління, ТД і динамічний об'єкт.

При дослідженні розгінних якостей трактора будемо вважати його рух прямолінійним, а зчеплення всіх ведучих коліс з ґрунтом однаковим. В цьому випадку розрахункову схему динамічного об'єкта, можна спрощено уявити в вигляді трьохмасової моделі «електродвигун - колесо

- поступально рушійна-ся маса трактора »(рисунок 3.7) [6], де паралельні гілки передніх і задніх ведучих коліс об'єднані в елемент з наведеними до заднього колеса параметрами J_k , Z_{sh} і K_{sh} . Використовуючи відомі вирази для еквівалентних крутильних систем, складемо систему рівнянь руху трьохмасової системи (рисунок 8) з урахуванням дисипації енергії, і параметрами, наведеними до валу електродвигуна:



J_d, J_k, J_m - моменти інерції електродвигуна, приведений момент інерції ведучих коліс, момент інерції машини; C_t, C_{sh} - коефіцієнти жорсткості валів трансмісії і наведений коеф-фіцієнт жорсткості ведучих коліс; K_t, K_{sh} - коефі-цієнт демпфірування валів трансмісії і при-ведений коефіцієнт жорсткості ведучих коліс; M_f - момент опору коченню колеса; $M_{кр}$ - момент, створюваний силою на гаку; M_{ϕ} - зчеплення провідних коліс з дорожнім покриттям; i_t - пе-редаточное число коробки передач

Рисунок 3.7 - Розрахункова схема динамічного об'єкта

$$\begin{cases} J_d \ddot{\varphi}_d + \frac{C_t}{i_t^2} (\varphi_d - \varphi_k) + \frac{K_t}{i_t^2} (\dot{\varphi}_d - \dot{\varphi}_k) = M_d; \\ \frac{J_k}{i_t} \ddot{\varphi}_k - \frac{C_t}{i_t^2} (\varphi_d - \varphi_k) - \frac{K_t}{i_t^2} (\dot{\varphi}_d - \dot{\varphi}_k) + \frac{C_{sh}}{i_t^2} (\varphi_k - \varphi_m) + \frac{K_{sh}}{i_t^2} (\dot{\varphi}_k - \dot{\varphi}_m) = -\frac{M_f}{i_t}; \\ \frac{J_m}{i_t} \ddot{\varphi}_{sh} - \frac{C_{sh}}{i_t^2} (\varphi_k - \varphi_m) - \frac{K_{sh}}{i_t^2} (\dot{\varphi}_k - \dot{\varphi}_m) = -\frac{F_{кр} \cdot h_{кр}}{i_t}, \end{cases}$$

де J_d, J_k, J_m - моменти інерції ТД, колеса і маховика, еквівалентного руху масі трактора; $J_m = m \cdot r_m^2$ - момент інерції маховика, еквівалентного поступально рухається масі трактора; m - маса машини; r - радіус еквівалентного маховика; Z_t, Z_{sh} - жорсткості вала трансмісії і шини; K_t, K_{sh} - коефіцієнти демпфірування вала трансмісії і шини; $\varphi_d, \dot{\varphi}_d, \ddot{\varphi}_d, \varphi_k, \dot{\varphi}_k, \ddot{\varphi}_k, \varphi_m, \dot{\varphi}_m, \ddot{\varphi}_m$ - кути, швидкості обертання і кутові прискорення ТД, колеса і маховика, еквівалентного поступально рухається масі трактора; $M_f = F \cdot m \cdot g \cdot r_k$ - момент опору коченню колеса; M_d - момент на валу ТД; i_t - передавальне число трансмісії; f - коефіцієнт опору коченню, відповідний даним умовам руху.

Поступальна швидкість трактора V_m і сила тяги F_k обчислюються по виразам:

$$\begin{aligned} V_m &= \dot{\varphi}_m \cdot r_k \cdot (1 - \delta_0 \cdot e^{b \cdot \varphi_{кр}}); \\ F_k &= C_{sh} (\varphi_{кр} - x / r_k) / r_k, \end{aligned}$$

де буксування коліс при відсутності тягового навантаження на гаку $b_{про}$ і коефіцієнт b беруться з виразів (1) і (2) в залежності від типу дорожнього покриття. В як математична модель керованих векторних способом асинхронної ТД з короткозамкненим ротором прийнята відома система рівнянь теорії узагальненої електромашини, спрощена методом просторового вектора:

$$\left. \begin{aligned} \vec{u}_S &= r\vec{i}_R + \tilde{L}_S \frac{d\vec{i}_S}{dt} + j\omega_k \tilde{L}_S \vec{i}_S - \frac{k_R}{T_R} \vec{\psi}_R + jk_R p \phi_d \vec{\psi}_R; \\ 0 &= -k_R R_R \vec{i}_S + \frac{1}{T_R} \vec{\psi}_R + \frac{d\vec{\psi}_R}{dt} + j(\omega_k - p\phi_d) \vec{\psi}_R; \\ M_d &= \frac{3}{2} p k_R \cdot \text{Mod}(\vec{\psi}_R \times \vec{i}_S); \\ J_d \frac{d\phi_d}{dt} &= M_d - M_C, \end{aligned} \right\}$$

де $r = R_s + \frac{L_m^2}{L_R} R_R$; $\tilde{L}_s = L_s + \frac{L_m^2}{L_R}$; $k_R = \frac{L_m}{L_R}$; $T_R = \frac{L_R}{R_R}$;

u_S - вектор напруги статора; R - результуючий вектор потокузчеплення ротора; i_S, i_R -вектори струмів статора і ротора відповідно; j – уявна одиниця; p - число пар полюсів; R_S, R_R, L_S, L_R, L_m - активні опори, індуктивності обмоток статора і ротора, індуктивність від головного потоку; M_d, M_C - електромагнітний момент ТД і приведений до його валу момент опору-твнення; ω_d - частота обертання системи координат; Mod - модуль векторного твори; T_R - електромагнітна постійна часу ТД.

Таким чином, динамічна модель для дослідження розгону трактора з електромеханічної трансмісією є сукупністю систем рівнянь, що моделюють роботу асинхронного електродвигуна з векторним керуванням і описують рух трехмасовой системи, і виразів, що пов'язують їх зі швидкісними і тяговими показниками трактора. Розрахунки перехідних процесів проведені на базі комп'ютерної моделі системи «Асин-корот- двигун - динамічний об'єкт», розробленої в середовищі Matlab-Simulink. Структура моделі

показана на рис. 3.8.



Рисунок 3.8 - Комп'ютерна модель системи «Асинхронний двигун-динамічний об'єкт»

При моделюванні операції оранки проводиться розгін трактора без на-Грузьке на гаку, а при досягненні встановленої робочої швидкості, додається навантаження $F_{кр}$, Що відповідає заглиблення плуга. На рис. 3.9, 3.10 представлені тимчасові діаграми різних показників при розгоні до максимальної швидкості першого діапазону рівній 8,79 км / год.

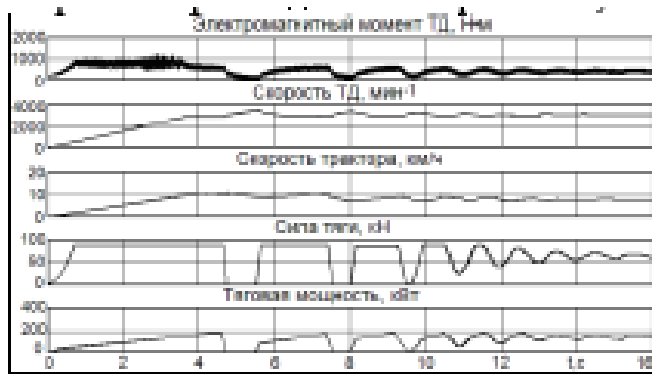


Рисунок 3.9 - Діаграма тимчасових процесів ($K_{sh} = 20000 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с} / \text{рад}$)

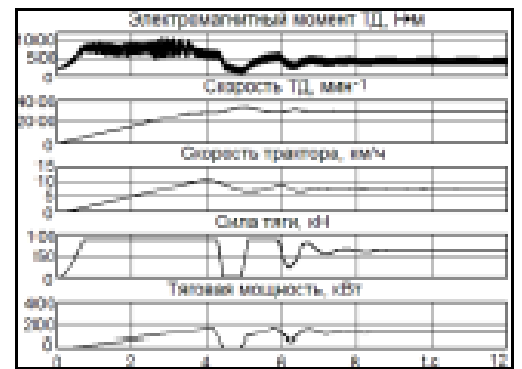


Рисунок 3.10 - Діаграма тимчасових процесів ($K_{sh} = 80000 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с} / \text{рад}$)

Розрахунок проведено для шин з різними наведеними коефіцієнтами в'язкого опору K_{sh} . З графіків випливає, що задана швидкість

встановлюється за 4 секунди в незалежності від характеристики шини. Час перехідного процесу після додавання навантаження залежить від характеристик шини і становить 2,3 с для шини з $K_{sh} = 80000 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с} / \text{рад}$ і 8,3 секунди для шини з $K_{sh} = 20000 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с} / \text{рад}$, тобто час перехідного процесу зменшується зі збільшенням в'язкого опору.

Моделювання динамічних процесів при розгоні до швидкості 8,79 км / год на другому діапазоні, показало збільшення часу перехідного процесу, амплітуди електромагнітного моменту і часу буксування. Зроблено висновок про те, що для операцій з великими тяговими зусиллями переважно використовувати поні-ваний діапазон редуктора, де ТД працює на більш високих оборотах.

Проведено моделювання роботи трактора на транспортних операціях, найбільш важкої з яких є розгін до максимальної швидкості 40 км / ч трактора з причепом масою 40 000 кг (рис. 3.11 і 3.12).

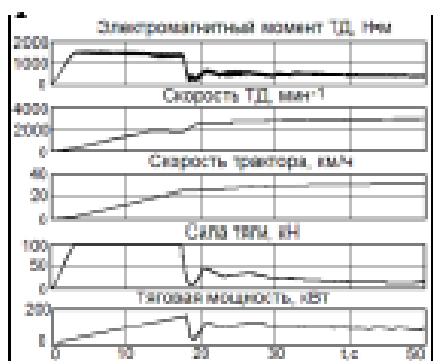


Рисунок 3.11 - Діаграма тимчасових процесів (Slope = 40 Гц / с)

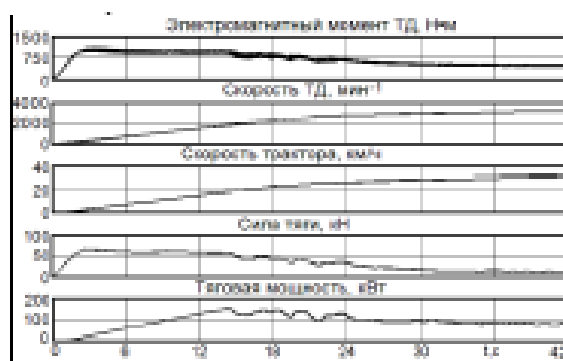


Рисунок 3.12 - Діаграма тимчасових процесів (Slope = 20 Гц / с)

На транспортних операціях найбільший вплив на характер перехідного процесу надає швидкість зміни сигналу Slope в задатчике швидкості. При різкому старті (Slope = 40 Гц / с - малюнок 12) струм в обмотках статора сягає 1200 А, електро-нітними момент зростає до 1650 Н • м. Спостерігається буксування ведучих коліс. При більш плавній зміні швидкості в задатчике (Slope = 20 Гц / с - рису-нок 13) струм і електромагнітний момент на

початковому часовому ділянці знижені до величин 710 А і 1270 Н · м відповідно, графік сили тяги ілюструє від-присутність буксування ведучих коліс.

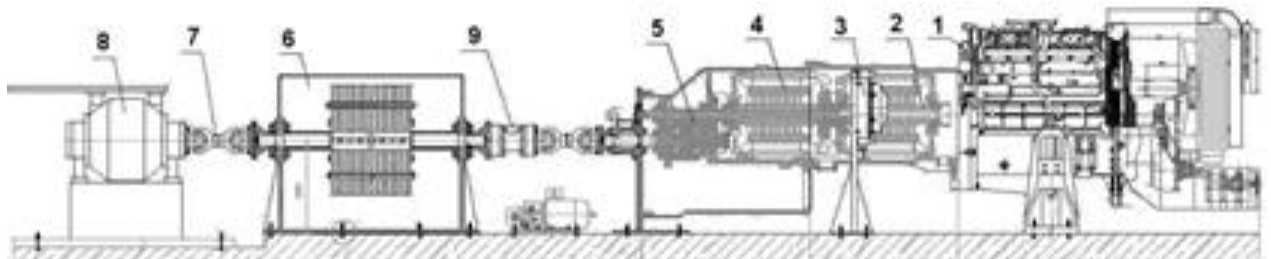
За математичної моделі, проведено розрахунок перехідних процесів для трактора потужністю 264 кВт, що показав, що з моторно-трансмісійної установкою біль-ший потужності, трактор на польових операціях реалізує швидкість 9,4 км / год, що на 2,1 км / год більше, на транспортних операціях час розгону до максимальної скоро-сті становить 23 с, що на 12 з менше, ніж у трактора потужністю 220 кВт, що го-ворит про збільшення продуктивності МТА.

Таким чином, модель для дослідження розгінних якостей трактора з елек-тромеханіческою трансмісією дозволяє провести перевірку роботи Електроприв-вода, вибрати робочий діапазон, характеристики рушіїв та системи управління на підставі аналізу перехідних процесів при виконанні трактором особистих технологічних операцій.

4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИМ ДОСЛІДЖЕННЯМ КОЛІСНОГО ТРАКТОРА З ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОЇ ТРАНСМІСІЄЮ

4.1 Стендові випробування

Метою стендових випробувань МТУ, що включає ДВС, МГ, ТД, блок силової електроніки і редуктор діапазонів було визначення її параметрів і злагодженість роботи електромашин і ДВС. Випробування проводилися в випробувальному центрі «Трактор», на стенді, схема якого наведена на рис. 4.1



1 - ДВС Deutz BF 06M 1013; 2 - генератор; 3 - блок силової електроніки; 4 - ТД; 5 - двоступеневий редуктор діапазонів; 6 - інерційні маси; 7 - вал карданний; 8 - Гідротормоз DT900-2-7 (Horiba); 9 - датчик вимірювання крутного моменту

Рисунок 4.1 - Схема стенду для випробування моторно-трансмісійної установки електромеханічної трансмісії

Управління та контроль агрегатами зосереджені на пульті, куди заведені сигнали від приладів, що дозволяють реєструвати крутний момент і швидкості обертання на різних ланках трансмісії, витрата палива ДВС, струми і напруги на обмотках електромашин, температуру охолоджуючої рідини МР, ТД і блоку силової електроніки.

МГ, ТД і блок силових перетворювачів мають ККД, що змінюється в залежності від частоти обертання і переданої потужності. Однак, обороти і момент ТД обумовлені вимогами до виконуваної технологічної операції і

зовнішніми навантаженнями на МТА і не можуть бути довільно змінені. Завдання системи спільного управління ДВС і трансмісією - забезпечити передачу не-обхідної потужності до електродвигуна. Для вирішення даного завдання експериментально визначено закон управління оборотами ДВС від потужності на вихідному валу ТД, що забезпечує мінімальний питома витрата палива, в той час, як регулювання швидкості трактора зі ступінчастою трансмісією здійснюється вибором передачі трансмісії при роботі ДВС на номінальній частоті. Експеримент проводився за такою методикою: встановити швидкість обертання ТД в межах 1800 ... 2100 хв-1; задати постійну навантаження на гідравлічному гальмі; проводити плавну зміну облад-тов ДВС з реєстрацією питомої витрати палива; операції повторити для раз-особистих навантажень з кроком в 10 кВт. За результатами експерименту побудовані кри-ші залежностей, представлені на рис. 4.2 і 4.3.

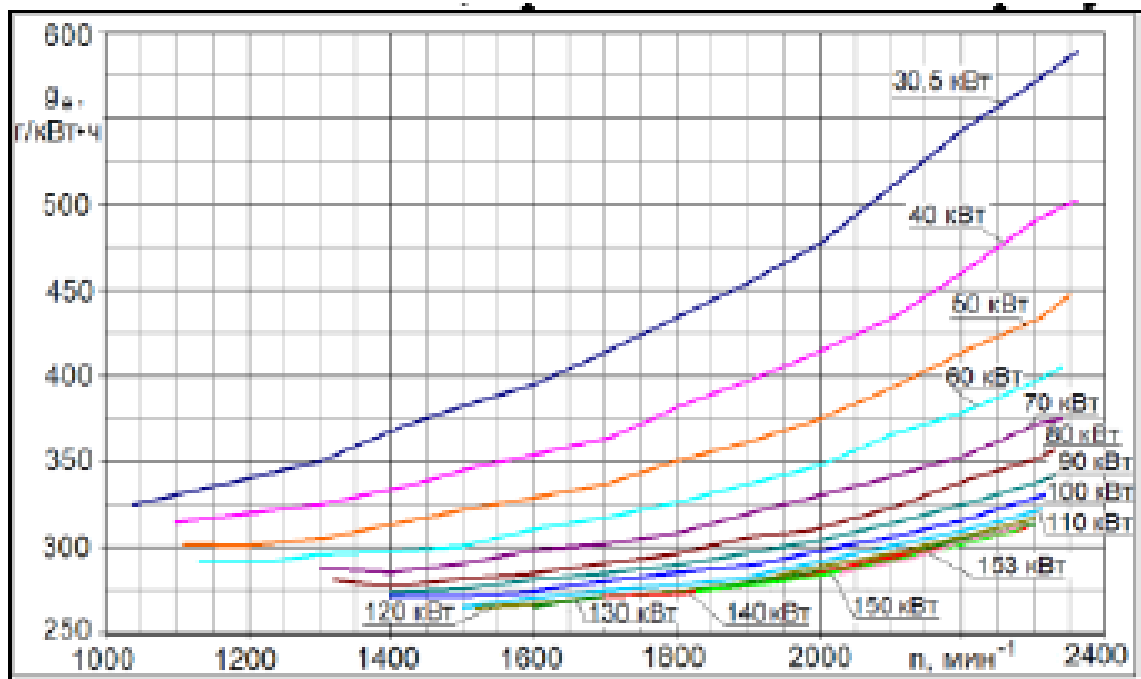


Рисунок 4.2. - Залежність питомої витрати палива на одиницю вихідної потужності ТД від оборотів ДВС для різних фіксованих потужностей



Рисунок 4.3 - Закон управління оборотами ДВС в залежності від використовуваної потужності на ТД з мінімальною витратою палива

Провівши апроксимацію результатів експерименту в пакеті Microsoft Excel у вигляді полінома шостого ступеня, отриманий закон управління оборотами ДВС в залежності від потужності РТД, яка реалізується електродвигуном:

$$n_{ДВС} = 10^{-8} \cdot (P_{ТД})^6 - 7 \cdot 10^{-6} \cdot (P_{ТД})^5 + 0,0014 \cdot (P_{ТД})^4 - 0,1503 \cdot (P_{ТД})^3 + 8,2713 \cdot (P_{ТД})^2 - 213,84 \cdot P_{ТД} + 3043$$

Залежність з високим ступенем достовірності описує результати досліджень для РТД від 30,5 до 153 кВт (коефіцієнт кореляції становить 0,986), і була реалізована в якості закону управління ДВС в контролері верхнього рівня, узгоджувального роботу елементів силової установки.

На рис. 4.4 і 4.5 наведені графіки порівняння питомої витрати палива для МТУ тракторів з різними видами трансмісій.

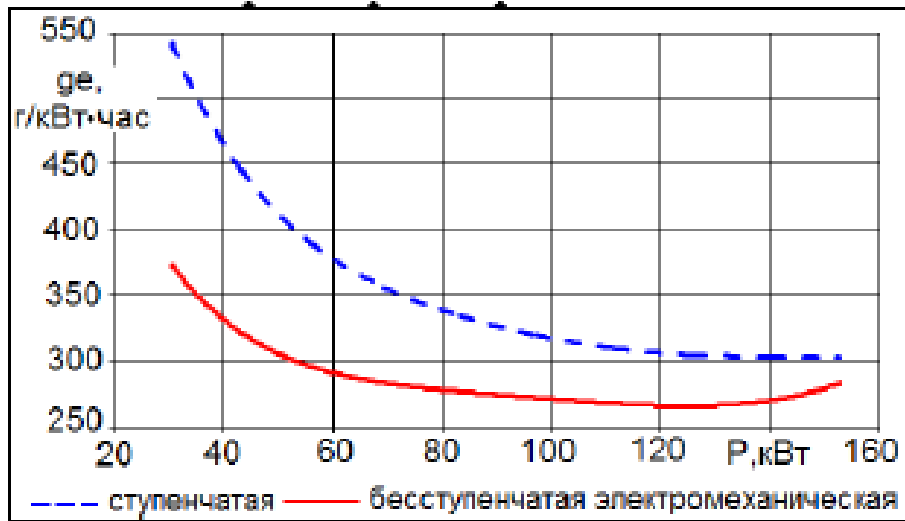


Рисунок 4.4 - Питома витрата палива при використанні ступінчастою механічною і електромеханічної трансмісії

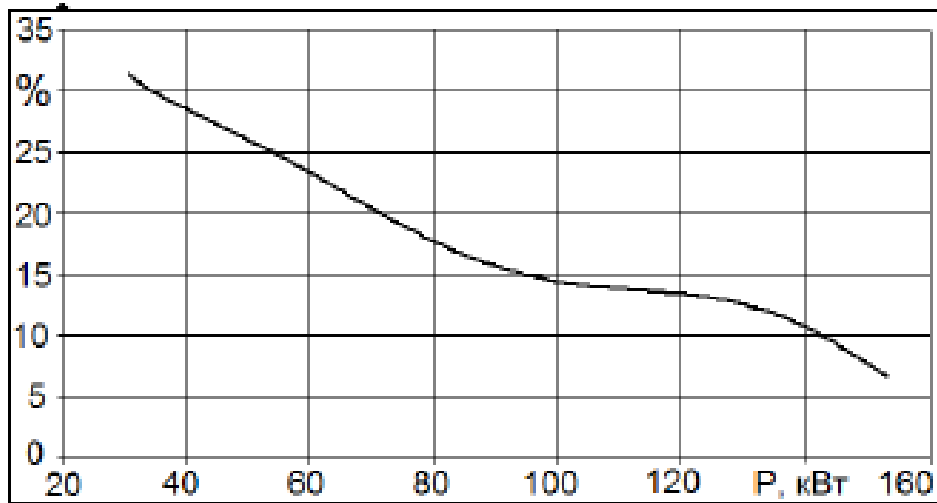


Рисунок 4.5 - Економія палива при використанні електромеханічної трансмісії в порівнянні з ступінчастою трансмісією

Графіки ілюструють, що отриманий закон управління ДВС, забезпечує паливну економічність 5 ... 30% в залежності від використовуваної потужності. З огляду на, що середня річна завантаження трактора тягового класу 5 дорівнює 75,7%, паливна економія при використанні трактора з електромеханічної трансмісією складе 11,4% в порівнянні з серійним

аналогом. Для підтвердження теоретичних залежностей (1) і (2) за вплив безступінчатим електромеханічної трансмісії на функцію буксування, були проведені тягові випробування трактора «К-9520» відповідно до ГОСТ 30745-2001. Шляхом апроксимації результатів тягових випробувань у вигляді експоненційної функції за допомогою пакета Microsoft Excel отримана крива буксування трактора з електромеханічної трансмісією (рисунок 20) від коефіцієнта використання зчпний маси на гаку і проведено порівняно з графіком буксування трактора аналога з механічною трансмісією і теоретичної залежністю. Тяговими випробуваннями встановлено, що застосування повнопотоковий безступенчатой електромеханічної трансмісії знижує величину буксування веду щих коліс на 25 ... 35%, підвищуючи тяговий ККД трактора. відхилення результатів випробувань від величин, розрахованих за теоретичної залежності (2), складають 3,8 ... 9,7%, що відповідає вимогам ДСТУ ISO 5725-1-2002 - 5725-6-2002. Таким чином, проведені дослідження дозволили виявити достатню степень адекватності отриманих теоретичних залежностей величини буксування від коефіцієнта використання зчпний маси на гаку реальним процесам.

Для перевірки адекватності математичної моделі, розробленої в розділі 3, була проведена експериментальна перевірка розгінних якостей трактора К-9520 масою 15100 кг з причепом масою 40000кг. Для визначення дійствительної швидкості трактор був обладнаний колійним колесом. Випробування проводились для завдання швидкості трактора від джойстика, педалі і в автоматичному режимі. Результати випробувань для розгону на транспортних діапазонах відображені на графіках (рис. 4.6 і 4.7)

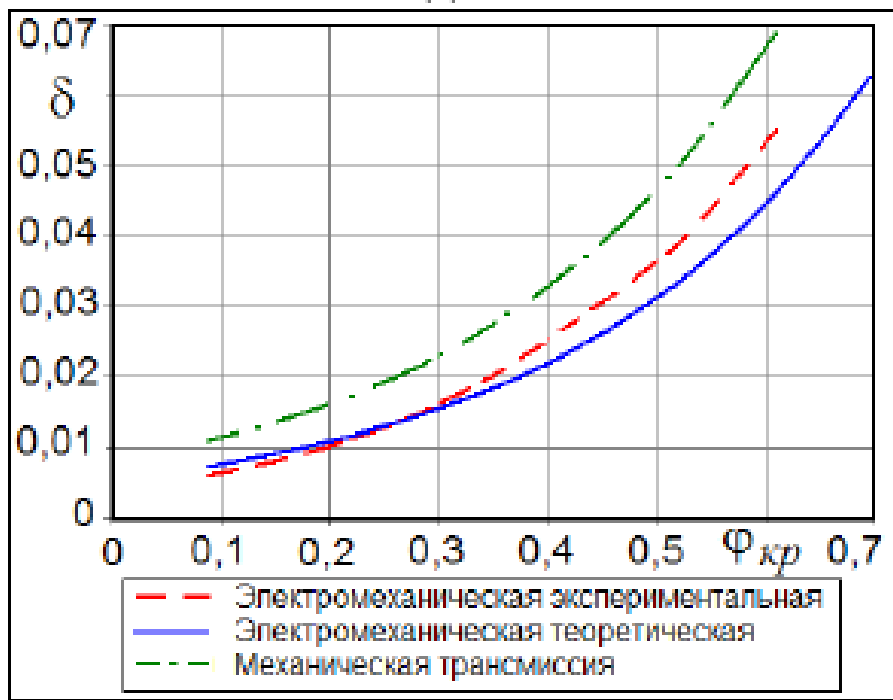


Рисунок 4.6 – Залежності буксування від коефіцієнта використання зчіпної маси на гаку

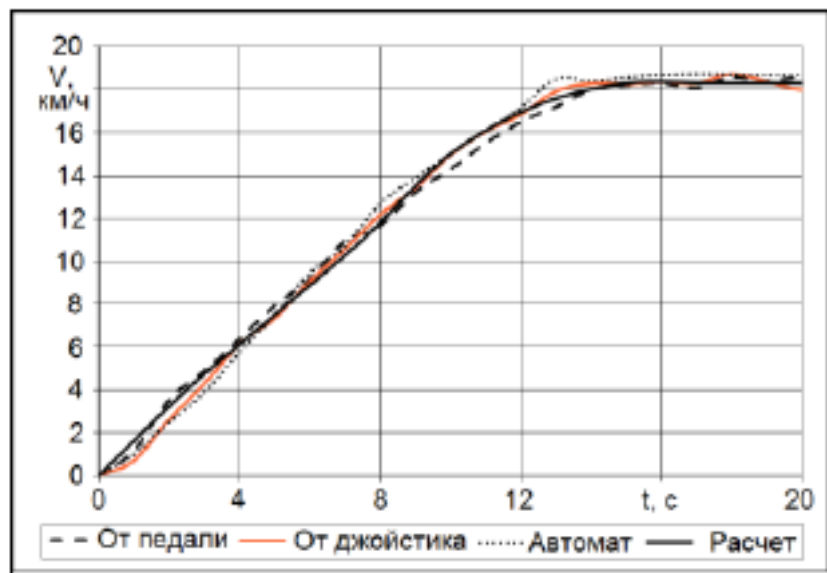


Рисунок 4.7 - Розгін трактора з причепом масою 40 000 кг на третьому діапазоні

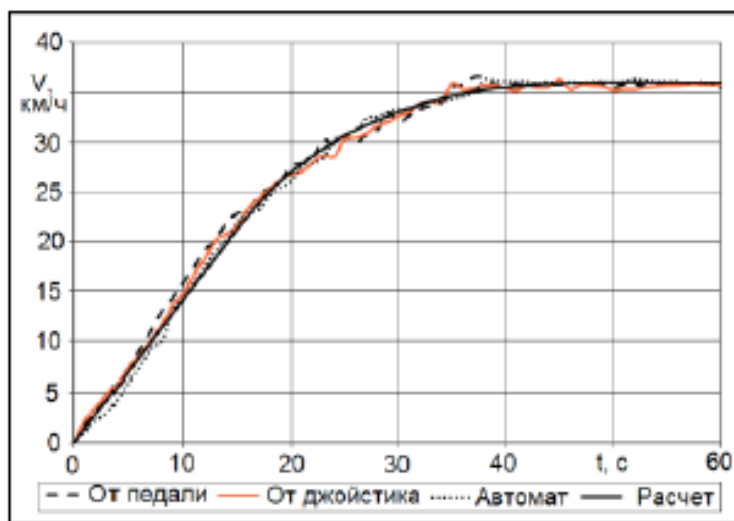


Рисунок 4.8 - Розгін трактора з причепом масою 40 000 кг на четвертому діапазоні

Результати випробувань показали, що вибрані параметри трансмісії трактора забезпечують розгін МТА до необхідної швидкості на основних операціях і підтвердили адекватність математичної моделі для дослідження розгінних якостей трактора. Відхилення результатів випробувань від значень, отриманих при математичному моделюванні, склало 1,6 ... 8,8%, що відповідає вимогам СТБ ІСО 5725-1-2002 - 5725-6-2002.

Для визначення ступеня поліпшення експлуатаційних якостей трактора при застосуванні електромеханічної трансмісії, були проведені порівняльні випробування тракторів. За результатами випробувань, на певних видах робіт паливна економія на тракторі з електронною трансмісією досягала 16%, збільшення продуктивності склало 3,2%, що підтвердило результати теоретичних розрахунків. Відзначено підвищення комфорту оператора, що знижує його стомлюваність і зменшує операційне ча-ма при управлінні МТА.

Економічний ефект від використання трактора К-9520, з електро механічною трансмісією, в порівнянні з серійним аналогом К-9520, розрахований на підставі результатів випробувань, складає 22 млн. гривень, що обумовлено зниженням часу обслуговування і потребою паливно-мастильних матеріалів.

ВИСНОВКИ

Основні наукові результати магістерської роботи:

1. Графоаналітичний метод вибору раціональних параметрів моторно-трансмісійної установки колісного трактора і визначення алгоритмів одночасної роботи її елементів [1, 5, 9], що відрізняється урахуванням структурної схеми трансмісії, побудованої на базі серійних вузлів, за допомогою якого для трактора потужністю 220 кВт (300 к.с.) визначено: потужність генератора РМГ= 206 кВт, потужність електродвигуна РТД= 183 кВт, номінальні обороти генератора $n_{МГн} = 1750$ хв-1, Номінальні обороти електродвигуна $n_{МГн} = 1440$ хв-1;
2. Математична модель для дослідження процесу розгону трактора з електромеханічної трансмісією, що відрізняється поданням дизель-генераторної установки у вигляді джерела постійної напруги, урахуванням характеристик асинхронного електродвигуна змінного струму з векторним управлінням, характеристик механічних вузлів трансмісії і рушіїв, що дозволила провести розрахунок динамічних навантажень трактора на різних режимах роботи і на їх підставі вибрати параметри трансмісії і системи її управління, що забезпечило зниження споживання палива трактора на 11,4 % [1, 6];
3. Методика оцінки параметрів електромеханічної трансмісії на основі аналізу розгінних якостей трактора, що відрізняється урахуванням характеристики тягового електродвигуна [6, 11], що дозволило на стадії розробки ескізного проекту провести оцінку обраного електродвигуна, визначити його мінімальну потужність і передавальні числа діапазонного редуктора механічної частини трансмісії $u_i = 140,1; 71,8; 64,8; 33,2$;
4. Концепція створення безступінчатим трансмісії колісного трактора К-9520 тягового класу 5 [2, 3, 16] на базі серійної трансмісії 2822-0002000-Б

трактора К-9520 с високим ступенем уніфікації серійних вузлів і деталей 76%, що відрізняється наявністю тягового електроприводу, що дозволяє збільшити на 3,2% продуктивність трактора в порівнянні з базовою моделлю, має соціаль-ний ефект, що виражається в полегшенні праці оператора, і забезпечує річну економію коштів при експлуатації одного трактора К-9520 в розмірі 22 млн.гривень.

Список літератури

1. Jarasuniene A. Research into intelligent transport systems (ITS) technologies and efficiency // Transport. - 2007. - №2 (8). P. 61-67.
2. Luz Elena Y. Mimbela, Lawrence A. K., Perry K., John L. Hamrick, Karen M. Luces, Sylvia H.A Summary of Vehicle Detection and Surveillance Technologies used in Intelligent Transportation Systems // Federal Highway Administration's (FHWA) Intelligent Transportation Systems Joint Program Office. - August, 2007. - P. 2 - 25.
3. Luz E. Y. M., Cruces L., Lawrence A. K. A Summary of Vehicle Detection and Surveillance Technologies used in Intelligent Transportation Systems. - 2000.
4. Xin Y.U. Evaluation of Non-intrusive Sensors for Vehicle Classification on Freeways // International Symposium on Freeway and Toll way Operations / Honolulu Hawaii. - 2010.
5. Pavlis Y., Aifadopoulou G. Safespot integrated project // ist-4-026963-ip. - 2006. - P. 1-5.
6. Lawrence A. K., Milton K. M., David R.P. Gibson Traffic Detector Handbook; Third Edition-Volume I // FHWA-HRT-06-108. - October, 2006. - P. 1-10.
7. Kwigizile V. Connectionist approach to developing highway vehicles classification table for use in Florida // Master thesis. - 2004. - P. 5-15.
8. Birk W., Osipov E., Eliasson J. iRoad - cooperative road infrastructure systems for driver support // Proceedings of 16th ITS World Congress 2009 Stockholm, Sweden, 21 - 25 September 2009. Red Hook; Curran.- 2009. - P.5-10.
9. IRoad - A research project at Lulea University of Technology [Электронный ресурс]; Сайт проекта Iroad— Режим доступа; <http://www.iroad.se> свободный. Яз. англ. (дата обращения 28.01.2014).
10. Cheung S.U., Ergen S.C., and Varaiya P., Traffic Surveillance with Wireless Magnetic Sensors// Proceedings of the 12th World Congress on Intelligent Transport Systems (ITS). – 2005. – P. 1 – 13.

11. Довідник з експлуатації машинно-тракторного парку. – В. Ю. Льченко, П.І. Карасьов, та ін. – К. Урожай, 1987. – 368 с.
12. Ніколаєнко А. В. Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей. – М.: Колос, 1984. – 335 с., ил.
13. Калайда В.В., Барабан Н.П. Расчет валов привода. – К.: УСХА. – 1982. – 188 с.
14. Карпенко А.Н. Холанський В.М. Сельскохозяйственные машины. – 5-е изд. доп. – М.: Колос, 1983. – 495 с.
15. Войтов В. Техніко-експлуатаційні та екологічні показники дизельних двигунів з використанням біодизеля / В.Войтов, М.Карнаух, М. Даценко // Техніка і технології АПК. – 2009.– № 1 – С. 13-17.
16. . Захарчук В.І. Применение альтернативных топлив в автотракторных дизелях / В.І.Захарчук // Энергосбережение. – 2010. – № 2. – С. 26-28.
17. Девянин С.Н. Растительные масла и топлива на их основе для дизельных двигателей / С.Н.Девянин, В.А. Марков,В.Г. Семенов – Х.: Новое слово, 2007. – 452 с.
18. Анисимов В.Ф., Серета Л.П., Рябошапка В.Б. Исследование возможности использования биотоплива в автотракторных дизелях // Вібрації в техніці та технологіях. - 2006. - №3(45). - С. 20 - 25.
19. Анисимов В.Ф., Серета Л.П., Рябошапка В.Б., П'ясецький А.А. Дослідження впливу кута випередження подачі на експлуатаційні показники роботи дизеля при переведенні його на біодизельне паливо // Промислова гідравліка і пневматика. - 2008. - №2(20). - С. 100 - 106. с.
20. Semenov V.G. and Zinchenko A.A. CALCULATION OF THE HEAT VALUE OF BIOFUELS WITH CALORIMETRIC AND CHROMATOGRAPHIC DATA.- Chemi stry and Technology of Fuels an Oils. Vol. 42, No.6, 2006. p.p. 446-450.
21. Семенов В.Г. Расчетно-экспериментальные исследования по определению цетанового числа и теплоты сгорания биодизельного топлива.-

Международный научно-технический журнал «Транспорт на альтернативном топливе» № 4 (22) /2011 г., с.48-50

22. Яцковський В. І. Сучасні методи розрахунків ДВЗ / В. І. Яцковський, І. В. Гунько, О. В. Гуцаленко. – Вінниця, РВВ ВНАУ, 2016.-132 с.

23. Марченко А. П., Минак А. Ф., Семенов В. Г., Линьков О. Ю., Шпаков-ский В. В., Обозный С. В. Расчетно-экспериментальные исследования по оценке влияния подогрева альтернативных топлив на показатели работы дизеля // Вестник Национального технического университета «ХПИ», Двигатели внутреннего сгорания, Харьков: 2005. - № 1. – С.8-17.

24. Бойко М.Ф. Трактори та автомобілі. Ч.2. Електрообладнання: Навч. Посібн – К.: Вища освіта, 2001.–234с.

25. Гутаревич Ю.Ф., Зеркалов Д.В., Говорун А.Г., Копач А.О., Мержиєвська Л.П. Екологія та автомобільний транспорт: Навчальний посібник. - К.: Арістей, 2006. - с.292

26. Горбов В.М. Енергетичні палива: Навчальний посібник. - Миколаїв: УДМТУ, 2003. - 328 с.

27. Абрамчук Ф.І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.Є., Тимченко І.І. Автомобільні двигуни: Підручник. - К.: Арістей, 2004. - 476 с.

28. Семенов В.Г. Анализ показателей работы дизелей на нефтяных и альтернативных топливах растительного происхождения. - Вісник НТУ. "ХПТ: Збірка наукових праць. Харків: НТУ "ХПТ". - 2002, №3. - с.177-197.

ДОДАТКИ