

«Малютка»
(шифр)

**«ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ГАЛЬМУВАННЯ ТРАНСПОРТНИХ
ЗАСОБІВ»**

Галузь:
Автомобільний транспорт

Секція:

2019/2020

ЗМІСТ

Вступ	3
1. Обґрунтування впровадження безступінчастих трансмісій на вантажні автомобілі	4
2. Математичне моделювання коливальної системи автомобіля	13
2.1 Дослідження прямолінійного руху	13
2.2 Дослідження динаміки гальмування	17
3. Науково-дослідна робота студента	22
3.1 Наукова викладка щодо форми зміни параметру регулювання	22
Висновки	28
Список джерел інформації	29

ВСТУП

З кожним роком безперервно зростає на дорогах кількість транспортних засобів, що в свою чергу веде до зростання інтенсивності дорожнього руху. Велика частина транспортних засобів, а саме вантажних автомобілів в нашій країні оснащується ступінчастою механічною коробками передач, що значно ускладнює управління машиною і збільшує ймовірність дорожньо-транспортних пригод. Даний факт і підвищення вимог до таких ергономічних властивостей як комфортабельність автомобіля вимагає пошуку шляхів автоматизації процесу управління машиною.

У силових передачах автомобілів різних типів все більш широке застосування отримують гідропередачі, а розвиток безступінчастих автоматичних передач призвів до масового використання в конструкціях колісних машин гідравлічних приводів. Особливо широке поширення гідропередачі отримали в США.

За принципом дії гідравлічні силові приводи діляться на гідродинамічні і гідростатичні (гідрооб'ємні). Характеристики цих приводів істотно відрізняються між собою: в перших встановлюється силовий зв'язок між вхідним і вихідним ланками, в других – кінематична.

У світовій практиці гідрооб'ємні передачі, як технічно більш складні, наукомісткі, більш трудомісткі у виробництві і, відповідно, мають велику собівартість в порівнянні з механічними передачами, знайшли застосування, в першу чергу, на тих машинах і транспортних засобах, де механічні передачі вже не здатні ефективно і раціонально вирішувати завдання підведення та трансформації потужності від двигуна до робочих органів або рушіїв транспортних засобів. Тому впровадження безступінчастих гідрооб'ємно-механічних трансмісій на вантажні автомобілі є доцільним. Зважаючи на це, гостро виникає питання гальмівної ефективності.

1 ОБҐРУНТУВАННЯ ВПРОВАДЖЕННЯ БЕЗСТУПІНЧАСТИХ ТРАНСМІСІЙ НА ВАНТАЖНІ АВТОМОБІЛІ

В Україні існує унікальне виробництво сучасних вантажних автомобілів КрАЗ. Неможливо уявити собі будівельну, гірничодобувну і лісозаготівельну галузі, комунальне, дорожнє і сільське господарства, нафтогазовий комплекс без застосування сучасної техніки. Автомобілі КрАЗ задіяні практично у всіх галузях народного господарства [1].

Затребуваність кременчуцьких вантажівок в народному господарстві не випадкова. КрАЗи – вантажівки особливої міцності, оскільки спочатку проектувалися як автомобілі для важких умов експлуатації. КрАЗи вивозять будівельні матеріали, руду, сміття, працюють на відсіпанні ґрунту, доставляють великогабаритні вантажі, людей, інструмент в будь-яку точку, незалежно від наявності доріг або їх відсутності, погодних та інших умов.

Сучасний модельний ряд цивільних вантажівок КрАЗ представлений автомобілями колісних формул 4x2, 4x4, 6x4, 6x6, 8x4, 8x6, в числі яких: самоскиди, шасі, бортові, тягачі, лісовози, спеціальна техніка.

Великий інтерес, в зв'язку з обранням напрямком досліджень, викликають спеціальні автомобілі. В табл. 1.1 представлено модельний ряд спеціальної техніки КрАЗ. Серед наведених моделей спеціальної техніки КрАЗ, на які можливо встановити безступінчасту гідрооб'ємно-механічну трансмісію – це для автомобілів нафтогазової та гірничодобувної галузі, тому доцільно провести аналіз цих автомобілів.

Таблиця 1.1 – Модельний ряд спеціальної техніки КрАЗ

Галузь				Ліквідація надзвичайних ситуацій	Техніка	
Будівельна	Транспортна	Нафтогазовий та гірничодобувна	Сільськогосподарча		Комунальна	Дорожня
						

Таблиця 1.2 – Автомобілі для автомобілів нафтогазової та гірничодобувної галузі

	Насосна установка КрАЗ-63221	Змішувально-зарядна машина КрАЗ-7133Н4	Підйомна установка КрАЗ-65053	Автомобіль-фургон КрАЗ-63221	Автопаливо-заправники КрАЗ-65053	Автомобіль-майстерня КрАЗ-65053	Автонафтовози КрАЗ-6443, КрАЗ-6446
							
Колісна формула	6 x 6	8 x 4	6 x 6	6 x 6	6 x 4	6 x 4	6 x 6
Двигун	Дизельний з турбонадувом	Дизельний з турбонадувом	Дизельний з турбонадувом	Дизельний з турбонадувом	Дизельний з турбонадувом	Дизельний з турбонадувом	Дизельний з турбонадувом
Маса, кг	21355	23500	20000	1600	25400	20000	34500
Спеціальні показники	Насос, що подає воду ЦНС-38-132	Обсяг бункера емульсії 9,6 м ³	–	Кількість посадочних місць в фургоні – 28	Місткість цистерни – 15 м ³	Устаткування енергетичні: агрегат зварювальний АДД-40003 / 5,5	Місткість цистерни – 33 м ³
	Насос високого тиску НП-40 (9 ТМ)	Продуктивність заряджання 250 кг / хв	–	Максимальна швидкість – 80 км / год	Продуктивність насосної установки – 500 л / хв		Максимальна швидкість – 75 км / год
	Місткість мірного бака 6 м ³	Довжина зарядного шланга 40 м	–	–	Максимальна швидкість – 90 км / год	Устаткування слюсарні: верстат слюсарний; електродриль; фрезерно-свердлильна установка	–

Найбільш ефективним впровадженням гідрооб'ємно-механічної трансмісії є встановлення її на підйомні установки, а саме на УПА-60Х, УПА-80ПХ. Вони призначені для виробництва спуско-підйомних операцій, бурильними трубами і насосними штангами, буріння, розбурювання цементних стаканів, ловильні робіт, виконуваних при освоєнні і капітальному ремонті нафтових і газових свердловин.

В даний час розширилося застосування гідрооб'ємно-механічних трансмісій (ГОМТ) для приводу рушіїв різних автотранспортних засобів, в основному повнопривідних високої прохідності та спеціальних – там, де переваги ГОМТ дають найбільший ефект [2].

ГОМТ отримали застосування в таких галузях, де механічна трансмісія не дає необхідного результату:

- транспортно-технологічні машин – самохідні багатоколісні ваговози (вантажопідйомністю 150 – 200 т.), важкі самоскиди (понад 50т.), зчленовані колісні і гусеничні машини, аеродромні тягачі; автомобілі високої прохідності з активними напівпричепами.

- будівельно-дорожні машини – крани (міні-кран MC285 CRM (E), Maeda LC785), екскаватори (M18BE, «Х'юддіг-1160 екстра»), грейдери (Volvo G60, G710B), трубоукладачі (RL42B Liebherr, RL52 Liebherr), бульдозери (гусеничний бульдозер Б-100, Komatsu D37-22, ДЗ-240С) і т.д.;

- багатоколісні малотоннажні плаваючі автомобілі високої прохідності (типу «Джиггер»);

- лісотехнічні машин (колісний харвестер Амкодор 2551).

Очевидно, що для реалізації індивідуального приводу коліс, кожне колесо має приводитися окремим гідромотором. З метою скорочення числа насосів і реалізації модульного принципу побудови конструкції трансмісії доцільно застосовувати таку схему ГОМТ, при якій гідромотори приводу кожних двох коліс однієї умовної вісі живляться від окремого насоса, утворюючи силовий кінематичний блок-модуль «один насос - два гідромотора з паралельним з'єднанням».



Рисунок 1.1 – Сучасні гідронасоси та гідромотори

Таким чином, зв'язок між колесами однієї умовної вісі виявляється гідродиференціальним з примусово регульованим ступенем несиметричного розподілу крутних моментів по колесах, а зв'язок між умовними осями – блокований з примусово регульованим передавальним числом. Максимальна величина перерозподілу моментів, що крутять між колесами однієї умовної вісі дорівнює силовому діапазону регулювання застосованих гідромоторів і становить 4,85 ... 5,12.

Така схема дозволяє ліквідувати основний недолік механічної, повністю блокованою схеми приводу коліс: різке зниження прохідності при криволінійному русі автомобіля і погіршену керованість. При русі по дорогах з твердим покриттям можливо тимчасове об'єднання всіх насосів в загальну гідромережу, тобто створення повністю диференціального зв'язку між колесами, звільняючи тим самим систему управління трансмісією від необхідності відстеження та запобігання можливості виникнення циркуляції потужності в трансмісії.

Основними чинниками, які сприяють впровадженню ГОМТ на автомобілі послужили: поява регульованих і оборотних об'ємних гідромашин нового покоління в транспортному виконанні, з необхідною потужністю, що розвивають тиск до 45 МПа, з прийнятними масово-габаритними характеристиками, з електропропорційними системами управління через бортові ЕОМ; можливість здійснення «гнучкою» трансмісії – тобто передачі необхідного крутного моменту на кожне колесо, що залежить від зчеплення колеса з опорною поверхнею; можливість автоматичного управління по будь-якому заданому закону (збільшення середніх швидкостей руху по бездоріжжю, зниження витрати палива, краще використання потужності двигуна та ін.); гнучкість компоновання на шасі; можливість мати блокований, полублокований і диференціальний привід; можливість мати регульований диференціал; хороша пилевологий захист; швидкий реверс («розгойдування»); мала «повзуча» швидкість; плавний додаток крутного моменту до коліс; хороші захисні властивості від перевантаження і головне – безступінчасте регулювання.

Одним з головних напрямів удосконалення конструкції автомобілів є застосування перспективних «гнучких» систем приводів рушія – електричних (ЕТ) і гідрооб'ємно-механічних (ГОМТ) трансмісій, що дозволяють організувати управління розподілом потужності (крутного моменту) двигуна по колесах рушія по оптимальному закону регулювання. Однак не завершено теоретичне обґрунтування розробок подібних систем з урахуванням особливостей функціонування двигуна внутрішнього згорання, трансмісії і колісного рушія. Аналіз конструкцій сучасних автомобілів показує, що навіть однотипні повнопривідні автомобілі мають різні схеми трансмісії.

Сучасні погляди вживаності транспортних засобів з точки зору підвищення рухливості (прохідності), крім вдосконалення власного рушія, вимагають, в тому числі, створення принципово нових трансмісій. Цей напрямок характерно як загальна тенденція світового автомобілебудування.

Поява бортових комп'ютерних систем зумовило для сучасних транспортних засобів створення інтелектуальних систем, реалізація роботи яких можлива тільки із застосуванням «гнучких» трансмісій.

Основні переваги, одержувані від установки гот на транспортні засоби :

1. Безступінчасте, без розриву потоку потужності, зміна підводиться до рушіїв крутного моменту з сумарним силовим діапазоном 17 ... 22, а в перспективі – 33.

2. Можливість забезпечення роботи двигуна в оптимальному режимі, тобто в режимі, що є компромісом таких вимог, як мінімальна витрата палива, мінімальна токсичність відпрацьованих газів, оптимальний тепловий режим і т.д.

3. Можливість забезпечення індивідуального регульованого приводу кожного колеса (кожного елемента рушія), причому регулювання можна здійснювати, зокрема, відповідно до поточних зчіпних можливостей кожного колеса з ґрунтом.

4. Підвищення середніх швидкостей руху по бездоріжжю за рахунок кращого використання потужності двигуна.

5. Можливість підвищення маневреності автомобіля при русі по бездоріжжю за рахунок здійснення бортового повороту, аж до розвороту на місці навколо центра ваги.

6. Можливість використання в якості приводного двигуна силових установок з низьким коефіцієнтом пристосовності, в тому числі високошвидкісних (наприклад, газової турбіни).

7. Жорстка кінематична і силова характеристика ГОМТ, що полегшує автоматизацію управління нею.

8. Мала інерційність приводу, що різко знижує динамічні навантаження в трансмісії при змінних режимах роботи.

9. Можливість здійснення гнучкого компонування ГОМТ на автомобілі, незв'язаної взаємним розташуванням вузлів і агрегатів.

10. Можливість створення модульної конструкції приводу рушіїв багатовісного транспортного засобу.

11. Зручність здійснення відбору потужності.

Недоліками ГОМТ в порівнянні з механічною трансмісією є:

1. З огляду на, що відбувається при передачі потужності від двигуна до виконавчих органів подвійного перетворення енергії, неминуче нижчий загальний ККД в порівнянні з механічними трансмісіями. З урахуванням всіх внутрішніх втрат і втрат на привід допоміжних систем він досягає в оптимальній зоні порядку 0,68 ... 0,73, знижуючись в крайніх зонах навантаження (при максимальній тязі і максимальної швидкості руху), і має вельми повільну тенденцію до підвищення.

2. Складність конструкції ГОМТ і трудомісткість її виготовлення, в тому числі по прецизійним парам. Звідси – поки ще висока питома собівартість виготовлення, правда, має тенденцію до зниження.

3. Необхідність застосування узгоджувальних редукторів між двигуном і насосами, а також між гідромоторами і колесами.

4. Підвищений шум при роботі на високому тиску і при високій частоті обертання (високочастотні коливання робочої рідини).

5. Необхідна висока кваліфікація персоналу для проведення технічного обслуговування при експлуатації.

Але в сучасних гідромашинах завдяки підвищенню жорсткості конструкції, зменшення гарантованих гідравлічних зазорів, застосування нових матеріалів, використання нових, більш досконалих методів розрахунку підшипників, розподільників, гідростатичних опор, плунжерних пар помітно збільшилися значення об'ємного ККД (до 0,97 ... 0,985), механічного КПД η_m (до 0,945 ... 0,965) і, відповідно, загального ККД гідромашин η (до 0,95). Використання нових схемних рішень також Сократ не продуктивні втрати на допоміжні потреби. Нові технологічні можливості поліпшили рівень обробки тертьових пар (необхідна геометрія, висока чистота, оптимальна твердість покриття, дифузійна вакуумна зварювання, лазерна термообробка). Тим самим

знизилися втрати, збільшилася довговічність при значному зростанні навантажень і напруг, що дозволило зменшити розміри, масу і в ряді випадків вартість виготовлення гідромашин.

Ефективність застосування гот визначається не в останню чергу вибором схеми і компоновання гідроприводу, від яких залежать функціональні можливості трансмісії, широта діапазону регулювання, тягово-швидкісна характеристика і спосіб досягнення прийнятного ККД в області найбільш часто зустрічаються режимів навантаження. Крім того ефективність гот вирішальною мірою залежить від досконалості системи управління трансмісією.

ГОМТ має жорстку силову характеристику, що наближається до характеристики механічної безступінчастої передачі. Зміна крутного моменту на вхідному ланцюгу ГОМТ в незначній мірі (на 4 ... 8%) змінює її передавальне відношення (на 1 ... 2%).

Переваги гідрооб'ємних передач в порівнянні з традиційними: безступінчата зміна передавального числа трансмісії в цілому в дуже широких межах; можливість заміни всіх механізмів механічної трансмісії (а не тільки коробки передач і зчеплення) однією-двома парами «гідронасос – гідромотор»; компоновальні, пов'язані з можливістю розміщення гідромоторів на будь-якій відстані від гідронасоса, в результаті чого гідромотори можна розташовувати безпосередньо в колесах; легкість реверсування передачі і отримання однакових швидкостей при русі автомобіля вперед і назад.

Нормально спроектована ГОМТ повністю герметична і не чутлива до забруднень, вологи, пилу, може працювати під водою.

Одним з напрямків кардинального підвищення технічного рівня багатовісних повнопривідних транспортних засобів, експлуатація яких передбачається в складних дорожніх умовах, є розробка так званих «гнучких інтелектуальних трансмісій», пристосованих до оптимального автоматичного управління їх функціями і дозволяють здійснювати в процесі руху автомобіля безступінчасте регулювання крутять моментів на кожному з коліс відповідно до поточних характеристиками взаємодії «колесо-грунт». Структурний склад

таких трансмісій являє собою сукупність системи датчиків, що визначають характеристику взаємодії «колесо-грунт» під кожним з коліс, автоматичної системи управління розподілом крутять моментів по колесах і безступінчастого силового приводу.

2 ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ГАЛЬМУВАННЯ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

Перш ніж проводити дослідження динаміки гальмування необхідно встановити вихідні дані, тобто провести аналіз розгону з виходом на статистичні показники. Для цього слід провести аналіз кінематичних та силових параметрів трансмісії транспортного засобу.

2.1 Дослідження прямолінійного руху

В результаті аналізу механічної трансмісії мобільної установки УПА авторами запропоновано замінити механічну коробку шасі автомобіля КрАЗ-63221-02 на безступінчасту гідрооб'ємно-механічну коробку передач, основою якого є трансмісія Fendt Vario. Пропонована трансмісія складається з гідроагрегатів, планетарного механізму, зубчастих зачеплень, зубчастої муфти.

Гідроагрегати складаються з регульованого гідронасоса і регульованого гідромотора, об'ємом 160 см^3 і 250 см^3 . Перевагою даної конструкції є те, що загальний потік потужності двигуна йде від вхідного вала трансмісії на водила і блок сателітів планетарного механізму на епіциклічну шестерню, з якої через шестерні і вхідний вал один потік потужності потрапляє через гідронасос до гідромоторів, гідрооб'ємної передачі. Далі через вихідний вал, шестерні цей потік потрапляє на вхідний вал. Другий потік йде через сонячну шестерню планетарного механізму, яка з'єднана з вхідним валом, де відбувається злиття потоків потужності. Використання однієї гідравлічної системи в даній конструкції є недоцільним, так як гідравлічні передачі мають невеликий ККД.

Досліджувана трансмісія має ряд переваг в порівнянні з механічною трансмісією:

- можливість виконати безступінчасте регулювання швидкості без розриву потоку потужності на вихідному валу;
- використання трансмісії як гальмівного елементу.

В результаті аналізу безступінчастим гідروоб'ємної механічної трансмісії типу Fendt - Vario була складена математична модель трансмісії, де зміни кінематичних параметрів трансмісії в транспортному прямолінійній русі описується наступними виразами [3]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \omega_7 - k_1 \omega_2 + (k_1 - 1) \omega_1 = 0; \\ S_{1_1} \omega_7 - S_{1_1} \omega_1 - \omega_{s1} = 0; \\ S_{1_1} = \left| \frac{\omega_{\text{нб}}}{\omega_7} \right| e^{i(\varphi-0)}; \\ \varphi = 0; \\ \omega_2 - \omega_4 = 0; \\ \omega_4 i_1 - \omega_5 = 0; \\ -e_1 q_1 \omega_5 - e_2 q_2 \omega_6 = (\lambda_1 + \lambda_2) \Delta P; \\ \omega_6 i_2 - \omega_7 = 0; \\ \omega_7 - k_2 \omega_9 + (k_2 - 1) \omega_8 = 0; \\ S_{1_2} \omega_7 - S_{1_2} \omega_8 - \omega_{s2} = 0; \\ S_{1_2} = \left| \frac{\omega_{\text{нб}}}{\omega_7} \right| e^{i(\varphi-0)}; \\ \omega_9 = 0; \\ \omega_8 - \omega_{11} = 0; \\ \omega_{11} - \omega_{10} = 0; \\ \omega_{10} - \omega_{12} = 0; \\ \omega_{12} i_4 - \omega_{14} = 0; \end{array} \right. \left\{ \begin{array}{l} \omega_{16} - k_4 \omega_{14} + (k_4 - 1) \omega_{20} = 0; \\ S_{1_4} \omega_{16} - S_{1_4} \omega_{20} - \omega_{s4} = 0; \\ S_{1_4} = \left| \frac{\omega_{\text{нб}}}{\omega_{16}} \right| e^{i(\varphi-0)}; \\ \omega_{16} i_6 - \omega_{17} = 0; \\ \omega_{18} - k_5 \omega_{19} + (k_5 - 1) \omega_{17} = 0; \\ S_{1_5} \omega_{18} - S_{1_5} \omega_{17} - \omega_{s5} = 0; \\ S_{1_5} = \left| \frac{\omega_{\text{нб}}}{\omega_{18}} \right| e^{i(\varphi-0)}; \\ \omega_{20} i_7 - \omega_{21} = 0; \\ \omega_{22} - k_6 \omega_{23} + (k_6 - 1) \omega_{21} = 0; \\ S_{1_6} \omega_{22} - S_{1_6} \omega_{21} - \omega_{s6} = 0; \\ S_{1_6} = \left| \frac{\omega_{\text{нб}}}{\omega_{22}} \right| e^{i(\varphi-0)}; \\ \omega_{20} i_8 - \omega_{24} = 0; \\ \omega_{25} - k_7 \omega_{26} + (k_7 - 1) \omega_{24} = 0; \\ S_{1_7} \omega_{25} - S_{1_7} \omega_{24} - \omega_{s7} = 0; \\ S_{1_7} = \left| \frac{\omega_{\text{нб}}}{\omega_{25}} \right| e^{i(\varphi-0)}. \end{array} \right. \quad (2.1)$$

де ω_i – кутова швидкість ланки, рад/с;

$\omega_{\text{двс}}$ – кутова швидкість колінчастого вала двигуна, рад/с;

ω_s – відносна кутова швидкість сателіта, рад/с;

k – внутрішнє передавальне відношення планетарного ряду;

S_1 – характерний параметр сателітів;

i_j – передавальне відношення редуктора;

e_1, e_2 – відносні параметри регулювання гідронасоса і гідромотора;

q_1, q_2 – максимальна продуктивність гідромашин, м³ / рад. (гідронасоса і гідромотора відповідно);

λ_1, λ_2 – коефіцієнт об'ємних втрат, пропорційних перепаду тиску в гідросистемі (гідронасоса і гідромотора відповідно);

Δp – перепад робочого тиску в ГОП, МПа.

Силві параметри ГОМТ:

$$\left. \begin{aligned}
 & M_{7C} \eta_{13}^{\text{sign}(M_{7C} \omega_7)} + M_{2A} \eta_{23}^{\text{sign}(M_{2A} \omega_2)} + M_{1B} = 0; \\
 & M_{7C} k_1 \eta_{13}^{\text{sign}(M_{7C} \omega_7)} + M_{2A} \eta_{23}^{\text{sign}(M_{2A} \omega_2)} = 0; \\
 & M_{2B} + M_{4A} = 0; \\
 & M_{4B} \eta_1^{\text{sign}(M_{4B} \omega_4)} + i_1 M_{5A} = 0; \\
 & M_{5B} - e_1 q_1 \Delta P = -\Delta M_1 \text{sign}(\omega_{50}); \\
 & M_{6A} + e_2 q_2 \Delta P = -\Delta M_2 \text{sign}(\omega_{60}); \\
 & M_{6B} \eta_2^{\text{sign}(M_{6B} \omega_6)} + i_2 M_{7A} = 0; \\
 & M_{7B} \eta_{13}^{\text{sign}(M_{7B} \omega_7)} + M_{9A} \eta_{23}^{\text{sign}(M_{9A} \omega_9)} + M_{8A} = 0; \\
 & M_{7B} k_2 \eta_{13}^{\text{sign}(M_{7B} \omega_7)} + M_{9A} \eta_{23}^{\text{sign}(M_{9A} \omega_9)} = 0; \\
 & M_{9A} + M_{9C} + M_{9B} T_{n1} = 0; \\
 & M_{8C} \eta_{13}^{\text{sign}(M_{8C} \omega_8)} + M_{11A} \eta_{23}^{\text{sign}(M_{11A} \omega_{11})} + M_{10A} = 0; \\
 & M_{8C} k_3 \eta_{13}^{\text{sign}(M_{8C} \omega_8)} + M_{11A} \eta_{23}^{\text{sign}(M_{11A} \omega_{11})} = 0; \\
 & M_{11C} + M_{8B} = 0; \\
 & M_{10C} + M_{12A} = 0; \\
 & M_{12B} \eta_4^{\text{sign}(M_{12B} \omega_{12})} + i_4 M_{14A} = 0; \\
 & M_{16A} \eta_{13}^{\text{sign}(M_{16A} \omega_{16})} + M_{14B} \eta_{23}^{\text{sign}(M_{14B} \omega_{14})} + M_{20A} = 0; \\
 & M_{16A} k_4 \eta_{13}^{\text{sign}(M_{16A} \omega_{16})} + M_{14B} \eta_{23}^{\text{sign}(M_{14B} \omega_{14})} = 0; \\
 & M_{16C} \eta_6^{\text{sign}(M_{16C} \omega_{16})} + i_6 M_{17A} = 0; \\
 & M_{18A} \eta_{13}^{\text{sign}(M_{18A} \omega_{18})} + M_{19A} \eta_{23}^{\text{sign}(M_{19A} \omega_{19})} + M_{17B} = 0; \\
 & M_{18A} k_5 \eta_{13}^{\text{sign}(M_{18A} \omega_{18})} + M_{19A} \eta_{23}^{\text{sign}(M_{19A} \omega_{19})} = 0; \\
 & M_{20C} \eta_7^{\text{sign}(M_{20C} \omega_{20})} + i_7 M_{21A} = 0; \\
 & M_{22A} \eta_{13}^{\text{sign}(M_{22A} \omega_{22})} + M_{23A} \eta_{23}^{\text{sign}(M_{23A} \omega_{23})} + M_{21B} = 0; \\
 & M_{22A} k_6 \eta_{13}^{\text{sign}(M_{22A} \omega_{22})} + M_{23A} \eta_{23}^{\text{sign}(M_{23A} \omega_{23})} = 0; \\
 & M_{20B} \eta_8^{\text{sign}(M_{20B} \omega_{20})} + i_8 M_{24A} = 0; \\
 & M_{25A} \eta_{13}^{\text{sign}(M_{25A} \omega_{25})} + M_{26A} \eta_{23}^{\text{sign}(M_{26A} \omega_{26})} + M_{24B} = 0; \\
 & M_{25A} k_7 \eta_{13}^{\text{sign}(M_{25A} \omega_{25})} + M_{26A} \eta_{23}^{\text{sign}(M_{26A} \omega_{26})} = 0;
 \end{aligned} \right\} \begin{aligned}
 & M_{1A} + M_{1B} = 0; \\
 & M_{2A} + M_{2B} = 0; \\
 & M_{4A} + M_{4B} = 0; \\
 & M_{5A} + M_{5B} = 0; \\
 & M_{6A} + M_{6B} = 0; \\
 & M_{7A} + M_{7B} + M_{7C} = 0; \\
 & M_{8A} + M_{8B} + M_{8C} = 0; \\
 & M_{10A} + M_{10C} = 0; \\
 & M_{11A} + M_{11C} = 0; \\
 & M_{12A} + M_{12B} = 0; \\
 & M_{13A} + M_{13B} = 0; \\
 & M_{14A} + M_{14B} = 0; \\
 & M_{16A} + M_{16C} = 0; \\
 & M_{17A} + M_{17B} = 0; \\
 & M_{18A} + M_{18B} = 0; \\
 & M_{19A} + M_{19B} = 0; \\
 & M_{20A} + M_{20B} + M_{20C} = 0; \\
 & M_{21A} + M_{21B} = 0; \\
 & M_{22A} + M_{22B} = 0; \\
 & M_{23A} + M_{23B} = 0; \\
 & M_{24A} + M_{24B} = 0; \\
 & M_{25A} + M_{25B} = 0; \\
 & M_{26A} + M_{26B} = 0;
 \end{aligned} \quad (2.2)$$

де M_{dvs} – момент двигуна, Н·м;

M_i – моменти на вході і виході редукторів, Н·м;

η_i – ККД редуктора;

η_{13}, η_{23} – ККД в зубчастих зачеплення сонце - сателіт і епіцикл - сателіт при зупиненому водило, що визначають втрати моментів;

Θ – коефіцієнт врахування втрат в зубчастих зачеплення ($\Theta = 0$ – без врахування втрат, $\Theta = -1$ з врахування втрат в зубчатих зчепленнях);

$\Delta M_1, M_2$ – моменти втрат в гідромашинах, обчислювані як функції параметрів регулювання e , кутової швидкості вала гідромашини ω , робочого об'єму q і перепаду тиску Δp ;

T_{n1}, T_{n2} – параметр, що описує гальмо ($T=1$ – гальмо включено, $T=0$ – гальмо виключено).

Для визначення крутного моменту на колесах в вираженні (4.2) необхідно

$$M_{26B} = G \cdot f \cdot r = \frac{G_{\text{заг}} \cdot f \cdot r}{6}, \quad (2.3)$$

де $G_{\text{заг}}$ – загальна вага автомобіля;

f – коефіцієнт опору коченню;

r – радіус колеса.

Для визначення силових і кінематичних параметрів трансмісії створені програмні реалізації, які розроблені в системі Matlab за допомогою підсистеми моделювання процесів Simulink (рис. 2.1).

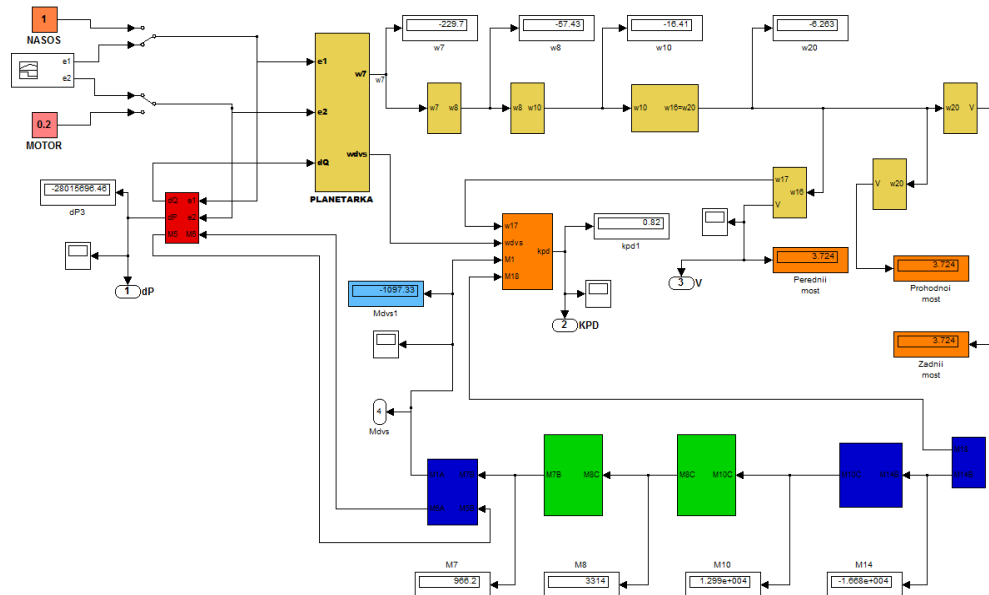


Рисунок 2.1 – Програмна реалізація для розрахунку кінематичних і силових параметрів реалізована в пакеті програмування MATLAB/SIMULINK

За результатами статистичного аналізу визначено межі роботи автомобіля за показниками гідрооб'ємно-механічної трансмісії. Подальшим кроком є створення динамічної моделі руху.

2.2 Дослідження динаміки гальмування

Впровадження гідрооб'ємно-механічної трансмісії в транспортний засіб додає переваг в плані гальмівної ефективності. Це обумовлено додаванням додаткового способу гальмування, а саме зміною параметра регулювання гідромашин гідрооб'ємної передачі.

В нашому випадку автомобіль розганяється за рахунок зміни параметру регулювання гідронасоса $e_1 \in [0; 1]$ при $e_2 = 1$. При досягненні гідронасосом $e_1 = 1$ починає змінюватися параметр регулювання гідромотором $e_1 \in [1; 0,2]$. Процес гальмування транспортного засобу відбувається в зворотньому порядку. Тобто спершу змінюється параметр регулювання гідромотору, а потім гідронасос.

На рис. 2.2 наведено показники гальмування транспортного засобу при гальмуванні.

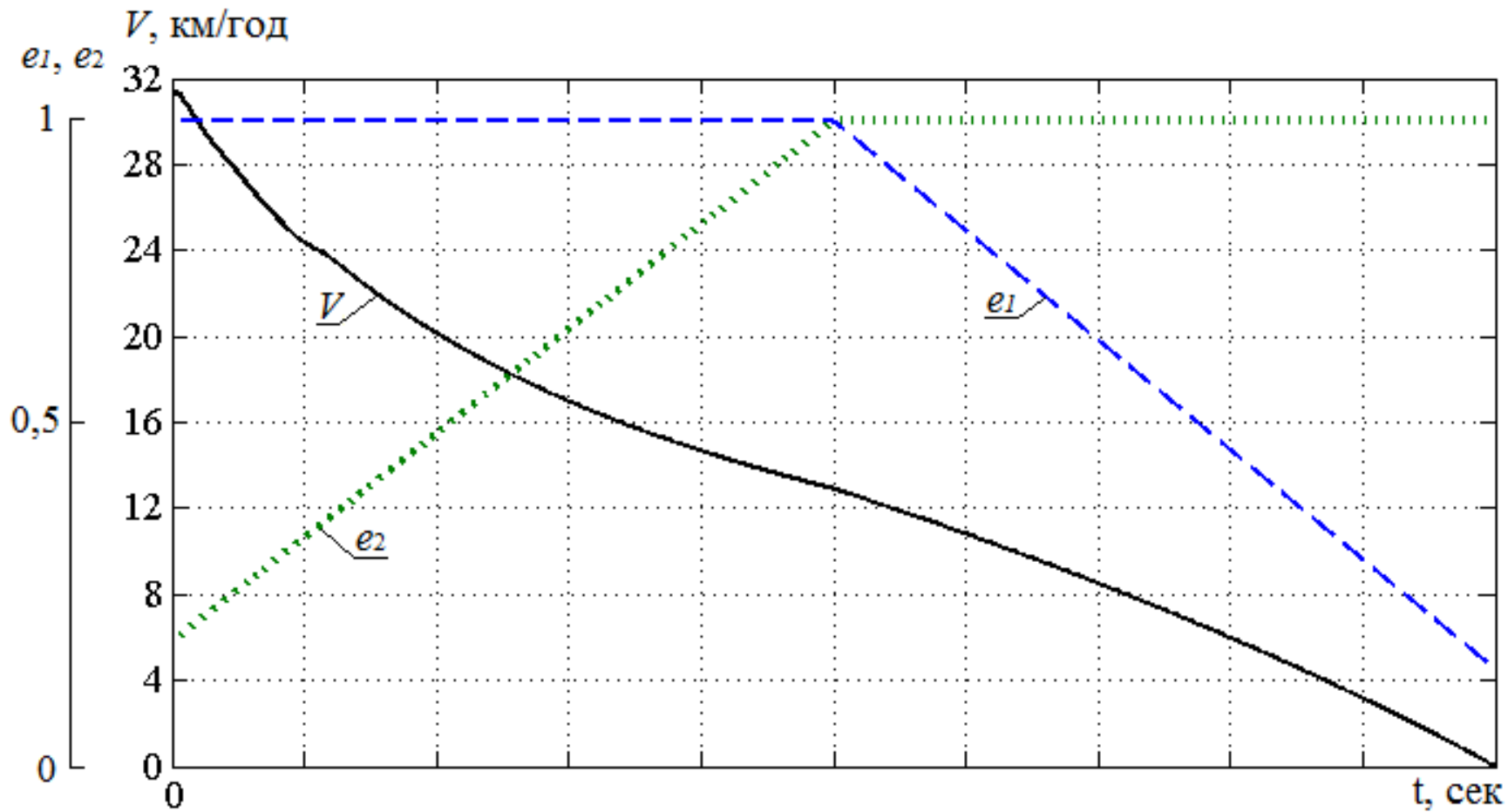


Рисунок 2.2 – Залежність зміни швидкості руху, параметрів регулювання гідромашин від умовного часу гальмуванн

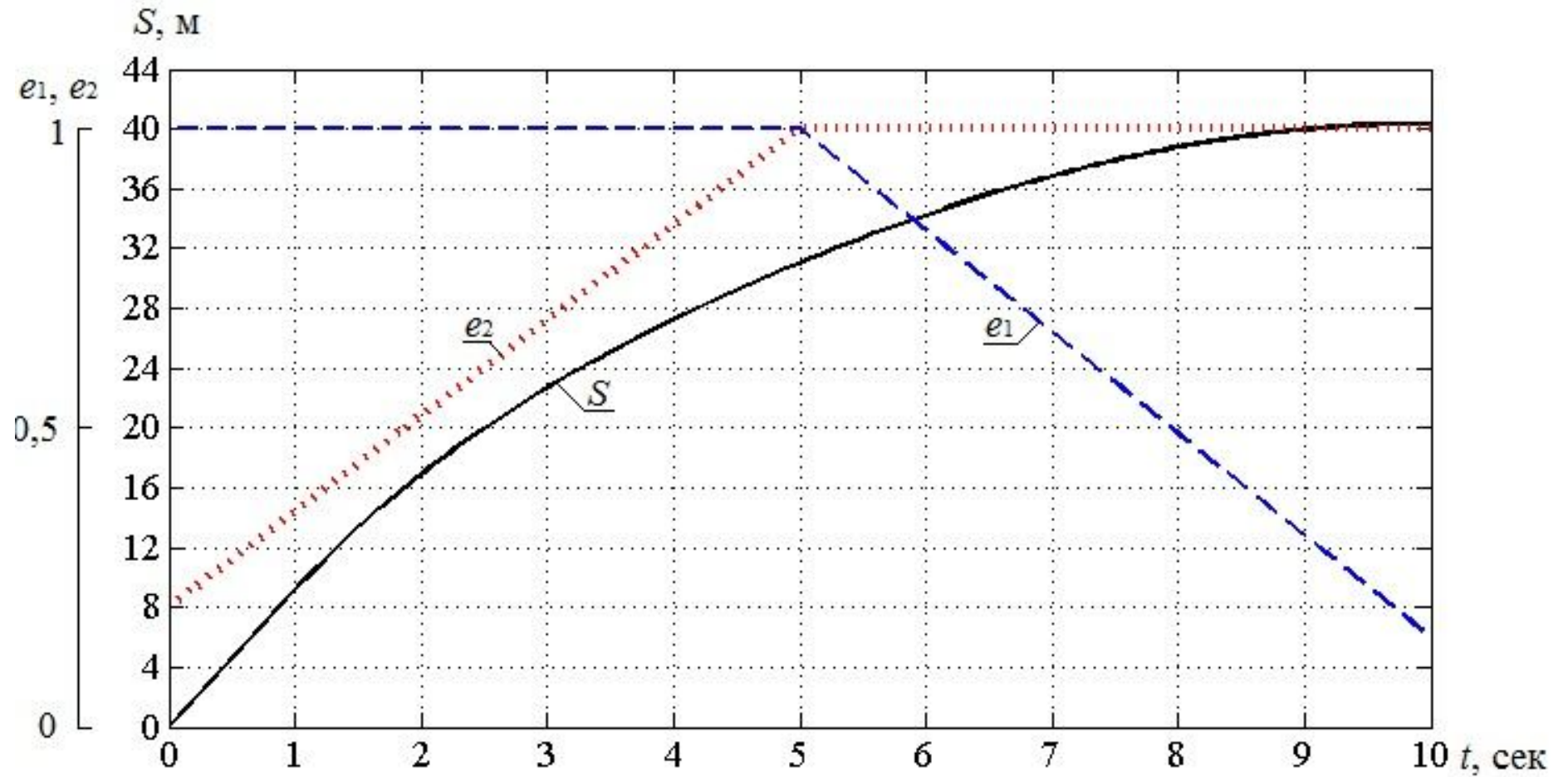


Рисунок 2.3 – Залежність зміни шляху гальмування, параметрів регулювання гідромашин від часу службового гальмування за 10 с

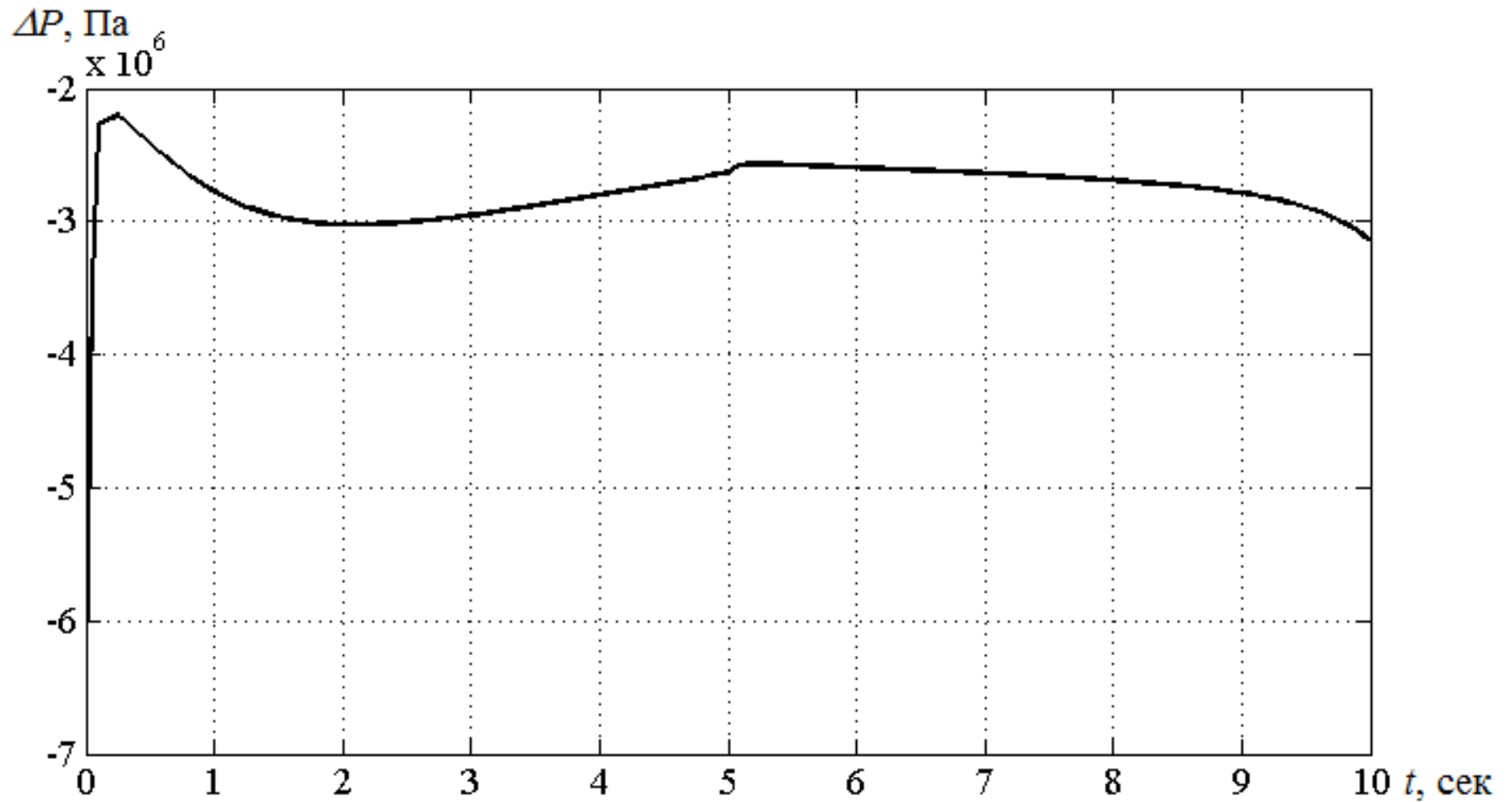


Рисунок 2.4 – Залежність зміни перепаду робочого тиску в гідروоб’ємній передачі від часу службового гальмування за 10 с

При дослідженні динаміки гальмування транспортного засобу використовується лінійна зміна параметрів регулювання гідромашин. В зв'язку з цим виникає задача для науково-дослідної роботи, а саме в запропонованні форми зміни параметру регулювання гідромашин в процесі гальмування з метою зменшення часу і шляху гальмування.

3 НАУКОВО-ДОСЛІДНА РОБОТА СТУДЕНТА

3.1 Представлення наукової викладки щодо форми зміни параметру регулювання

Розв'язання питання найшвидшого розгону та гальмування носить важливий характер, адже реалізація його дозволить підвищити техніко-економічні та ергономічні показники, а також суттєво вплинути на безпеку руху транспортного засобу.

В науковій літературі вже були здійснені намагання визначення раціональної зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП з метою забезпечення найкращого розгону. Так в роботах [4 – 5] автор за допомогою приведення узагальненого рівняння балансу енергії пропонує математичну модель, яка дає близьку до оптимальної функціональну залежність параметру регулювання гідромашини ГОП та часу розгону мобільних машин. В роботах [6, 7, 8] встановлено раціональні зміни параметрів регулювання гідромашин для тракторів з ГОМТ, що працюють з «диференціалом на вході» та «диференціалом на виході», з точки зору підвищення техніко – економічних показників машинно – тракторного агрегату при виконанні операції "оранка" в процесі розгону.

Визначенню раціонального закону гальмування колісного трактора з ГОМТ за рахунок зміни параметру регулювання гідромашин присвячено праці [9]. Проте в даних роботах автор дає загальні рекомендації щодо раціонального закону гальмування, який характеризується ефективністю гальмування, стійкістю та керованістю. Нажаль автор в роботі [9] графічно наводить лише раціональний закон для трактора з ГОМТ, що працює з диференціалом на вході.

Отже, з вище наведеного аналізу слідує, що системним вирішенням питання найефективнішого гальмування для колісного трактора з ГОМТ, яка працює за схемою «диференціал на виході» – немає.

В роботі [4] запропоновано загальні співвідношення, що зв'язують залежність зміни параметра регулювання $e_j(V)$ на j -ом діапазоні від швидкості V руху мобільного машини з ГОМТ і навпаки – V від $e_j(V)$:

$$e_j(V) \cdot \text{sign} \frac{d}{dV} [e_j(V)] = 2 \frac{V - V_{j\min}}{V_{j\max} - V_{j\min}} - 1; \quad (3.1)$$

$$V = \frac{1}{2} \left[e_j(V) (V_{j\max} - V_{j\min}) \cdot \text{sign} \frac{d}{dV} [e_j(V)] + V_{j\max} + V_{j\min} \right]. \quad (3.2)$$

Для ГОМТ з нереверсивною РХ (± 1), коли на початку руху трактора при $t=0$, $e(0)=-1$ і на кожному j -ом швидкісному діапазоні всі $V_j(0)=0$ залежності (3.1 – 3.2) приймають вигляд:

$$e_j(V) = \left(2 \frac{V}{V_{j\max}} - 1 \right) \cdot \text{sign} \frac{d}{dV} [e_j(V)]; \quad (3.3)$$

$$V = \frac{V_{j\max}}{2} \left[e_j(V) \cdot \text{sign} \frac{d}{dV} [e_j(V)] + 1 \right]. \quad (3.4)$$

Із співвідношень (3.3 – 3.4) видно, що для ГОМТ, наприклад, для другого тягового діапазону, коли $\text{sign} \frac{d}{dV} [e(V)] > 0$ при початку руху $e_2 = -1$, $V_2 = 0$, при $e_2 = 0$, $V = \frac{V_{2\max}}{2}$, при $e_2 = +1$, $V = V_{2\max}$.

Залежності (3.3) и (3.4) є одночасно і функціями часу t :

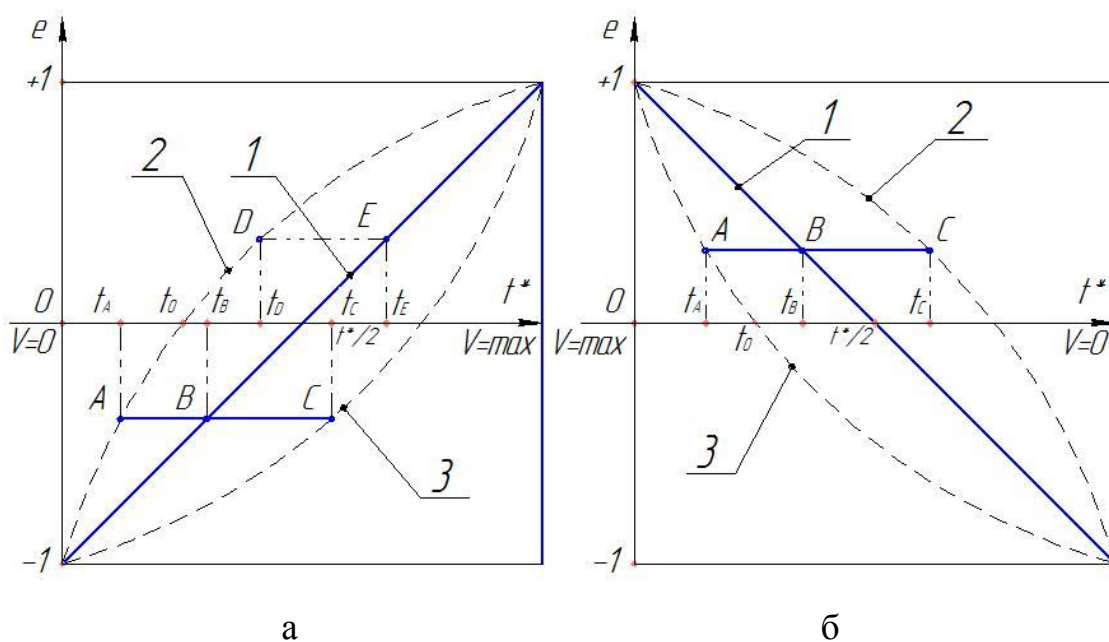
$$e_j(t) = \left(2 \frac{V(t)}{V_{j\max}} - 1 \right) \cdot \text{sign} \frac{d}{dV} [e_j(V(t))]; \quad (3.5)$$

$$V(t) = \frac{V_{j\max}}{2} \left[e_j(t) \cdot \text{sign} \frac{d}{dV} [e_j(t)] + 1 \right], \quad (3.6)$$

де $V_{j\max}$ – максимальні швидкості машини на кожному швидкісному діапазоні.

Оскільки основним завданням цієї дисертаційної роботи є підвищення ефективності гальмування колісних тракторів шляхом вибору раціонального способу гальмування, то сконцентруємо увагу на випукло-вигнутій формі зміни РХ ГОМТ і пошуку тих форм зміни параметра регулювання e в ГОМТ від часу t , при яких гальмування буде найбільш ефективним.

Розглянемо гальмування колісного трактора з ГОМТ при застосуванні «лучевої» нереверсивної РХ при поверненні параметра регулювання з «+1» в положення «-1». На рис. 3.1 наведено розгін (а) і гальмування (б) трактора з ГОМТ з лінійною «1», випуклою «2» і вигнутою «3» закономірністю параметра регулювання залежно від часу.



а – розгону; б – гальмування

Рисунок 3.1 – РХ машини з ГОМТ:

Проведемо наступне міркування. Нехай в обох випадках розгін і гальмування відбувається за однаковий час t^* . Причому реалізація розгону і гальмування може здійснюватися будь-якою з форм зміни параметра

регулювання за час t . Очевидно, що при випуклому характері зміни параметра регулювання e (рис. 3.1 а), від точки «-1» до точки «D» інтенсивність зміни e більше, ніж у лінійної форми «1» (рис. 3.1 а). Тобто вже в точці «А» випуклої характеристики швидкість V трактора вже така, як в точці «В» лінійної характеристики, а в точці «D» – така, як для лінійної в точці «Е». В точці $e = +1$ в момент t^* швидкість машини однакова для всіх трьох форм управління e . Отже в будь-якій точці форми «2» управління $e(t)$ виключаючи крайні при $e = -1$ і $e = +1$) швидкість машини вище, ніж в будь-якому іншому випадку.

Нехай шлях пройдений машиною при розгоні у випадках «1», «2», «3» (рис. 3.1 а) буде:

$$S_1 = \int_0^{t^*} V_1(t) dt; \quad S_2 = \int_0^{t^*} V_2(t) dt; \quad S_3 = \int_0^{t^*} V_3(t) dt, \quad (3.7)$$

де $V_1(t), V_2(t), V_3(t)$ – залежності швидкості машини для управління відповідно формам «1», «2», «3» (рис. 3.1 а)

Виходячи з вище сказаного аналізу випливає, що для будь-якого заданого $t (t \in [0; t^*])$ $V_2(t) > V_1(t) > V_3(t)$, отже $S_2 > S_1 > S_3$.

Таким чином при випуклому характері зміни в часі параметра регулювання $e(t)$ середня швидкість при розгоні машини з ГОМТ буде завжди вище, ніж при лінійній «1» і вигнутій «2» (рис. 3.1 а). Такий висновок щодо військових гусеничних машин виявляється надзвичайно важливим у зв'язку з підвищенням їх маневреності – теоретичним шляхом підтверджено в роботах Самородова В.Б. [4, 5]. Для сільськогосподарських тракторів з ГОМТ це твердження не менш важливо при початку виконання операції оранки на етапі розгону з заглибленням знаряддя в ґрунт – теоретично доведено в роботі Кожушко А.П. [6, 7, 8].

Аналогічно, розглянемо гальмування машини (рис. 3.1 б). В точках «А», «В», «С» (рис. 3.1 б) швидкості машини однакові. Для швидкостей очевидно виконується рівність $V_3(t_A) > V_1(t_A) > V_2(t_A)$, $V_3(t_B) > V_1(t_B) > V_2(t_B)$, $V_3(t_C) > V_1(t_C) > V_2(t_C)$.

Таким чином, у будь-якій точці вигнутої РХ «3» для будь-якого часу $t (t \in [0; t^*])$ справедливим є твердження $V_3(t) < V_1(t) < V_2(t)$. Аналогічно розгону, при гальмуванні матимемо $S_3 < S_1 < S_2$, де вираз для S_1, S_2, S_3 дається в формулах (3.7).

Таким чином, при вигнутій формі характер зміни від часу параметра регулювання гідромашини e середня швидкість при гальмуванні машини з ГОМТ буде завжди нижче при гальмуванні, ніж при лінійній «1» і випуклій «2». Середня швидкість гальмування в разі вигнутої РХ при однаковому часі гальмування t^* буде найменшою, порівняно з лінійною і випуклою формами зміни e . Шлях гальмування, що характеризує ефективність гальмування, буде також найменшим.

Для подальшого використання в математичних моделях гальмування мобільних машин з ГОМТ представимо вигнуті форми зміни параметра регулювання e ГОМТ, наприклад, у вигляді параболічної і гіперболічної залежностей.

Як видно, в разі опису вигнутої форми зміни при гальмуванні параболою маємо $e(t) = a \cdot t^2 + b \cdot t + c$, при $e(0) = +1 \Rightarrow a \cdot 0 + b \cdot 0 + c = 1 \Rightarrow c = 1$, $e(t^*) = -1 \Rightarrow a \cdot t^{*2} + b \cdot t^{*2} + c = a \cdot t^{*2} + b \cdot t^{*2} + 1$, $t^* \cdot (a \cdot t^*) + b = -2$.

В момент $t = t_0$ вигнута форма $e(t)$ перетинає вісь t і $e(t_0)$, тобто:

$$e(t_0) = a \cdot t_0^2 + b \cdot t_0 + 1 = 0 \Rightarrow t_0 \cdot (a \cdot t_0 + b) = -1 \quad (3.8)$$

$$t_0 = \lambda \cdot t^*, \lambda \in [0; 0,5] \quad (3.9)$$

де λ – параметр який враховує ступінь кривизни.

Точка t_0 (рис 3.1 б) перетину кривої «3» характеризує ступінь вигнутості зазначеної кривої. Чим ближче t_0 к $\frac{t^*}{2}$ (середині інтервалу часу), через яку проходить лінійна форма, змінюючи $e(t)$, тим крива «3» все більше

наближається до прямої «1». Чим далі t_0 від середини тимчасового інтервалу і ближче до $t = 0$, тим вигин кривої більше.

Остаточний вигляд параболічної залежності:

$$e(t) = \frac{1-2\cdot\gamma}{t^{*2}\cdot\gamma\cdot(1-\gamma)}\cdot t^2 + \frac{2\cdot\gamma^2-1}{t^*\cdot\gamma\cdot(1-\gamma)}\cdot t + 1. \quad (3.10)$$

Якщо на (рис 3.1 б) під вигнутою кривою розуміти гіперболу, то:

$$e(t) = \frac{a}{t+b} - c \quad (3.11)$$

Для якої на початку часового інтервалу при $t=0$, $e(0)=1$, $1 = \frac{a}{0+b} - c$,

$a = b \cdot (1+c)$. В кінці інтервалу при $t=t^*$, $e(t^*)=-1$, $-1 = \frac{a}{t^*+b} - c$, $c-1 = \frac{a}{t^*+b}$.

При перетині кривої «3» (рис. 3.1 б) в точці $t_0 = \gamma \cdot t^*$,

$\gamma \in [0; 0,5]$ $e(t_0) = e(\gamma \cdot t^*) = 0$, $0 = \frac{a}{\gamma \cdot t^* + b} - c$, $c = \frac{a}{\gamma \cdot t^* + b}$.

Після нескладних, але щодо громіздких перетворень, отримаємо для гіперболічної залежності (3.9) вираз

$$e(t) = \frac{\gamma \cdot t^* - t}{t \cdot (1 - 2 \cdot \gamma) + \gamma \cdot t^*}. \quad (3.12)$$

З якого випливає перевірка $e(0) = +1$, $e(\gamma \cdot t^*) = 0$, $e(t^*) = -1$.

Співвідношення (3.10) і (3.12) апроксимують вигин зміни параметра регулювання ГОМТ і буде використовуватися в подальшому для підтвердження ефективності способу гальмування мобільних машин з ГОМТ.

ВИСНОВКИ

Основна думка, яка подається в цій роботі – це впровадження безступінчастої трансмісії на транспортний засіб. Як засіб транспорту може використовуватись спеціальна техніка, тому в дипломній роботі виконано аналіз модельного ряду спеціальної техніки виробництва ПАТ «КрАЗ». Встановлено, що пріоритетним напрямком впровадження безступінчастої гідрооб'ємно-механічної трансмісії є встановлення її на підйомну установку типу УПА-80ПХ. Це обумовлено перевагами, які надає безступінчаста двопотокова трансмісія.

Зроблено математичне моделювання динамічних процесів, які протікають при імітації процесу гальмування транспортного засобу. Застосовано метод з теорії оптимізації задля формування раціональної форми зміни параметрів регулювання гідронасосу та гідромотору з метою підвищення гальмівних показників. При використанні раціональної форми зміни параметрів регулювання гідромашин гідрооб'ємної передачі замість лінійної форми:

- зменшено шлях гальмування на 27,5%;
- час гальмування зменшено на 10 %.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ

1. <http://www.autokraz.com.ua/index.php/ru/fabrication/automobile/civil>
2. Samorodov V. Analysis of the development modern transmission wheeled tractors / V. Samorodov, E. Pelipenko // International Collection of scientific proceedings. – Warszawa: Consilium Sp. z o.o. – 2016. – Vol. 6 (13). – P. 49 – 57.
3. Мандрыка В. Р. Анализ технологического режима работы бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссии с использованием зарубежных гидроагрегатов автомобиля для ремонта нефтегазовых скважин / Мандрыка, В. Р., Островерх, А. О., Пелипенко, Е. С., Литвин, А. Б. // Вісник Національного технічного університету ХП. Сер.: Транспортне машинобудування. – 2013. – №. 31. – С. 52 – 59.
4. Самородов В. Б. Вывод общего закона управления гидрообъемно-механических трансмиссий транспортных машин в процессе прямолинейного разгона и способ его технической реализации / В. Б. Самородов // Интегрированные технологии и энергосбережение. – 2001. – № 4. – С. 112 – 120.
5. Самородов В. Б. Исследование влияния различных законов регулирования гидрообъемно-механической трансмиссии на процесс прямолинейного разгона гусеничной машины / В. Б. Самородов // Механіка та машинобудування. – 2000. – № 2. – С. 86 – 92.
6. Кожушко А. П. Підвищення техніко-економічних показників колісних тракторів з безступінчастими трансмісіями раціональною зміною параметрів регулювання гідромашин в процесі розгону: дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.02 "Автомобілі та трактори" / Кожушко Андрій Павлович. – Харків, 2015. – 190 с
7. Кожушко А. П. Визначення оптимального закону зміни параметрів регулювання гідромашин гідрооб'ємної передачі в процесі розгону колісних тракторів з гідрооб'ємно-механічною трансмісією / А. П. Кожушко // Вісник

Сумського національного аграрного університету, Серія: Механізація та автоматизація виробничих процесів. – 2014. - №11 (26). – С. 108 – 114.

8. Taran I. O. Substantiating of Rational Law of Hydrostatic Drive Control Parameters While Accelerating of Wheeled Tractors with Hydrostatic and Mechanical Transmission / I. O. Taran, A. P. Kozhushko // *Mechanics, Materials Science and Engineering*, September 2016 – ISSN 2412 – 5954. – Vol. 6, Part II: *Mechanical Engineering and Physics*. – P. 70 – 76. DOI: 10.13140/RG.2.1.3590.9362

9. Бондаренко А. І. Наукове обґрунтування нових технічних рішень процесу гальмування колісних тракторів з безступінчастими гідروоб'ємно-механічними трансмісіями: дис. на здобуття наук. ступеня док. техн. наук: спец. 05.22.02 "Автомобілі та трактори" / Бондаренко Анатолій Ігорович. – Харків, 2016. – 477 с.

10. Инструкция по эксплуатации 931.000.000.175 Russisch / Fendt 922 Vario, Fendt 924 Vario, Fendt 927 Vario, Fendt 930 Vario, Fendt 933 Vario, Fendt 936 Vario // AGCO GmbH. Завод по производству машин и тракторов D-87616 Марктобердорф. Германия. – 339 с.

АНОТАЦІЯ

Структура і обсяг роботи. Робота складається з вступу, 3 розділів, висновків, списку використаних джерел. Містить 9 рисунків, 1 таблицю, та 10 літературних посилань.

Виконано аналіз модельного ряду спеціальної техніки виробництва ПАТ «КрАЗ». Встановлено, що пріоритетним напрямком впровадження безступінчастої гід्रोоб'ємно-механічної трансмісії є встановлення її на підйомну установку типу УПА-80ПХ. Як трансмісію-прототип обрано силову установку типу Varjo виробництва Fendt. Але в конструкцію закладено додаткову ланку: редуктор, який дозволить транспортному засобу рухатись заднім ходом.

Мета роботи – оцінити вплив безступінчастої гід्रोоб'ємно-механічної трансмісії на динаміку гальмування транспортних засобів.

Для досягнення мети вирішувались наступні задачі:

- Обґрунтування впровадження безступінчастих трансмісій на вантажні автомобілі;
- Дослідження динаміки гальмування транспортного засобу;
- Представити наукові викладки щодо форми зміни параметру регулювання.

В роботі зроблено математичне моделювання динамічних процесів, які протікають при імітації процесу гальмування транспортного засобу.

Застосовано метод з теорії оптимізації задля формування раціональної форми зміни параметрів регулювання гідронасосу та гідромотору з метою підвищення гальмівних показників.

Ключові слова: АВТОМОБІЛЬ, ПІДЙОМНА УСТАНОВКА, ГАЛЬМУВАННЯ, ОПТИМІЗАЦІЯ.