

М.Г. Михалевич

**ЗЧЕПЛЕННЯ
АВТОТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ.
МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТА
АВТОМАТИЗАЦІЯ**

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ ТА НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ
УНІВЕРСИТЕТ

М.Г. Михалевич

**ЗЧЕПЛЕННЯ АВТОТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ.
МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТА АВТОМАТИЗАЦІЯ**

Монографія

Харків
ХНАДУ
2020

УДК 629.3
М24

Затверджено Вченою Радою Харківського національного
автомобільно-дорожнього університету, дозвіл №30/20/5.17
від 27 листопада 2020

Рецензенти: Д.О. Волонцевич проф., д.т.н.
(Національний технічний університет «ХПІ»)
А.В. Гнатов проф., д.т.н.
(Харківський національний автомобільно-дорожній
університет)
М.Л. Шуляк проф., д.т.н.
(Харківський національний технічний університет
сільського
господарства ім. П. Василенка)

Автор:
М.Г. Михалевич, доцент, к.т.н.,

М24 Зчеплення автотранспортних засобів. Математичне моделювання та
автоматизація: монографія М. Г. Михалевич. – Харків: ХНАДУ, 2020. - 174 с.

ISBN 978-966-303-767-7

У монографії теоретично проаналізовано перспективи автотранспортних засобів із двигунами внутрішнього згорання. Запропоновані методи математичного моделювання сухого зчеплення та трансмісії в цілому. Теоретичні та експериментальні дослідження дозволили створити теоретичні основи формування закону керування автоматичного керування зчепленням на основі параметричних кривих.

Використовуються уточнені математичні моделі які ґрунтуються на експериментальних дослідженнях. Представлені у роботі концепції для формування закону керування зчепленням має перспективи для подальшого розвитку. В роботі вдалося поєднати досягнення в області розробки електронних систем та пневматичних апаратів з досягненнями в області технології їх виробництва.

УДК 629.3

ISBN 978-966-303-767-7

©Михалевич М.Г., 2020
© ХНАДУ, 2020

ЗМІСТ

Вступ	5
Розділ 1 Стан питання і задачі дослідження	7
1.1 Вимоги до вихідних параметрів системи керування зчепленням	13
1.2 Складові систем керування зчепленням	15
1.2.1 Виконавчий пристрій керування зчепленням	18
1.2.2 Керуючі пристрої	19
1.2.3 Датчики зворотного зв'язку	24
1.2.4 Датчик положення педалі	27
1.3 Закони керування зчепленням	28
1.4 Оцінювання якості роботи системи керування зчепленням.....	39
1.5 Огляд і аналіз математичних моделей та теоретичних досліджень складових системи керування зчепленням.....	40
1.6 Огляд та аналіз моделей електромагнітних клапанів в математичних моделях систем керування електропневматичними апаратами	44
1.7 Огляд та аналіз серійних зразків автоматичних систем керування зчепленням	45
1.8 Реалізація компенсації зношування фрикційних накладок веденого диску зчеплення	54
Розділ 2 Моделювання двигуна та елементів трансмісії	57
2.1 Моделювання двигуна внутрішнього згоряння	58
2.2 Моделювання зчеплення	63
2.3 Моделювання інших елементів трансмісії	73
2.4 Моделювання опору коченню при початку руху	80
2.5 Моделювання кузова автотранспортного засобу	83
2.6 Математична модель виконавчого пристрою керування зчепленням	84
2.7 Математична модель електронного блоку керування.....	91
2.8 Моделювання водія	99
2.8.5 Реалізація моделі керуючих впливів на педаль акселератора.	100
Розділ 3 Моделювання керування зчепленням	106
3.1 Класифікація режимів руху автотранспортного засобу.....	106
3.2 Класифікація режимів рушання з місця.....	109
3.3 Концепція закону керування зчепленням під час його вмикання	122
3.4 Концепція керування зчепленням на різних режимах руху	129

3.4.6 Ключові аспекти концепції вимикання зчеплення.....	129
Розділ 4 Математичне моделювання складових системи керування з врахуванням температурних змін навколишнього середовища	131
4.5 Дослідження впливу температури на роботу резистивного датчика зворотного зв'язку	131
4.6 Дослідження впливу температури на роботу електромагнітного клапана.....	134
4.7 Аналіз робочого процесу електромагнітного клапана з врахуванням дії температури	142
4.8 База експериментальних досліджень	150
Висновки	154
Список використаних джерел	156

ВСТУП

Сучасна автомобільна промисловість знаходиться на порозі значних змін. З одного боку весь тиск громадськості та законодавчі ініціативи, щодо скорочення шкідливих викидів спонукають нових та відомих автовиробників масово виробляти електромобілі та працювати над зменшенням їх вартості. З іншого боку великі кошти вкладені в розробки двигунів внутрішнього згоряння та супутні агрегати, інфраструктуру станцій технічного обслуговування та навчання персоналу створили той фундамент, який утримує двигун внутрішнього згоряння від швидкого закінчення життєвого циклу. В якості одного з найімовірніших варіантів розвитку гілки автотранспортних засобів із двигунами внутрішнього згоряння і можливість використання синтетичного палива, згоряння якого не генерує стільки шкідливих викидів. Не дивлячись на це найближчі 20...30 років двигуни внутрішнього згоряння залишатимуться основним джерелом енергії для вантажного транспорту та багатьох автобусів. Таким чином, вдосконалення конструкції агрегатів трансмісії та систем керування ними залишається актуальною та надскладною задачею, з огляду на вимоги, що постійно жорсткішають.

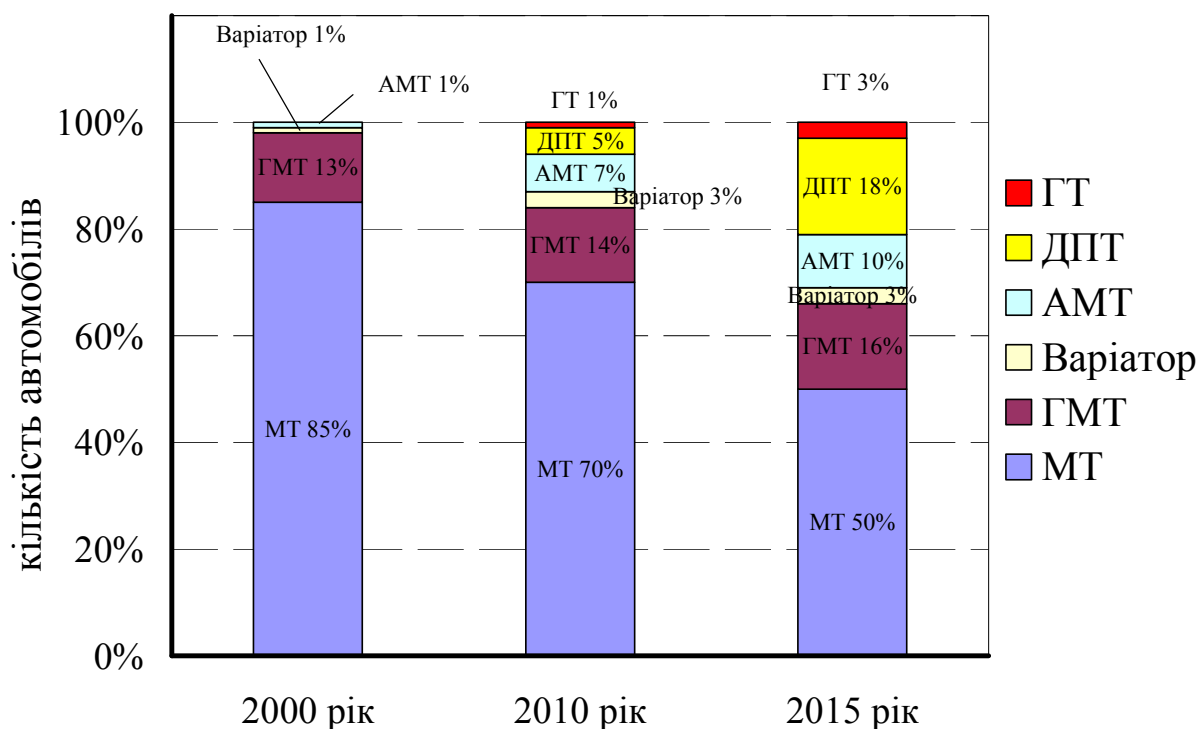
Світова тенденція розвитку конструкції вантажних автомобілів полягає у автоматизації роботи механічної трансмісії та наділення таких систем різноманітними інтелектуальними функціями. Ця тенденція спостерігається як на автомобілях з традиційною силовою установкою так і під час використання гібридної силової установки чи самого електричного двигуна у якості тягового. Україна, на сьогодні, має потребу як у вдосконаленні та модернізації конструкції транспортних засобів, що використовуються для потреби армії, так і для створення нових зразків автомобілів на рівні світових аналогів. Автомобільні заводи КраЗ, ЗАЗ, Богдан, Еталон мають гаму нових транспортних засобів де безперечно необхідно застосовувати автоматизовані та автоматичні системи керування трансмісією. Крім цього Вовчанський агрегатний завод Полтавський автоагрегатний завод мають можливість виробляти окремі елементи керування трансмісією та поставляти їх виробникам автомобілів як в Україні так і закордонним виробникам.

Спостерігається тенденція до спрощення керування механічною трансмісією за рахунок автоматичного керування зчепленням. Такий підхід виглядає спрощено лише на перший погляд так як потребує формування керуючих впливів на основі обмежених даних.

Розвиток таких систем в Україні потребує створення науково обґрунтованого математичного апарату та методів для створення нових систем керування.

РОЗДІЛ 1 СТАН ПИТАННЯ І ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Розвиток електроніки та теорії автоматичних систем дозволяє різним типам трансмісії конкурувати не тільки використовуючи в якості головного аргументу автоматична чи ні, а й користуючись категоріями ергономіки з огляду на те, що всі типи трансмісій можуть бути автоматичними. На сьогодні в Європі половина з всіх легкових транспортних засобів оснащуються автоматичною трансмісією [1, 2] (див. рис. 1.1). Автоматична трансмісія на базі традиційної коробки передач з розривом потоку потужності складає дві третини від гідромеханічної автоматичної трансмісії, а автоматична двопоточна трансмісія навіть набула ще більшого поширення.



ГТ — гібридна трансмісія; ДПТ — двопоточна автоматична трансмісія;
АМТ — автоматична механічна трансмісія (з розривом потоку потужності);
Вариатор — вариатор; ГМТ — гідромеханічна автоматична трансмісія;
МТ — Механічна трансмісія з ручним керуванням

Рис. 1.1. Структура парку легкових автомобілів за типами трансмісій [1, 2]

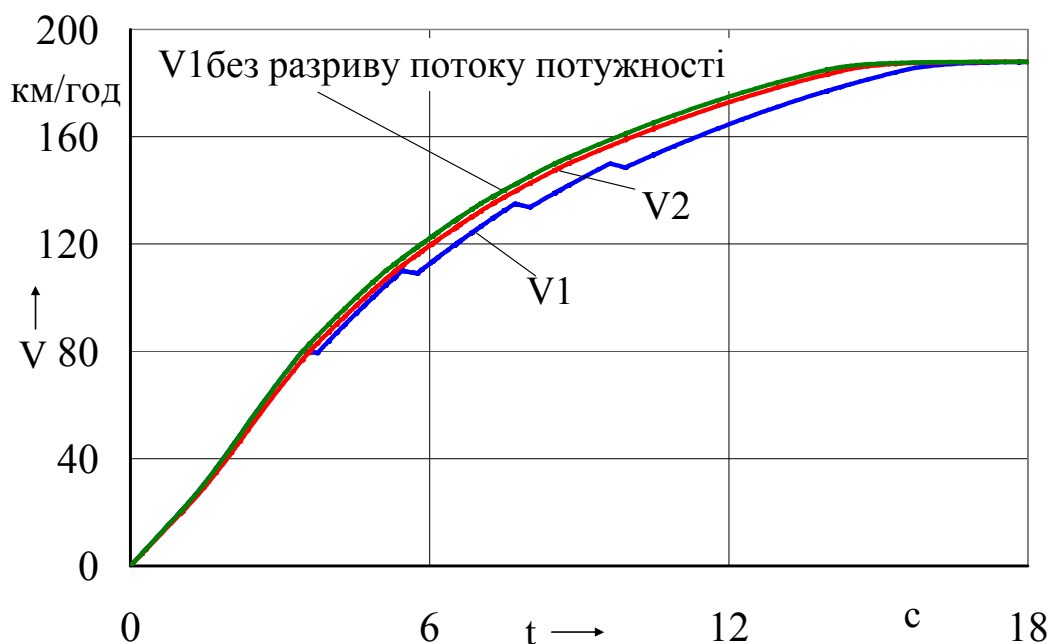
Питання про необхідність трансмісії, практично для будь якого автомобіля, не стоїть [1, 2]. Питання стоїть — яким вимогам повинна

відповідати трансмісія відповідного автотранспортного засобу. Як що в ХХ столітті мова про механічну трансмісію йшла здебільшого як про трансмісію з ручним керуванням то сьогодні механічних трансмісій нараховується три типи [3, 4, 5]:

- двопоточна трансмісія без розриву потоку потужності;
- одно поточна трансмісія без розриву потоку потужності;
- одно поточна трансмісія із розривом потоку потужності.

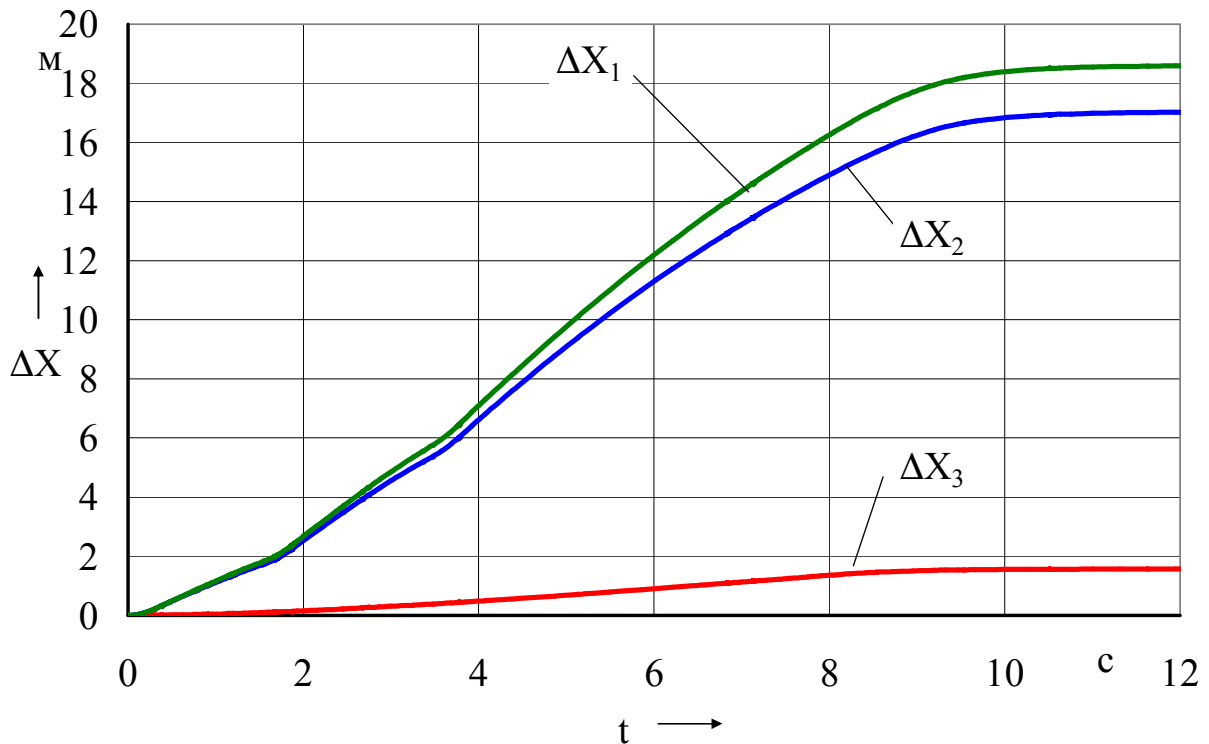
Всі вони є у виконанні з автоматизованим та автоматичним керуванням.

Порівняння результатів динаміки розгону із такими трансмісіями наведено на рисунку 1.2 [6] для швидкісного автомобіля класу Е8. Наглядно помітно запізнення автомобіля із трансмісією з розривом потоку потужності з причини наявності часу перемикавання передач впродовж якого автомобіль рухається за інерцією. Між автомобілями з трансмісією без розриву потоку потужності більшу динаміку розгону забезпечує менші обертові маси одно поточної трансмісії.



V1 — швидкість автомобіля з однопоточною трансмісією, V2 — швидкість автомобіля з двопоточною трансмісією

Рис. 1.2. Зміна швидкості автомобілів з одно- та двопоточною трансмісією під час розгону [6]



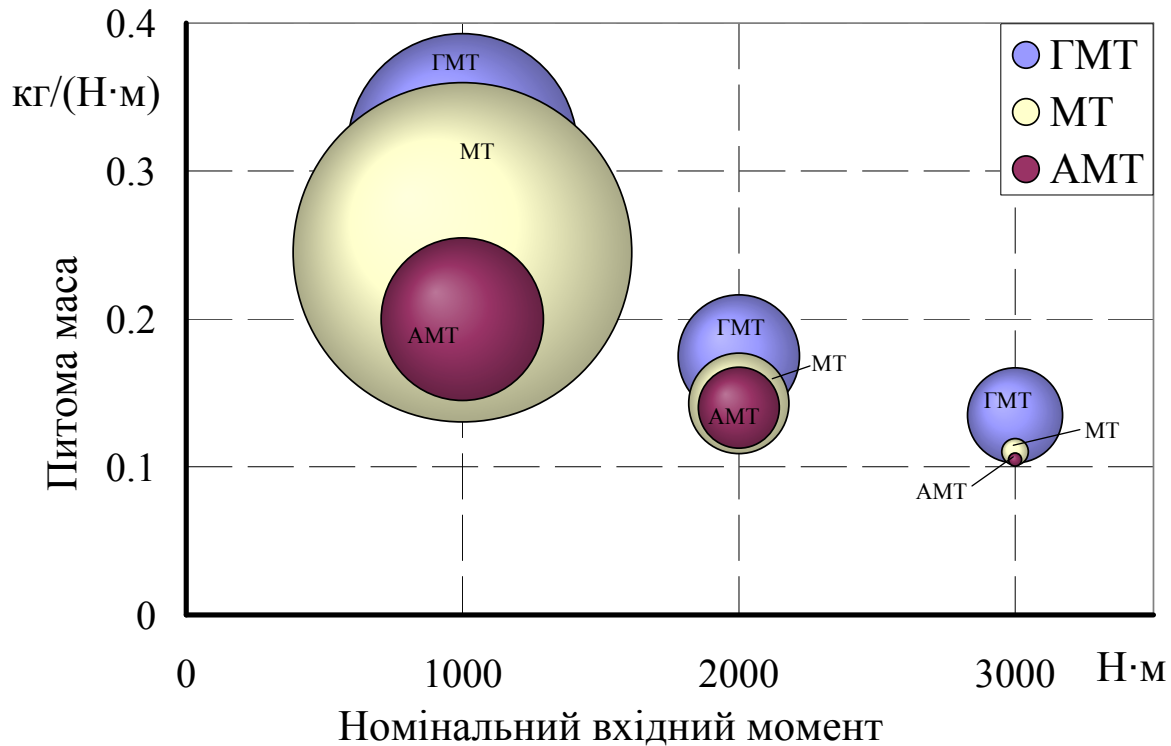
ΔX_1 — відстань між автомобілями з однопоточною трансмісією без розриву потоку потужності та з розривом; ΔX_2 — відстань між автомобілем з двопоточною трансмісією та автомобілем з одно поточною трансмісією з розривом потоку потужності; ΔX_3 — відстань між автомобілями з трансмісіями без розриву потоку потужності одно поточною трансмісією та двопоточною

Рис. 1.3. Порівняння відстані між автомобілями із різною трансмісією під час розгону [6]

Як видно, після розгону найбільшу різницю у відстані по відношенню до класичної, однопоточної механічної трансмісії з розривом потоку потужності демонструють автомобілі які оснащено трансмісією без розриву потоку потужності. Між парою автомобілів виникає відстань 17...19 м вже після розгону. Не дивлячись на таку перевагу у часі розгону одно поточна трансмісія без розриву потоку потужності має кулачкові муфти перемикавання та забезпечує жорстке вмикання передач із ривками, а двопоточна трансмісія має багато елементів, достатньо складну конструкцію та більшу величину обертальних мас, що впливає на динаміку.

Автоматизація механічних трансмісій дозволяє збільшити ефективність їх використання додатково до таких властивостей як високий коефіцієнт корисної дії (ККД), простота конструкція, більш низька собівартість виготовлення та менша питома маса у

відповідному діапазоні вхідних крутних моментів у порівнянні з гідромеханічною трансмісією [7, 8, 9]. Узагальнена інформація про питому масу найбільш поширених трансмісій на основі згаданих літературних джерел представимо у вигляді діаграм (див. рис. 1.4 та рис. 1.5).



АМТ — автоматична механічна трансмісія (з розривом потоку потужності);
 ГМТ — гідромеханічна трансмісія; МТ — механічна трансмісія з ручним керуванням; Розмір бульбашки вказує на розбіг питомої маси
 Рис. 1.4. Залежність питомої маси та її відхилення від номінального вхідного моменту коробок передач різного типу

Відповідно до рисунку 1.5 сучасні автоматичні трансмісії з електронним керуванням мають дуже близькі показники плавності керування за винятком електронно-керованої механічної трансмісії (АМТ). Неможливість забезпечення високого рівня комфорту під час перемикання передач пов'язана із концепцією розриву потоку потужності та необхідністю рухатися деякий час в режимі накату із уповільненням, яке залежить від дорожніх умов. Оскільки в автоматичному режимі перемикання передач відбувається без контролю водія то й момент перемикання, а й так само розрив потоку потужності настає, для водія, зненацька. Саме це й спричиняє дискомфорт під час перемикання передач.

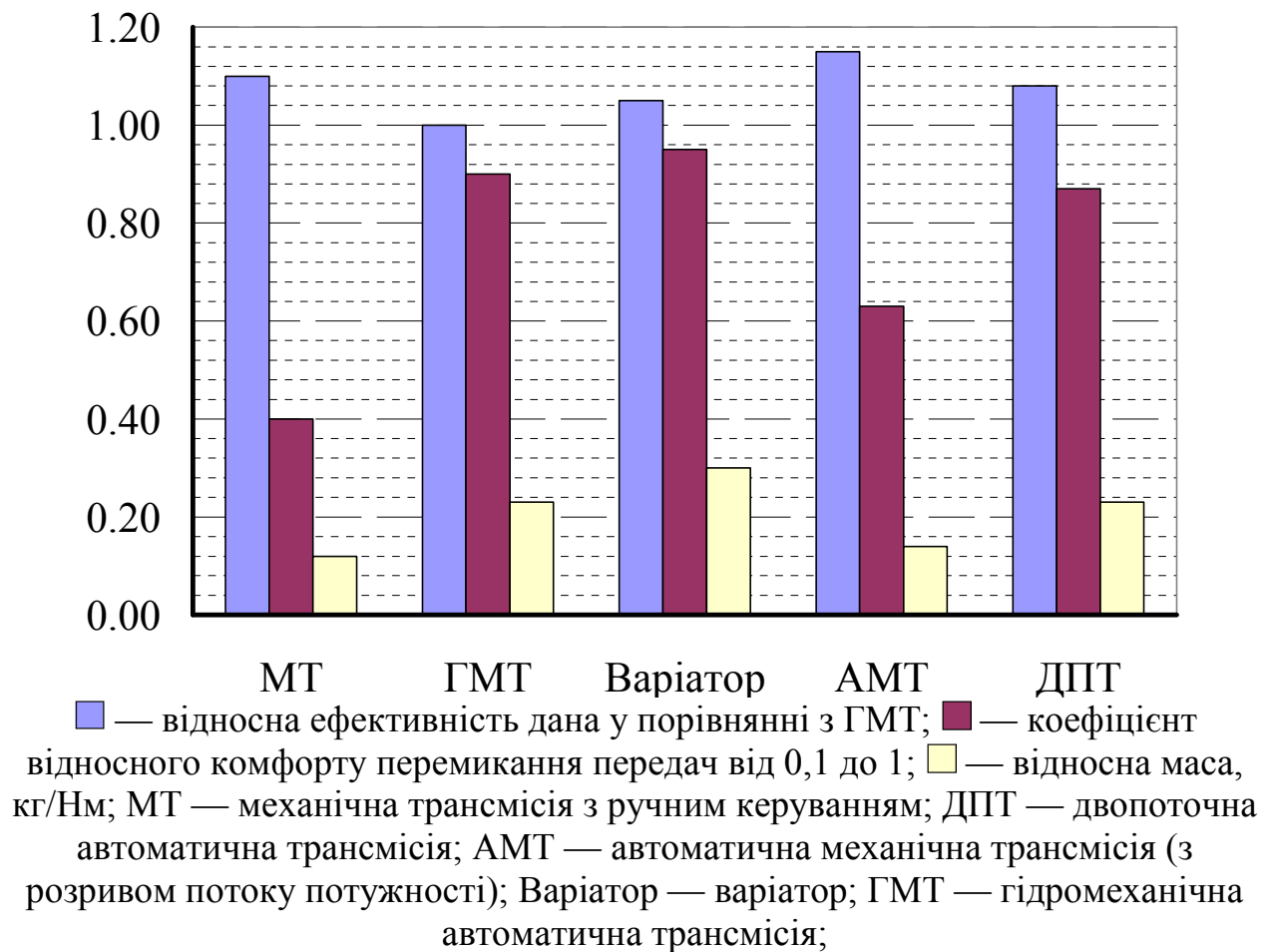


Рис. 1.5. Відносне порівняння різних типів трансмісії [9]

Не дивлячись на сучасні тенденції до переходу на транспортні засоби з електродвигуном та гібридні транспортні засоби, автомобілі з традиційними двигунами внутрішнього згоряння ще довго будуть відігравати вагомую роль у економіці багатьох держав. Навіть у найближчі десять років, за даними Європейської дорожньої карти гібридизації дорожніх транспортних засобів [10], передбачається покриття електромобілями не більше 20% парку нових автомобілів, а у перспективах до 2050 року плани збільшити цей показник десь до 50%.

Зважаючи на постійний зріст кількості виробництва нових транспортних засобів та збільшення їх загальної кількості, удосконалення силових установок на базі двигунів внутрішнього згоряння залишається вкрай актуальною задачею. Це особливо ясно відчутно, якщо подивитись на орієнтири які поставлені в згаданій вище «Дорожній карті» [10] стосовно екологічності та запасу ходу для різних силових установок (див. рис. 1.7).

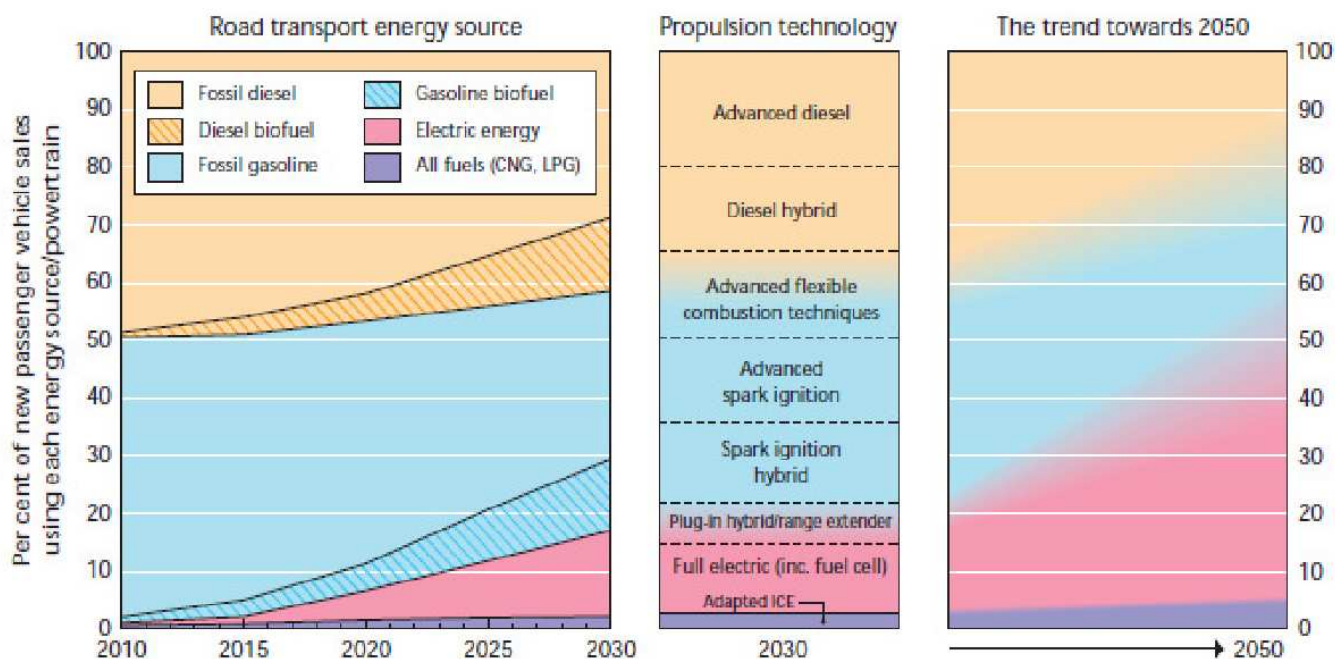


Рис. 1.6. Тенденції розвитку силових установок та джерел енергії пасажирських автотранспортних засобів, до 2050 року [10]

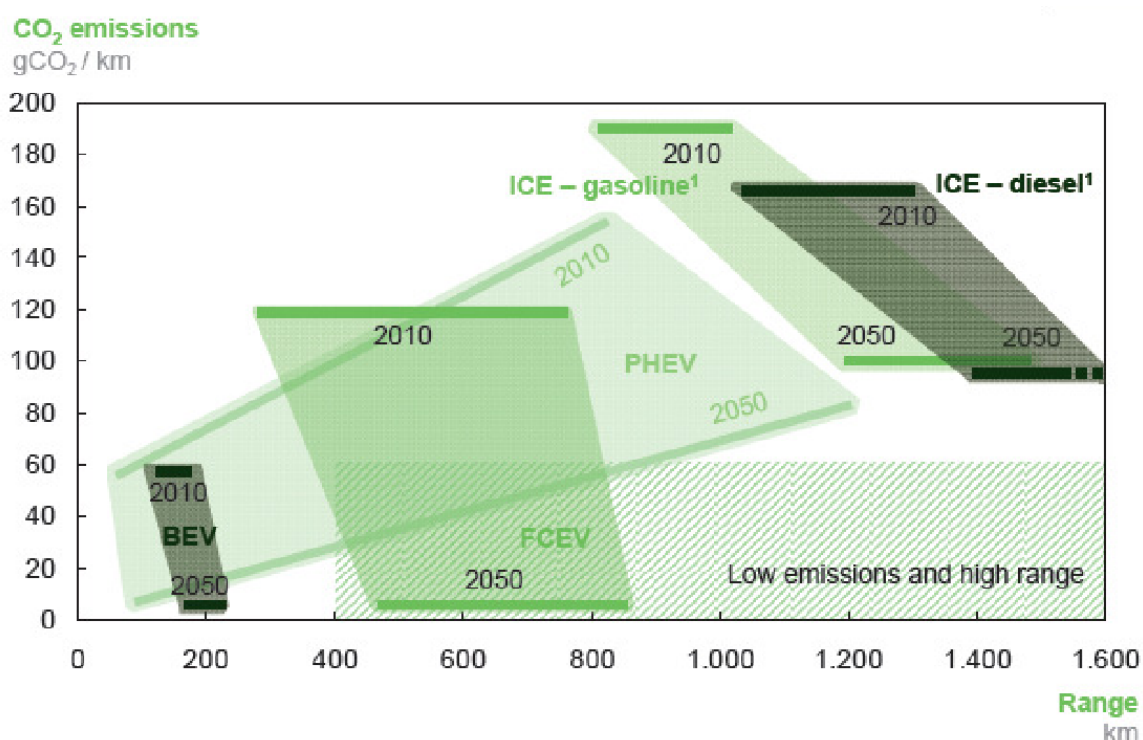


Рис. 1.7. Запас ходу та викиди CO₂ для різних силових установок пасажирських автомобілів [10]

Досягнення таких результатів можливо тільки за рахунок комплексного підходу. Серед компонентів комплексного підходу застосування гібридних технологій, удосконалення систем керування

усіма елементами автомобіля, що відповідають за раціональне використання енергії палива, серед яких і удосконалення системи керування трансмісією. Поняття автоматизованого та автоматичного керування трансмісією передбачає широкий спектр пристроїв до яких відносяться, насамперед, системи керування зчепленням та коробкою передач. Крім них в трансмісії вантажних автомобілів керують підключенням приводу переднього чи середнього мостів, блокуванням міжосьового диференціалу та режимом роботи ретардери або іншого трансмісійного чи моторного гальма.

Таким чином, зважаючи на рис. 1.1 та рис. 1.5 можна стверджувати, що велика кількість транспортних засобів, що вже знаходяться в експлуатації мають традиційну механічну трансмісію з ручним керуванням. Створення автоматичної системи керування фрикційним зчепленням для такої трансмісії та теоретичних основ її проектування дозволить підвищити безпеку руху, зменшити, втому водія, подовжити термін служби трансмісії, скоротити витрату палива та шкідливі викиди в атмосферу не тільки для нових транспортних засобів а й для тих, що знаходяться в експлуатації. На відміну від повної автоматизації трансмісії така система коштуватиме значно менше та без коштовного переобладнання може бути вбудована в структуру традиційного приводу керування зчепленням як пасажирського транспортного засобу так і вантажного. Окремо слід зазначити, що теоретичні аспекти керування фрикційним зчепленням можуть бути поширені як на системи у складі коробки передач з ручним керуванням так і системи керування повністю автоматичних механічних трансмісій. Тому розробка теоретичних основ проектування автоматичної системи керування зчепленням для фрикційного зчеплення є актуальною задачею.

1.1 Вимоги до вихідних параметрів системи керування зчепленням

Сучасні системи керування фрикційним зчепленням транспортних засобів категорій N_3 та M_3 мають електропневматичні виконавчі пристрої і є як самостійними системами керування

зчепленням так і складовою комплексної системи керування силовим агрегатом чи всієї трансмісії. На відміну від легкових автомобілів, де боротьба йде за зменшення спорядженої ваги в умовах обмеженого корисного навантаження, у транспортних засобах категорій N_3 та M_3 використання електромеханічного пристрою у якості виконавчого призводить до значного збільшення ваги виконавчих пристроїв. Це пов'язано із значною потрібною потужністю для вимикання зчеплення. Використання гідравлічних виконавчих пристроїв потребує використання додаткового робочого тіла у вигляді рідини та пов'язаних з нею незручностей. Спираючись на одну з ключових вимог до приводів керування зчепленням [11, 12, 13, 14], а саме час вимикання зчеплення, який не повинен перевищувати 0,15...0,25 с, можливо відтворити необхідну потужність для керування ним. Використовуючи експериментальні дані про робочій процес вимикання зчеплення [15] вирахуємо пікову потужність для реального робочого процесу та позначимо крапкою на рисунку 1.8.

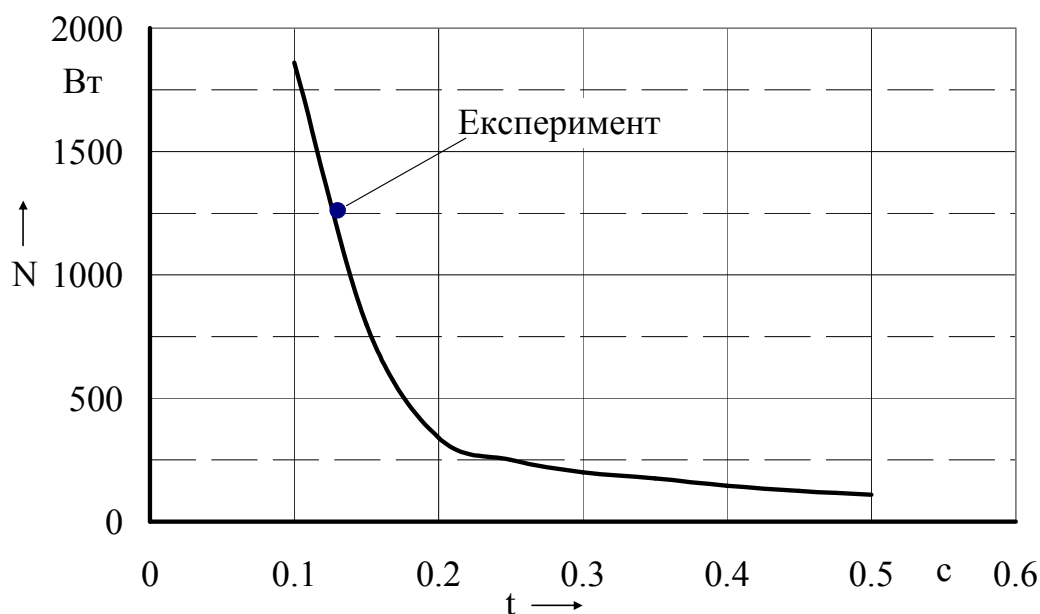


Рис. 1.8. Пікова потужність яка потрібна для вимикання сучасного зчеплення в залежності від часу його вимикання (максимальне зусилля на муфті зчеплення 6300...6500 Н)

Аналізуючи залежність потужності виконавчого пристрою керування зчепленням, яка необхідна для різкого його вимикання можна стверджувати, що для забезпечення зазначеного часу вимикання зчеплення (0,15...0,25 с) потрібно від 250Вт до 1 кВт

потужності на виконавчому пристрої. Реальні системи керування передач мають навіть запас потужності (див. крапку «Експеримент» рис. 1.8). Зазначена точка на графіку отримана розрахунком, спираючись на експериментальні данні про навантаження на штоку виконавчого пристрою та динаміку вимикання зчеплення [15].

Час керування зчепленням, як при включенні, так і при виключенні, впливає на час розриву потоку потужності впродовж якого автомобіль рухається накатом. При значних показниках опору руху це може суттєво вплинути на динамічні показники автотранспортного засобу та можливість здійснення процесу перемикавання передач [8, 16]. Тому виробники систем керування зчепленням для автотранспортних засобів категорій N_3 та M_3 використовують електропневматичний виконавчий пристрій [17]. Крім того це пов'язано з конструктивною приємністю оскільки раніше зчеплення таких автотранспортних засобів керувалось гідропневматичним підсилювачем. З огляду на це виробники елементів трансмісії зберігають місце кріплення для фланцевих підсилювачів підвищуючи пристосованість транспортного засобу до можливого використання систем керування зчепленням різних виробників та типів.

Вимоги до швидкодії виконавчого пристрою можуть бути знижені за умови автоматизації всієї трансмісії та застосування спеціальних алгоритмів керування зчепленням. Наприклад вимикання передачі під час розвантаження муфт перемикавання передач в коробці передач.

Вимоги стосовно точності позиціонування штоку виконавчого пристрою керування зчепленням визначалися у [15, 18], які базуються на попередніх дослідженнях про чутливість вестібюлярного апарату людини до стрибкоподібних прискорень [19, 20].

1.2 Складові систем керування зчепленням

Структурно, автоматичну систему керування фрикційним зчепленням представлено на рис. 1.9.



Рис. 1.9. Структурна схема автоматичної системи керування фрикційним зчепленням

Автоматизована система керування зчепленням в своєму мінімальному складі має:

- датчик положення педалі зчеплення;
- виконавчий пристрій керування зчепленням;
- датчик положення штока виконавчого пристрою або муфти вимикання зчеплення;
- керуючі електропневматичні клапани;
- електронний блок керування.

В серійних зразках електропневматичного приводу керування зчепленням зазвичай виконавчий пристрій, датчик положення його штока або муфти вимикання зчепленням та керуючі електропневматичні клапани об'єднані в один апарат.

Використання електропневматичного керування зчепленням підвищує екологічність транспортних засобів виключаючи використання гальмової рідини в транспортних засобах категорій N₃ та M₃. У випадку автобуса із заднемоторною компоновкою суттєво її

спрощує. В роботі Ярити О.О. [15] достатньо повно розглянуті електропневматичні приводи зчеплення (ЕППЗ). Аналіз його роботи та додаткової літератури [8, 21, 22, 23] дозволив доповнити наведену Яритою О.О. класифікацію ЕППЗ (див. рис. 1.10).



Рис. 1.10. Класифікація електропневматичних систем керування зчепленням

Слід зазначити, що тільки частка наведених на рисунку 1.10 ознак знайшли місце у серійних конструкціях. Більшість з ознак мають реалізацію лише в дослідних чи експериментальних зразках або мають лише теоретичне підґрунтя.

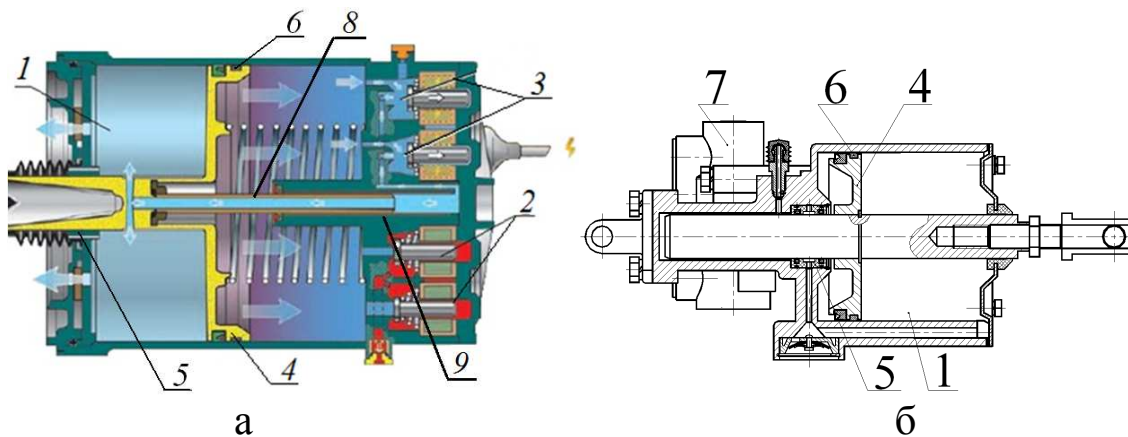
В автоматичній системі керування зчепленням зазвичай відсутній датчик положення педалі зчеплення бо немає і самої педалі. Натомість електронний блок керування (ЕБК) має підключення до шини даних CAN, звідки отримує всю необхідну допоміжну інформацію про параметри руху транспортного засобу. До такої інформації відносять:

- положення педалі акселератора;
- інформацію про застосування гальма будь якого виду;

- інформація про увімкнену передачу;
- швидкість руху автомобіля;
- частоту обертання колінчастого валу двигуна внутрішнього згоряння;
- частоту обертання ведених дисків зчеплення або первинного чи проміжного валу коробки передач.

1.2.1 Виконавчий пристрій керування зчепленням

Не дивлячись на те, що в якості виконавчого пристрою керування зчепленням, мембранні пристрої використовувались, як в серійних [21], так і в дослідних конструкціях [8], на сьогодні найбільш широке розповсюдження отримали поршневі виконавчі елементи. Конструктивно поршковий елемент має дві опори, одну рухому на поршні, а іншу не рухому на штоку (див. рис. 1.11) саме такі конструкції використовуються серійно [24].



а — електропневматичний виконавчий пристрій; б — гідропневматичний підсилювач; 1 — поршковий елемент; 2 — впускний електропневматичний клапан; 3 — випускний електропневматичний клапан; 4 — поршень; 5 — нерухома опора; 6 — рухома опора; 7 — слідкуючий клапан; 8 — рухоме осердя індукційного датчика; 9 — котушка індуктивності
Рис. 1.11. Конструкції поршкових виконавчих пристроїв

На відміну від мембранних, у якості яких зазвичай використовують гальмові пневматичні камери, поршкові мають менші діаметральні габарити, оскільки активна площа мембрани суттєво менша за її діаметральні габарити [25, 26]. Натомість гальмова камера досить проста та дешева. Специфіка роботи гальмової камери передбачає голономне шарнірне з'єднання з

важелем гальмового механізму тоді як у системах керування зчепленням шарнірне з'єднання не голономне хоча немає причин для роз'єднання цього шарніру. Ще один недолік гальмової камери це змінна характеристика зусилля залежно від положення штоку [25]. Враховуючи сучасні конструкції приводу, без вільного зазору між підшипником та муфтою, поршень виконавчого елемента змінює своє початкове положення в залежності від зносу фрикційних накладок та притискається пружиною до підшипника, а гальмова камера навпаки відтискається пружиною у початкове положення. Таким чином у поршневого виконавчого елемента змінюється лише швидкодія приводу [27], а у мембранного крім швидкодії змінюється зусилля на штоку [28, 29, 26].

Недоліком таких конструкцій є збільшення бокових навантажень на поршень та шток при наближенні опор одна до одної. В залежності від розташування опор це може відбуватися на початку терміну служби або в кінці. Існують також і конструкції з двома нерухомими опорами, в них опори не наближаються і бокові навантаження на поршень та шток стабільні [30, 31], але серійно вони не використовуються.

1.2.2 Керуючі пристрої

В силу факторів згаданих в підрозділі 1.1 системи з поєднанням функцій керуючих та виконавчих пристроїв на базі електричних двигунів застосовуються тільки для легкових автомобілів [13, 32, 33, 34, 35,]. Значно частіше для автотранспортних засобів категорій N_3 та M_3 застосовується електропневматичні клапани. В серійних зразках зустрічаються релейні конструкції. Це пояснюється простотою конструкції, значно меншою вартістю та наявністю значного гістерезису у пропорційних електропневматичних клапанів [8, 36, 37, 38, 39].

За кількістю електропневматичних клапанів керування виконавчі пристрої, відповідно до рисунка 1.8, можуть мати від двох до чотирьох клапанів та можуть застосовувати каскади підсилення. На сьогодні найбільш поширена конструкція фірми KNORR-BREMSE має чотири електропневматичні клапани без каскаду підсилення (рис. 1.24) [40]. Її швидкодія сягає однієї секунди (рис.

1.12, 1.13) натомість точність переміщення штока може коливатися в межах 0,07...0,24 мм (рис. 1.14, 1.15) в залежності від параметрів, використаного для керування, клапана. В згаданій конструкції застосовують електропневматичні клапани, що відрізняються умовним діаметром.

Під час проведення експериментальних досліджень на електропневматичні клапани виконавчого пристрою (рис. 1.11 а) подавалися імпульси струму, напругою 24 В.

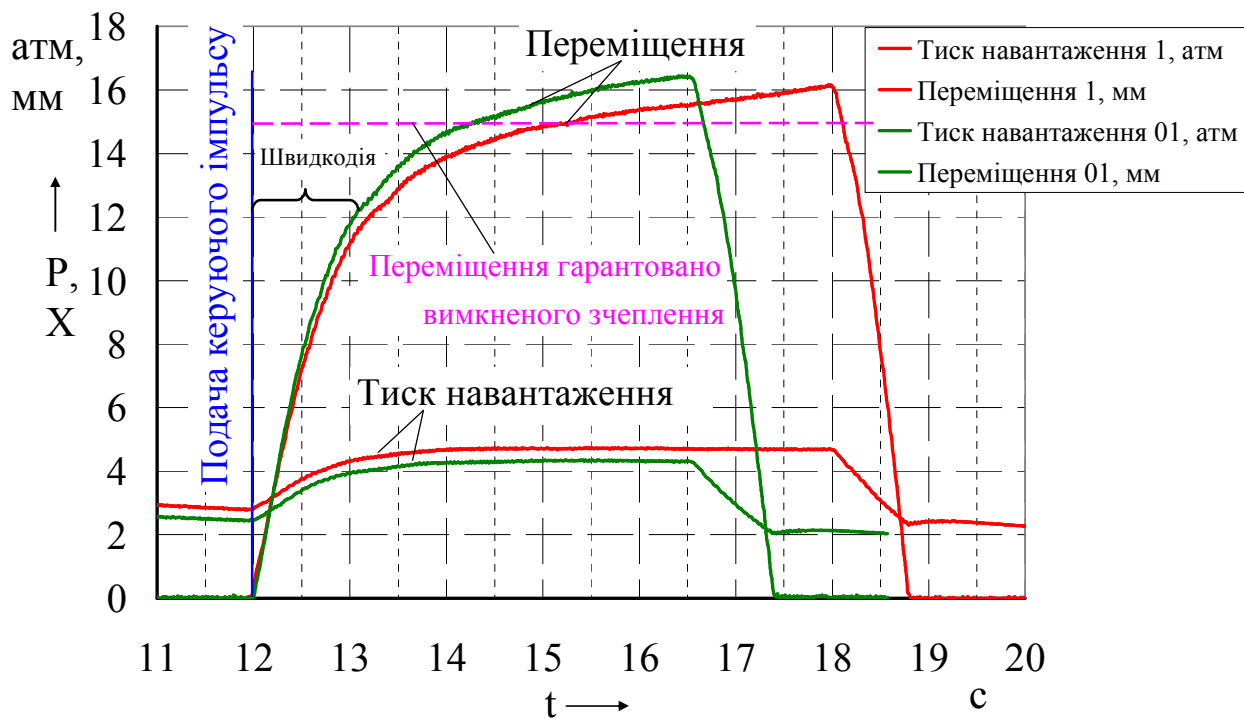


Рис. 1.12. Динаміка переміщення штоку електропневматичного виконавчого пристрою керування зчепленням фірми KNORR-BREMSE при паралельному керуванні обома впускними чи випускними клапанами

Динаміка переміщення визначалась при подачі одного керуючого імпульсу тривалістю близько 1,2 с на обидва впускних клапана одночасно. Визначення реакції на стрибкоподібний вплив при подачі імпульсів окремо на один та інший впускні клапани також забезпечувалося подачею єдиного керуючого імпульсу тривалістю, що забезпечує гарантоване вимкнення зчеплення. В якості генератора використовувався двухканальний генератор імпульсів. Відповідно до рисунка 1.13 на швидкодію вимкнення зчеплення впливав рівень навантаження в циліндрі, що імітував опір пружини зчеплення та діаметр клапану через який здійснювався впуск стиснутого повітря. Так наповнення циліндру виконавчого пристрою

стиснутим повітрям лише через один електропневматичний клапан забезпечувало швидкодію в межах 1,5..2 с в залежності від його прохідного перетину.

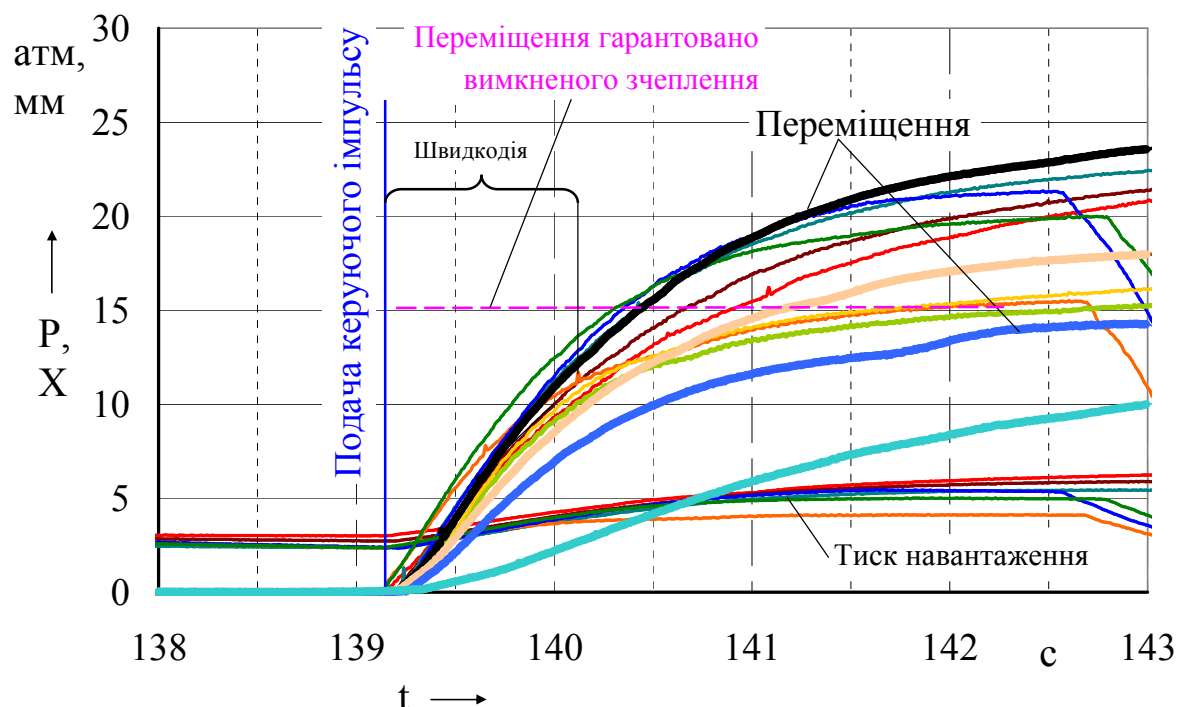


Рис. 1.13. Порівняння динаміки переміщення штоку електропневматичного виконавчого пристрою керування зчепленням фірми KNORR-BREMSE при різних комбінаціях навантаження та керуючих впливах

Визначення точності позиціонування штоку виконавчого пристрою визначалось шляхом фіксації робочого процесу під впливом серії імпульсів фіксованої частоти та тривалості. На відміну від дослідних зразків, що були створені та описані в роботі [15] клапани серійної конструкції фірми KNORR-BREMSE забезпечували набагато менший час спрацювання. Менше за 0.01 с проти 0.03 с у дослідному зразку в [15]. Серія імпульсів зазначеної тривалості і такої самої паузи забезпечило робочий процес переміщення штока виконавчого пристрою керування зчепленням наведеного на рис. 1.14 та рис. 1.15.

Можливості генератора імпульсів дозволяли після подачі керуючої команди формувати 99 імпульсів визначених параметрів. Тому для отримання процесу, що зображено на рис. 1.14 доводилося декілька разів подавати керуючий імпульс впродовж 10 с переміщення штоку виконавчого пристрою.

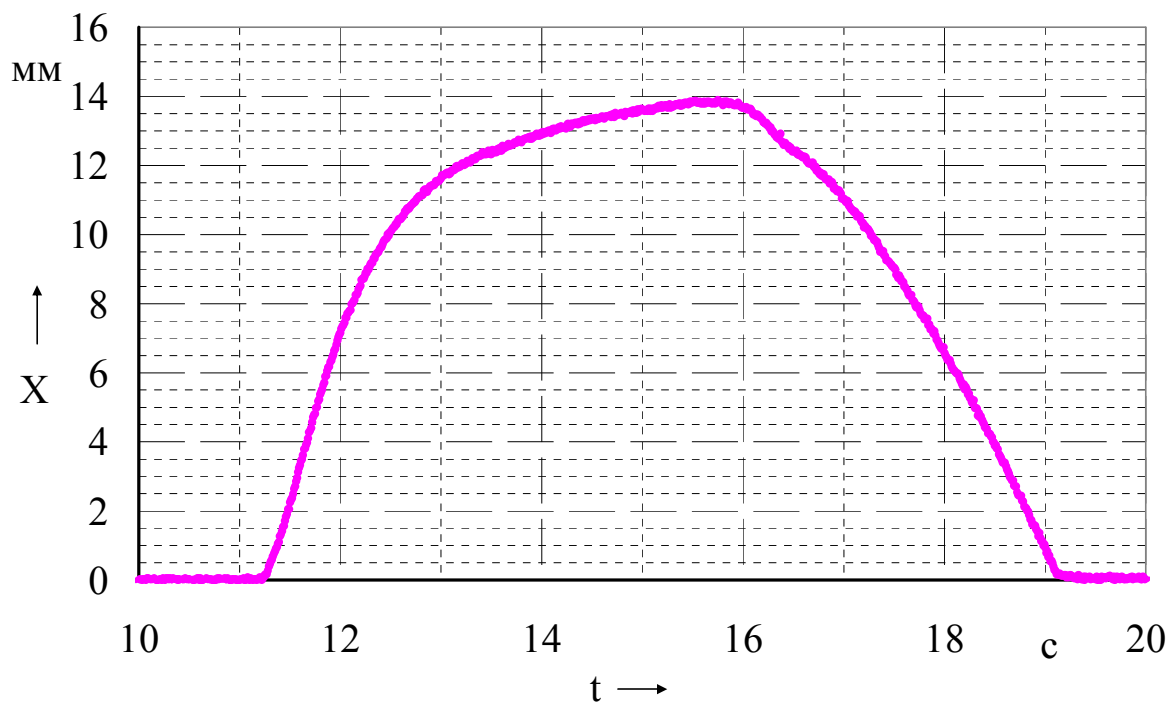


Рис. 1.14. Повільне переміщення штоку електропневматичного виконавчого пристрою керування зчепленням фірми KNORR-BREMSE

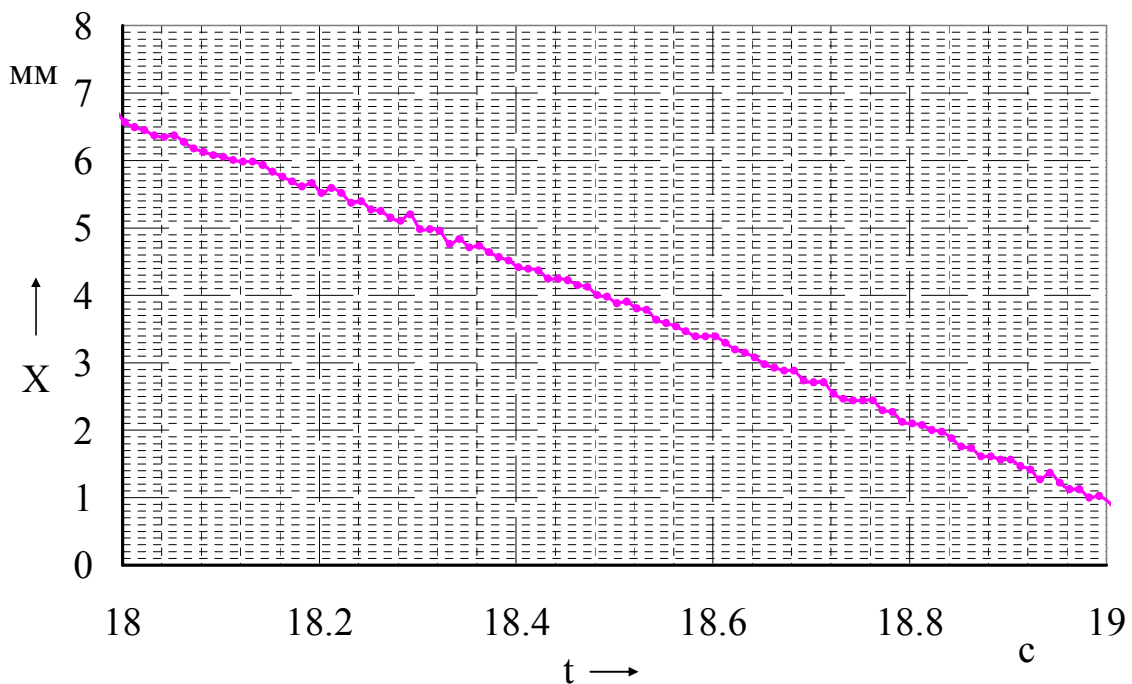


Рис. 1.15. Ділянка повільного переміщення штоку електропневматичного виконавчого пристрою керування зчепленням фірми KNORR-BREMSE

Результати дослідження швидкодії та масово-габаритних параметрів інших конфігурацій керуючих пристроїв були розглянуті в роботі [15]. Узагальнені результати досліджень приведені на рисунку 1.16 в тому числі і конструкцій із підсилювачами. Загалом

пневматичні підсилювачі застосовують для зменшення розмірів та прохідного перетину керуючого електропневматичного клапану, а так і підвищення швидкодії всього каскаду підсилення. Визначення раціональних параметрів виконавчих електропневматичних пристроїв з мембранними каскадами підсилення розглянуто в роботі [41]. Дослідження та вибір раціональних параметрів електропневматичного пристрою керування зчепленням з поршнеvim підсилюючим елементом розглянуто в роботі [15]. В роботі [42] досліджена конструкція електропневматичного модулятора керування з шаговим електродвигуном (ШЕД) непрямої дії в якості модулятора електропневматичного гальмового приводу. В роботі проілюстровано алгоритми та властивості системи керування шаговим двигуном для керування тиском повітря у порожнині виконавчого пристрою. Слід зазначити, що використання шагових електродвигунів більш коштовне. Для таких пристроїв, необхідні додаткові драйвери керування ШЕД [43]. Такі елементи керування, на даний час, у серійних системах керування трансмісією не застосовується.

Суттєва різниця в швидкодії виконавчих пристроїв серійного зразка фірми KNORR-BREMSE (рис. 1.11 а) та вимог зазначених у [11, 12, 13, 14] дозволяє поставити питання раціонального часу вимкнення зчеплення для повністю автоматичних трансмісій, їх автоматизованих аналогів та для систем автоматичного та автоматизованого керування зчепленням.

Так для автоматизованих систем залишається необхідність зберігання успадкування вимог щодо швидкодії вимикання зчеплення (позначено вертикальною зоною на рисунку 1.16). Для систем автоматичного керування зчепленням, що працюють без втручання водія, достатньо невисокої швидкодії оскільки в таких системах вимикання передачі відбувається за відсутності керуючих впливів на зчеплення, а процес синхронізації швидкостей під час перемикавання здійснюється за рахунок двигуна чи ретардера (так звана центральна синхронізація).

Ще одним різновидом системи керування зчепленням є система з пневматичним циліндром, що співвісний з первинним валом коробки передач [44]. Такий механізм більш компактний, більш захищений від впливу навколишнього середовища, але й менш

універсальний, бо фактично інтегрований в конструкцію коробки передач.

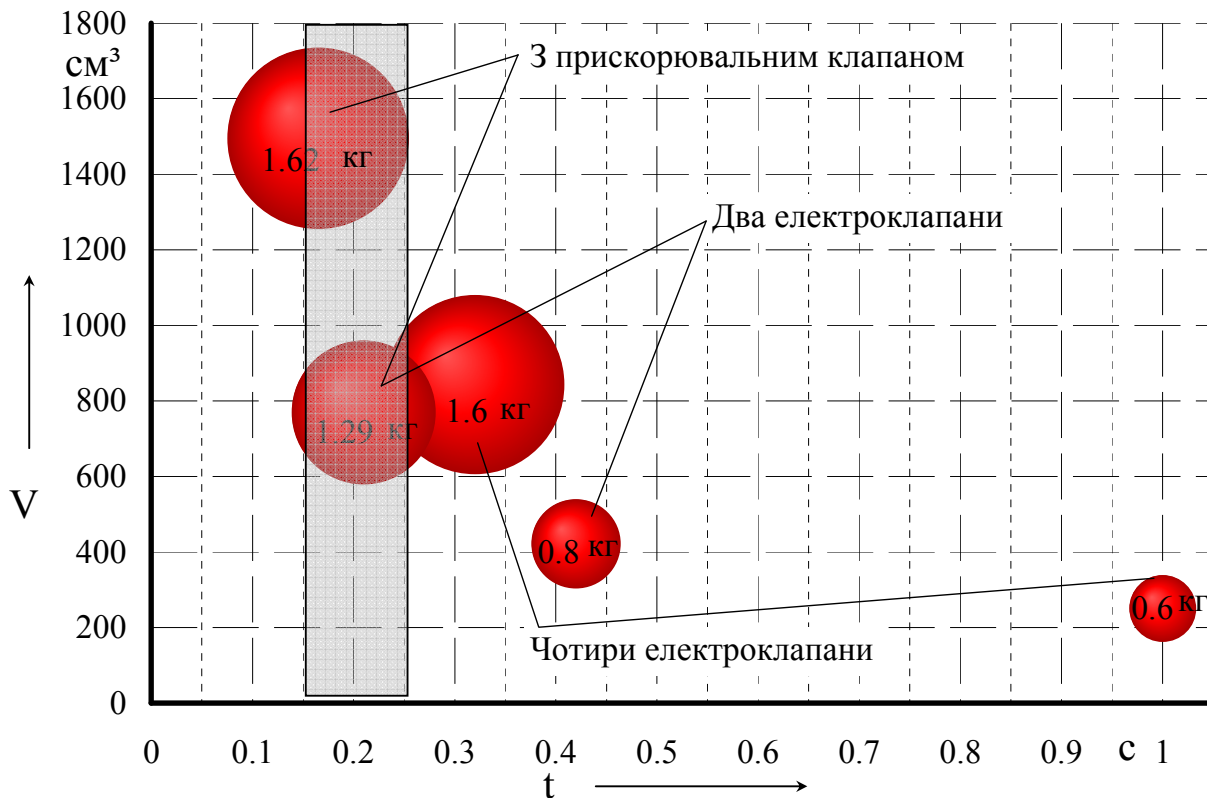


Рис. 1.16. Порівняння масово-габаритних параметрів та швидкодії різних конструктивних виконань керуючого пристрою електропневматичного механізму керування зчепленням [15]

Повздовжній габарит та хід поршня такого виконавчого пристрою менші, оскільки зусилля передається безпосередньо на витискний підшипник зчеплення. Відсутність такої передавальної ланки як вилка вимикання зчеплення з важелем призводить до необхідності збільшити активну площу поршня разом із габаритами циліндра. Збільшенню габаритів, також, сприяє достатньо великий отвір для проходження первинного валу коробки передач із направляючою витискного підшипника.

1.2.3 Датчики зворотного зв'язку

В реальних конструкціях використовується зворотний зв'язок по переміщенню штока виконавчого пристрою. Тиск повітря в якості зворотного зв'язку в серійних конструкціях не використовується, так

як ця технологія більш коштвна за рахунок вартості датчика. При використанні в якості зворотного зв'язку тиску, вихідні параметри фрикційного зчеплення можуть бути нестабільні з причини зміни характеристик тертя у виконавчому пристрої або самому зчепленні [45].

В якості датчика зворотного зв'язку, частіше за все, слугують безконтактні датчики переміщення. В серійних зразках для автотранспортних засобів категорій N_3 та M_3 фірми KNORR-BREMSE [40] та Volkswagen [3] застосовуються індукційні датчики положення. Подібний принцип використовується в деяких транспортних засобах категорії M_1 , наприклад, [46]. В системах керування зчепленням фірми WABCO [47] встановлюється магніострикційний датчик положення. Такі датчики відрізняються високою точністю (0,005...0,01 мм або 0,04% від вимірюваного діапазону), лінійністю, стабільністю температурних характеристик, та роздільною здатністю протягом великого строку служби. Такими датчиками більш ефективно визначати відстані більше 150 мм оскільки для малих відстаней їх точність знижується, а вартість зростає, хоча їх точності цілком вистачає для потреб автовиробників [48, 49, 50, 51, 52, 53]. Принцип його дії оснований на магніострикційному ефекті, або ефекті Відемана (спроможність деяких феромагнетиків Fe, Ni, Co, Gd, Tb, деяких сплавів та феритів змінювати форму або розміри під дією зовнішнього магнітного поля під час пропускання електричного струму) та на зворотному йому ефекті Віллари (відповідно до якого прикладання сили, що призводить до деформації і напруження тіла з магніострикційного матеріалу викликає зміну його магнітної проникності). Загальний принцип роботи таких датчиків можна прослідити за рисунком 1.17.

Датчик складається із стрижня з магніострикційного матеріалу 1, припаяного до його кінці осердя із магніострикційного матеріалу 3 навколо якого намотана котушка 4 з магнітом 5 для вимірювання вихідного сигналу. З іншого боку стрижня є демпфер 7. Вздовж стрижня переміщується кільцевий магніт 2 який прикріплено до об'єкту, положення якого визначається. Датчик працює наступним чином. Через стрижень 1 пропускається імпульси електричного струму короткої тривалості 1...2 мкс. Під впливом магнітного поля від постійного магніту 2 при проходженні електричних імпульсів

частина стрижня, що знаходиться під дією магнітного поля, скручується. Імпульси току породжують ультразвукову хвилю, яка розповсюджується по стрижню 1 в обидва боки. З одного боку ця хвиля спричиняє деформацію осердя 3 котушки вимірювання 4, а з іншого боку стрижня адсорбується демпфером 7. Для детектування ультразвукової хвилі використовується котушка індуктивності 4 в середині якої вставлено осердя 3 із магнітострикційного матеріалу для вимірювання. В результаті деформації осердя 3 відбувається зміна магнітної проникності осердя і зміна щільності магнітного поля котушки та завдяки ефекту Фарадея на контактах обмотки виникає вихідна напруга.

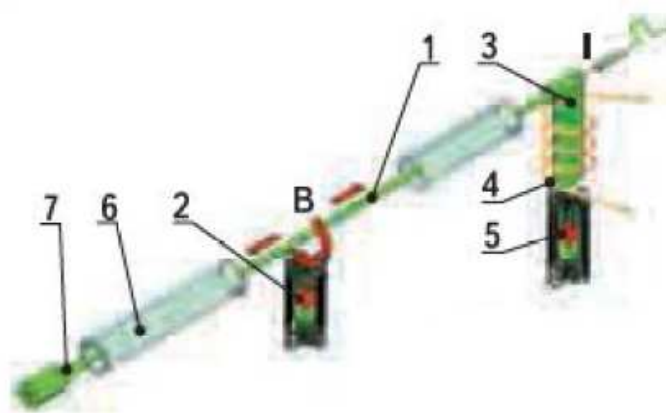


Рис. 1.17. Загальний принцип роботи магнітострикційного датчика положення [48]

Мікроконтролер датчика вимірює час між генеруючим імпульсом струму та імпульсом, який генерується в котушці вимірювання 4 та за відомою швидкістю розповсюдження ультразвукової хвилі (близько 3000 м/с) визначає положення постійного магніту та об'єкта з великою роздільною здатністю (до 0,005 мм). Слід зазначити, що для вимірювання переміщень на відстані 5...75 мм (це типовий діапазон відстаней для виконавчого пристрою керування зчепленням) імпульси тривалістю 1...2 мкс необхідно подавати з частотою близько 33 кГц (період близько 30 мкс, що є цілком прийнятним), а для забезпечення роздільної здатності 0,01 мм таймер мікроконтролера повинен забезпечувати відлік на рівні 1×10^{-9} с (порядок наносекунд або 1 ГГц), що є достатньо високою частотою для промислового мікроконтролера. Нажаль вартість таких датчиків відносно висока.

Індукційні датчики лінійного положення також використовуються серійно в системах керування пневматичною підвіскою фірми WABCO [54] та в системі керування зчепленням автомобілів фірми Volkswagen [46], у виконавчих пристроях системи керування зчепленням фірми KNORR-BREMSE [40] та в системах керування механічною коробкою передач фірми Eaton [8]. Індукційний датчик положення штока (рис. 1.11) виконавчого пристрою системи керування зчепленням має рухоме осердя 8, котушку індуктивності 9 та електронний блок обробки інформації. Індуктивність котушки пропорційна положенню осердя. Таким чином вимірювання індуктивності датчика забезпечує систему інформацією про положення штока.

1.2.4 Датчик положення педалі

Для автоматичних систем педаль керування зчепленням зазвичай відсутня. Сигнал на вимкнення або включення зчеплення надходить від електронного блоку керування трансмісією відповідно до заданого джойстиком режиму руху автомобіля та керуючих впливів водія. Натомість для систем напівавтоматичного або автоматизованого керування зчепленням педаль керування зчепленням присутня. Її використовують або тільки в режимі рушання з місця, або користуються так само як і традиційною системою керування зчепленням. Для визначення положення педалі зчеплення використовують чотири способи [55]:

- лінійно розташований масив датчиків Холла з одним вихідним каналом, що реагує на зміну ліній магнітного поля (потребує наявності постійного магніту);
- інтегрована мікросхема з двома вихідними каналами (потребує наявності постійного магніту);
- датчики Холла, що фіксують окремі положення педалі зчеплення (потребує наявності постійного магніту малих розмірів);
- індуктивний датчик (не потребує наявності постійного магніту).

Перші три способи потребують наявності постійного магніту а четвертий ні.

На відміну від перелічених безконтактних способів визначення положення та переміщення педалі зчеплення є контактний спосіб який реалізовано в модулі педального акселератора дизельних двигунів.

В конструкції модуля педального застосовано два потенціометри. За допомогою яких забезпечується можливість контролю достовірності інформації, яка надходить до електронного блоку, взаємно контролюючи їхню роботу.

Основний потенціометр має лінійну характеристику від 0,5 В до 4,5 В, а додатковий зворотну йому — від 4,5 В до 0,5 В.

Треба відзначити, що таке конструктивне виконання використовується для безконтактних датчиків із інтегрованими двоканальними мікросхемами Холла [56, 48].

Стабільність роботи системи керування забезпечується завдяки діагностиці обох сигналів та визначення похибки в процесі роботи педального модуля.

Ергономічні показники до педалі зчеплення зазначені у нормативних документах України та світу [57].

1.3 Закони керування зчепленням

За довгий час розвитку автоматичних систем керування агрегатами трансмісії, закони керування зчепленням розвивалися так само, як і їх апаратна частина. В роботі [58] виділяють два закони керування зчепленням. Керування моментом зчеплення в функції кута повороту педалі акселератора

$$M_C = f(\alpha) \quad (1.1)$$

та в функції частоти обертання колінчастого валу двигуна

$$M_C = f(n_K), \quad (1.2)$$

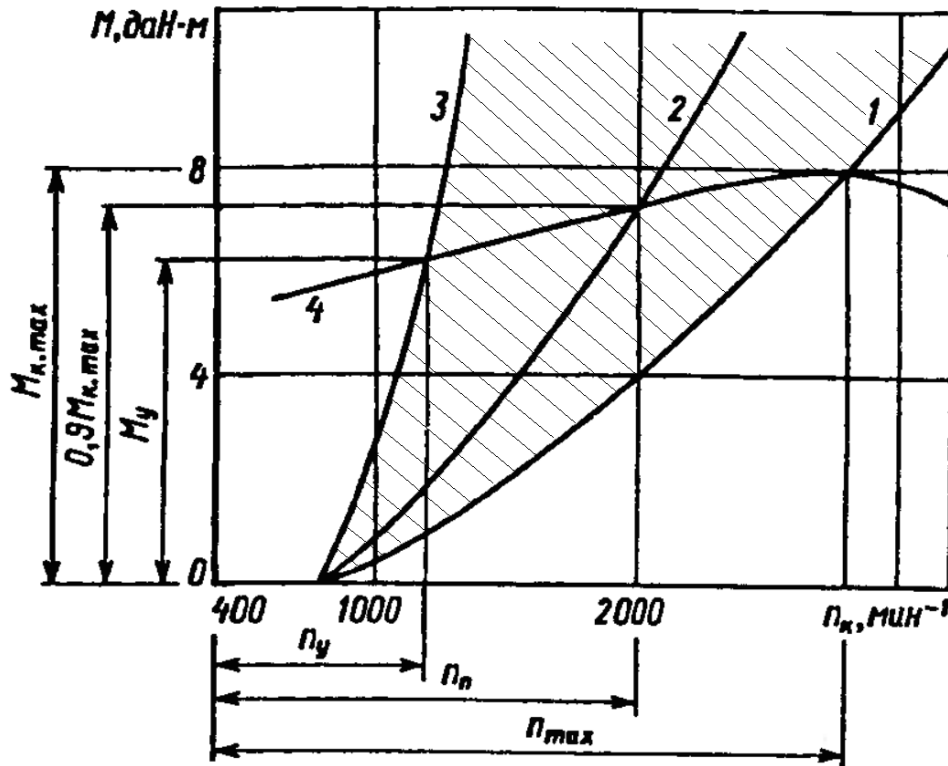
де M_C — момент зчеплення, Н·м; α — кут положення педалі акселератора, град; n_K — частота обертання колінчастого валу двигуна внутрішнього згоряння, хв^{-1}

Останній більш пристосований для адаптації до темпу переміщення педалі акселератора бо реагує безпосередньо на роботу двигуна а ні на положення педалі акселератора. Оскільки між ними існує затримка відповідна до постійної часу двигуна. Крива 1 (1.18) відповідає найбільш динамічнішому розгону в тяжких умовах, а крива 3 найбільш плавному у найбільш легких дорожніх умовах. Крива 2 відповідає компромісному закону керування, що забезпечує задовільне керування у режимах руху, які зустрічаються найбільш частіше. В період створення систем із жорсткою логікою керування [58] забезпечення адаптації закону керування під відповідні дорожні умови були передбачені різноманітні ручні перемикачі режиму. Тому визначення компромісного закону було актуальним. На сьогодні закони (1.1 та 1.2) модернізувалися у один із можливістю плавної зміни закону керування моментом зчеплення від кривої 3 до кривої 1 (рис. 1.18)

$$M_C = f(n_K; \alpha). \quad (1.3)$$

Таким чином закон керування (1.3) являє собою поле характеристик, що позначено на рисунку 1.18 заштрихованою ділянкою між кривими 1 та 3. Для реалізації закону (1.3) в електронний блок подається інформація з датчиків частоти обертання колінчастого валу двигуна та з датчика кута повороту педалі акселератора або дросельної заслінки. У сучасних умовах всю додаткову інформацію система керування отримує через шину обміну даними [59, 60, 61], в якій відповідно до класу мультиплексної системи, передача даних забезпечується у відповідності до протоколів: J 1850 (10 ... 40 Кбит/с), VAN (Vehicle Area Network, 125 Кбит/с), J 1939/11 (250 Кбит/с), CAN (Controller Area Network) [60]. Для протоколу CAN параметри апартного забезпечення та структура команд та фреймів визначено стандартами ISO 11898/11519: низькошвидкісна CAN від 40 до 125 кбіт/с [62, 63], високошвидкісна CAN — до 1 Мбіт/с [64, 65, 66].

Слід відзначити, що представлені в роботі [58] закони керування зчепленням підлаштовують момент зчеплення під керуючі впливи водія, спираючись на той факт, що водій прямо керує подачею палива в двигун.



1 — закон керування зчепленням для забезпечення найбільшої динаміки рушання; 2 — компромісний закон керування зчепленням, що забезпечує меншу роботу буксування при достатній динаміці рушання; 3 — закон керування зчепленням який забезпечує мінімальну роботу буксування та рушання у найбільш легких умовах руку; 4 — залежність крутного моменту за зовнішню швидкісною характеристикою двигуна $M_e = f(n_e)$

Рис.1.18. Графічний вигляд законів (1.2, 1.3) та їх вплив на режим спільної роботи двигуна та автоматично керованого зчеплення [58]

В роботах [67, 68] керування пропонується здійснювати, як органом керування зчепленням (у вигляді керування виконавчим пристроєм керування зчепленням), так і подачею палива в двигун спираючись на відсутність прямого зв'язку між положенням педалі акселератора та кількістю палива, що подається в двигун внутрішнього згорання. Такий підхід керування паливopoдачею забезпечує, як екологічні показники, так і роботу супутніх системи автомобіля [69, 70] (ASR, круїз контроль або адаптивний круїз контроль). Відповідно закон керування зчепленням та двигуном виглядає наступним чином.

$$\begin{bmatrix} T_e \\ T_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 + s \cdot J_e \cdot G(s) & 1 \\ 1 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} v_e \\ v_{sl} \end{bmatrix} \quad (1.4)$$

де T_e — крутний момент двигуна, Н·м, T_c — момент зчеплення, Н·м, s — проковзування коліс, J_e — момент інерції двигуна, v_e — швидкість двигуна, v_{sl} — швидкість проковзування, $G(s)$ — функція, яка визначається за формулою (1.5)

$$G(s) = \frac{s \cdot J_v + b_w}{(s \cdot (J_c + J_t + J_w \cdot r^2) + r^2 \cdot b_w) \cdot (s \cdot J_v + b_w) - b_w^2 \cdot r^2} \quad (1.5)$$

де J_v — приведений момент інерції транспортного засобу, J_c — момент інерції зчеплення, J_t — момент інерції елементів трансмісії, J_w — момент інерції ведучих коліс, r — передавальне число трансмісії, b_w — жорсткість ведучих коліс.

У модифікованому вигляді цей закон подано в роботі [68] що, за дослідженнями авторів, надає деякі переваги в керуванні крутним моментом. Порівняння роботи системи керування за законами, що використовують проковзування коліс представлено на рисунку 1.19. Автори пропонують керування параметрами системи керування зчепленням та двигуном здійснювати за допомогою пропорційно-інтегрального регулятора (ПІ-регулятор). Для реалізації такого закону необхідно закладати достатньо велику кількість параметрів, які стосуються транспортного засобу, що не зручно. Особливу складність може створити такі параметри як J_v та b_w . Якщо для легкового автомобіля (для якого здійснювалося моделювання (рис. 1.19) зміна маси автомобіля в експлуатації не є вирішальною бо складає до 20...30 % максимальної маси транспортного засобу [71, 72], то для автобуса цей показник сягає 50% [73], а для вантажного транспортного засобу цей показник набуває критичних значень 200...250% [74] і для деяких автопоїздів сягає 300% [75]. Крім того рушання вантажного автомобіля може здійснюватись з різних передач. Зазвичай вантажівки рушають з другої передачі при малому завантаженні та з першої при максимальних навантаженнях або

важких умовах руху. Так все сказане спричиняє значну зміну параметру J_v яку можливо передбачити, але вже після початку руху транспортного засобу [76]. Звісно що перше рушення після загрузки може проходити зовсім не так, як передбачено законом керування.

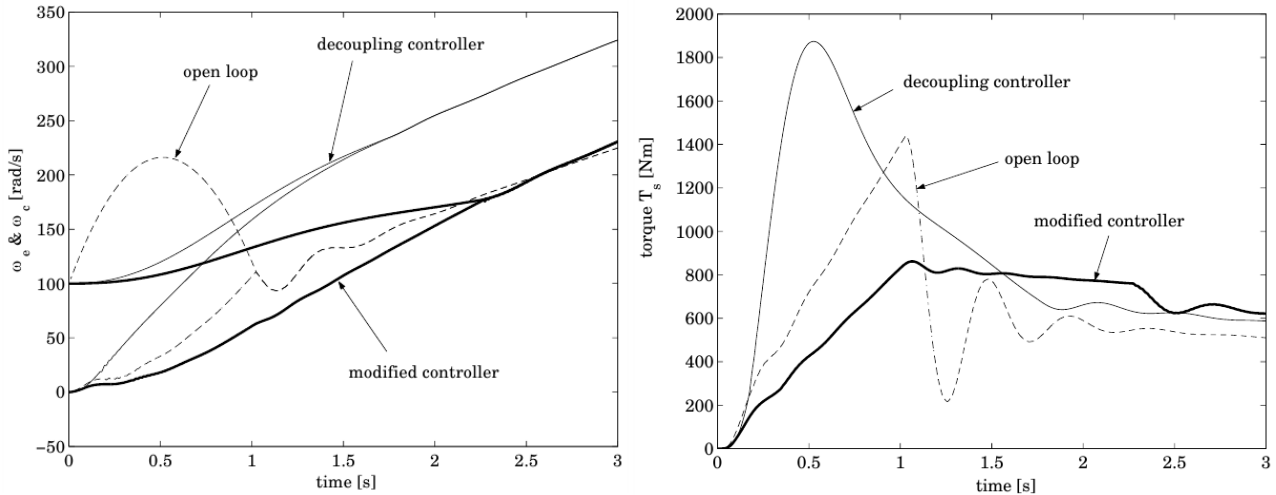


Рис. 1.19. Порівняння різних законів керування, що використовують проковзання ведучих коліс у якості зворотного зв'язку [68]

Жорсткість шин хоча і не змінюється так суттєво як маса автотранспортного засобу, але й не є постійною і змінюється відповідно до температури, ступеня їх зносу, тиску в них, конструкції та виробника. Тому це вносить похибки.

Крім того в роботі [77] зазначається що закон керування, що базується на зворотному зв'язку по швидкості обертання зчеплення або інших валів трансмісії спричиняє значні стрибки крутного моменту та прискорення автотранспортного засобу після замикання дисків зчеплення. Ці стрибки характеризуються таким параметром як перша похідна прискорення автотранспортного засобу за часом [78, 79, 80]. Так в [77] пропонується для зменшення стрибків використовувати закон який базується на контролюванні крутного моменту в трансмісії та має вигляд

$$F_n = \frac{J_{t2} \cdot i_t}{\mu \cdot R_c} \cdot \left[\frac{T_0}{J_{t2} \cdot i_t^2} + \frac{i_f^2 \cdot T_0}{(J_v + J_w)} - \lambda_t \cdot \omega_{tor} - K_t \cdot S_t \right], \quad (1.6)$$

де μ — коефіцієнт тертя між ведучими та відомими дисками зчеплення, R_c — середній радіус тертя, м, F_n — нормальна

притискна сила, що стискає диски зчеплення, H , J_{t2} — сумарний момент інерції ведених елементів зчеплення та трансмісії, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$, i_t — передавальне число коробки передач, T_0 — крутний момент на карданному валу, $\text{Н} \cdot \text{м}$, λ_t та K_t — коефіцієнти, i_f — передавальне число головної передачі, S_t — визначається за формулою (1.7), ω_{tor} — відносна кутова швидкість скручування елементів трансмісії, с^{-1} , (визначається за формулою(1.8))

$$S_t = \omega_{\text{tor}} + \lambda_t \cdot \theta_{\text{tor}}, \quad (1.7)$$

де θ_{tor} — відносний кут скручування елементів трансмісії, рад

$$\dot{\theta}_{\text{tor}} = \frac{\omega_t}{i_t} - i_f \cdot \omega_w, \quad (1.8)$$

де ω_t — кутова швидкість первинного валу коробки передач, с^{-1} , ω_w — кутова швидкість ведучих коліс автомобіля, с^{-1} .

Слід зазначити, що закон (1.6) пропонується застосовувати лише у обмеженому діапазоні кутової швидкості прослизання між ведучими та веденими дисками зчеплення

$$(\Delta\omega_{\text{low}} \leq \omega_r \leq \Delta\omega_{\text{high}}), \quad (1.9)$$

де $\omega_r = (\omega_e - \omega_c)$ — кутова швидкість прослизання між ведучими та веденими дисками зчеплення, с^{-1} , $\Delta\omega_{\text{low}}$ та $\Delta\omega_{\text{high}}$ — відповідно нижня та верхня межа різниці кутових швидкостей. За цими межами автори [77] пропонують використовувати закон керування з зворотнім зв'язком за швидкістю прослизання дисків зчеплення подібний до (1.4) [67, 68]. Натомість автори роботи [77] подають його лише для визначення нормальної сили притискання дисків зчеплення.

Для реальних умов передбачається, що значення крутного моменту на карданному валу буде розраховуватися виходячи з відомих констант та даних які можливо виміряти. До констант автори

роботи [77] відносять μ , R_c , b_t , J_e , i_t , J_{c2} та ще чотири коефіцієнта для забезпечення фільтрації даних.

$$F_n = \frac{1}{\mu \cdot R_c \cdot J_{c2}} \cdot \left[\frac{T_e}{J_e} + \frac{b_t \cdot \omega_c}{J_{c1}} + K_d \cdot \omega_r + \lambda_d \cdot \omega_r + K_d \cdot \lambda_d \cdot \int \omega_r \right], \quad (1.10)$$

де J_e — момент інерції рухомих частин кривошипно-шатунного механізму двигуна, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$, λ_d та K_d — коефіцієнти, b_t — коефіцієнт демпфування в елементах трансмісії, $\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$. J_{c1} — момент інерції, який складається з наступних компонентів $J_{c1} = J_c + J_t + \frac{J_v}{i_t^2 \cdot i_f^2}$, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$, J_{c2} — момент інерції, який визначається як $J_{c2} = \frac{J_{c1} + J_e}{J_{c1} + J_e}$, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$.

До параметрів, які можуть бути виміряні відносять ω_e , ω_c , ω_w , T_e . Причому, якщо T_e та ω_e можуть бути отримані по шині обміну даними CAN то швидкості обертання зчеплення та коліс потребують спеціальних датчиків, що розрізняють зміну положення елемента за яким стежить датчик, оскільки мова йде про достатньо точні вимірювання на відносно низькій швидкості обертання. Мабуть з цим і пов'язано обмеження (1.9). Не дивлячись на позитивний результат тестування закону на математичній моделі слід зазначити, що цей закон не враховує температурний вплив на такі параметри як μ , R_c та b_t . Крім того, це притаманне багатьом публікаціям, немає оцінки впливу завад в сигналах, які вимірюються, на похибку керування. Наприклад, як це зроблено в [81]. Перевагою цього закону можна вважати вплив лише на один канал керування — виконавчий пристрій керування зчепленням, так само як і в законах (1.1, 1.2, 1.3).

Роботи білоруських дослідників [8, 82, 83] направлені на створення системи із законом керування, який базується на зворотному зв'язку по кутовому прискоренню ведених частин зчеплення із розділенням алгоритму керування на два можливих прискорення, що підтримуються алгоритмом під час рушання з місця. Перемикання між гілками алгоритму відбувається в залежності від перевищення граничної швидкості переміщення

педалі подачі палива. Особливістю системи, що пропонується в зазначених роботах є незалежне керування двигуном внутрішнього згорання, яке направлене на попередження заглохання двигуна та підтримання відповідної частоти обертання колінчастого валу в процесі рушання з місця. Таким чином закон керування зчепленням в режимі рушання з місця, який витікає із блок-схеми адаптивного алгоритму рушання авто потягу з місця в автоматичному режимі [8, рис. 2.5], можна представити наступним виразом.

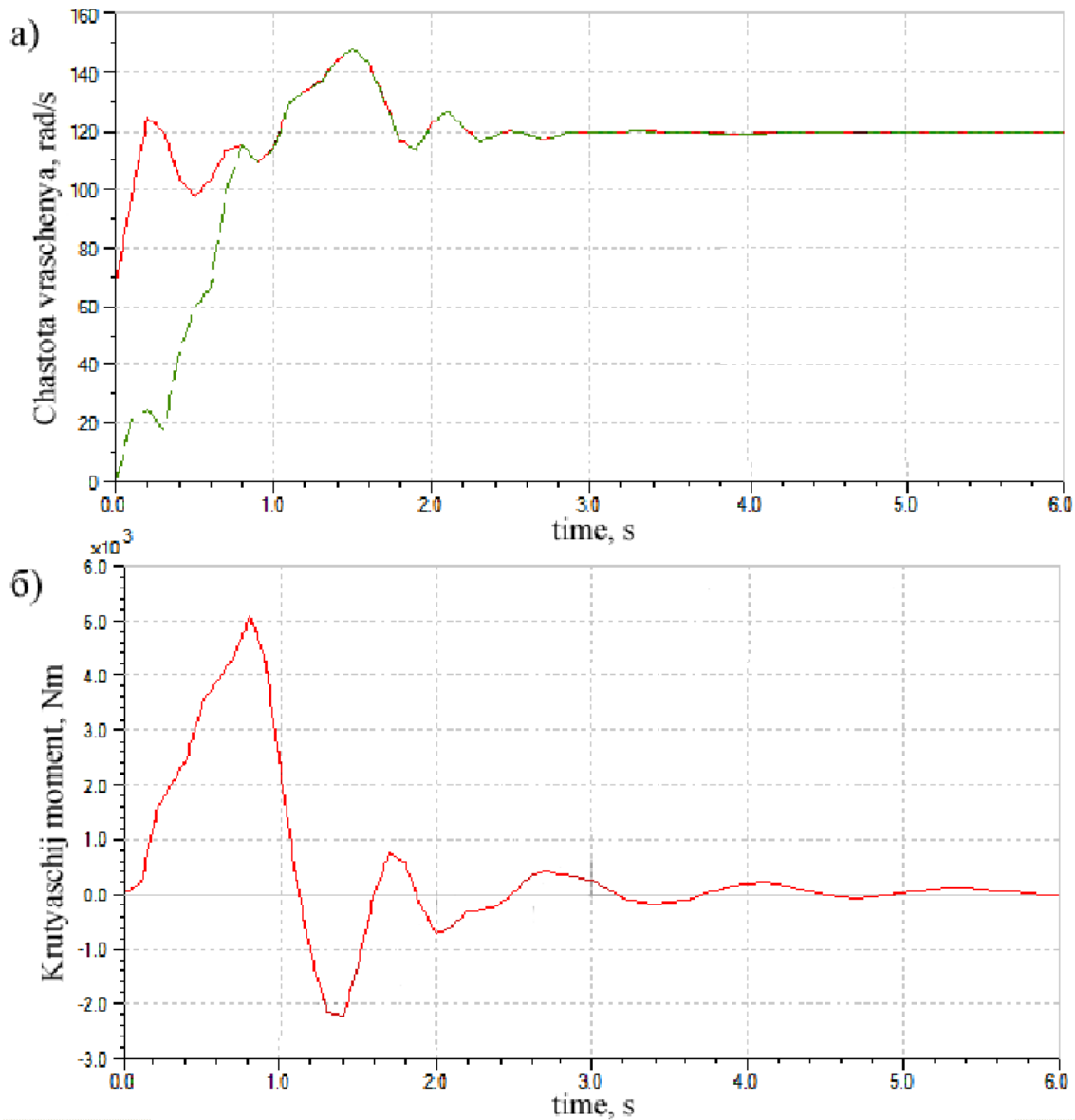
$$\left(\begin{array}{l} T_c = f\left(\frac{d\omega_c}{dt}, \frac{d\alpha}{dt}\right) \\ \frac{d\omega_c}{dt} = \dot{\omega}_{c1} \text{ при } \frac{d\alpha}{dt} \leq \dot{\alpha}^{\text{гран}} \\ \text{інакше} \\ \frac{d\omega_c}{dt} = \dot{\omega}_{c2} \end{array} \right), \quad (1.11)$$

де ω_c — кутова швидкість ведених частин зчеплення, с^{-1} , α — кут повороту педалі керування подачею палива, градуси, $\dot{\omega}_{c1}$ та $\dot{\omega}_{c2}$ — постійні, що відповідають значенням прискорення веденого диску зчеплення, яке підтримується під час рушання з місця с^{-2} , $\dot{\alpha}^{\text{гран}}$ — гранична кутова швидкість переміщення педалі керування подачею палива, $^\circ/\text{с}$.

Таким чином наведений закон забезпечує два можливих режими рушання з місця із жорсткою зміною цих режимів. Такі різкі зміни режимів не бажано використовувати в системах керування з необхідністю забезпечення плавного рушання з місця. Це призводить до коливань в трансмісії та всього автомобіля після замикання зчеплення, що відображено в роботі [8, рис. 2.12] (див. рис. 1.20).

Явно видно зворотне коливання крутного моменту на півосі з +6000 Н·м до -2000 Н·м. Це безумовно спричиняє дискомфорт під час рушання з місця. Додатковою проблемою законів керування зчепленням, що базуються на швидкості переміщення органів керування є той факт, що зазвичай керуючі впливи на педаль

акселератора зазвичай швидше змінюються ніж наступає відгук двигуна на поведінку водія.



а — осцилограма зміни кутових швидкостей ведучих та ведених частин зчеплення; б — осцилограми зміни крутного моменту на півосі автомобіля
Рис.1.20. Результати математичного моделювання вмикання зчеплення [8, рис. 2.12]

Так у дослідженні [84] було виявлено, що під час рушання з місця водій достатньо швидко переміщує педаль акселератора та впродовж рушання її положення залишається не змінним, тобто швидкість зміни сигналу положення педалі акселератора близька до нуля чи дорівнює нулю (рис. 1.21).

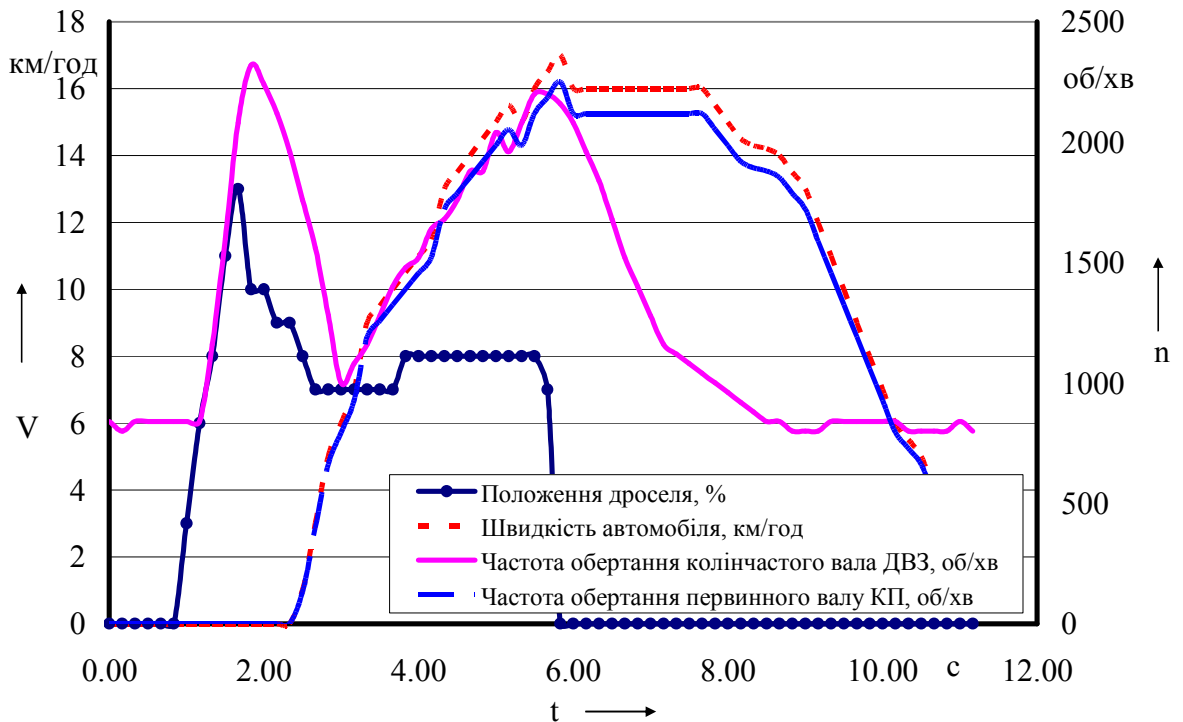


Рис. 1.21. Робочій процес рушання з місця транспортного засобу у спокійному темпі

В роботі [85] пропонується закон керування зчепленням представити у вигляді функції (1.12). Графічно цей закон наведений на рисунку 1.22 та виділений в якості штрихованої області.

$$\begin{aligned}
 S &= F(\alpha_d, \dot{\alpha}_d, \omega_d, \dot{\omega}_d, t) = \dots \\
 &= A(\dot{\alpha}_d) \cdot [F_1(\alpha_d) + F_2(\omega_d)] + B(M_c, k, t, \dot{\alpha}_d), \quad (1.12)
 \end{aligned}$$

де S — характеристика, що регулюється законом керування, $A(\dot{\alpha}_d)$ та $B(M_c, k, t, \dot{\alpha}_d)$ — коефіцієнти, що виключають ефект «стрибка» педалі зчеплення.

$$F_1(\alpha_d) = 0,5 \cdot \psi \cdot \alpha_d \cdot (\text{sign}(\alpha_d - \alpha_n) + \text{sign}(\alpha_d + \alpha_n)), \quad (1.13)$$

де α_d та α_n — відповідно значення кута переміщення педалі керування двигуном та його граничне значення, обране із умови забезпечення рівності, ψ — коефіцієнт сумарного дорожнього опору

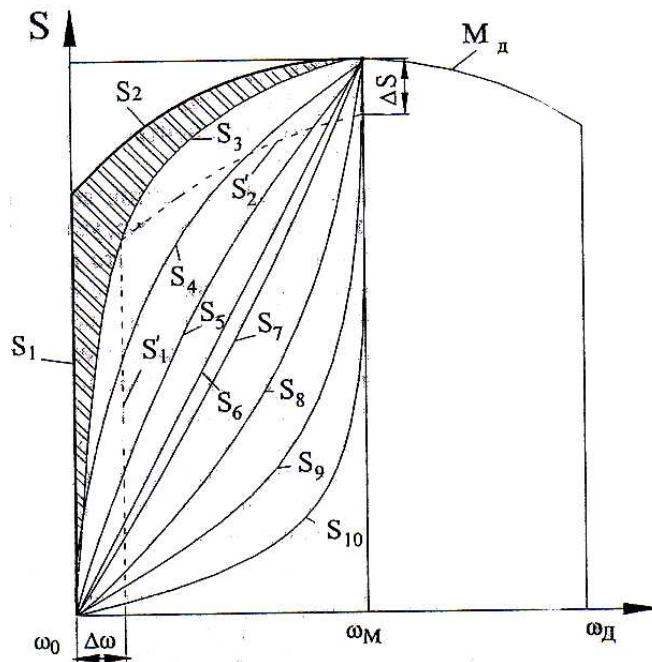


Рис. 1.22. Закон керування, що пропонується у [85] на фоні можливих варіантів

Граничні значення α_d та α_n обрано із умови забезпечення рівності

$$\omega_d = \omega_{xx} - \Delta\omega, \quad (1.14)$$

де ω_d — кутова швидкість обертання колінчастого валу двигуна, c^{-1} , ω_{xx} — швидкість обертання колінчастого валу двигуна на холостому ході, c^{-1} , $\Delta\omega$ — допустимий діапазон зміни швидкості обертання колінчастого валу двигуна під час рушання автомобіля

$$F_2(\omega_d) = d_0 + \sum_{n=1}^n d_k \cdot \omega_d^n, \quad (1.15)$$

де d_0 та d_k — коефіцієнти поліному, що апроксимує зовнішню швидкісну характеристику крутного моменту двигуна.

$$A(\dot{\alpha}_d) = 0,5 \cdot (\text{sign}(\dot{\alpha}_d - \dot{\alpha}_n) - \text{sign}(\dot{\alpha}_d + \dot{\alpha}_n)); \quad (1.16)$$

$$\begin{aligned} B(M_c, k, t, \dot{\alpha}_d) &= \dots \\ &= 0,5 \cdot M_c \cdot (1 - e^{(-k \cdot t)}) \cdot (\text{sign}(\dot{\alpha}_d - \dot{\alpha}_n) + \text{sign}(\dot{\alpha}_d + \dot{\alpha}_n)), \end{aligned} \quad (1.17)$$

де M_c — момент зчеплення, Н·м; k — константа, що характеризує темп включення зчеплення; t — час, с; $\dot{\alpha}_d$ та $\dot{\alpha}_n$ — відповідно швидкість та гранична швидкість зміни кута положення педалі керування двигуном.

Нажаль в роботі [85] деякі вирази, в тому числі і кінцевий закон, а саме його складову (1.16) записано некоректно, тому оцінити цей закон повноцінно не має можливості. Але не дивлячись на це обговоримо деякі його особливості. Автор під час визначення параметрів закону керування зчепленням прирівнює швидкість обертання на холостому ході двигуна та мінімально стійку швидкість обертання колінчастого валу за зовнішньою швидкісною характеристикою. У зв'язку з цим оптимальна (за запевненнями автора [85]) характеристика зображена вертикальною лінією, що означає рушання з місця при постійній і мінімально можливій швидкості обертання колінчастого валу. Рушання за такої швидкості виправдовується забезпеченням мінімально можливої роботи буксування але й розгін автотранспортного засобу під час руху з постійною швидкістю обертання колінчастого валу потребує адекватного керування подачею палива в двигун, але в публікації цей аспект не розкритий. Також після замикання дисків зчеплення буде створюватися так званий ривок (Jerk) із-за відмінності похідних процесів зміни частоти обертання колінчастого валу та ведених частин зчеплення, які пропорційні швидкості автомобіля. Крім того, другий доданок закону (1.17) являє собою передаточну функцію, яка ніяк не адаптується до зміни умов процесу рушання з місця. Крім того використання таких законів ускладнюються процесами керування педаллю акселератора, які вже були згадані та досліджувалися в [84] стосовно швидкості переміщення педалі акселератора.

1.4 Оцінювання якості роботи системи керування зчепленням

На сьогодні виділяють близько шести параметрів, що характеризують завантаженість та якість роботи зчеплення [85]. До них відносяться робота буксування, потужність буксування,

коефіцієнт динамічності навантажень, похідна повздовжнього прискорення автомобіля, питома витрата палива та рівень шуму під час рушання з місця та під час перемикання передач.

Одним з основних параметрів завантаженості зчеплення є робота буксування [86].

$$A_{\delta} = \int_{t_0}^{t_{\delta}} N_{\delta} dt = \int_{t_0}^{t_{\delta}} M_c(t) \cdot (\omega_e - \omega_c) dt, \quad (1.18)$$

де N_{δ} — потужність буксування, Вт; t_0 та t_{δ} — відповідно час початку рушання з місця та час закінчення буксування зчеплення, с; $M_c(t)$ — момент який передає зчеплення, Н·м; ω_e та ω_c — відповідно кутова швидкість колінчастого валу двигуна та ведених частин зчеплення, с⁻¹.

Існує два способи виміру роботи буксування, безпосередній (за результатами вимірів фізичних параметрів складових формули (1.18)) та опосередкований [87]. Такий підхід спрощує систему вимірювання моменту зчеплення, але дає похибку до 7...8% [87], що при порівнянні різних законів цілком допустимо. Потенційно цей параметр враховує ступінь зношування фрикційних дисків.

На коефіцієнт динамічності навантаження впливає не тільки робота системи керування, а й насамперед, система демпфування коливань в трансмісії. В частині роботи системи керування динамічні навантаження пов'язані із похідною повздовжнього прискорення автомобіля або ривком (Jerk). За різними дослідженнями загальновідома його величина, що є комфортною для сприйняття людиною залежить від рівня діючого прискорення. Її мінімальна величина складає 0,2 м/с³ [15, 18, 20].

1.5 Огляд і аналіз математичних моделей та теоретичних досліджень складових системи керування зчепленням

Математичне моделювання складових системи керування сухим фрикційним зчепленням механічної трансмісії з електронним керуванням дозволяє перевірити працездатність законів керування та алгоритмів їх реалізації. Частіше за все дослідники, під час вивчення

законів керування спираються на спрощені математичні моделі зчеплення та трансмісії для зосередження на відмінностях законів керування. Такий підхід дозволяє отримати порівняльні характеристики, що не залежать від особливостей трансмісії конкретного транспортного засобу. Так само момент інерції приймається постійним, а крутний момент двигуна внутрішнього згорання визначається моделлю без врахування нерівномірності обертання його колінчастого валу [67, 68, 77, 88].

$$T_e = T_e(\omega_e; \alpha); \quad (1.19)$$

$$J_e \cdot \dot{\omega}_e = T_e - T_c, \quad (1.20)$$

де $\dot{\omega}_e$ — кутове прискорення колінчастого валу двигуна, c^{-2} .

Під час моделювання демпферу крутних коливань часто спрощують модель до вигляду [77]

$$J_c \cdot \dot{\omega}_c = T_c - T_d - b_c \cdot (\omega_c - \omega_t), \quad (1.21)$$

де J_c — момент інерції веденого диску зчеплення, $кг \cdot м^2$, T_d — крутний момент на демпфері крутних коливань, що інтегрований в фрикційний диск зчеплення, $Н \cdot м$, b_c — коефіцієнт демпфування, $Н \cdot м \cdot с$.

Крутний момент, що виникає на фрикційному диску зчеплення

$$T_c = \mu \cdot i \cdot R_c \cdot F_n \cdot \text{sign}(\omega_e - \omega_c) \quad (1.22)$$

де i — кількість поверхонь тертя.

Судячи з публікацій [67, 68, 77, 88] нормальна притискна сила в законі керування (1.6, 1.10) прямо підставляється до рівняння (1.22) без врахування особливостей протікання процесів, що обумовлюють функцію її наростання за рахунок податливості ведених дисків, маси веденого, натискного та проміжного дисків, а також тертя під час їх стискання в осьовому напрямку [89, 90, 91]. Крім того не враховуються особливості відтворення закону керування виконавчим пристроєм (актуатором), з врахуванням затримок в роботі

електропневматичних клапанів та точності переміщення штоку виконавчого пристрою [15].

Існують дослідження про вплив температури на характеристики зчеплення та процес рушання з місця [92]. Дослідження про вплив зношування фрикційних накладок зчеплення [15, 27] обмежуються тільки аналізом впливу на швидкодію виконавчого пристрою, бо направлені на прогнозування ресурсу (наприклад [93]) і не торкається процесу рушання з місця.

Класична модель тертя між фрикційними накладками та ведучими дисками зчеплення, що описана у [94, 95, 96], передбачає дві фази моделювання, прослизання та замкнений стан.

$$T_{fd} = com \cdot T_{fdmax} \quad (1.23)$$

$$T_{fs} = com \cdot T_{fsmax} \quad (1.24)$$

де T_{fd} та T_{fs} — крутний момент тертя у динамічному та статичному стані відносного прослизання відповідно, Н·м, com — командний сигнал на керування зчепленням, який визначає долю максимального крутного моменту, що задіяний в конкретний проміжок часу.

У фазі прослизання сила тертя моделюється у вигляді Кулонівського тертя із використанням функції $y = \text{sign}(x)$

Визначення моменту, що передає зчеплення визначається як

$$T_c = \begin{cases} T_{fd} \cdot \text{sign}(\omega_r) & \text{якщо } \omega_r \neq 0 \\ T_{app} & \text{якщо } \omega_r = 0 \end{cases} \quad (1.25)$$

де T_{app} — момент, який виникає на фрикційних накладках після замикання зчеплення, Н·м.

Рівняння (1.23), (1.24), (1.25) мають ряд суттєвих недоліків, які не тільки не відтворюють реальність процесу тертя, а й можуть провокувати ривки під час зміну станів зчеплення. До таких недоліків відносяться різкий перехід між динамічним та статичним станом у моменті тертя, незалежність моменту тертя від відносної кутової швидкості ковзання та точка невизначеного стану під час

$\omega_r = 0$. Виправити ці недоліки можливо застосувавши моделі в'язкого тертя. Найбільш вдала з них відтворюється функцією

$$T_c = T_{fd} \cdot \tanh\left(2 \cdot \frac{\omega_r}{\omega_0}\right), \quad (1.26)$$

де ω_0 — значення кутової швидкості, яке обмежує зону в'язкого тертя.

Значення отримані за формулою (1.26) відповідають деяким експериментальним дослідженням тертя між дисками зчеплення [97]. Класичний вигляд залежності сили тертя від швидкості відносного руху двох контактуючих поверхонь забезпечується рівнянням (1.27), що здатне відтворити не тільки в'язкий характер нарощування сили тертя, а й ефект Штрібека (Stribeck effect) [94, 98], як класичний ефект сухого тертя.

$$T_f = \text{sign}(\omega_r) \cdot T_{fd} + \text{sign}(\omega_r) \cdot (T_{fs} - T_{fd}) \cdot e^{-\left(\frac{|\omega_r|}{\omega_s}\right)^i}. \quad (1.27)$$

Всі перераховані моделі ні як не враховують деформацію контактуючих поверхонь і зміну сили у контактній парі при цьому, а так, під час фази моделювання, коли відносна швидкість дорівнює нулю, маємо або невизначеність, або момент (силу) тертя рівну нулю. Для зчеплення цей ефект настає коли відбувається зміна напрямку дії крутного моменту під час переходу на гальмування двигуном. Із зазначеними проблемами стикалися достатньо давно тому, на сьогодні, з'явилися декілька моделей тертя які покликані вирішити їх. До них відносяться моделі тертя Карноппа (Karnopp model) [99], модель ЛуГре (LuGre Lund-Grenoble) [100], та еласто-пластична модель [101]. Остання, на відміну від моделі ЛуГре, не має ефекту сповзання під дією сили, що менша за максимальну статичну силу тертя під час покою системи, але достатньо складна за описом та має багато змінних стану.

1.6 Огляд та аналіз моделей електромагнітних клапанів в математичних моделях систем керування електропневматичними апаратами

Дослідження робочого процесу електропневматичних апаратів не можливе без моделювання електропневматичного клапана, яке враховує сумісну динаміку електромагнітних сил, сил опору руху осердя (серед яких і тиск в пневматичній порожнині) та динаміку наповнення пневматичних порожнин. В роботі [41] використовувалась модель (1.28) на основі рівнянь динаміки електромагнітного клапану, яка пропонується авторами [102, 103, 104].

$$\begin{cases} \frac{d\Phi}{dt} = \frac{U}{n} - i \cdot \frac{R_a}{n} \\ m \frac{d^2x}{dt^2} = k_c \cdot \Phi^2 - P_{np}(x), \\ i = \frac{2 \cdot k_c}{n} \cdot \Phi \cdot (\delta_0 - x) \end{cases} \quad (1.28)$$

де Φ — магнітний потік, Вб; x — переміщення осердя, м; U — напруга живлення, В; n — число витків в обмотці електромагніта; R_a — опір, Ом; i — сила струму, А; m — маса рухомих частин, кг; P_{np} — сила протидії, Н; δ_0 — початковий робочий зазор, м; $k_c = \frac{1}{2 \cdot \mu_0 \cdot S}$ — постійна, що залежить від

конфігурації магнітного кола електромагніта.

Моделювання динаміки електромагнітного клапана в роботі [41] сумісно з рівняннями динаміки зміни тиску в підсилюючій порожнині мембранного клапана, дозволило виявити раціональні параметри об'єму підсилюючої порожнини, та умовного діаметру електромагнітного клапану для забезпечення мінімального часу відкритого стану мембранного клапану. Не дивлячись на гарну кореляцію з експериментальними даними такий збіг спостерігався в сталих температурних умовах. Слід відзначити, що математична модель (1.28) не дозволяє врахувати зміну параметрів

електромагнітного клапану при зміні температурних умов його роботи.

В багатьох роботах [105, 102, 103] параметри електромагнітів визначаються в сталому режимі, частіше за все в режимі рушання осердя чи в режимі повністю замкнутому осерді, коли сила магніту максимальна.

Вираз для розрахунку миттєвого значення електромагнітної сили (1.29) наведено у [106]. Вивід цієї формули спирається на енергетичний баланс та має фізичні параметри, що можуть бути визначені у різних умовах роботи електромагніта.

$$F_3 = \frac{1}{2} \cdot i^2 \cdot \frac{dL}{d\delta} \quad (1.29)$$

де L — індуктивність, Гн; δ — хід осердя, м.

Сучасний підхід у дослідженні електромагніту передбачає використання програмних модулів заснованих на методі кінцевих елементів [107]. В свою чергу, програмні комплекси, в основі яких використовують методи кінцевих елементів, складно інтегрувати до аналітичних моделей. Зазвичай попередньо аналізують всі можливі стани магнітної системи для формування матричної аналітичної моделі електромагніту [108] та вже у такому вигляді використовують у складі аналітичних моделей системи керування. Програмні комплекси, що дозволяють здійснювати міждисциплінарні розрахунки дуже дорого коштують [109]. Тому, науковці та дослідники пропонують вдосконалені аналітичні моделі, що найбільш пристосовані для вирішення окремих задач електродинаміки [105].

1.7 Огляд та аналіз серійних зразків автоматичних систем керування зчепленням

Сучасні системи керування трансмісіями розглядаються фірмами виробниками як комплексні системи керування. В таких системах більше уваги приділяється коробці передач. Роботу підсистеми керування зчепленням висвітлюють не достатньо хоч вона керує першим елементом трансмісії. Такі виробники

автомобільних компонентів як WABCO [110, 111], KNORR-BREMSE [40], ZF [112, 113, 114] віддають перевагу цілковитій автоматизації силового агрегату, що оснащено сухим фрикційним зчепленням та механічною коробкою передач. Такий підхід дозволяє виключити водія з процесу керування трансмісією. Слід зазначити, що такий підхід має як переваги так і недоліки. Звичайно, в якості переваг зазначається економія палива, зберігання традиційної конструкції зчеплення та коробки передач, можливість інтелектуального керування трансмісією на основі даних про рельєф місцевості, форму дороги, затори та інше [110]. Зазначається навіть деяке спрощення конструкції коробки передач за рахунок відмови від синхронізаторів та використання центральної синхронізації [115, 116]. Недоліком такої автоматизації є дуже висока вартість не стільки системи керування трансмісією, скільки програмного забезпечення та інфраструктурного обладнання для забезпечення зазначених інтелектуальних функцій. Крім того під час керування такою трансмісією, система керування неминує перериває потік потужності на колеса під час перемикання передач (що обумовлено властивостями одно-поточною трансмісією) [117]. В цей момент водій відчуває дискомфорт від несподіваного втручання в процес керування автомобілем, який погіршується із збільшенням динаміки розгону [118]. Цей ефект є одним із домінуючих факторів, що впливають на негативне ставлення до такого типу трансмісій та посилення позицій двопоточних трансмісій (рис. 1.1).

Фірма WABCO створила систему «OptiDrive» [110, 111] (рис. 1.23) яка забезпечує комплексне керування силовим агрегатом з механічною трансмісією. Вона складається з електропневматичного виконавчого пристрою керування зчепленням, електропневматичного виконавчого пристрою керування коробкою передач, електропневматичних пристроїв керування додатковими приладами, селектора режимів руху, електронного блоку керування та набору датчиків. Застосування електропневматичного виконавчого приводу коробкою передач має певні недоліки, на які звертали увагу в науковій літературі [119].

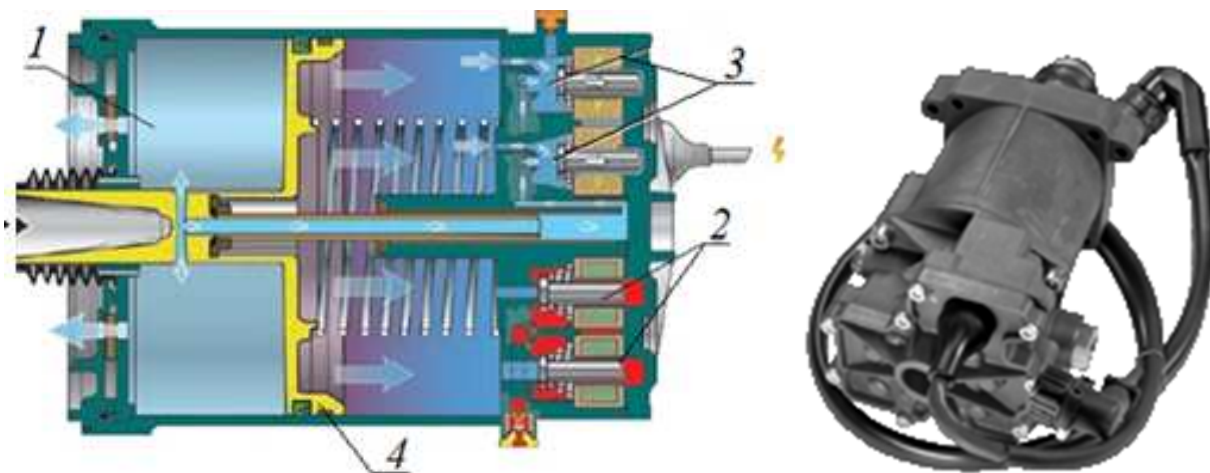
На відміну від фірм WABCO та KNORR-BREMSE, які виготовляють виконавчі пристрої керування зчепленням що монтуються зовні коробки передач та впливають на витискний підшипник через вилку вимикання зчеплення, спеціалісти фірми ZF

[44] пропонують виконавчий пристрій керування зчепленням інтегрувати в конструкцію коробки та зробити його співвісним із первинним валом коробки передач виключивши із ланцюга вилку зчеплення (рис. 1.25). Така конструкція має меншу кількість деталей, меншу довжину, більш компактна та захищена від зовнішніх впливів.



Рис. 1.23. Система автоматизації трансмісії фірми WABCO [110, 111]

Електропневматичний виконавчий пристрій керування зчепленням фірми KNORR-BREMSE [40] (рис. 1.24), використовується у якості складової комплексної системи керування трансмісією фірми ZF [112] та інших виробників.



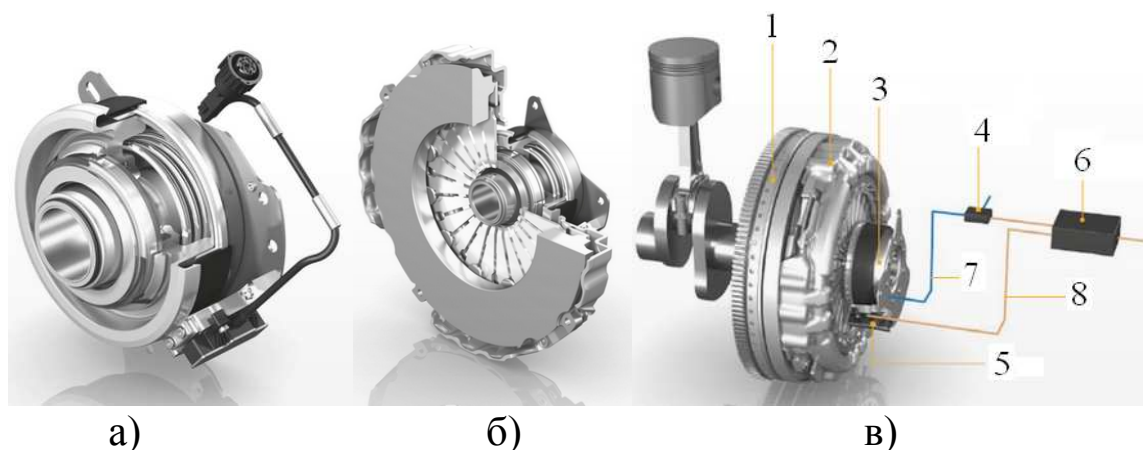
1 — поршневий елемент; 2 — впускний електропневматичний клапан;

3 — випускний електропневматичний клапан; 4 — поршень

Рис. 1.24- Електропневматичний виконавчий пристрій керування зчепленням фірми KNORR-BREMSE [40]

Натомість система керування із таким виконавчим пристроєм має меншу гнучкість до зміни місця установки. Тому адаптувати її у

конструкцію інших виробників більш складно з-за необхідності мати достатньо вільного місця в картері зчеплення. Оскільки поршень виконавчого пристрою впливає безпосередньо на натискну пружину зчеплення, то його хід менший приблизно у півтора рази, а довжина всієї конструкції у два рази менша у порівнянні з виносними конструкціями. Недоліком конструкції із застосуванням співвісного виконавчого пристрою є спроможність працювати тільки із зчепленнями, що мають натискну пружину, яка вштовхується у напрямку двигуна під час вимикання зчеплення [120]. Такі пружини чинять більше навантаження на витискний підшипник ніж пружини, що витягуються у напрямку коробки передач під час вимикання зчеплення. Виносні конструкції (рис. 1.23 та рис. 1.24) спроможні працювати з обома типами зчеплень.

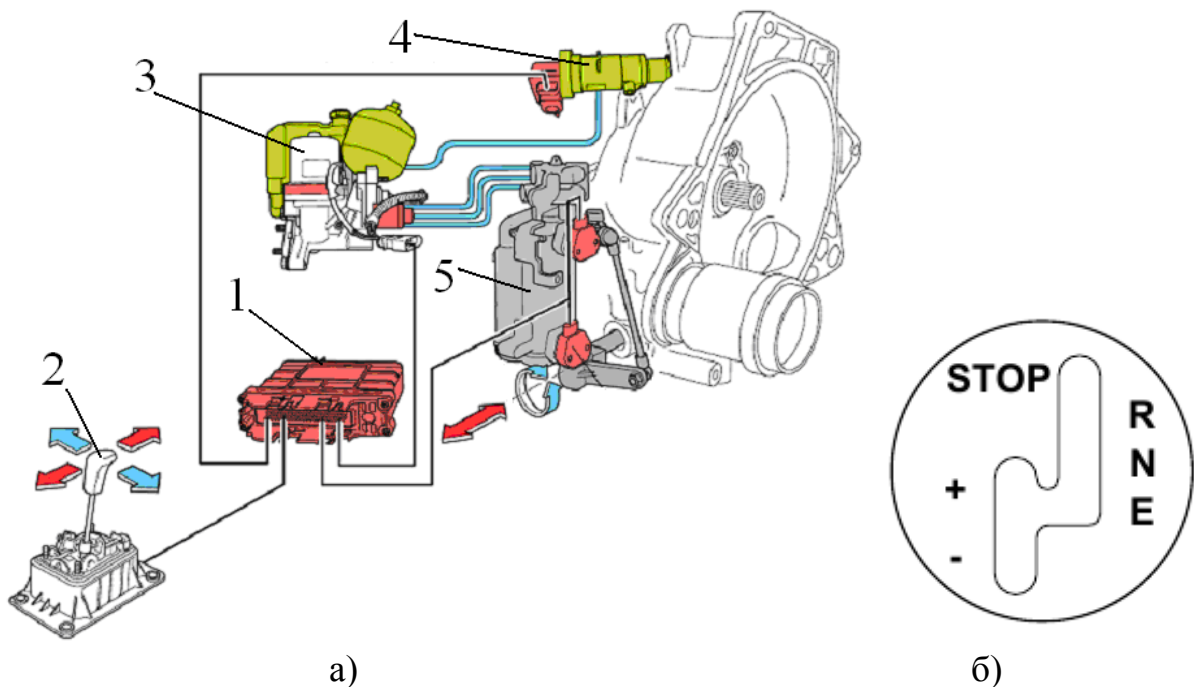


- а — загальний вигляд виконавчого пристрою керування зчепленням, що має конструкцію співвісну з первинним валом коробки передач; б — взаємне розташування виконавчого пристрою та зчеплення; в — склад системи керування зчепленням (ConAct®); 1 — маховик; 2 — зчеплення; 3 — співвісний виконавчий пристрій керування зчепленням (ConAct®); 4 — блок електропневматичних клапанів керування; 5 — датчик положення поршня виконавчого пристрою; 6 — електронний блок керування; 7 — пневматичні магістралі; 8 — електричні дроти.

Рис. 1.25. Конструкція співвісного виконавчого пристрою керування зчепленням ZF [44]

Комплексна система керування механічною трансмісією фірми Volkswagen розроблена для легкового автомобіля Lupo 3L [5] (рис. 1.26). Система складається з гідравлічного блоку (гідронасос та гідроаккумулятор), селектора вибору передач та режимів руху, електрогідравлічних виконавчих пристроїв керування зчепленням та

коробкою передач, електронного блоку керування та датчиків. В цій системі керування зчепленням відбувається за допомогою гідроциліндра, тиском в якому керує електрогідравлічний розподільник. Впродовж керування зчепленням передбачено як повне вимкнення зчеплення так і часткове під час перемикання передач. Таким чином зменшують ривки при перемикання передач під час розриву потоку потужності.



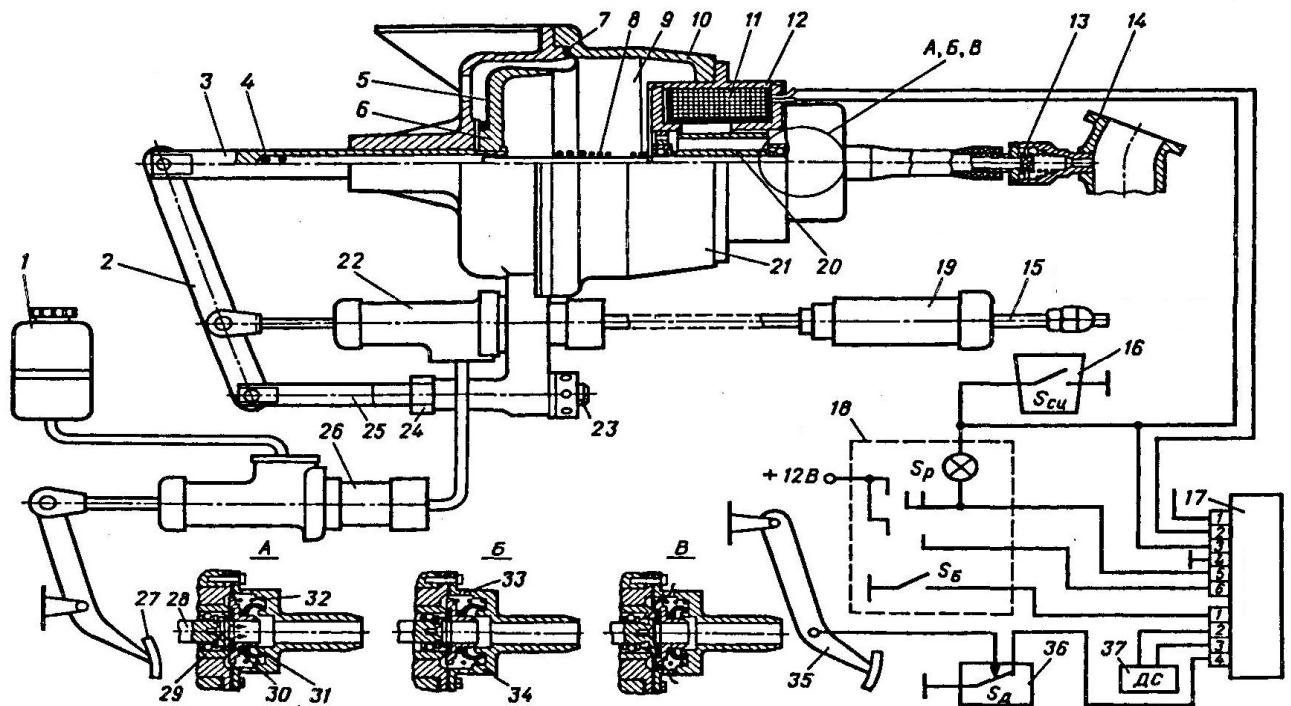
а) — система керування зчепленням; б) — схема вибору режимів руху транспортного засобу; 1 — електронний блок керування; 2 — джойстик вибору режиму руху автотранспортного засобу; 3 — гідравлічна насосна станція з гідроаккумулятором; 4 — виконавчий пристрій керування зчепленням із датчиком положення вилки; 5 — виконавчий пристрій керування коробкою передач із датчиками положення важеля

Рис. 1.26. Електрогідравлічна система керування трансмісією фірми Volkswagen [5]

Всі автоматичні системи керування трансмісією мають ручний режим перемикання передач (рис. 1.26). Наявність цього режиму наочно підтверджує неспроможність будь якої автоматичної системи керування трансмісією задовольнити потреби водія у ситуаціях, що не передбачені під час створення системи керування. Під час керування автоматичною трансмісією в так званому ручному режимі насправді система керування стає автоматизованою системою

керування трансмісією. Це означає, що система лише виконує команди водія щодо керування окремими агрегатами трансмісією. Наприклад, в системі, що зображена на рисунку 1.26 керування коробкою передач відбувається у автоматизованому режимі за командою секвентального переміщення селектору, а керування зчепленням в цей самий момент відбувається в автоматичному режимі. При цьому дії системи керування трансмісією цілком зрозумілі водію, бо вони узгоджуються з його командами і бажанням та не викликають дискомфортних відчуттів. Автоматичний режим керування забезпечував єдиний, економічний стиль руху, завдяки чому витрата палива не перевищувала 3 літри на 100 км [5].

В якості самостійних систем, що забезпечують автоматичне чи автоматизоване керування зчепленням можна навести декілька прикладів. Такі системи застосовувалися для керування зчепленням в автомобілях призначених для водіїв з особливими потребами [58] (рис. 1.27) та встановлювалися на автомобілях запорізького автомобільного заводу (ЗАЗ) [121]. Технічний рівень електронних блоків керування того часу не дозволяв створити достатньо гнучку систему керування. Тому електронний блок керування мав два режими роботи: для звичайних умов руху та для важких умов рушання з місця. Ці режими відрізнялись характером зміни сили струму в обмотках електромагніту від обертів двигуна внутрішнього згоряння. Завдяки цьому досягалася необхідна характеристика зміни моменту зчеплення від частоти обертання колінчастого валу двигуна. Таким чином, система керування зчепленням реалізовувала закон керування (1.2) у двох режимах (криві 1 та 2 на рис. 1.18) відповідно звичайному та важкому. Слід зазначити, що для керування виконавчим пристроєм, використовувався пропорційний електропневматичний клапан. Пропорційний клапан керував величиною вакууму пропорційно струму, що подавався електронним блоком на обмотку 11 клапана 12 (рис. 1.25)

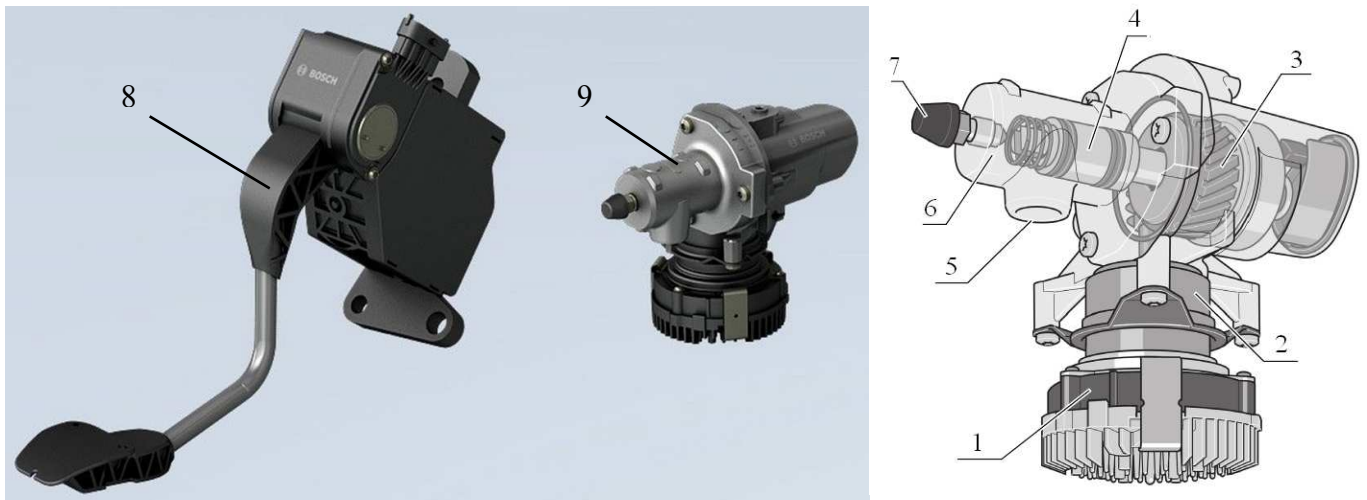


- 1 — бачок системи гідроприводу; 2 — важіль сервокамери; 3 — шток;
 4. 8 — пружини; 5 — порожнина атмосферного тиску; 6 — поршень;
 7 — діафрагма; 9 — порожнина регульованого тиску; 10 — корпус сервокамери; 11 — обмотка електромагніту; 12 — електромагніт;
 13 — зворотній клапан; 14 — впускний колектор двигуна; 15 — шток робочого гідроциліндра; 16 — вимикач зчеплення в рукоятці важеля перемикачів передач; 17 — електронний блок керування ЕПЗ; 18 — щиток керування з перемикачем режимів роботи зчеплення, вмикачем блокування і лампою контролю включення зчеплення; 19 — робочий гідроциліндр; 20 — якор електромагніту; 21 — сервокамера; 22 — головний гідроциліндр сервокамери; 23. 24 — гайки регулювання приводу головного гідроциліндра; 25 — опора важеля; 26 — головний гідроциліндр дублера приводу зчеплення; 27 — педаль дублера приводу зчеплення; 28 — штовхач клапана; 29 — нерухоме сідло клапана; 30 — рухоме сідло клапана; 31 — клапан; 32 — пружина клапана; 33 — отвір для впускання повітря; 34 — корпус клапана; 35 — педаль подачі палива; 36 — вимикач контролю положення педалі подачі палива; 37 — датчик швидкості

Рис. 1.27. Схема системи автоматичного електровакуумного приводу керування зчепленням [58]

Сучасним аналогом такої системи можна вважати нову систему фірми BOSCH, яка має назву Electronic Clutch System або eClutch® [122] (рис. 1.28). Ця автоматична система призначена для керування

зчепленням автомобілів, що оснащено механічною трансмісією з повністю ручним керуванням.



1 — електронний блок керування, 2 — електродвигун, 3 — редуктор, 4 — гідравлічний поршень, 5 — отвір для підключення до гідравлічного контуру керування зчепленням, 6 — камера для накопичення гальмової рідини, 7 — штуцер прокачування, 8 — педаль керування зчепленням з датчиком положення, 9 — головний циліндр керування зчепленням з електронним блоком та електродприводом

Рис. 1.28. Автоматична система керування зчепленням для автомобілів з механічною трансмісією від фірми BOSCH [122]

Разом із системою старт-стоп цей пристрій допомагає економити паливе та спрощує рушання з місця на першій передачі. Система керування зчепленням розмикає його при натисканні на педаль гальма та посилає сигнал на зупинку двигуна. Після відпускання педалі гальма двигун запускається, а після натискання на педаль акселератора починається рух автомобіля завдяки автоматичному керуванню зчепленням та двигуном. Виконавчий пристрій керування складається з

Подібну до розробки фірми BOSCH створила фірма RAICAM [123]. По обом системам в загальному доступі тільки новини про розробку такої системи та рекламна інформація про загальні характеристики. Розробка фірми LuK має таку само ідеологію та структуру [124] та розкриває різноманіття функцій на перспективних конструкцій для реалізації принципу керування зчепленням по проводам [125]. Також крім систем, які аналогічні тим, що наведено на рисунках 1.26 та 1.28 спеціалісти фірми Luk пропонують напівавтоматичну систему MTplus[®] (рис. 1.29) [35].

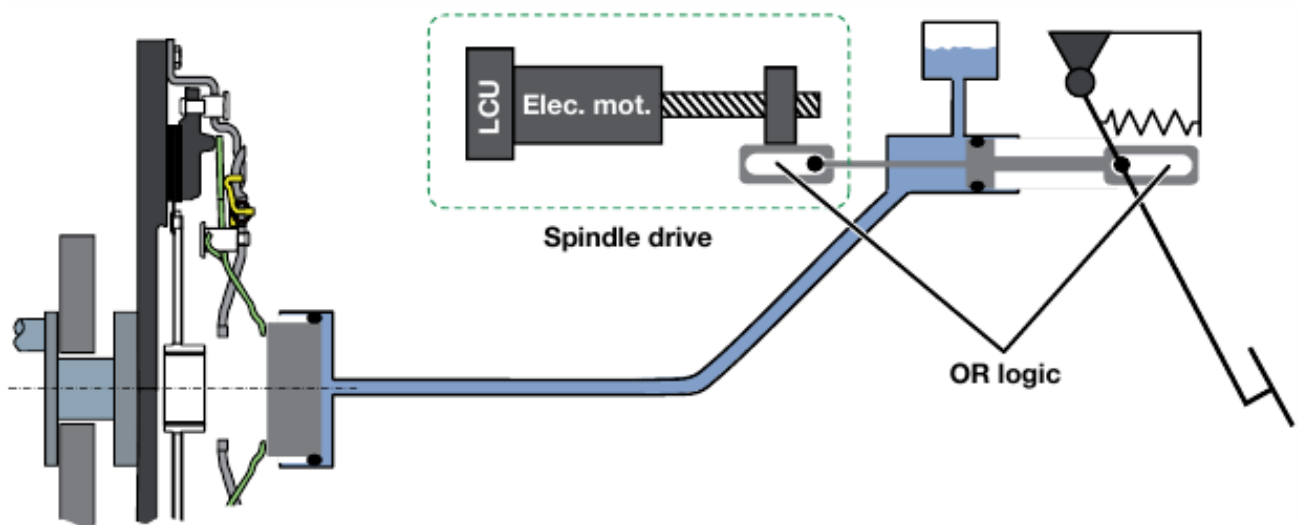


Рис. 1.29. Принципова схема системи MTplus[®] [35]

На завершення слід зазначити, що сучасні системи керування зчепленням у складі механічної трансмісії пропонують велику кількість функцій. Найбільший ступінь автоматизації досягнуто в системі ЕСМ[®] [35]. За таким самим принципом побудована система, що наведено на рис. 1.26 [5]. Автомобілі з системою ЕСМ[®] не мають педалі керування зчепленням, у їх складі використовуються виконавчі пристрої з високою швидкодією, у автоматичному режимі відбувається рушення та перемикання передач [35]. В системах СbW[®] (Clutch-by-wire) [35] також рушення та перемикання передач може бути виконано в автоматичному режимі. Але на відміну від системи ЕСМ[®] зберігається педаль керування зчепленням. Оскільки керування коробкою передач в таких трансмісіях відбувається в ручному режимі, можливі ситуації не передбачені логікою системи керування. Відповідно вартість такої системи нижча. В системах MTplus[®] [35] зберігається навіть гідравлічний зв'язок між педаллю зчеплення та робочим циліндром керування зчепленням (рис. 1.29). Виконавчий пристрій не потребує високої швидкодії і за рахунок механічного зв'язку з поршнем головного циліндру забезпечує лише рушення з місця на першій, другій та задній передачі. Перемикання передач вимагає втручання водія.

1.8 Реалізація компенсації зношування фрикційних накладок веденого диску зчеплення [126]

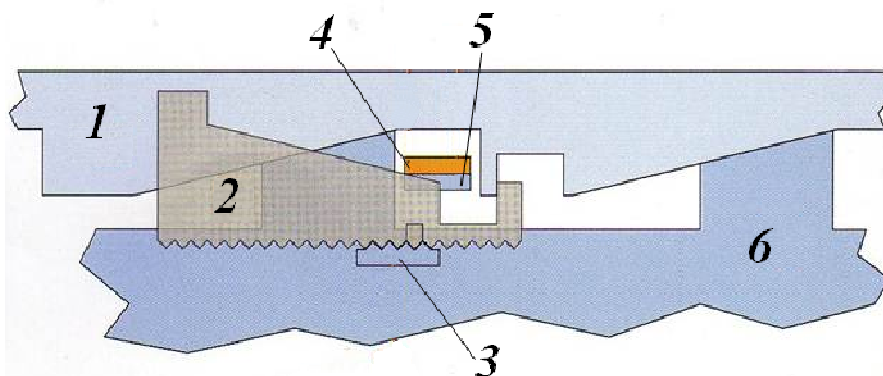
В роботі [127] вказується про вплив зношування фрикційних накладок веденого диску зчеплення на вихідні параметри системи керування зчепленням, а саме на його динамічні показники. Також приведено результати експериментальних досліджень динаміки виконавчого механізму електропневматичного приводу зчеплення та показано, що зношування фрикційних накладок веденого диску зчеплення призводить до зміни початкового положення поршня виконавчого механізму приводу. Крім того це призводить до збільшення навантаження на елементи приводу та виконавчого пристрою керування зчепленням у зчепленні із діафрагмовою пружиною. У зчеплення із периферійними пружинами зношування фрикційних накладок веденого диску зчеплення зменшує притискне зусилля.

Аналіз приведених результатів дозволяє зробити висновок про зниження швидкодії приводу зчеплення до 10% при роботі із зношеними фрикційними накладками.

Сучасний привід керування зчепленням не передбачає наявність вільного ходу. Такий підхід виключає необхідність періодичних регулювань приводу керування зчепленням. Натомість вимагає додаткових засобів компенсації зношування фрикційних накладок. Ці засоби можна поділити на дві групи. Одна група — забезпечує автоматичне регулювання механізму зчеплення, утримуючи натискну пружину у сталому початковому положенні. Роботу такої системи можна прослідкувати на прикладі системи автоматичної компенсації зносу накладок веденого диска Xtend (рис. 2). В системі Xtend передбачено компенсаційний механізм (рис. 1.30), за допомогою якого спочатку реєструється зменшення товщини накладок, яке точно відповідає збільшенню переміщення натискного диска 6 щодо кожуха зчеплення, а отже, і щодо обмежувача 5 і пружини утримання 4, шляхом повертання установчого кільця 1 відносно натискного диска 6, автоматично компенсується зазор, який виникає в результаті зносу накладок.

Діафрагмова пружина впливає на натискний диск не безпосередньо (через виступ), як у звичайному зчепленні, а через установочне кільце. Один бік кільця контактує з натискним диском

по похилій площині, а на інший спирається діафрагмова пружина. При зношуванні накладок кільце 1 провертається відносно диску 6 та за рахунок похилої площини натискний диск наближується до веденого диску. Таким чином діафрагмова пружина залишається у незмінному початковому стані зберігаючи характеристики зчеплення. Такий підхід використовується для зчеплень легкових автомобілів.



1 — установче кільце; 2 — зубчастий повзун; 3 — зубчаста рейка;
4 — утримуюча пружина; 5 — обмежувач; 6 — натискний диск

Рис. 1.30. Схема роботи системи Xtend

Інша група — пропонується для використання у приводі вантажних автомобілях та автобусах. Принцип їх дії заснований на зменшенні довжини штоку виконавчого пристрою керування зчепленням, який складається з двох секцій [128]. Це може бути як механічна так гідромеханічна система. Передача зусилля між двома секціями штоку здійснюється за рахунок замкнутої порожнини А (рис. 1.31). Доступ рідини у порожнину А контролюється зворотним клапаном 5. Завдяки системі компенсації зносу фрикційних накладок циліндр 1, виконаний коротше традиційних конструкцій, і забезпечує тільки хід, необхідний для вимикання зчеплення. Механізм автоматичної компенсації зносу складається з двох штоків: внутрішнього 3 і зовнішнього 11. Між ними знаходиться порожнина А з гальмівної рідиною, яка відокремлена від контуру приводу вимикання зчеплення кулькою зі зворотнім клапаном 5.

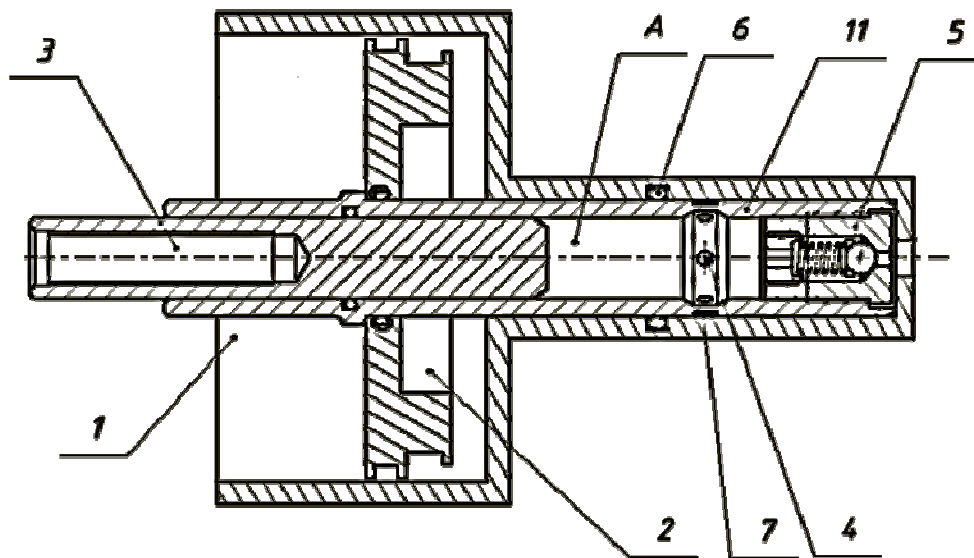


Рис. 1.31. Схема зміни довжини штока пневмогідравлічного підсилювача

Принцип роботи механізму аналогічний гідравлічному компенсатору зазору, що використовується у газорозподільному механізмі. Під час натискання на педаль зчеплення тиск гальмівної рідини надходить у порожнину між двома штоками через зворотній клапан і виштовхує внутрішній до упору. Крім цього, тиск впливає на чутливий елемент прискорювального клапана, забезпечуючи тим самим, подачу повітря в силову порожнину Б циліндра 1. Рухаючись вперед, поршень 2 штовхає зовнішній шток 11, при цьому завдяки заблокованому зворотному клапану 5 гідравлічна порожнина А між поршнями 11 і 3 виявляється замкнутою і забезпечує передачу зусилля від поршня 2 зі штоком 11 до штоку 3. При вимиканні зчеплення відбувається випуск повітря з порожнини Б і повернення всього механізму до вихідного стану під дією зворотних пружин. При багаторазовому вимиканні зчеплення відбувається знос накладок, що призводить до поступового невеликого зсуву штока 3 всередину штока 11, зайвий тиск, який залишається в замкнутій гідравлічній порожнині після вимикання зчеплення з плином часу (при русі без виключення зчеплення) стравлюється через нещільності в клапані 5.

Перевагою наведених конструкцій, окрім компенсації зносу фрикційних накладок веденого диску зчеплення, є зниження масово-габаритних показників виконавчих пристроїв та зменшення вимог до їх запасу потужності.

РОЗДІЛ 2 МОДЕЛЮВАННЯ ДВИГУНА ТА ЕЛЕМЕНТІВ ТРАНСМІСІЇ

Складність математичних моделей елементів трансмісії визначається метою яка ставиться перед цими моделями. Загалом відомі двох масова, трьох масова, чотирьох масова [94] та багато масові моделі трансмісії [8, 134]. Для реалізації моделі з метою тестування закону керування зчепленням в режимі рушання з місця та порівняльного аналізу властивостей системи керування із різними законами керування складемо структурну схему математичної моделі (рис. 2.1). Ця математична модель може бути поділена на декілька блоків, які можуть бути досліджені у будь якій робочій комбінації.

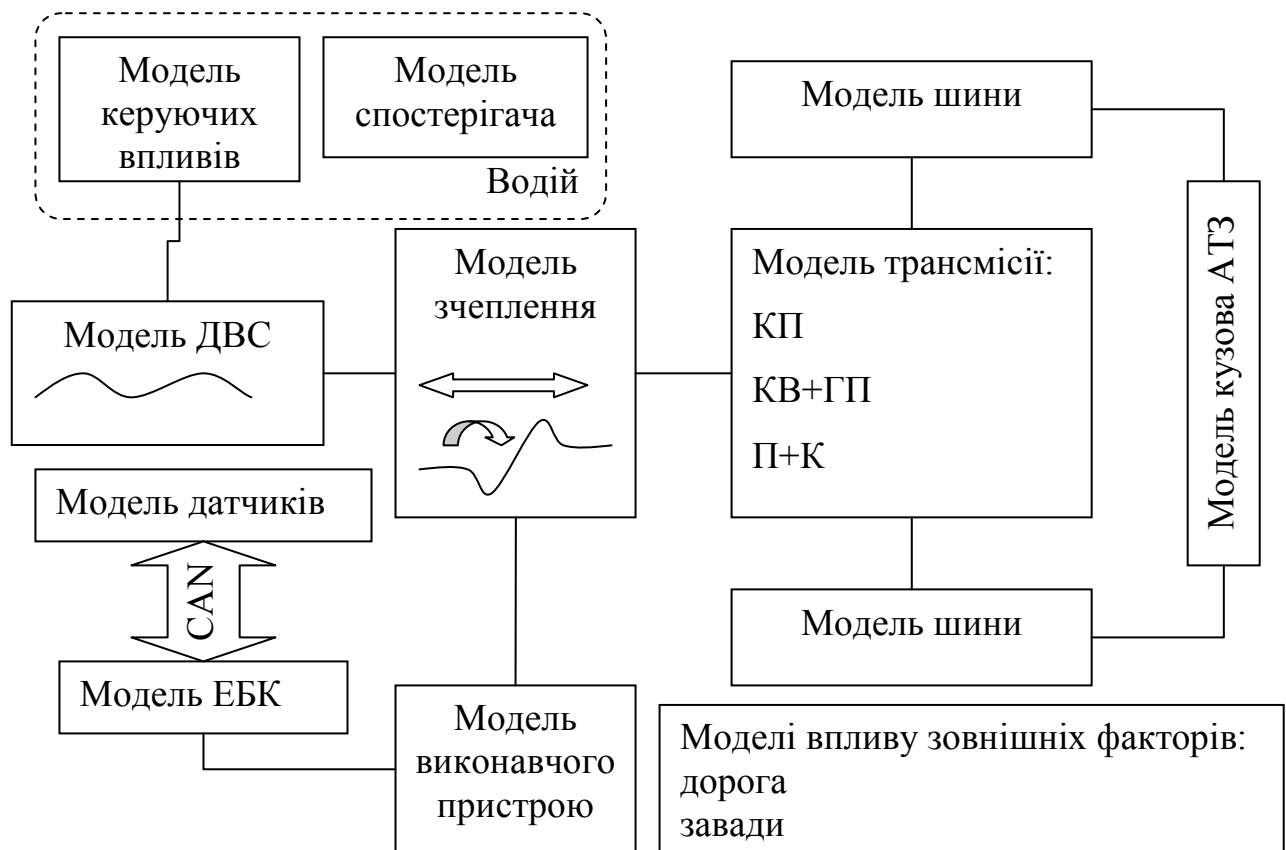


Рис. 2.1. Структурна схема математичної моделі

Кожен блок моделі має свої особливості та прийняті припущення. Загалом комплексна математична модель трансмісії, а також елементів керування нею призначена для проведення

досліджень роботи автоматичної системи керування зчепленням у відповідних режимах руху автотранспортного засобу.

2.1 Моделювання двигуна внутрішнього згорання

У загальновідомих наукових джерелах [129, 130, 131, 132, 133] відзначається, що система рівнянь, яка описує рух деталей двигуна внутрішнього згорання може бути представлена у вигляді залежностей (2.1, 2.2 2.3) виходячи зі схеми, зображеної на рисунку 2.2.

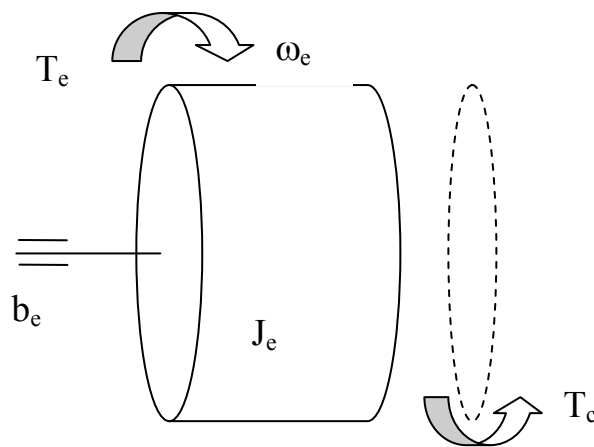


Рис. 2.2. Розрахункова схема деталей двигуна, що обертаються

Вихідним рівнянням динаміки обертання системи обертальних мас двигуна внутрішнього згорання є рівняння (2.1). Маючи залежності зміни T_e та T_c розраховується кутове прискорення колінчастого валу двигуна.

$$J_e \cdot \frac{d^2\varphi_e}{dt^2} = T_e - T_c - b_e \cdot \frac{d\varphi_e}{dt}, \quad (2.1)$$

де T_e — момент на маховику двигуна, Н·м; T_c — момент на ведених дисках зчеплення, Н·м; J_e — інерційний момент обертальних мас двигуна, кг·м²; φ_e — кут повороту колінчастого валу двигуна, рад; b_e — коефіцієнт в'язкого тертя, Н·м·с.

В роботах [134, 135] пропонується враховувати нерівномірність крутного моменту двигуна за цикл для розрахунку демпфуючих елементів трансмісії.

Крутний момент двигуна внутрішнього згоряння залежить від частоти обертання колінчастого валу та положення рейки подачі палива [136, 137]. У дизельному двигуні водій безпосередньо не керує подачею палива, а між педаллю акселератора та рейкою подачі палива присутній регулятор. Зв'язок між положенням педалі акселератора та рейкою подачі палива забезпечується моделлю регулятора. Враховуючи характеристику регулятора залежність крутного моменту задають від ступеня натискання на педаль акселератора (2.2) у вигляді масиву даних.

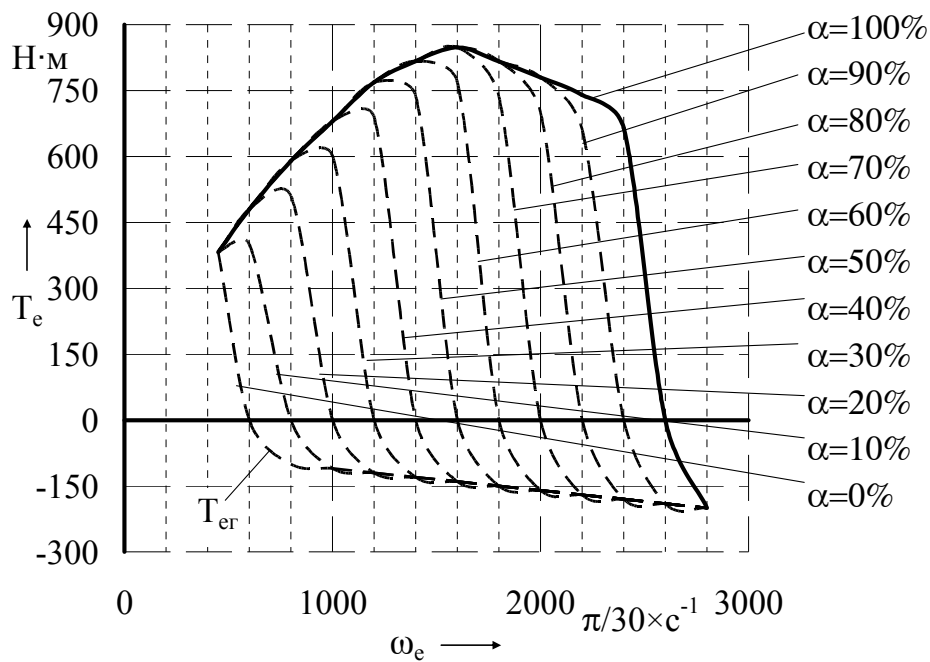
$$T_e = f(\omega_e; \alpha), \quad (2.2)$$

де α — ступінь натискання на педаль подачі палива, %.

Графічно, залежність (2.2) для дизеля з всережимним регулятором побудовано за аналогією з такою характеристикою в роботі [8] та представлено на рисунку 2.3. Від'ємні значення крутного моменту, що позначені T_{er} формують поле крутного моменту в режимі гальмування двигуном.

Залежністю (2.2) користуються більшість авторів [136, 137]. Крутний момент представляється ідеалізовано у вигляді середнього крутного моменту за цикл [136, 137]. В дійсності крутний момент двигуна має коливальний характер, який залежить від кількості циліндрів, тиску в циліндрі, подачі палива та частоти обертання. Приклад характеру зміни крутного моменту для шестициліндрового двигуна наведено на рисунку 2.4.

Момент інерції в (2.1) доцільно залишити постійною величиною оскільки розраховуючи, за відомими формулами [136, 138], його зміну відносно махової маси колінчастого валу з маховиком, можна визначити діапазон, який складає $\pm 0,75\% \dots \pm 1,5\%$. Таким чином доцільно нерівномірність викликану зміною інерційних сил від деталей, що рухаються поступально включити до сумарного моменту двигуна.



T_{er} — гілка крутного моменту на колінчастому валу в режимі гальмування двигуном

Рис. 2.3. Залежність крутного моменту двигуна від частоти обертання його колінчастого валу та положення рейки подачі палива

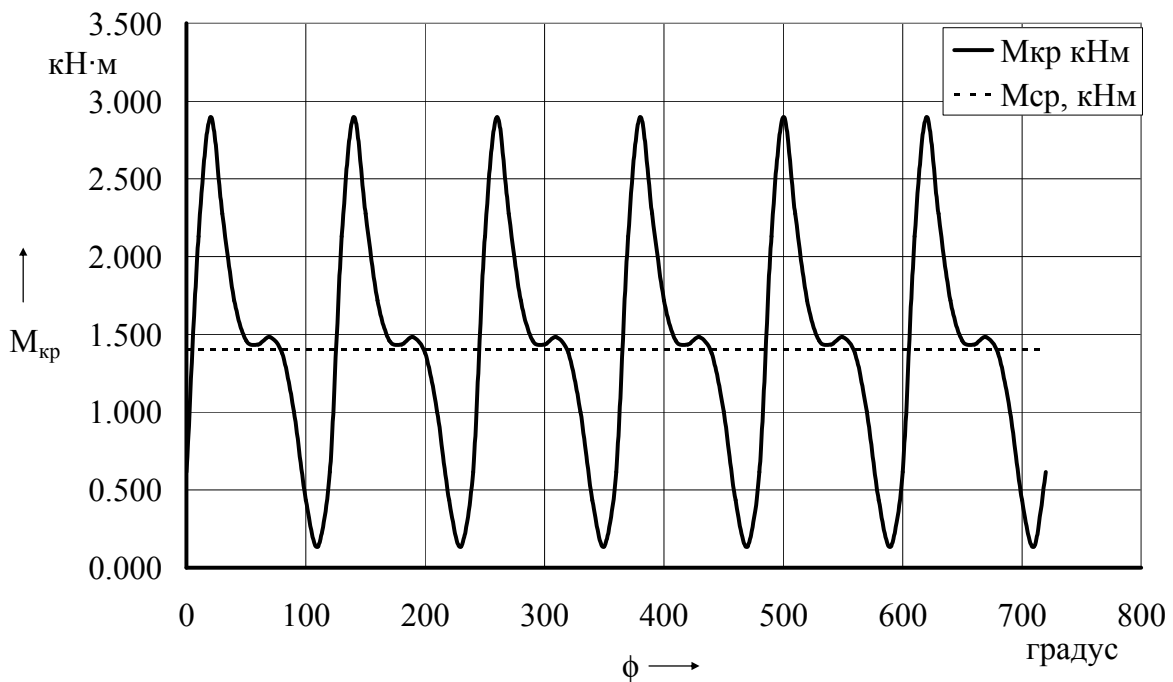


Рис. 2.4. Характер зміни крутного моменту ДВЗ за цикл

Задля моделювання нерівномірності крутного моменту автомобільного двигуна у [134] згадується часова залежність, що також залежить від кутової швидкості колінчастого валу. Поліном наведений у [134] призначений для відтворення зміни крутного

моменту тільки за зовнішньою швидкісною характеристикою двигуна. У [135] та [139, 140] зазначається про коливальний характер крутного моменту але не наведено рішення для реалізації такого підходу при моделюванні. Для моделювання таких режимів роботи зчеплення як мікропроковзування, або слідкування за крутним моментом двигуна [141, 142] необхідно враховувати реальні, коливання крутного моменту. Таким чином, для втілення в математичну модель особливостей зміни крутного моменту двигуна запропонуємо рівняння, що забезпечує згаданий коливальний характер крутного моменту, який би міг змінюватися відповідно до зміни частоти обертання двигуна та подачі палива. З цією метою пропонується сумісне використання поля швидкісних характеристик (2.2) (рис. 2.3) та рівняння (2.3). Яке являє собою дуже просту залежність з мінімальною кількістю параметрів (на відміну від методики, яка об'єднує до двох десятків рівнянь та пропонується у [134]). Зважаючи на точність апроксимації теоретичними залежностями реальної функції зміни крутного моменту двигуна найбільш важливу роль відіграє частота коливань та їх амплітуда. Саме на контроль цих двох параметрів націлено модель (2.3).

$$T_e(\varphi, \omega_e; \alpha_d) = \dots \\ = \frac{T_e(\omega_e; \alpha_d)}{T_{e \max}} \cdot \left(k_e \cdot \left(\sin(i_c \cdot \varphi_e) + 2 \cdot \sin\left(\frac{i_c}{2} \cdot \varphi_e\right) \right) + T_{e \max} \right) \quad (2.3)$$

де i_c — кількість циліндрів двигуна; k_e — коефіцієнт розмаху коливань.

Результати апроксимації функції крутного моменту для шестициліндрового двигуна зображено на рисунку 2.5.

На рисунку 2.5 значення середнього моменту становить 1403 Н·м, Функція (2.3) є симетричною відносно значення $T_{e \max}$, яке становить у наведеному прикладі 1500 Н·м. Таким чином не складно визначити, що похибка відтворення середнього крутного моменту функцією (2.3) становить менше 7%, що цілком прийнятно для моделювання. В якості прикладу на рисунку 2.6 відображено

динаміка крутного моменту впродовж моделювання роботи двигуна відповідно до положення дроселя для двигуна з $T_{e \max} = 840 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

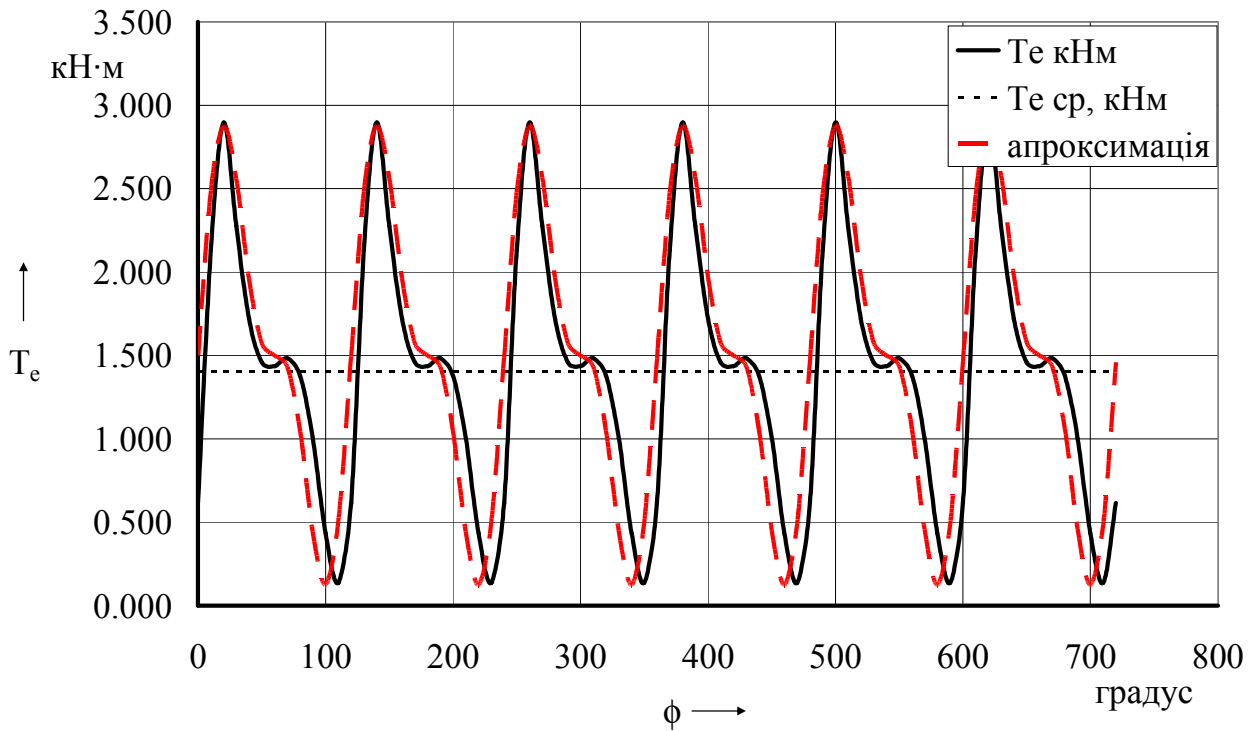


Рис. 2.5. Апроксимація крутного моменту за моделлю (2.3)

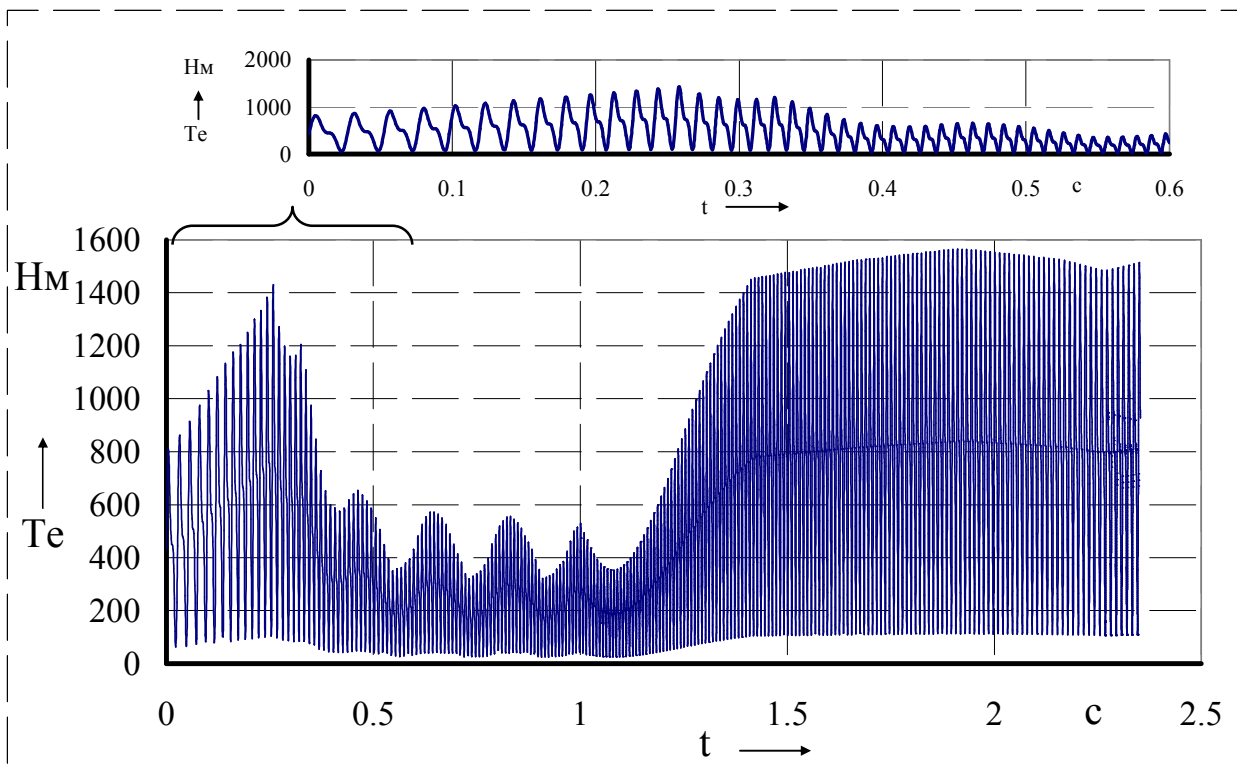


Рис. 2.6. Динаміка крутного моменту двигуна впродовж моделювання

Система рівнянь (2.2) та (2.3) разом із рівнянням зв'язку $\phi = \int \omega_c dt$ дозволяє отримати такий процес.

Зміна амплітуди коливань відбувається прямо пропорційно збільшенню куту відхилення педалі акселератора. Зміна частоти коливань крутного моменту прямо пропорційна збільшенню частоти обертання колінчастого валу, яка визначається з рівняння (2.1). На збільшеному фрагменті, у проміжку часу 0...0,6 с, можна спостерігати збереження форми коливань крутного моменту.

Завдяки застосуванню даного підходу можливо відтворити коливальний характер зміни крутного моменту у всьому робочому діапазоні положень педалі акселератора та частоти обертання колінчастого валу. Впродовж моделювання зміна середнього крутного моменту відповідає масиву даних, що описуються функцією (2.2).

2.2 Моделювання зчеплення

Основним елементом моделі зчеплення є модель тертя у контакті між ведучими та веденими дисками. Враховуючи проблемність простих моделей [143] та складність більш сучасних [144] пропонується вдосконалити математичні моделі тертя [143, 145] шляхом доопрацювання формули, яка описує ефект Штрибіка [146, 147, 143], та виключення ефекту «сповзання» [148]. Систему рівнянь за якою визначається момент тертя між дисками зчеплення запишемо у вигляді системи рівнянь (2.4). Базове, перше, рівняння цієї системи структурно складається з двох доданків. Другий доданок схожий на рівняння, що відтворюють ефект Штрибека в багатьох моделях, таких як LuGre або еласто-пластичної моделях [144, 149], пропорційна відносній швидкості ковзання контр тіл та відповідає за відтворення сили тертя в режимі ковзання. Перший доданок забезпечує зміну сили тертя в режимі пружних деформацій, в якому сила тертя пропорційна відносному зсуву контр тіл пари тертя.

В початковий момент інтегрування початкові значення параметрів таких як ω_r та $\int \omega_r dt$ дорівнюють нулю.

$$\left\{ \begin{array}{l} T_c(\omega_r) = T_c^{\text{stat}} \cdot \tanh\left(\frac{\int \omega_r dt}{\phi_0} + k_\omega \cdot \frac{\omega_r}{\omega_s}\right) - \dots \\ \quad - \text{sign}\left(\frac{\omega_r}{\omega_s}\right) \cdot (T_c^{\text{stat}} - T_c^{\text{din}}) \cdot \left(1 - e^{-\left(\frac{|\omega_r|}{\omega_s}\right)^2}\right) \\ T_c^{\text{din}} = k_{\text{din}} \cdot T_c^{\text{stat}} \\ \int \omega_r dt = \phi_0 \cdot \text{sign}(\int \omega_r dt) \quad \text{якщо} \quad \omega_r = 0 \\ T_c^{\text{stat}} = F_n \cdot \mu \cdot R_{\text{cp}} \cdot i \end{array} \right. \quad (2.4)$$

де T_c^{stat} — момент тертя зчеплення у разі відсутності відносного проковзування його дисків, Н·м, T_c^{din} — момент тертя зчеплення у разі наявності відносного проковзування його дисків, Н·м, k_ω — коефіцієнт впливу внутрішнього тертя, k_{din} — коефіцієнт зниження моменту зчеплення в динаміці, ϕ_0 — відносний кут повороту дисків зчеплення в межах якого спостерігається пружна деформація контактних пар, м, ω_s — відносна кутова швидкість дисків зчеплення, яка розмежовує статичний та динамічний режим тертя, с^{-1} , μ — коефіцієнт тертя, R_{cp} — середній радіус тертя веденого диску зчеплення, м, i — кількість поверхонь тертя.

Таким чином особливістю запропонованої моделі є спроможність враховувати пружну деформацію на початку нарощування моменту тертя, наявність ефекту Штрібека при збільшенні відносної кутової швидкості дисків зчеплення [134] та повернення до пружного стану при зниженні швидкості проковзування за рахунок обнуління інтегратора.

Відмінністю моделі (2.4) є суттєво спрощена математична структура та наявність лише однієї змінної. Реалізація моделі тертя (2.4) у середовищі Simulink[®] зображена на рисунку 2.7.

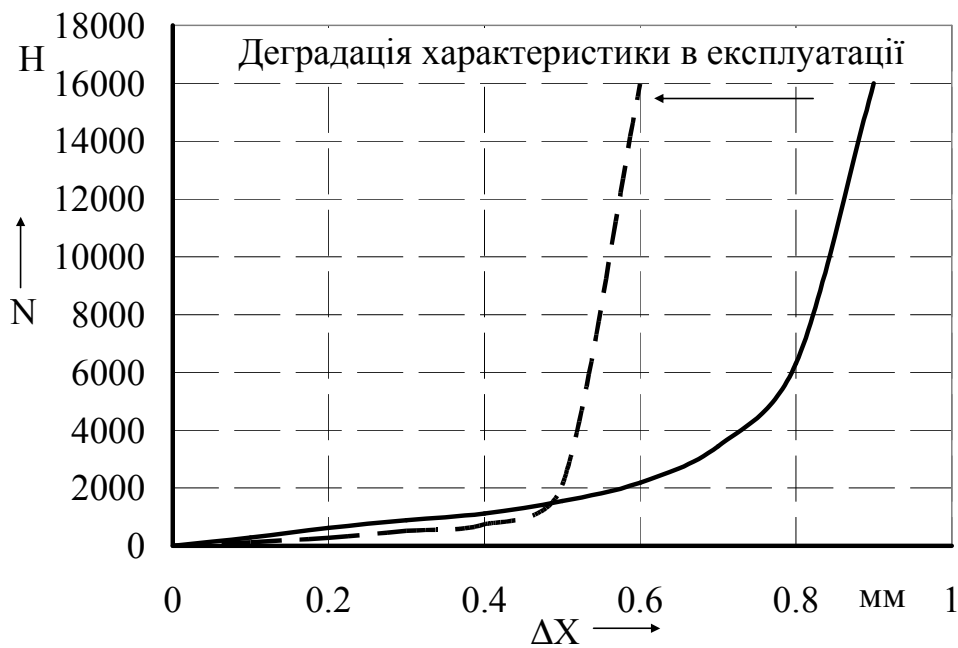


Рис. 2.8. Пружна характеристика веденого диску зчеплення у осьовому напрямку та її деградація впродовж експлуатації [134 ,150]

Відповідно до розрахункової схеми (рис. 2.9), для визначення нормальної притискної сили між поверхнями тертя враховується динаміка осьового переміщення натискного диску з врахуванням пружних властивостей під дією сили натискної пружини та сили тертя. Від врахування коливальних процесів в самому веденому диску відмовимося та визначальним критерієм для функції $F_n = f(x_c)$ візьмемо положення натискного диску $x_{нд}$.

З врахуванням узагальненої координати прийнятої в розрахунковій схемі (рис. 2.9), математична модель пружної характеристики $F_n = f(x_c)$ для веденого диску у новому стані відображується системою (2.5)

$$F_n = \begin{cases} 9 \cdot 10^{16} \cdot x^4 - 9 \cdot 10^{13} \cdot x^3 + 3 \cdot 10^{10} \cdot x^2 - 709441 \cdot x, \\ 0 \quad \text{якщо } x < 0 \end{cases}, \quad (2.5)$$

де x — деформація веденого диску, м.

Математична модель пружної характеристики $F_n = f(x_c)$ для веденого диску, що довго перебуває в експлуатації відображується системою (2.6)

$$F_n = \begin{cases} 5 \cdot 10^{17} \cdot x^4 - 4 \cdot 10^{14} \cdot x^3 + 7 \cdot 10^{10} \cdot x^2 - 3 \cdot 10^6 \cdot x \\ 0 \quad \text{якщо } x < 0 \end{cases} \quad (2.6)$$

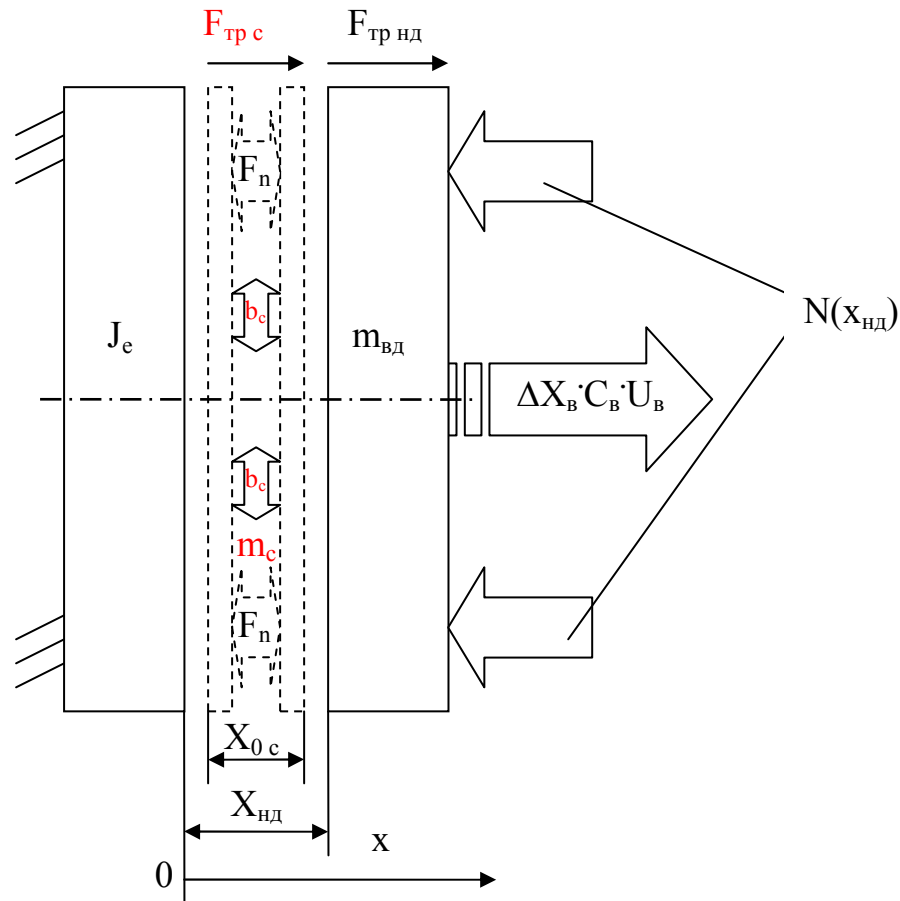


Рис. 2.9. Розрахункова схема поступального руху ведучих та ведених дисків зчеплення

Рівняння руху ведучих дисків зчеплення в осьовому напрямку має вигляд

$$m_{нд} \cdot \frac{d^2 x_{нд}}{dt^2} = N(x_{нд}) - F_{тр\ нд} \left(\frac{dx_{нд}}{dt} \right) - F_n(x_{0с} - x_{нд}) \quad , \quad (2.7)$$

де $m_{нд}$ — маса ведучого, натискного диску, кг; $x_{нд}$ — положення ведучого, натискного диску, м; N — зусилля натискної пружини, Н; $x_{нд}$ — положення штоку пристрою керування зчепленням, м;

x_{0c} — осьовий розмір веденого диску зчеплення без навантаження, м.

Відлік переміщення дисків починається від поверхні маховика до якої притискається ведений диск.

У сучасних зчепленнях зусилля на натискному диску, з боку кожуху, формується діафрагмовою пружиною. Як відомо характеристика розрізної діафрагмової пружини є нелінійною. Багато авторів працювали над розробкою та вдосконалення теорії розрахунку розрізних діафрагмових пружин [134, 151, 152, 153, 154, 155]. Формули для визначення зв'язку між зусиллям та переміщенням на натискному диску та муфті вимикання зчеплення дуже складні, мають багато компонентів та результати, обчислені за ними, дуже чутливі до діапазону обраних параметрів. Таким чином використання багатьох виразів, що пропонуються в згаданих роботах дуже важливі при проектуванні та вдосконаленні конструкції зчеплення. Натомість під час моделювання процесу рушання АТЗ така деталізація процесу зміни зусилля зайва. Оскільки діафрагмова пружина поєднує в собі функції пружного елемента та важеля, що відводить натискний диск від фрикційних дисків зчеплення зробимо еквівалентне заміщення та представимо розрізну діафрагмову пружину у вигляді еквівалентного важеля з пружним елементом із жорсткістю C_b , що сприймає навантаження муфти вимикання зчеплення. Для одного з поширених конструктивних виконань зчеплення у трансмісії вантажних автомобілів (рис. 2.10) пропонується еквівалентна розрахункова схема зазначеного зчеплення (рис. 2.11).

Розв'язання задачі про процес передавання зусилля з муфти вимикання зчеплення до натискного диску передбачає систему рівнянь, що складається з (2.4), (2.5), (2.7), (2.8), (2.9), (2.10).

Для практичних розрахунків використовують різноманітні функції, які відображають характеристику у безрозмірних координатах, в залежності від безрозмірної лінійної або кутової деформації. Використання цих виразів розглянуті в [134, 156]. Прикладом такої функції може бути залежність (2.8) безрозмірної сили від безрозмірної лінійної деформації пружини.

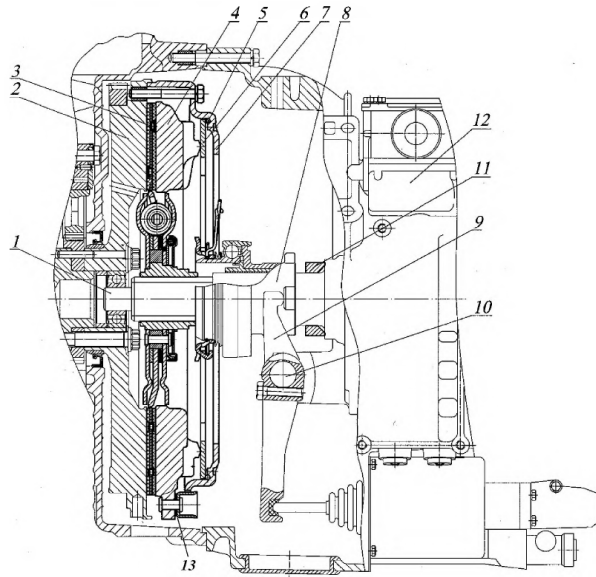


Рис. 2.10. Конструктивне виконання зчеплення, для вимикання якого потрібно витягувати пелюстки пружини у напрямку коробки передач

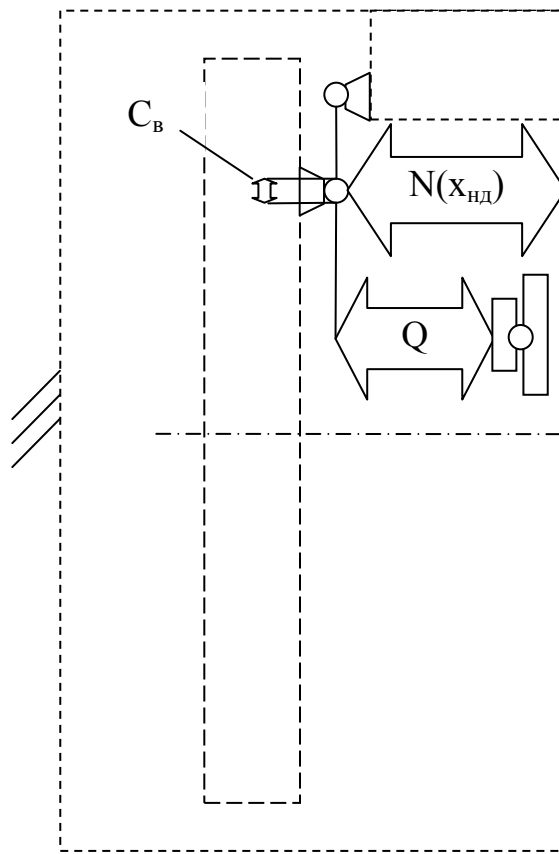


Рис. 2.11. Розрахункова схема діафрагмової пружини

$$\frac{P}{N} = \left(\frac{H}{h}\right)^2 \cdot \frac{\lambda}{H} \cdot \left(\left(1 - 0,5 \cdot \frac{\lambda}{H}\right) \cdot \left(1 - \frac{\lambda}{H}\right) + \left(\frac{h}{H}\right)^2 \right) \quad (2.8)$$

де h — товщина стінки діафрагмової пружини, м; H — висота нерозрізної частини діафрагмової пружини у вільному стані, м; λ — деформація нерозрізної частини пружини, м; N — номінальне зусилля пружини при повністю увімкненому зчепленні, Н; P — зусилля, що відповідає деформованому стану нерозрізної частини пружини, Н.

Графічно залежність (2.8) зображено на рисунку 2.12.

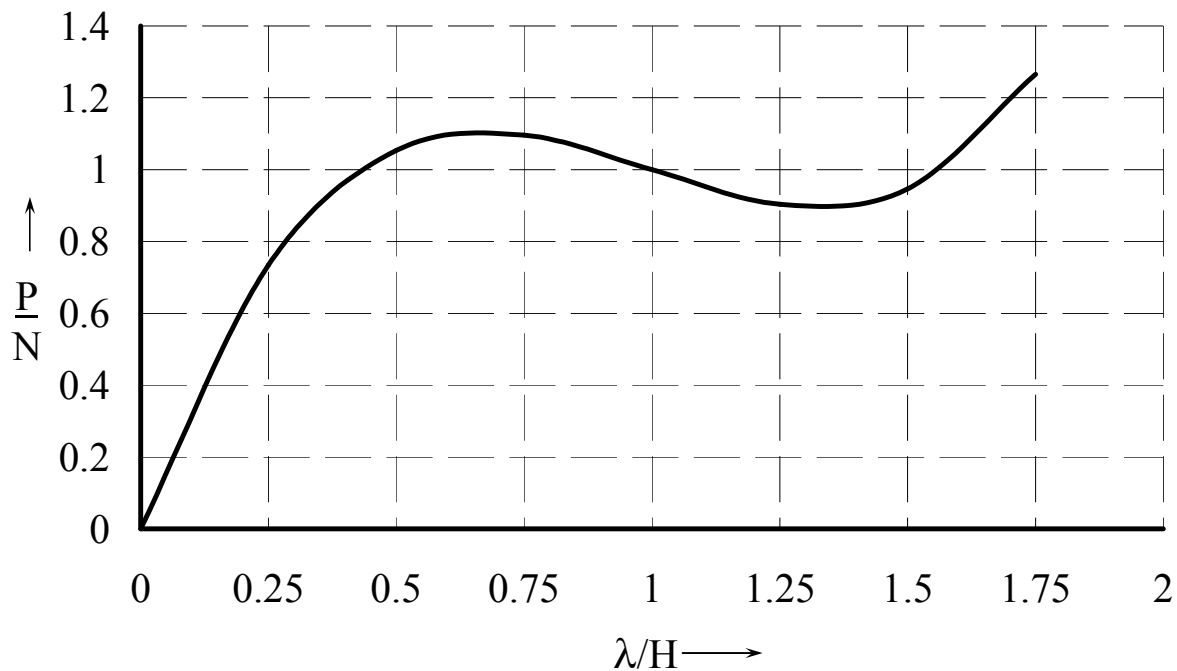


Рис. 2.12. Характеристика діафрагмової пружини у безрозмірних координатах

Таким чином функцію $N(x_{нд})$ отримаємо шляхом помноження номінального значення сили N на безрозмірну функцію $\frac{P}{N}$. Орієнтовну жорсткість пелюстків пружини у вигляді жорсткості важеля C_v визначимо за даними виробника, де зазвичай наводяться максимальні переміщення натискного диску та муфти вимикання зчеплення. Також виробники наводять і значення сил на натискному диску та на муфті вимикання зчеплення. За цими даними легко розрахувати силове передавальне число пружини (2.9) та визначитися із жорсткістю еквівалентного важеля (2.10).

$$U_v = \frac{N}{Q}, \quad (2.9)$$

де Q — зусилля на муфті вимикання зчеплення, Н,

$$C_B = \frac{Q}{X_M}, \quad (2.10)$$

де X_M — максимальне переміщення муфти вимикання зчеплення, м.

Наприклад, для зчеплення MZF-430, за даними виробника [157], згадані параметри становлять $N=28000\text{Н}$, $N=25000\text{Н}$, $Q=600\text{Н}$, $U_B = 4,84$ цей показник, розрахований за формулою (2.9) становить 4,67. Робочій хід муфти вимикання зчеплення 12 мм, що відповідає ходу натискного диску біля 2,5 мм. Таким чином на ході 12 мм зусилля на муфті вимикання зчеплення змінюється від $Q=0\text{Н}$ до $Q=6000\text{Н}$. Жорсткість еквівалентного важеля, за формулою (2.10), становить $C_B = 500 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$ або $C_B = 500000 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$.

Динаміка переміщення веденого диску, що визначається рівнянням (2.7) та відображено на рисунку 2.13.

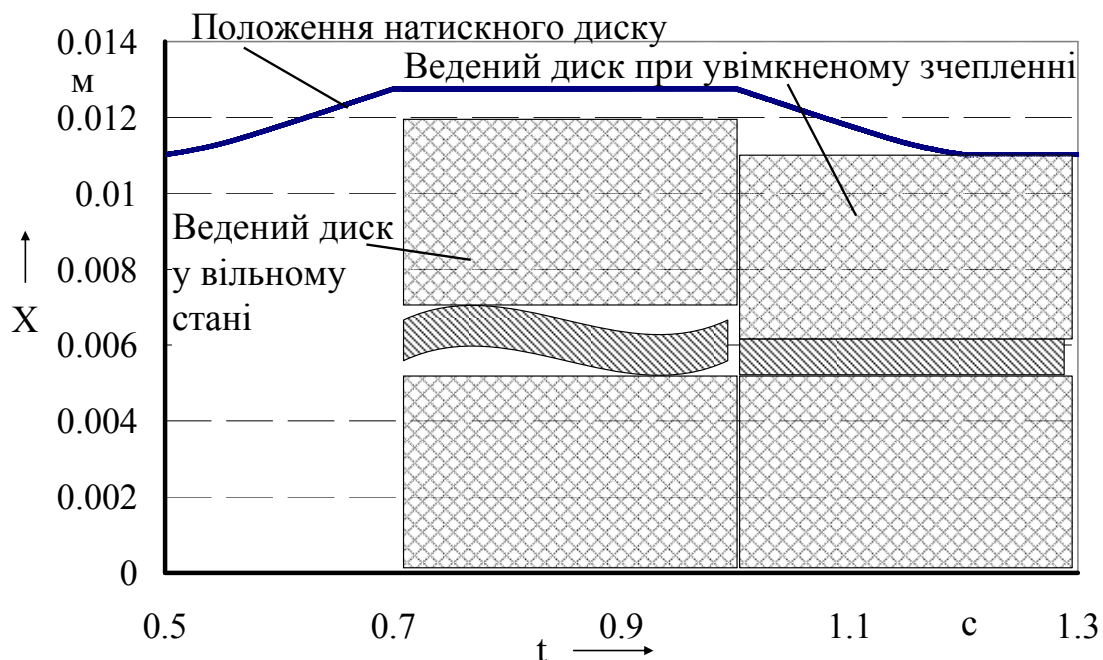


Рис. 2.13. Результати моделювання динаміки переміщення натискного диску

Зміна сили на пелюстках натискної пружини при натисканні та відпусканні пружини зображена на рисунку 2.14. Зміна зусиль на різних елементах механізму зчеплення представлено на рисунку 2.15.

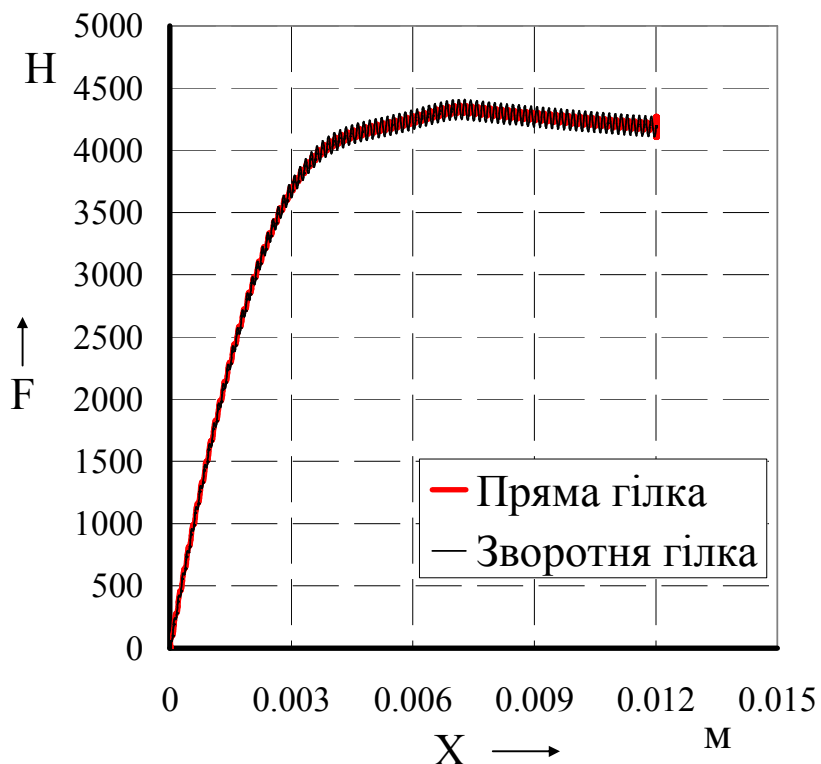
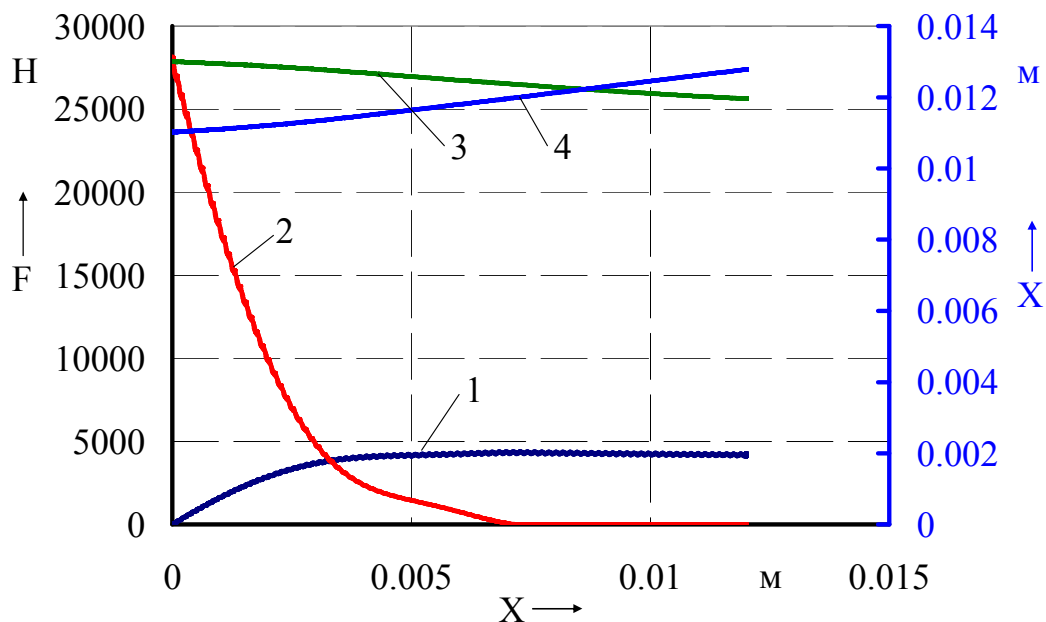


Рис. 2.14. Зміна сили на пелюстках діафрагмової пружини



1 — зусилля на муфті вимикання зчеплення, 2 — зусилля між фрикційними накладками та ведучими дисками зчеплення, 3 — зусилля натискної пружини, 4 — положення натискного диску зчеплення.

Рис. 2.15. Робочий процес вимикання зчеплення

Після натискання на пелюстки діафрагмової пружини вони вигинаються та передають зусилля на кільцеву частину натискної пружини разом з цим вона деформується. Деформація кільцевої частини сприяє зміщенню натискного диску та зменшенню притискного зусилля між веденим та ведучим дисками. На рисунку 2.15 всі криві, що характеризують зміну навантаження приведені в залежності від переміщення муфти вимикання зчеплення.

2.3 Моделювання інших елементів трансмісії

Моделювання елементів трансмісії здійснено з використанням традиційних підходів з врахуванням жорсткості її елементів.

Так модель зчеплення складається з рівнянь (2.4), (2.5), (2.7).

Відповідно до розрахункової схеми (рис. 2.16), залежність для визначення кутового прискорення веденого диска зчеплення записується у вигляді (2.11).

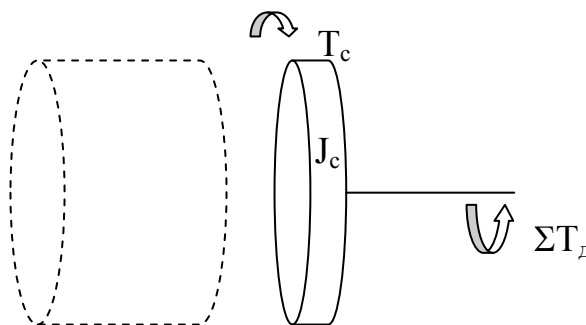


Рис. 2.16. Розрахункова схема веденого диска зчеплення

$$J_c \cdot \varepsilon_c = T_c - \Sigma T_d, \quad (2.11)$$

де J_c — інерційний момент ведених дисків зчеплення, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

ε_c — кутове прискорення ведених дисків зчеплення, с^{-2} ;

T_c — момент на поверхні веденого диска зчеплення, $\text{Н} \cdot \text{м}$;

ΣT_d — момент від демпфера та маточини веденого диска, $\text{Н} \cdot \text{м}$.

В (2.11) ΣT_d представляє собою суму двох складових. Перший доданок це момент тертя на поверхні веденого диска зчеплення, а

другий доданок це функція сили пружності пружин, моменту третя фрикційних накладок демпферу та жорсткого упору в штифти маточини веденого диску (рис. 2.17). Зазвичай пружна частина демпфера може мати симетричну або несиметричну одно, двох або багато ступеневу характеристику. Сучасні пружно фрикційні демпфери частіше мають несиметричну двоступеневу характеристику [134].

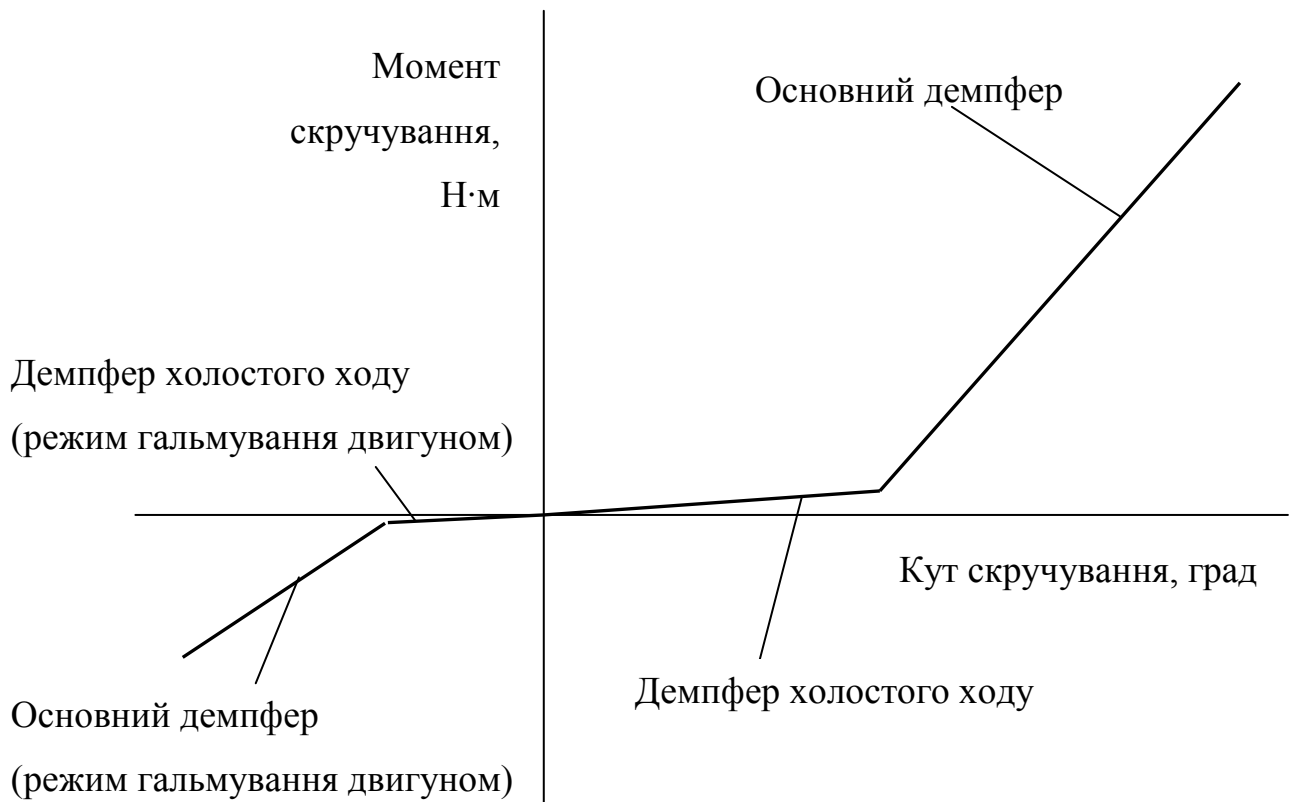


Рис. 2.17. Схема характеристики пружно-фрикційного демпфера крутих коливань

Відповідно до розрахункової схеми наведеної на рисунку 2.16 для знаходження моменту на демпфері складемо рівняння (2.12), в якому враховуються жорсткість пружини демпфера C_D та коефіцієнт в'язкого демпфірування b_D .

$$\Sigma T_D = \{ \varphi_{D_i}, C_{D_i} \} - b_D \cdot \omega_{r_D}, \quad (2.12)$$

де $\{ \varphi_{D_i}, C_{D_i} \}$ — вектор жорсткості ділянок пружинного демпфера,

$\frac{H \cdot m}{\text{рад}}$; φ_c — кут повороту веденого диску зчеплення, рад;
 $\varphi_{\text{КП}_I}$ — кут повороту первинного валу коробки передач, рад;
 b_d — коефіцієнт в'язкого демпфірування, $H \cdot m \cdot c$; ω_{r_d} — відносна кутова швидкість в демпфері, c^{-1} .

$$\omega_{r_d} = (\omega_c - \omega_{\text{КП}_I}), \quad (2.13)$$

де ω_c — кутова швидкість веденого диска, c^{-1} .

Функція моменту тертя в демпфері, за аналогією з моделлю тертя (2.4), визначається за системою (2.14).

$$\left\{ \begin{array}{l} T_d(\omega_{r_d}) = T_d^{\text{stat}} \cdot \tanh\left(\frac{\int \omega_{r_d} dt}{\phi_{0_d}} + k_{\omega_d} \cdot \frac{\omega_{r_d}}{\omega_{s_d}}\right) - \dots \\ \quad - \text{sign}\left(\frac{\omega_{r_d}}{\omega_{s_d}}\right) \cdot (T_d^{\text{stat}} - T_d^{\text{din}}) \cdot \left(1 - e^{-\left(\frac{|\omega_{r_d}|}{\omega_{s_d}}\right)^2}\right) \\ T_d^{\text{din}} = k_{\text{din}_d} \cdot T_d^{\text{stat}} \\ \int \omega_{r_d} dt = \phi_{0_d} \quad \text{якщо} \quad \omega_{r_d} = 0 \\ T_d^{\text{stat}} = F_{n_d} \cdot \mu_d \cdot R_{\text{ср}_d} \cdot i_d \end{array} \right. , \quad (2.14)$$

де T_d^{stat} — момент тертя демпферу у разі відсутності відносного проковзування його дисків, $H \cdot m$, T_d^{din} — момент тертя у разі наявності відносного проковзування дисків демпферу, $H \cdot m$,

k_{ω_d} — коефіцієнт впливу внутрішнього тертя,
 k_{din_d} — коефіцієнт зниження моменту демпферу в динаміці,
 ϕ_{0_d} — відносний кут повороту дисків демпферу в межах якого спостерігається пружна деформація контактних пар, м,
 ω_{s_d} — відносна кутова швидкість дисків демпферу яка розмежовує статичний та динамічний режим тертя, с^{-1} , μ_d — коефіцієнт тертя пар демпферу, $R_{\text{ср}_d}$ — середній радіус тертя дисків демпферу, м,
 i_d — кількість поверхонь тертя демпферу; F_{n_d} — притискне зусилля між дисками демпферу, Н.

В початковий момент інтегрування початкові значення параметрів таких як ω_{r_d} та $\int \omega_{r_d} dt$ дорівнюють нулю.

Для знаходження кутової швидкості веденого диска, необхідно взяти інтеграл його кутового прискорення (2.15).

$$\omega_c = \int \varepsilon_c dt. \quad (2.15)$$

Кут повороту веденого диску зчеплення знаходимо після інтегрування кутової швидкості веденого диску (2.16).

$$\phi_c = \int \omega_c dt. \quad (2.16)$$

Як вже зазначалося, жорсткість демпферу C_d складається з жорсткості пружин його першої та другої ступені та жорсткості жорсткого упору у обмежувальні штифти. З огляду на особливості моделювання у середовищі Simulink простіше за все задати складну функцію жорсткості демпферу у вигляді матриці даних (2.17).

$$\{\varphi_{дi}, C_{дi}\} = \begin{bmatrix} \varphi_c - \varphi_{кпI} < \varphi_{д1} & C_{д1} \\ \varphi_{д1} < \varphi_c - \varphi_{кпI} < \varphi_{д2} & C_{д2} \\ \varphi_{д2} < \varphi_c - \varphi_{кпI} < \varphi_{д3} & C_{д3} \\ \varphi_{д3} < \varphi_c - \varphi_{кпI} < \varphi_{д4} & C_{д4} \\ \varphi_{д4} < \varphi_c - \varphi_{кпI} & C_{д5} \end{bmatrix}, \quad (2.17)$$

де $C_{д1}, C_{д2}, C_{д3}, C_{д4}, C_{д5}$ — жорсткості відповідної ділянки характеристики демпферу, $\frac{Н \cdot м}{рад}$; $\varphi_{д1}, \varphi_{д2}, \varphi_{д3}, \varphi_{д4}$ — відносний кут скручування демпферу до за діяння відповідної ділянки жорсткості, рад.

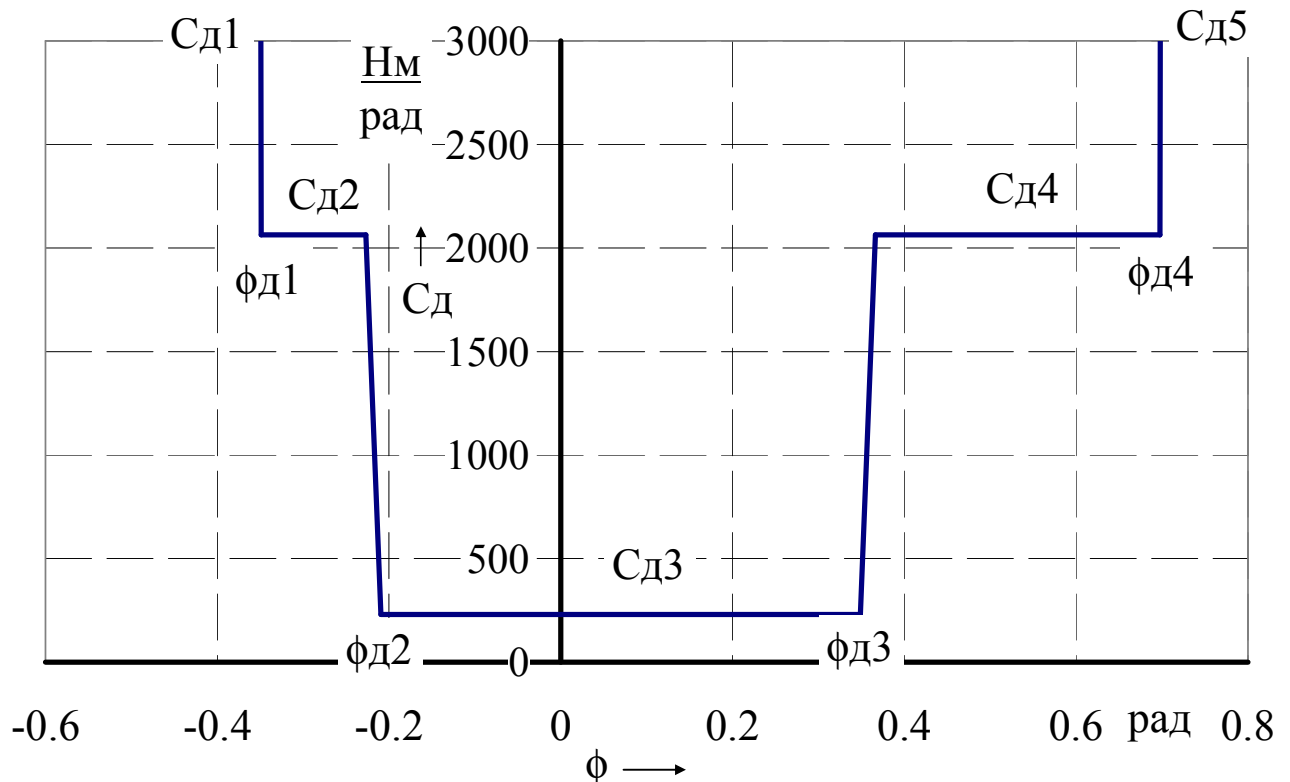


Рис. 2.18. Залежність жорсткості демпферу від відносного кута скручування

Модель коробки передач, відповідно до розрахункової схеми (рис. 2.19) враховує такі параметри як інерцію обертальних мас, приведену жорсткість валів коробки передач, передавальне число коробки передач та в'язке тертя.

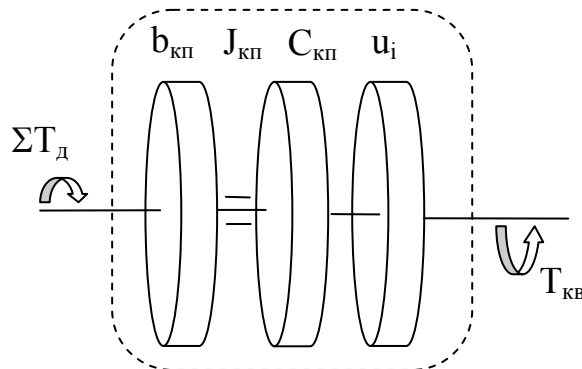


Рис. 2.19. Розрахункова схема коробки передач

Динаміка обертального руху вихідного валу коробки передач визначається рівнянням (2.18) із відповідними рівняннями зв'язку щодо визначення швидкості обертання валів та їх кута повороту інтегруванням.

$$J_{кп} \cdot \frac{d^2 \varphi_{кпII}}{dt^2} = \Sigma T_d(\omega_{гд}) \cdot u_i - T_{кв} - b_{кп} \cdot \frac{d\varphi_{кпII}}{dt} \quad (2.18)$$

де $b_{кп}$ — коефіцієнт в'язкого демпфірування, $\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$; $\varphi_{кпII}$ — кут повороту вторинного валу коробки передач, рад; u_i — передавальне число i -тої передачі в коробці передач; $J_{кп}$ — сумарний момент інерції складових коробки передач приведений до її вторинного валу, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$, $T_{кв}$ — крутний момент карданного валу, $\text{Н} \cdot \text{м}$.

Модель карданного валу разом із головною передачею має розрахункову схему (рис. 2.20) та вираз (2.19).

Із припущенням, що рушання з місця будемо розглядати в умовах прямолінійного рух можна допустити, що тертя в диференціалі відсутнє. Звідси рівняння динаміки карданної передачі та півосі із колесом виглядатиме, відповідно до розрахункових схем (рис. 2.20) та (рис. 2.21), наступним чином.

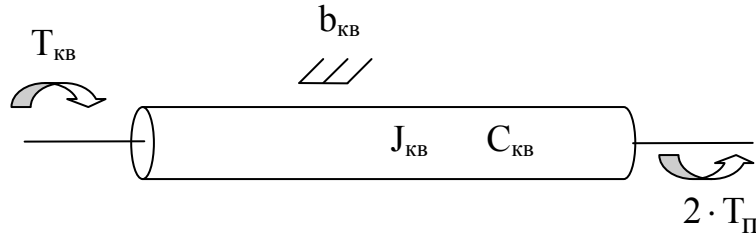


Рис. 2.20. Розрахункова схема карданного валу разом із головною передачею

$$J_{KB} \cdot \frac{d^2 \varphi_{KB}}{dt^2} = T_{KB} - 2 \cdot T_{\Pi} - b_{KB} \cdot \frac{d\varphi_{KB}}{dt} \quad (2.19)$$

де J_{KB} — сумарний момент інерції складових карданного валу та головної передачі приведений до веденої шестерні головної передачі, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; ω_{KB} — кутова швидкість карданного валу, с^{-1} ; φ_{KB} — кут повороту карданного валу, с^{-2} ; T_{Π} — крутний момент півосі, $\text{Н} \cdot \text{м}$; b_{KB} — коефіцієнт в'язкого демпфірування, $\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$.

$$T_{KB} = C_{KB} \cdot (\varphi_{КП\Pi} - \varphi_0 \cdot u_0), \quad (2.20)$$

де u_0 — передавальне число головної передачі; C_{KB} — жорсткість карданної передачі, $\text{Н} \cdot \text{м}$; φ_0 — кут повороту веденої шестерні головної передачі, рад.

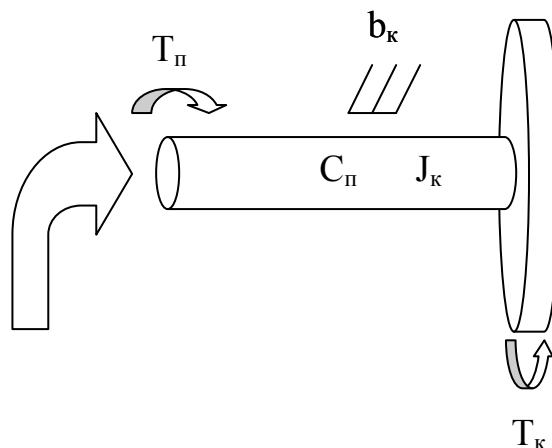


Рис. 2.21. Розрахункова схема півосі з колесом

$$J_k \cdot \frac{d^2 \varphi_k}{dt^2} = T_{\Pi} - T_k(\omega_k) - T_f - b_k \cdot \frac{d\varphi_k}{dt} \quad (2.21)$$

де J_k — момент інерції колеса з піввіссю та покришкою, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; φ_k — кут повороту колеса, рад; b_k — коефіцієнт в'язкого демпфірування, $\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$; $T_k(\omega_k)$ — момент, що виникає завдяки силі зчеплення в плямі контакту колеса з дорогою, $\text{Н} \cdot \text{м}$; T_f — момент опору кочення колеса, $\text{Н} \cdot \text{м}$.

Наступний елемент, який передає крутний момент є покришка. Математичний опис її робочого процесу під час початку руху потребує окремої уваги.

2.4 Моделювання опору коченню при початку руху

Момент опору коченню колеса розраховується за класичною формулою (2.22).

$$T_f = f_{sh} \cdot m_a \cdot g. \quad (2.22)$$

де f_{sh} — коефіцієнт опору кочення шини, m_a — маса автотранспортного засобу, кг ; g — прискорення вільного падіння, $\frac{\text{м}}{\text{с}^2}$.

Існуючі моделі колеса [158, 159, 160, 161, 162] описують процеси ковзання шини та опір її коченню в умовах руху автотранспортного засобу. Статичні моделі мають залежність лише від швидкості руху АТЗ, і так само як і постійний коефіцієнт опору дають зворотний рух АТЗ на початку моделювання. Відомі моделі тертя (такі як LuGre) [135] часто використовують для опису шини, але їм притаманні вже згадані недоліки у вигляді «сповзання». Враховуючи концепцію прийняту для моделювання крутного моменту двигуна раціонально модель (2.4) із змінами запровадити для моделювання опору коченню шини. Її властивості на початку руху зможуть описати початок руху АТЗ із мінімальною кількістю вхідних змінних.

Враховуючи рекомендації фірми Michelin [159]

$$C_r = C_{r_{ISO}} + a \cdot (V^2 - V_{ISO}^2) + b \cdot (V - V_{ISO}) \quad (2.23)$$

де C_r — коефіцієнт опору коченню; $C_{r_{ISO}}$ — значення коефіцієнту виміряне відповідно за вимогами [159, 163, 164]; V_{ISO} — швидкість вимірювання за вимогами [159, 163], V — швидкість АТЗ, км/год (у контексті формули 2.23 [159]), a та b — константи визначені у [159].

Цей вираз можна використовувати у діапазоні швидкостей 0...90 км/год. При чому результат отримуємо у $\frac{\text{kg}}{\text{ton}}$ [159].

Спираючись на розрахункову схему колеса під час початку руху (2.22) та модель (2.4), викладемо залежність (2.23) у вигляді (2.24).

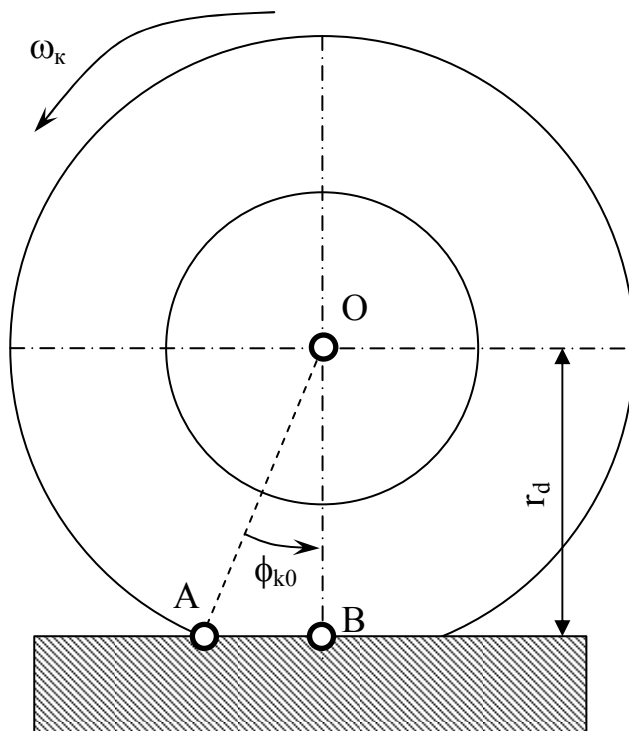


Рис. 2.22. Розрахункова схема колеса під час початку руху

$$f_{sh} = f_s \cdot \tanh\left(\frac{\int \omega_k dt}{0,2 \cdot \phi_{0k}} + k_{\omega_k} \cdot \frac{\omega_k}{\omega_{0k}}\right) + \dots \quad (2.24)$$

$$(a \cdot (V^2 - V_{ISO}^2) + b \cdot (|V| - V_{ISO})) \cdot \text{sign}(V)$$

де f_s — коефіцієнт опору коченню при швидкості руху, що

визначена у [163]; ϕ_{0_k} — половина кута, що обмежує пляму контакту шини з дорогою, рад; ω_k — кутова швидкість обертання колеса автомобіля, c^{-1} ; ω_{0_k} — швидкість обертання колеса нижче якої відбувається перехід до пружної деформації навколо рівноважного стану плями контакту, c^{-1} ; k_{ω_k} — коефіцієнт впливу внутрішнього тертя в шині; V — швидкість АТЗ, м/с.

Відповідно до [159] коефіцієнти a та b в (2.23) дорівнюють $a=5,64e-5, \frac{kg}{ton} \cdot \frac{1}{kph^2}$; та $b=-5,8e-3, \frac{kg}{ton} \cdot \frac{1}{kph}$. Оскільки результат формули (2.24) отримаємо у долях від ваги, а швидкість автомобіля входить у $\frac{M}{c}$, то для можливості використання цих коефіцієнтів у

$$(2.24) \text{ кожен коефіцієнт набуває відповідного вигляду } \frac{a \cdot 3,6^2}{1000} \text{ та } \frac{b \cdot 3,6}{1000}.$$

Для математичного опису зростання сили опору під час рушання з місця з можливістю повернення до положення рівноваги у разі не перевищення максимальної сили зчеплення (2.25).

$$\left\{ \begin{array}{l} T_k(\omega_k) = T_k^{\max} \cdot \tanh\left(\frac{\int \omega_k dt}{\phi_{k0}} + k_v \cdot \frac{s_k \cdot \omega_k \cdot r_d}{V}\right) - \dots \\ \quad - \tanh\left(\frac{s \cdot \omega_k \cdot r_d}{V}\right) \cdot (T_k^{\max} - T_k^{\text{din}}) \cdot \left(1 - e^{-\left(\frac{s_k |\omega_k| \cdot r_d}{V}\right)^2}\right) \\ T_k^{\text{din}} = k_k^{\text{din}} \cdot T_k^{\max} \\ \int \omega_k dt = 0 \quad \text{якщо} \quad |\omega_k| \leq \frac{V}{s \cdot r_d} \wedge \frac{d|\omega_k|}{dt} < 0 \\ T_k^{\max} = R_z \cdot \phi_{\max} \cdot r_d \end{array} \right., \quad (2.25)$$

де s_k — критичне проковзування шини; s — проковзування шини; T_k^{\max} — максимальний момент зчеплення шини з дорогою у разі

ковзання меншого за критичне, Н·м; T_k^{din} — момент зчеплення шини з дорогою у разі ковзання більшого за критичне, Н·м; k_v — коефіцієнт впливу внутрішнього тертя, k_k^{din} — коефіцієнт зниження зчеплення шини з дорогою в динаміці; φ_{k0} — відносний кут повороту колеса в межах якого спостерігається пружна деформація шини, рад, r_d — динамічний радіус кочення колеса, м; ϕ_{max} — максимальний коефіцієнт зчеплення шини з дорогою; R_z — вертикальна реакція дороги, Н; ω_k — кутова швидкість обертання колеса, с^{-1} .

Рівняння (2.24) та (2.25) вирішуються незалежно. Разом вони забезпечують моделювання кочення колеса із забезпеченням рівноваги між тяговим моментом та моментом опору коченню та відповідним динамічним станом колеса. Це вкрай актуально у межах до критичного проковзування.

2.5 Моделювання кузова автотранспортного засобу

Моделювання кузова АТЗ базується на класичних засадах моделювання опору повітря (2.26), складової впливу ухилу дороги (2.27) та врахування інерційної складової кузова (2.28).

$$P_w = \frac{1}{2} \cdot C_x \cdot \rho_w \cdot F_A \cdot (V \pm V_w), \quad (2.26)$$

де P_w — сила опору повітря, Н; C_x — коефіцієнт аеродинамічного опору;

ρ_w — щільність повітря, $\text{кг}/\text{м}^3$; F_A — площа міделя АТЗ, м^2 ; V_w — швидкість повітря, $\text{м}/\text{с}$.

$$P_\gamma = m_a \cdot g \cdot \sin(\gamma), \quad (2.27)$$

де P_γ — сила опору від ухилу дороги, Н; γ — кут ухилу дороги, рад.

$$m_a \cdot \frac{dV}{dt} = \frac{T_k(\omega_k)}{r_d} - P_w - P_\gamma \quad (2.28)$$

Таким чином, динаміка руху АТЗ у поступальному русі визначається за класичним рівнянням руху автомобіля. У якості тягової сили виступає сила взаємодії колеса з дорогою, яка цілком залежить від нормальної реакції у плямі контакту колеса з дорогою та динамічного стану колеса як обертової маси. В свою чергу, динамічний стан всіх обертових мас трансмісії із колесом включно визначає баланс моментів на зчепленні та на колесі з врахуванням моменту опору коченню колеса, який також залежить від режиму кочення колеса.

2.6 Математична модель виконавчого пристрою керування зчепленням

Детальне моделювання робочого процесу виконавчих пристроїв керування зчепленням вантажних автомобілів добре описано в роботах [15, 165, 92]. Зазначені моделі враховують газодинамічні, електродинамічні процеси та динаміку переміщення елементів електропневматичних апаратів керування зчепленням вантажних автомобілів та автобусів. Такі моделі добре підходять для дослідження режимів роботи виконавчих пристроїв, а також вивчення процесів, що відбуваються в них та в окремих їх елементах. При моделюванні системи керування зчепленням зручніше використовувати імітаційну модель виконавчого пристрою із відтворенням його ключових особливостей. До таких особливостей відносяться швидкодія та точність позиціонування штоку виконавчого пристрою. Для ідентифікації математичної моделі електропневматичного виконавчого пристрою керування зчепленням використаємо дані експериментальних досліджень динаміки переміщення штоку виконавчого пристрою керування зчепленням.

Будемо розглядати електропневматичний виконавчий пристрій керування зчепленням, як деяку чорну скриньку (рис. 2.23).

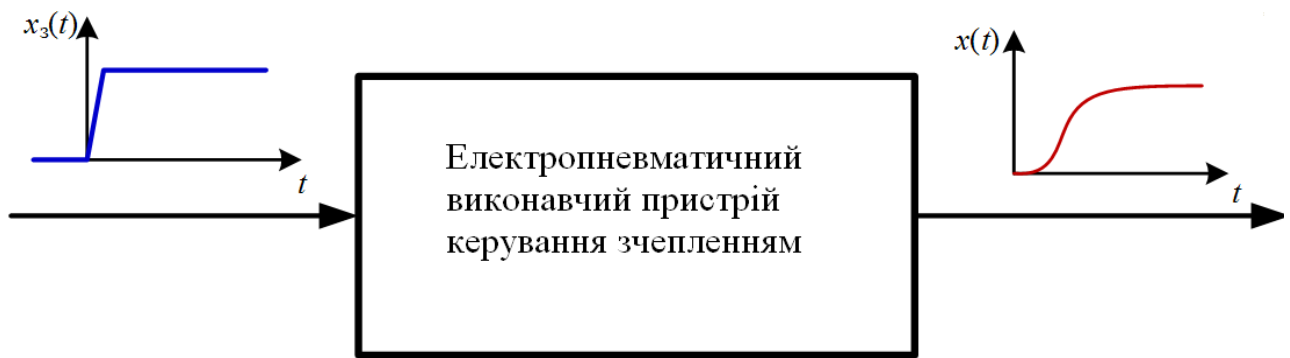


Рис. 2.23. Представлення виконавчого пристрою керування зчепленням у вигляді чорної скриньки

Входом скриньки є задане переміщення $x_3(t)$. У загальному випадку $x_3(t)$ може надходити від зовнішнього блоку керування (CAN-шина) або від датчика положення педалі зчеплення. Виходом чорної скриньки є переміщення штока $x(t)$.

В результаті проведення експериментів над реальним виконавчим пристроєм керування зчепленням отримана залежність між його входом $x_3(t)$ і виходом $x(t)$ у вигляді динамічної характеристики (рис. 2.24) та у вигляді динаміки переміщення штока виконавчого пристрою при режимі повільного переміщення штоку (2.25).

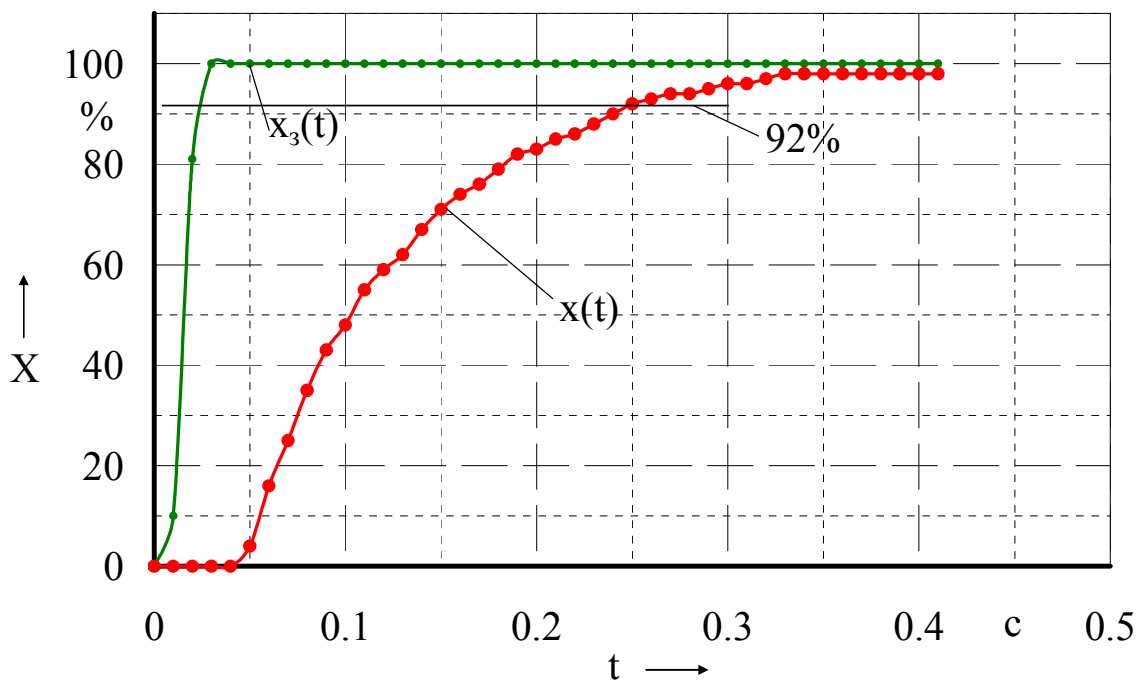


Рис. 2.24. Результати експериментальних випробувань виконавчого пристрою керування зчепленням в режимі реакції на стрибкоподібний вплив

При проведенні експерименту здійснювалося переміщення $x_3(t)$ педалі зчеплення в діапазоні від 0 до 100%, що відповідало діапазону від 0 до 23 мм переміщення штока датчика положення педалі зчеплення. Дев'яносто два відсотки ходу шток виконавчого пристрою проходить за 0,25 с, що відповідає вимогам до швидкості вимикання зчеплення.

Як впливає з форми вихідного сигналу на рис. 2.24, розглянуту систему можна в першому наближенні описати у вигляді послідовного з'єднання аперіодичної ланки 1-го порядку і ланки запізнювання, тобто

$$W(s) = \frac{k}{T_1 s + 1} e^{-\tau s}, \quad (2.29)$$

де k , T_1 та τ — коефіцієнт посилення, постійна часу та час запізнювання, відповідно, що підлягають ідентифікації.

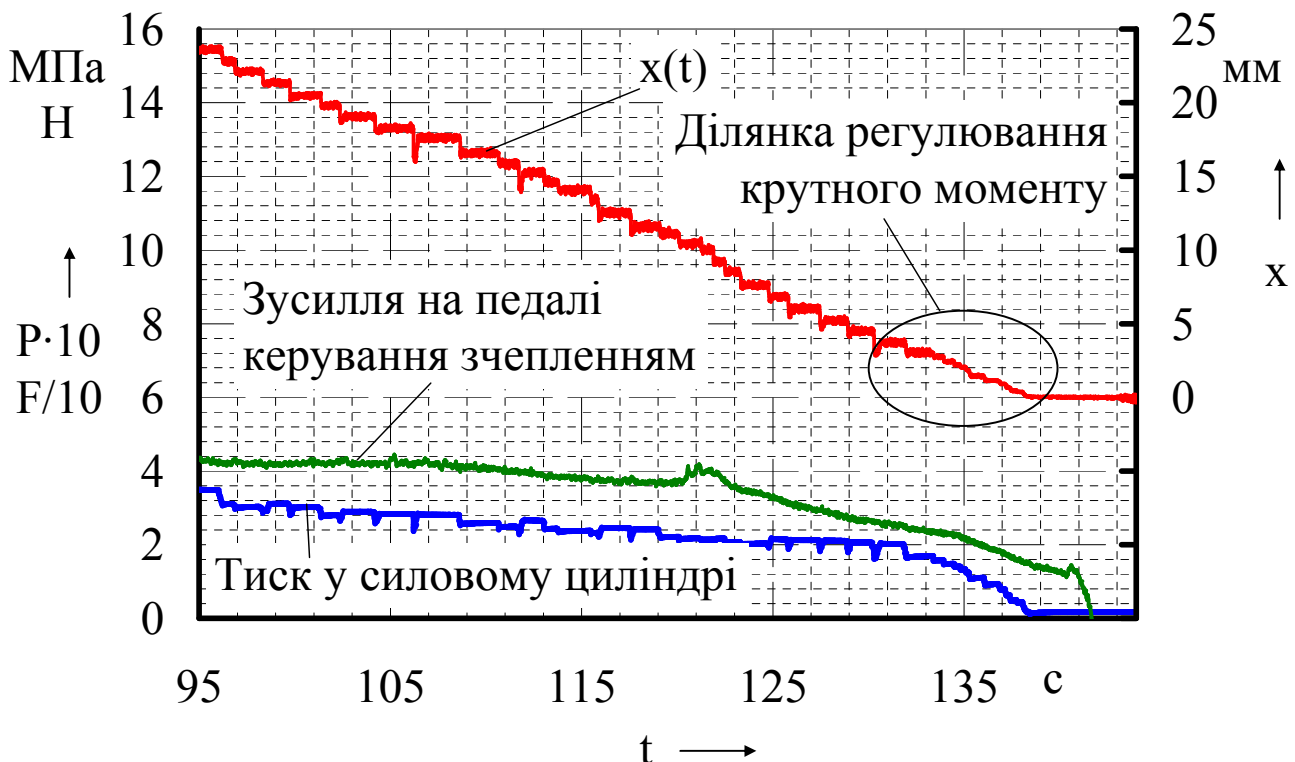


Рис. 2.25. Результати експериментальних випробувань виконавчого пристрою керування зчепленням в режимі повільного переміщення штоку

Проте, можливо, що кращий результат надасть аперіодична ланка 2-го порядку

$$W(s) = \frac{k}{T_2 s^2 + T_3 s^2 + 1} e^{-\tau s}, \quad (2.30)$$

де T_2 та T_3 — коефіцієнти, що підлягають ідентифікації.

Розглянемо спочатку варіант (2.29), оскільки саме така модель широко використовується на практиці при наближеному описі динаміки аперіодичних систем навіть досить високого порядку [166]. За результатами експериментальних досліджень (рис. 2.24) можна визначити наближені значення $k = 0,98$, $T_1 = 0,06$ с (за критерієм 2% точності) та $\tau = 0,04$ с.

Ці значення можна уточнити за допомогою числових методів оптимізації, що дозволяють мінімізувати різницю між виходами реальної системи і її моделі на основі відомої інформації про входи і виході реальної системи. Автоматизувати цю процедуру дозволяє додаток до пакета MATLAB System Identification Toolbox [167]. Результат порівняння перехідних функції системи 1-го та 2-го порядків із експериментальними даними наведено на рисунку 2.26.

В результаті ідентифікації отримані наступні параметри передавальної функції: $k = 0,98$, $T_1 = 0,077$ с, $\tau = 0,03$ с. При описі системи за допомогою залежності (2.30) отримані наступні значення параметрів: $k = 0,98$, $T_2 = 8,52 \cdot 10^{-5}$, $T_3 = 0,079$, $\tau = 0,03$ с. Як бачимо (див. рис. 2.26), значення параметрів k та τ не змінилися, значення T_3 незначно відрізняється від T_1 у (2.29), а значення T_2 достатньо мале, тому перехідна функція системи (2.30) практично не відрізняється від перехідної функції системи (2.29). Таким чином, оскільки значення T_2 дуже мале у порівнянні з T_3 і ним можна знехтувати, та $T_3 \approx T_1$, то можна вважати, що система має 1-й порядок, тобто описується залежністю (2.29) та має кінцевий вигляд (2.31).

$$W1(s) = \frac{0,98}{0,079s + 1} e^{-0,03s}. \quad (2.31)$$

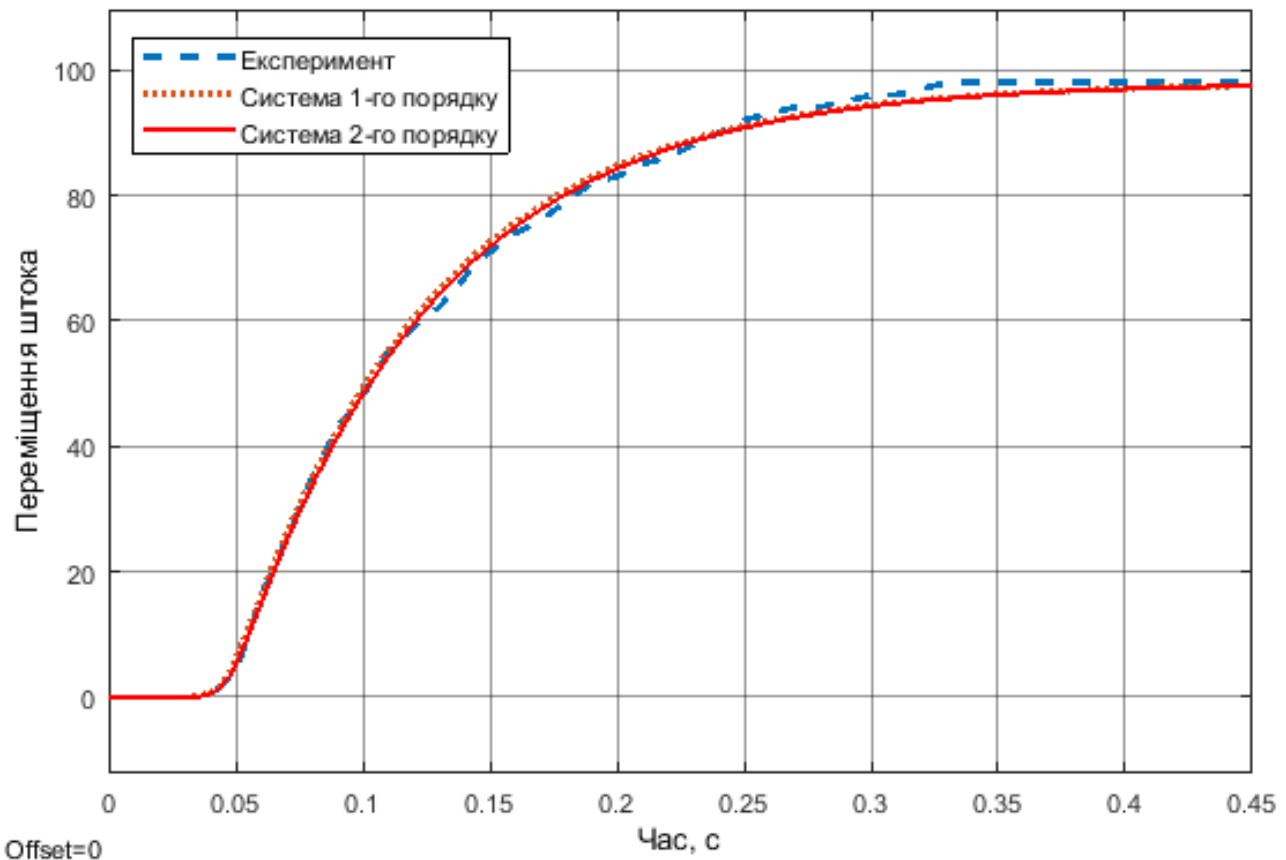


Рис. 2.26. Порівняння перехідних функції системи 1-го та 2-го порядків

Для випадку повільного переміщення штоку виконавчого пристрою є дві характерні ділянки роботи. Перша ділянка на якій відбувається регулювання крутного моменту при переміщенні штоку. Ця ділянка припадає на зону переміщення штоку виконавчого пристрою керування зчепленням, яка відповідає деформації веденого диску зчеплення. Її розмір залежить від конструкції зчеплення та розміру деформації веденого диску. На цій ділянці, як видно з експериментальних досліджень, дискретність переміщення штоку електропневматичного виконавчого пристрою керування зчепленням складає близько 0,2 мм, [15] (див. рис. 2.27).

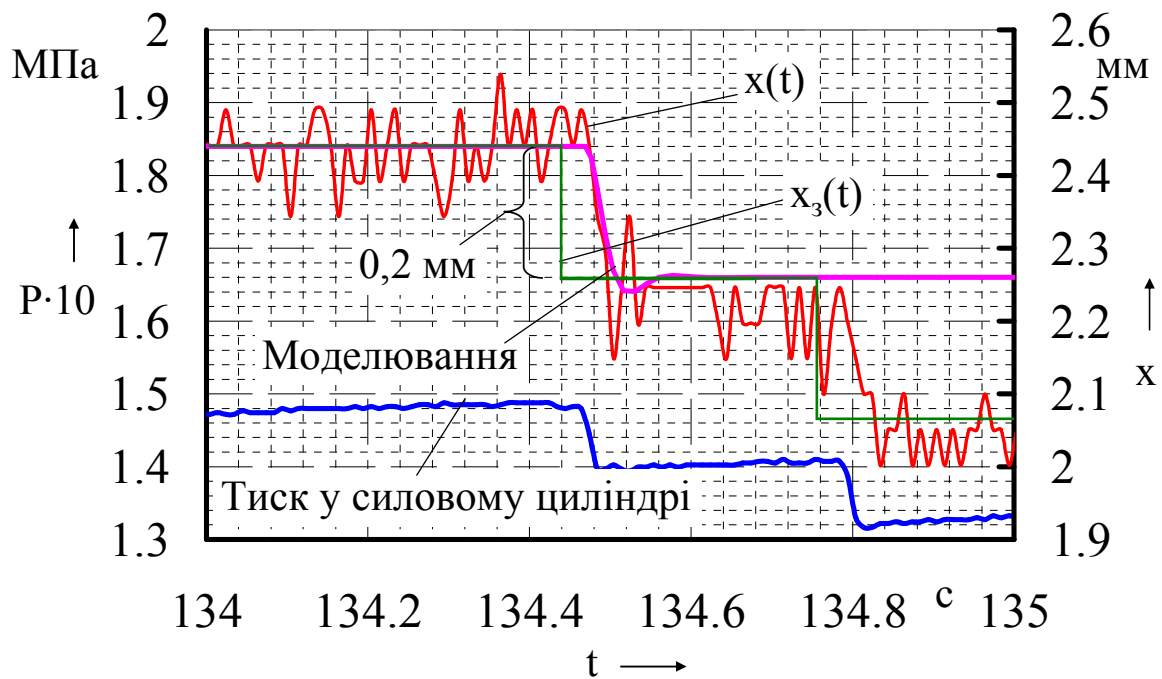


Рис. 2.27. Реакція на стрибкоподібний вплив при повільному переміщенні штока у зоні регулювання крутного моменту

Друга ділянка, на який переміщується шток не призводить до зміни крутного моменту. Його наявність обумовлена необхідним запасом для гарантованого вимикання зчеплення у разі зміни розмірів елементів зчеплення під дією температури та природним зношування поверхонь тертя, в першу чергу веденого диску. На цій ділянці дискретність позиціонування електропневматичного виконавчого пристрою керування зчепленням складає близько 1 мм (див. рис. 2.28) [15].

Відтворення руху штоку виконавчого пристрою на ділянці регулювання крутного моменту забезпечується використанням ланки 2-го ступеня та має вигляд (2.32).

$$W2(s) = \frac{5}{0,001s^2 + 0,079s + 5} e^{-0,03s}. \quad (2.32)$$

Відтворення руху штоку виконавчого пристрою поза ділянки регулювання крутного моменту також забезпечується використанням ланки другого ступеня виду (2.30) та має вигляд (2.33). Вирази (2.32) та (2.33) відрізняються лише параметром запізнення τ . Таким чином, для відтворення руху штоку електропневматичного виконавчого

пристрою на цих двох режимах можливо використовувати блок Variable Transport Delay з пакету MATLAB Simulink.

$$W3(s) = \frac{5}{0,001s^2 + 0,079s + 5} e^{-0,05s} \quad (2.33)$$

Різниця у точності переміщення штоку виконавчого пристрою на різних ділянках його ходу обумовлено балансом сил, що діють на натискний диск та величиною сили тертя на різних стадіях переміщення. Відповідно на стадії вмикання зчеплення до тертя у виконавчому пристрої, шарнірах виделки вимикання зчеплення та опорах натискної пружини додається сила тертя фрикційної накладки о пелюстки пружної основи накладки.

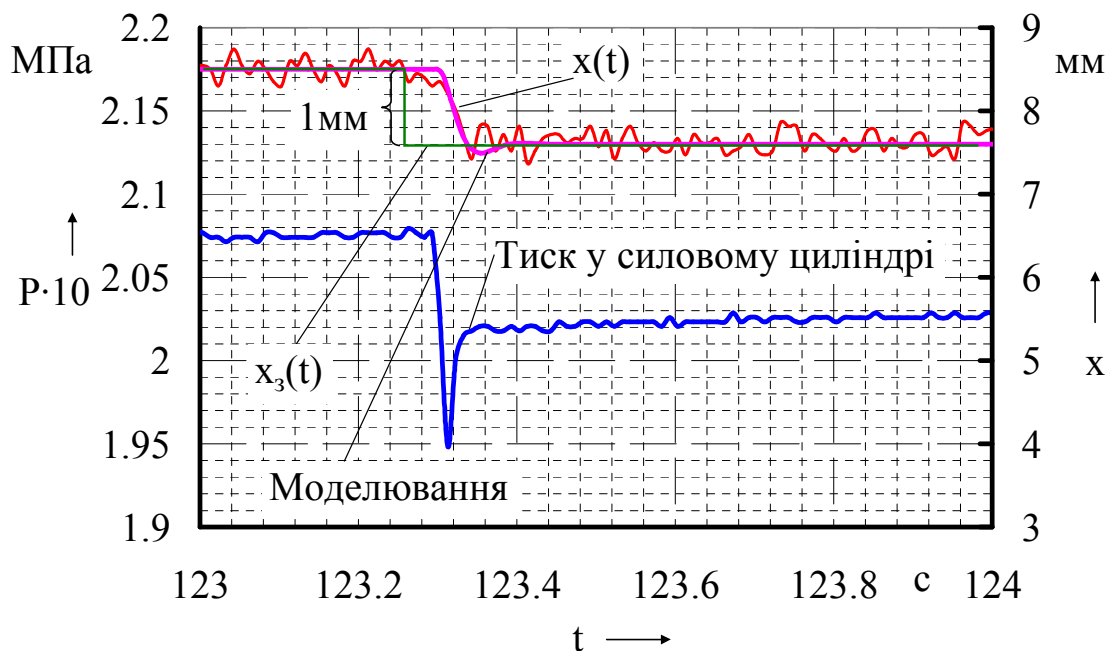


Рис. 2.28 Реакція на стрибкоподібний вплив при повільному переміщенні штока поза зоною регулювання крутного моменту

З метою раціоналізації імітаційного блоку електропневматичного виконавчого пристрою керування зчепленням доцільно піддати уніфікації деякі елементи передаточних функцій. Так моделювання повільно переміщення штоку доцільно виконувати єдиною передаточною функцією (2.34) із паралельним використанням блоку Variable Transport Delay, який імітує запізнення з можливістю його зміни впродовж моделювання.

$$W_{\text{пов}}(s) = \frac{5}{0,001s^2 + 0,079s + 5} \quad (2.34)$$

Розрізнення режимів руху доцільно ідентифікувати за таким параметром як переміщення натискного диску зчеплення, що є вихідним параметром моделі зчеплення (див. рис. 2.13 та рис. 2.15). Слід зазначити, що розміри цих ділянок залежать від ступеню деградації осьової характеристики веденого диску (рис. 2.8). На новому зчепленні ділянка, яка відповідає за вмикання зчеплення (ділянка із високою точністю позиціонування за рисунком 2.27) більша за ділянку із відносно низькою точністю позиціонування (рис. 2.28).

2.7 Математична модель електронного блоку керування

Роботу системи керування разом із електронним блоком керування (ЕБК), датчиками та виконавчими пристроями можливо відтворити завдяки можливостям системи MATLAB у середовищі Simulink[®]. Інструмент системи S-Function Builder дозволяє вмонтовувати блок з програмним кодом на мові програмування «С». Це дуже зручно оскільки після налаштування програми у середовищі Simulink[®] її можливо перенести до мікроконтролера майже у незмінному вигляді. Загалом система керування складається з математичної моделі об'єкта керування, виконавчих пристроїв, датчиків зворотного зв'язку, моделі електронного блоку керування (рис. 2.29). В свою чергу модель електронного блоку керування складається з простору програми, а також вхідних та вихідних каналів.

Під час налаштування вхідних та вихідних параметрів моделі електронного блоку керування, фактично задаються налаштування змінних в керуючій програмі та кількість вхідних та вихідних каналів реального блоку керування. На відміну від реального електронного блоку його модель має допоміжні входи та виходи для реалізації роботи таймерів та запам'ятовування змінних та їх масивів. Так вхідні канали u0 та u1 є каналами отримання інформації із датчиків положення педалі та датчику зворотного зв'язку (рис. 2.29 та рис. 2.30).

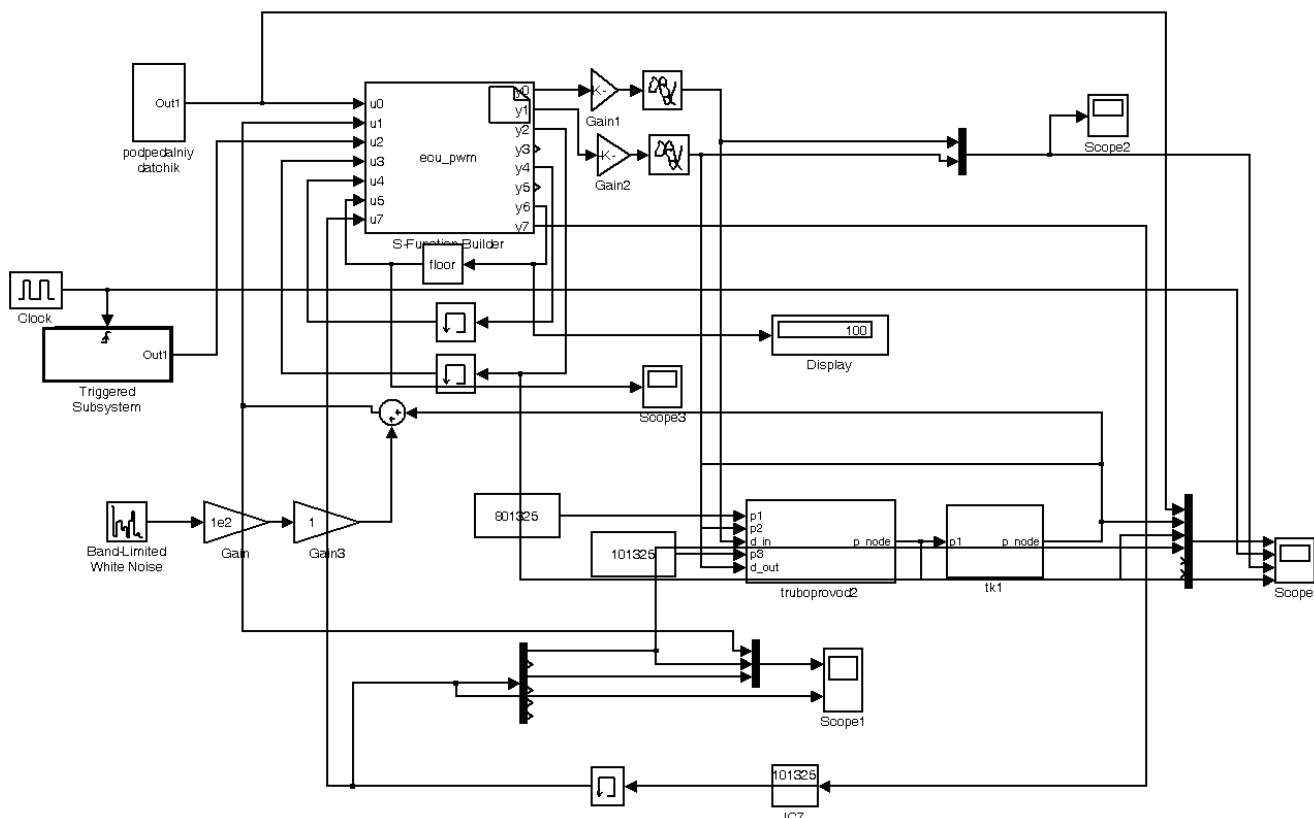


Рис. 2.29 Реалізація математичної моделі ЕБК у середовищі Simulink®

1. Initialization 2. Data Properties 3. Libraries 4. Outputs 5. Continuous Derivatives 6. Discrete Update 7. Build Info

Description

Use the Add and Delete buttons to add/remove ports and parameters to the S-function. Use the table below to configure the data type, dimensions, complexity and frameness of each S-function port and to configure the data type and complexity of each parameter.

Port and Parameter properties

Input ports Output ports Parameters

Port name	Data type	Dimensions	Rows	Columns	Complexity	Frame
u0	double	1-D	1		real	off
u1	double	1-D	1		real	off
u2	double	1-D	1		real	off
u3	double	1-D	1		real	off
u4	double	1-D	8		real	off
u5	double	1-D	1		real	off
u7	double	1-D	6		real	off

Cancel Help

Рис. 2.30. Вигляд вкладки для визначення властивостей вхідних параметрів вікна S-Function Builder

Вхідні канали u_2 та u_3 , разом із додатково створеною підсистемою, що імітує роботу таймерів, забезпечують дискретне виконання керуючої програми в просторі безперервної середі функціонування математичних моделей об'єкта керування (рис. 2.31). Відлік часу ведеться завдяки генератору прямокутних імпульсів та отримання добутку лічильника на кожному кроку відліку генератора (рис. 2.32). Перевірка умови, на гілці затримки, для входження до керуючої програми відповідно до частоти роботи таймера забезпечується на початковому етапі керування блоком S-Function Builder та не є складовою керуючої програми оскільки сама специфіка реального електронного блоку забезпечує такий режим роботи.

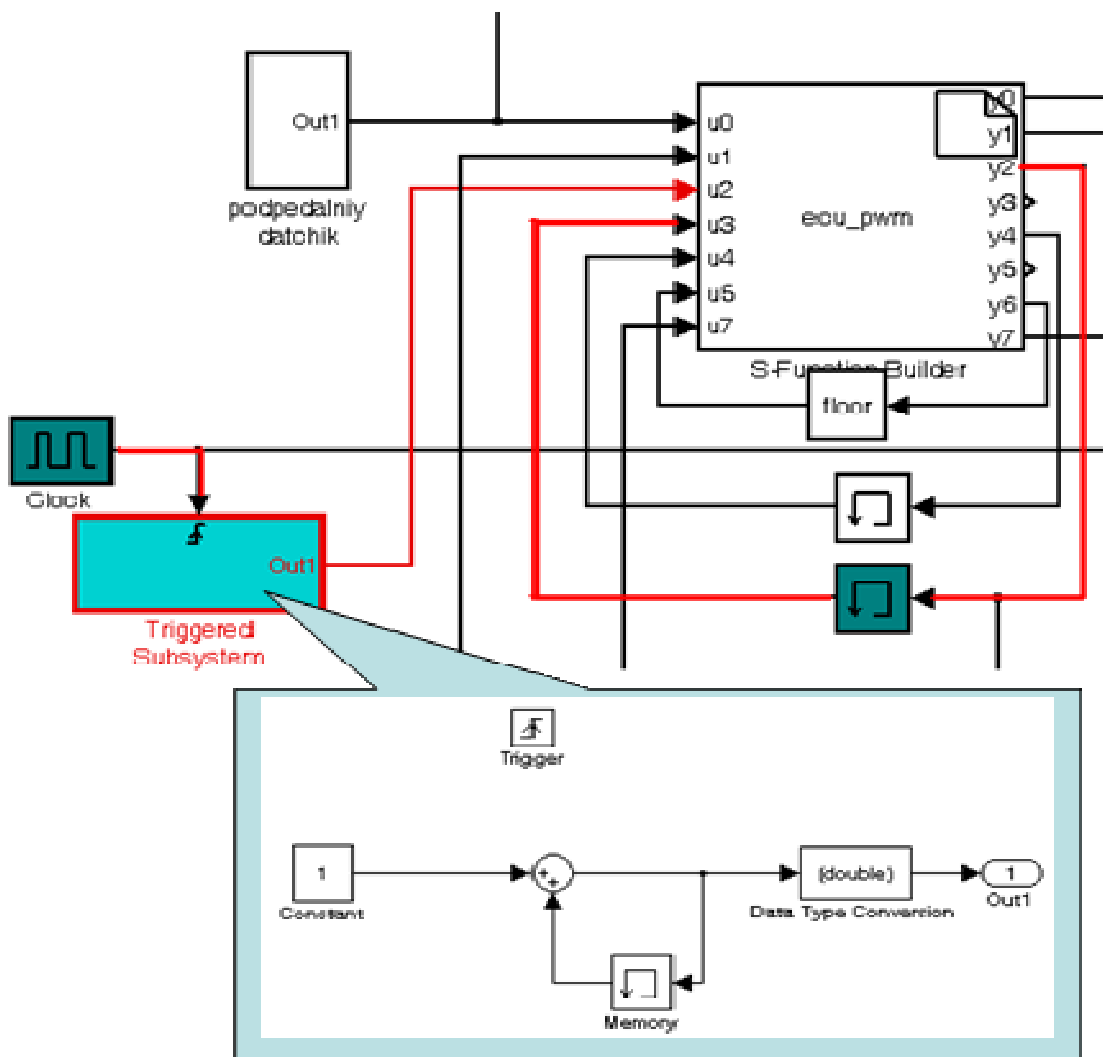


Рис. 2.31 Забезпечення дискретного виконання керуючої програми

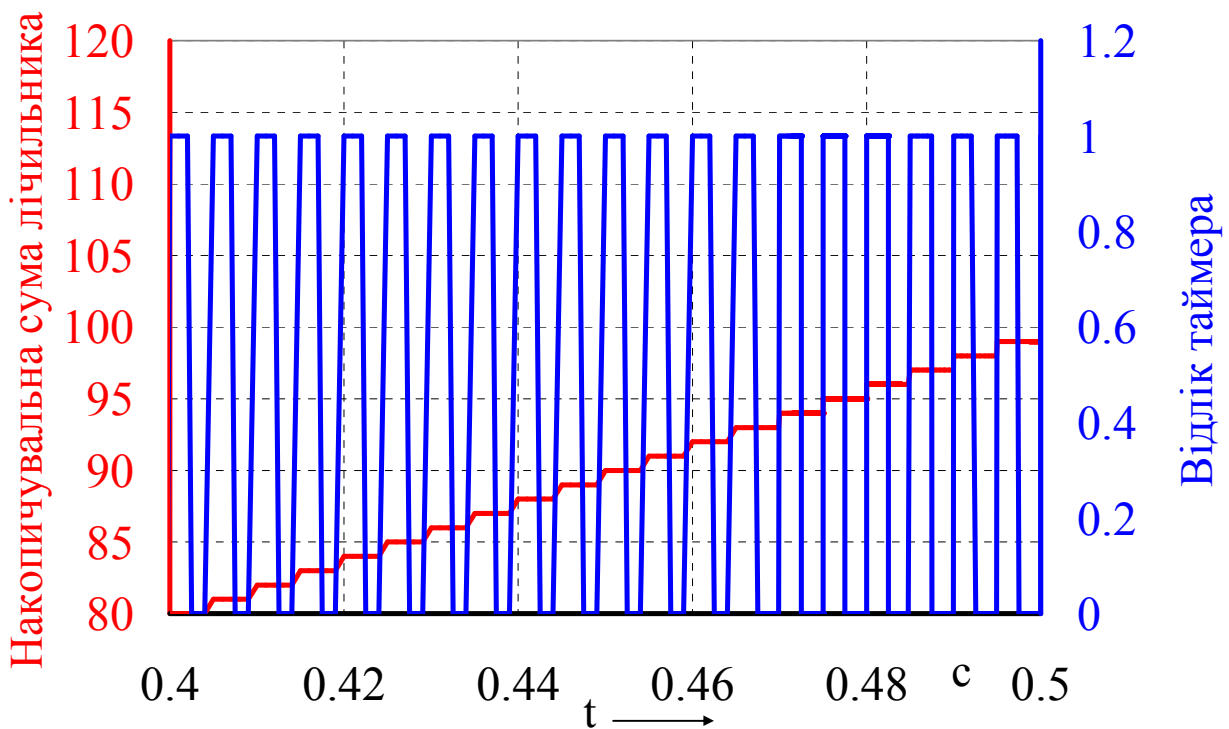


Рис. 2.32 Інтерпретація роботи таймера

Єдина вимога для коректної роботи програми в реальному електронному блоці є забезпечення налаштування таймері на такий самий відлік часу як і в його математичній моделі.

Структура забезпечення роботи керуючої програми наведена нижче.

$if (u2[0] > u3[0])$ - умова переходу до виконання одного циклу програми

$\{y2[0] = u2[0];$ - присвоювання для наступного порівняння значень таймера

.....

Текст керуючої програми

.....}

У першій строчці програми відбувається порівняння поточного та попереднього значення на каналі таймера. Тільки після набуття таймером нового значення керуюча програма проходить свій один цикл. Ця дія відбувається тільки після спливання часу відліку таймера впродовж математичного моделювання безперервної системи. Це забезпечується блоком Clock (рис. 2.31). Для можливості порівняння попереднього та поточного значень таймера його поточне значення присвоюється вихідному каналу $y2$ який поєднано із входом $u3$ через блок Memory, який забезпечує затримку на один

крок розрахунку (рис. 2.31). Таким чином в момент зміни значення таймера на входах u2 та u3 мають місце різні значення. Реалізація таймера забезпечена збільшенням на одиницю попереднього значення таймера шляхом ініціалізації виконання дії додавання за сигналом, що надходить від блоком Clock (рис. 2.32).

Вхідний канал u7 та вихідний y7 за допомогою частини керуючої програми забезпечують зсув масиву даних для забезпечення фільтрації сигналу датчика зворотного зв'язку.

Вихідні канали y0 та y1 (рис. 2.33) є каналами керування електропневматичними клапанами. Разом із блоками Gain та Transport Delay формують сигнал відкритого стану електропневматичного клапану з необхідним умовним діаметром та затримкою спрацювання.

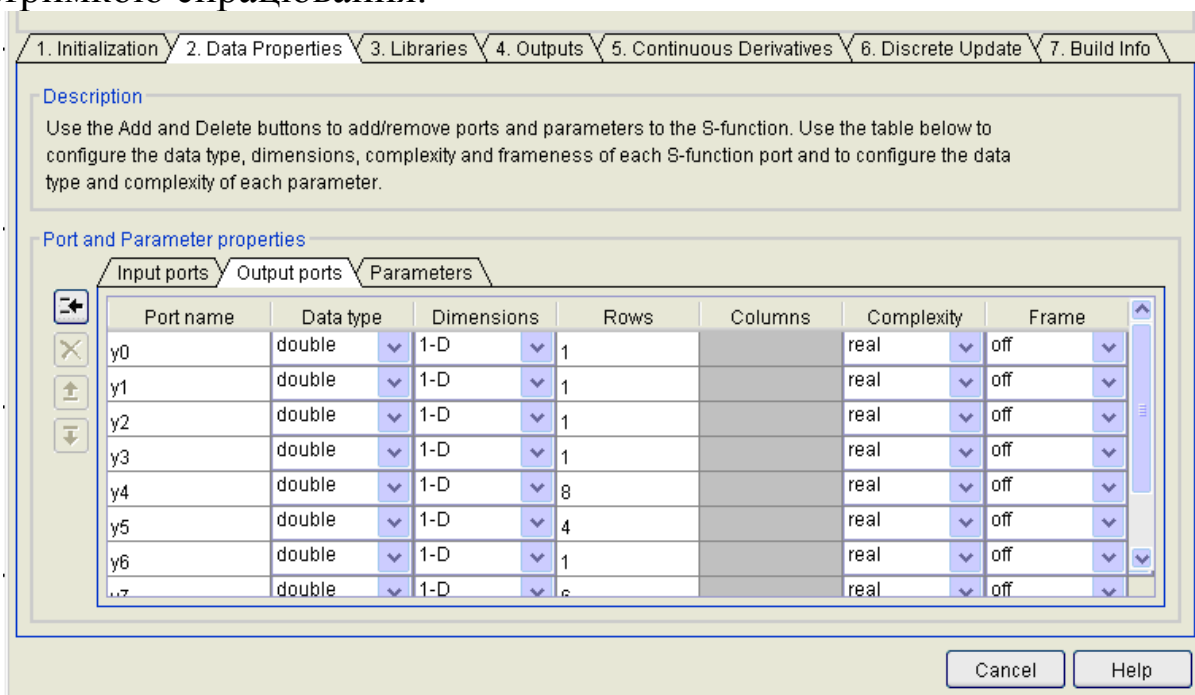


Рис.. 2.33. Вигляд вкладки для визначення властивостей вихідних параметрів вікна S-Function Builder

Текст керуючої програми та програмного коду, що забезпечує сервісні функції та допомагає моделювати роботу електронного блоку керування вноситься у вкладку Outputs вікна S-Function Builder (рис. 2.34).

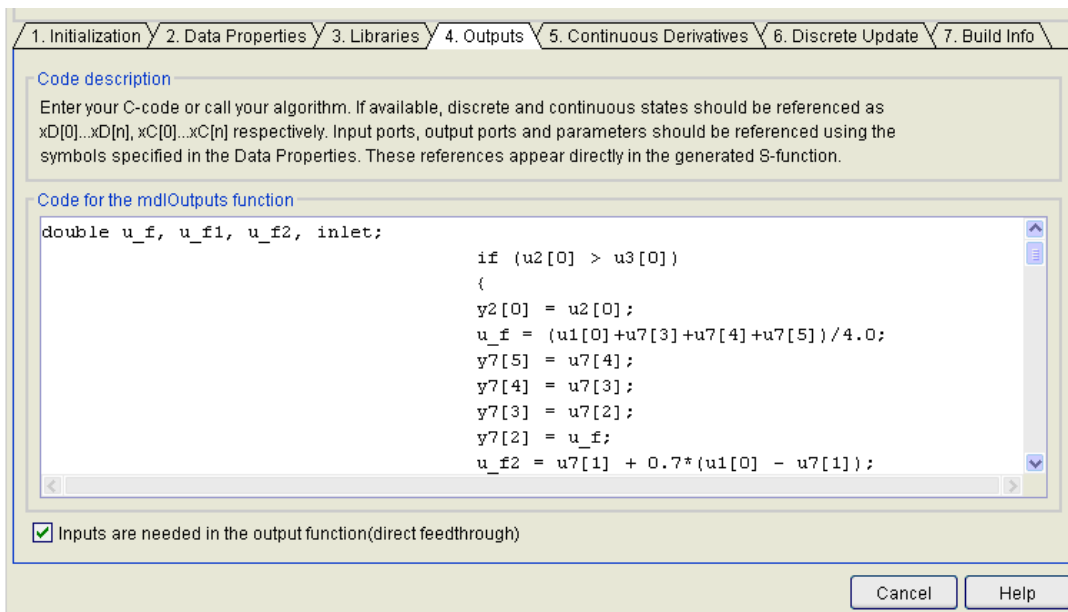


Рис. 2.34. Вигляд вкладки для розміщення програми я мові програмування «С» вікна S-Function Builder

У якості мови програмування використано мову «С». Це дає змогу з мінімальними затримками переносити керуючу програму до мікроконтролера, бо ця мова також підтримується більшістю мікроконтролерів. Після компіляції програмного коду, шляхом натискання на кнопку Build, вбудованими засобами відбувається перевірка коду на наявність синтаксичних помилок, невизначеності змінних та ін. Після перевірки видається діагностичне сповіщення (рис. 2.35).

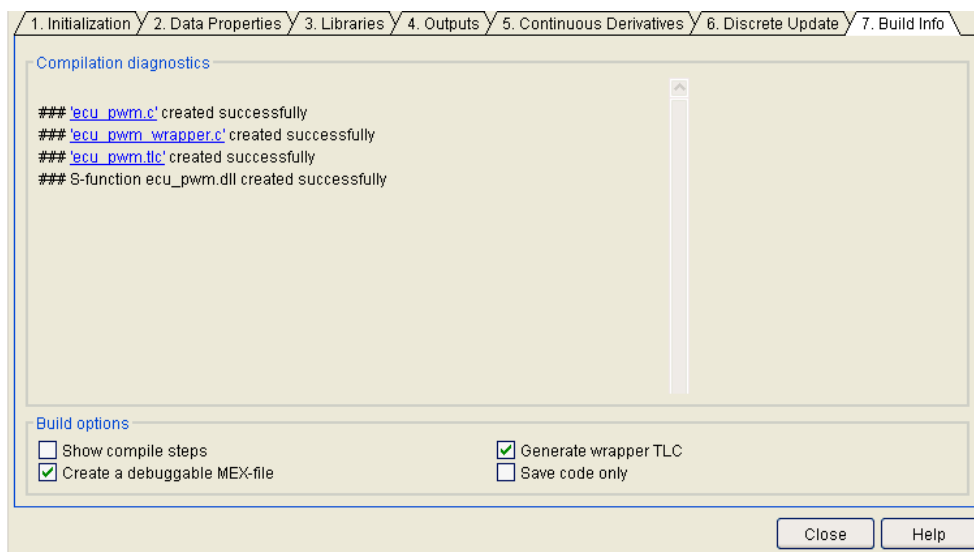


Рис. 2.35. Вигляд вкладки діагностичних сповіщень під час компіляції програми вікна S-Function Builder

Оскільки сигнали датчиків, що виходять з блоків математичних моделей об'єктів керування є практично ідеально рівними, то для відпрацювання якості роботи фільтрів вхідних сигналів необхідно штучно створити завади на додати їх до еталонного сигналу датчика. Така система створена та виділена кольором на рисунку 2.36. Приклад сигналу із завадами та профільований сигнал датчику тиску відображений на рисунку 2.37.

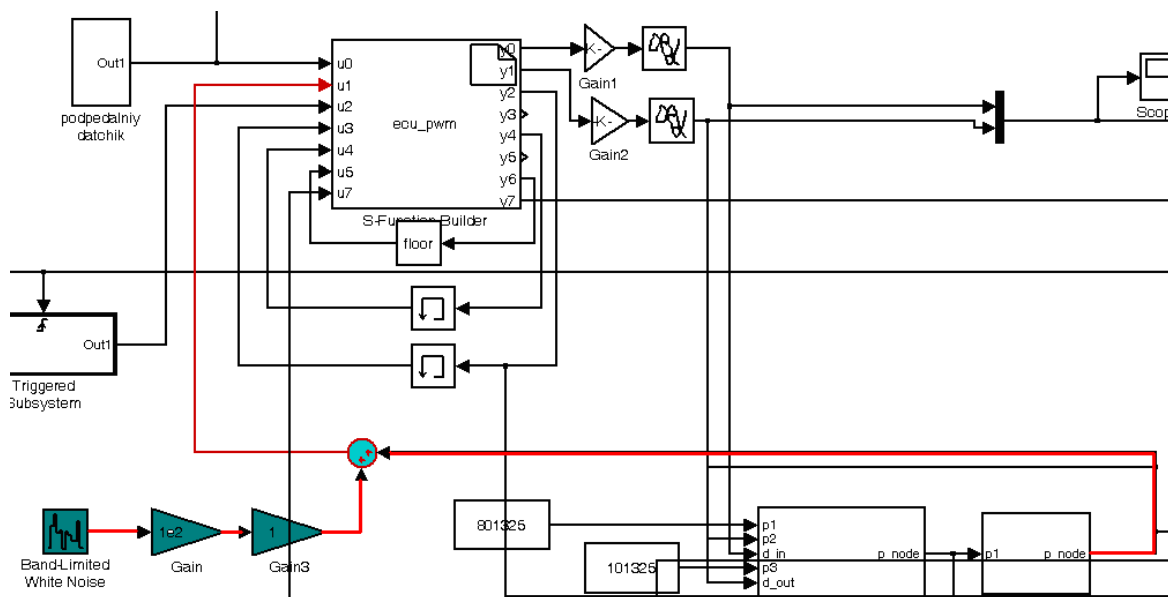


Рис. 2.36. Формування шуму в еталонному сигналі датчика зворотного зв'язку

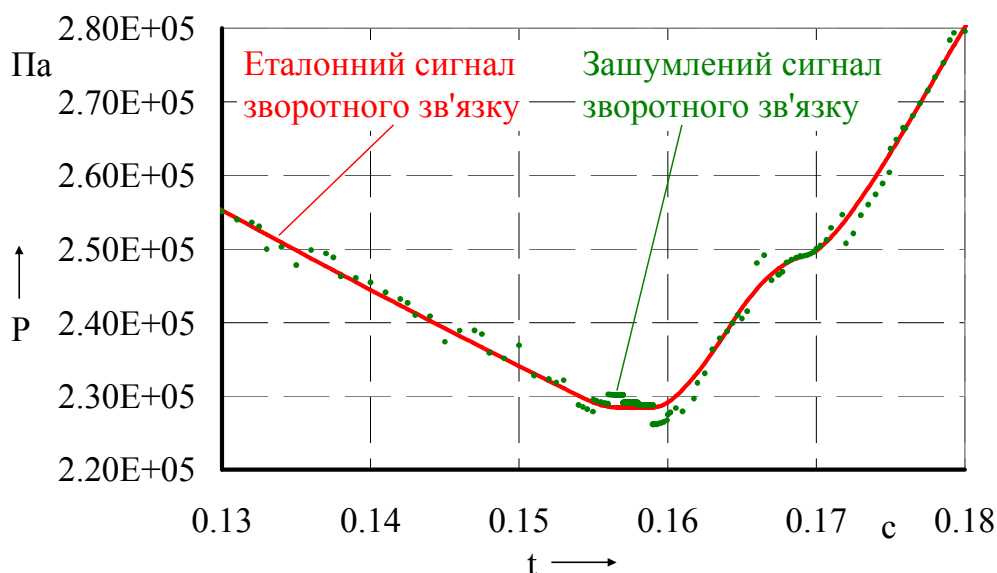


Рис. 2.37. Формування сигналу датчика зворотного зв'язку із завадами

Робочій процес з врахуванням дискретності роботи електронного блоку керування та алгоритму, що закладений для

керування системою відображено на рисунку 2.38. Приклад тексту керуючої програми виглядає наступним чином.

```
double u_f, u_f1, u_f2, inlet;
if (u2[0] > u3[0])
{
    y2[0] = u2[0];
    u_f = (u1[0]+u7[3]+u7[4]+u7[5])/4.0;
    y7[5] = u7[4];
    y7[4] = u7[3];
    y7[3] = u7[2];
    y7[2] = u_f;
    u_f2 = u7[1] + 0.7*(u1[0] - u7[1]);
    y7[1] = u7[0];
    y7[0] = u_f2;
    u_f1 = u_f2;
    if (u_f1 > (u0[0]+0.03*u0[0]))
    {
        inlet=0;
        y1[0] = 1;
    }
    if (u_f1 < (u0[0]-0.03*u0[0]))
    {
        if (u5[0] > u4[7])
        inlet=0;
        else inlet=1;
        y1[0] = 0;
    }
    if ((u_f1 >= (u0[0]-0.03*u0[0]))&(u_f1 <= (u0[0]+0.03*u0[0])))
    {
        inlet=0;
        y1[0] = 0;
    }
    y5[0] = u_f;
    y5[1] = u_f1;
    y6[0] = u2[0]/3;
    y4[7] = u5[0];
    y0[0]=inlet;
}
}
```

Перша строчка об'являє тип змінних в керуючій програмі. Друга строчка є необхідною для реалізації дискретної роботи з урахуванням відліку кроків таймером.

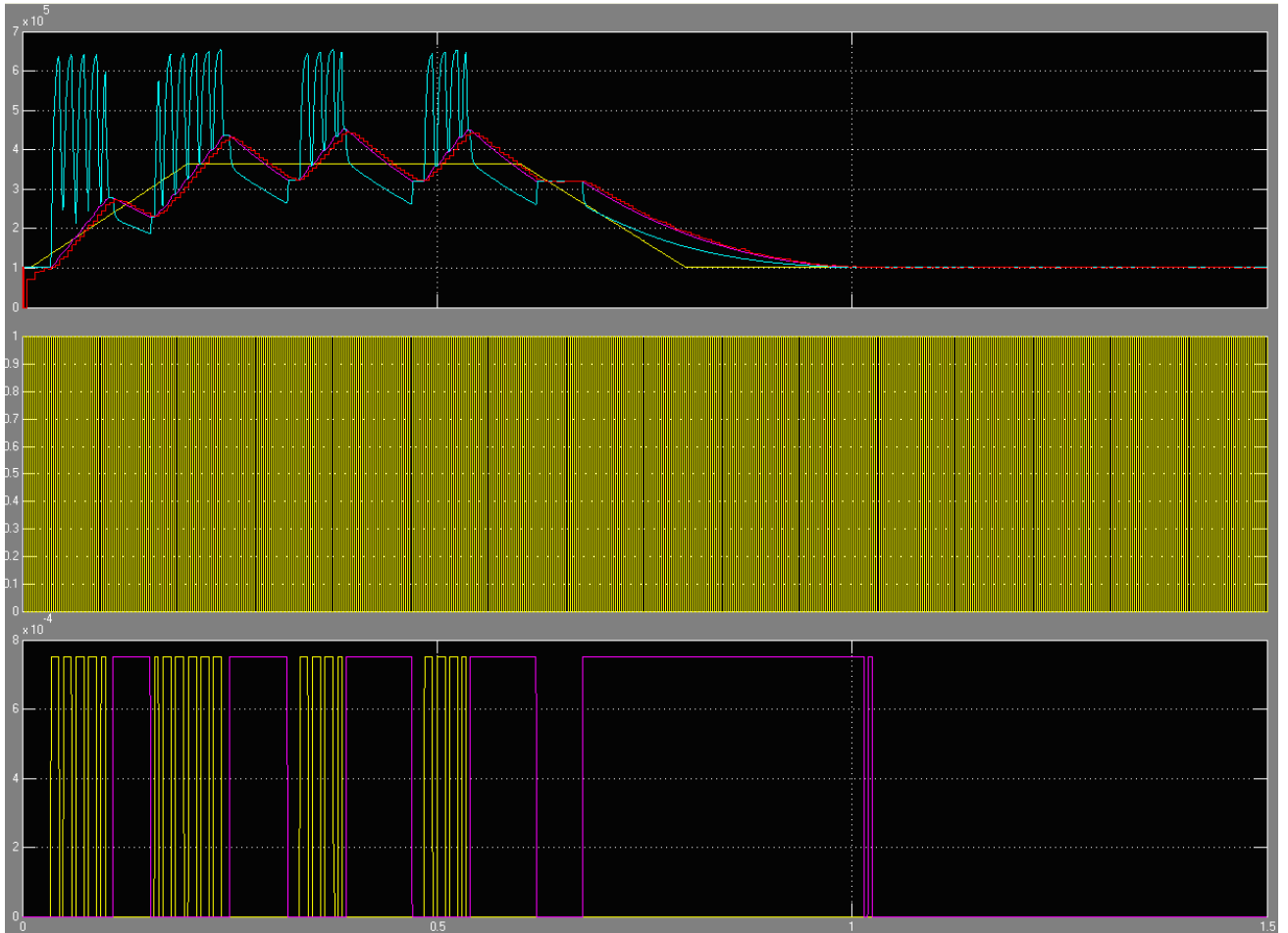


Рис. 2.38. Робочий процес, що відбувається у пневматичному приводі з урахуванням роботи електронного блоку керування

2.8 Моделювання водія

Виконання зазначених на початку цього розділу завдань вимагає створення моделі водія у двох контекстах. В контексті створення керуючих впливів та у контексті відчуттів для спостереження за якістю керування системою.

2.8.5 Реалізація моделі керуючих впливів на педаль акселератора

Ряд авторів [8], для моделювання функції впливу на педаль акселератора використовують залежності (2.35) та (2.36) для визначення переміщення педалі акселератора α_d із поточного положення α_d^T в початкове (нульове) чи в максимальне α_d^{\max} [8].

$$\alpha_d(t) = \alpha_d^T \cdot \exp(-K_d^{\text{ВІМ}} \cdot t) \quad (2.35)$$

$$\alpha_d(t) = \alpha_d^{\max} \cdot [1 - \exp(-K_d^{\text{ВМІ}} \cdot t)] \quad (2.36)$$

де $K_d^{\text{ВІМ}}$ та $K_d^{\text{ВМІ}}$ — коефіцієнти, що визначають темп переміщення педалі акселератора.

Використання залежностей (2.35) та (2.36) обмежує можливості моделювання. Це пов'язано з двома факторами. Перший стосується поведінки експоненціальної залежності, яка досягає одиниці за час пропорційний коефіцієнту $K_d^{\text{ВІМ}}$ або $K_d^{\text{ВМІ}}$ та після цього не може змінитися. Крім того в режимі відпускання педалі акселератора залежність (2.35) імітує процес докорінно неправильно і не в змозі відтворити часткове відпускання педалі акселератора.

Проведені експерименти рушання АТЗ з місця показали реальний процес керування педаллю акселератора. Процес рушання було зафіксовано для легкового автомобіля по протоколу OBD [168].

Під час випробування були отримані осцилограми рушання з місця у наступних режимах руху:

- рушання у спокійному темпі (рис. 2.39);
- рушання з місці на ухил (2.41);
- різке рушання з інтенсивним розгоном (2.40).

Типова осцилограма, що отримана під час рушання з місця наведена на рисунку 2.39. На цій діаграмі відтворено звичайний старт на горизонтальній ділянці дороги на першій передачі. Впродовж всіх заїздів передача була увімкнена, навіть за вимкненого зчеплення тому можливо було за знятими з бортового контролера даними відтворити залежність частоти обертання первинного валу коробки передач з веденим диском зчеплення.

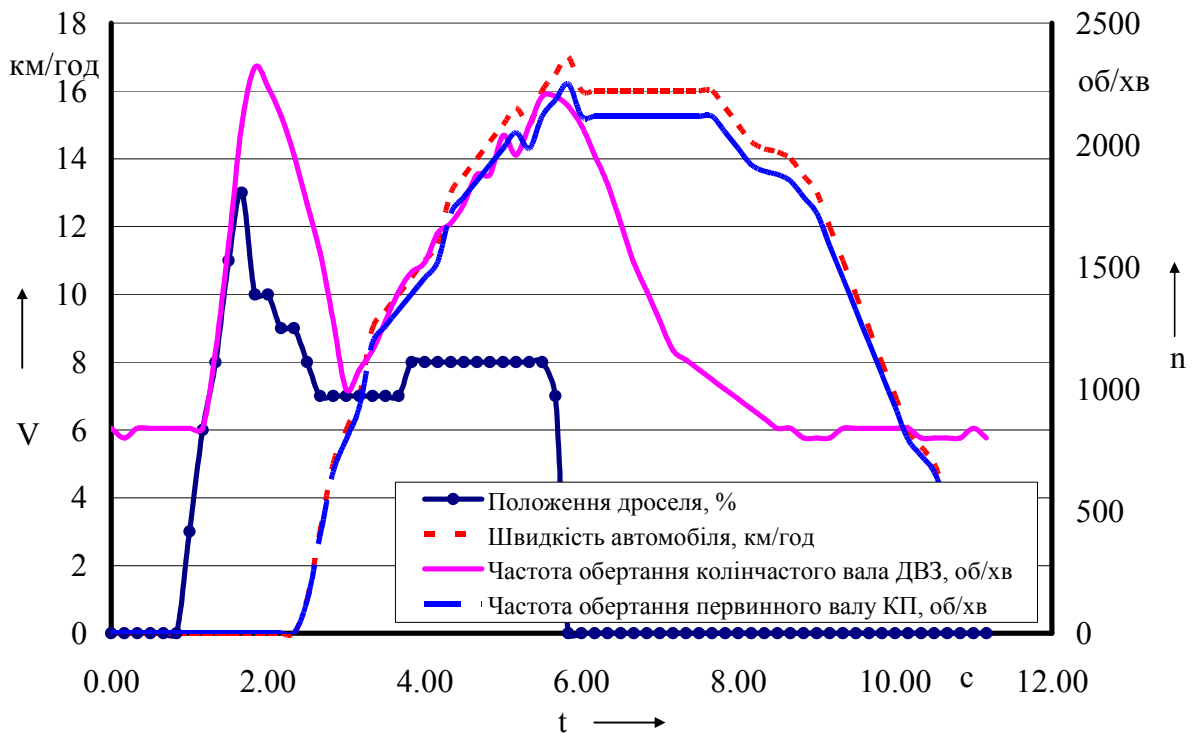


Рис. 2.39. Робочій процес рушання з місця АТЗ у спокійному темпі

На рисунку 2.40 відображено різкий старт з інтенсивним розгоном на рівній ділянці дороги. Цей процес супроводжує набір частоти обертання колінчастого вала двигуна, початок руху з пробуксовкою зчеплення у період з другої по третю секунди та подальше прискорення без буксування зчеплення. Наявність пробуксовки зчеплення визначалася по різниці частот обертання колінчастого вала двигуна та первинного вала коробки передач.

Частота обертання первинного вала передач розраховувалася по швидкості руху автомобіля з урахуванням параметрів трансмісії та колеса транспортного засобу за формулою (2.37)

$$n_1 = \frac{V \cdot U_1 \cdot U_0}{0,377 \cdot r_k} \quad (2.37)$$

де V — швидкість руху автомобіля, км/год; n_1 — частота обертання первинного вала коробки передач, хв⁻¹; U_1 та U_0 — передавальне

число першої ступені коробки передач та головної передачі відповідно; r_k — радіус колеса, м.

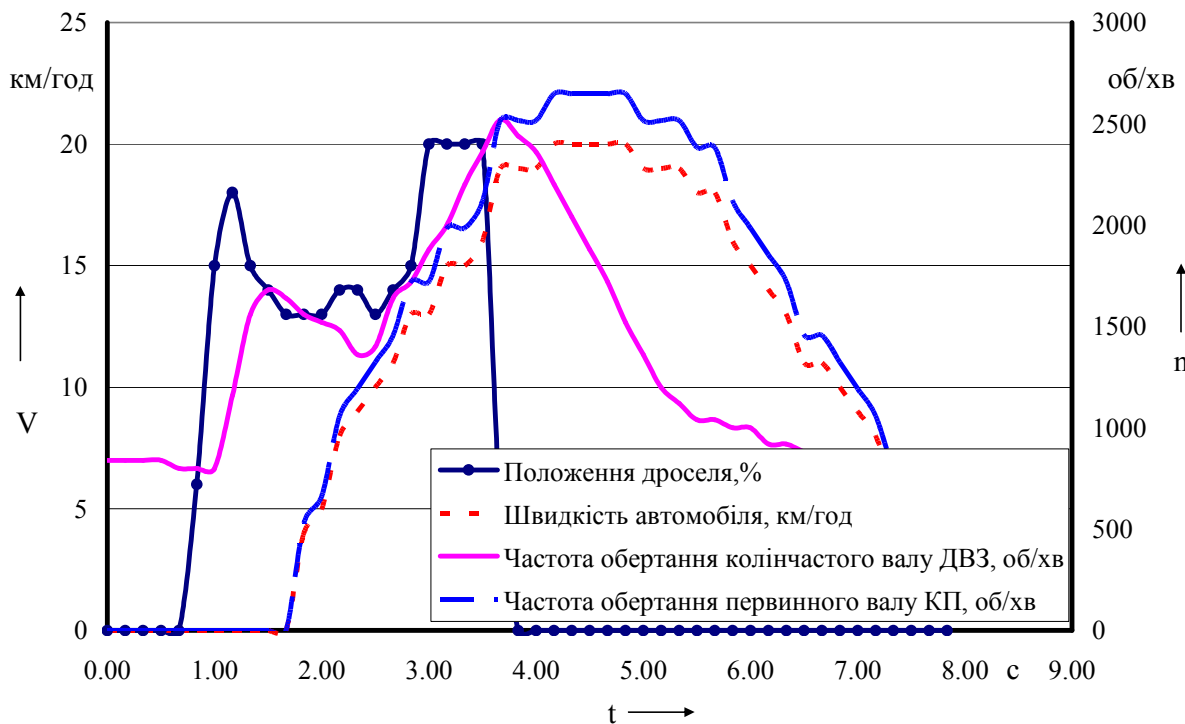


Рис. 2.40. Робочій процес різкого рушення з місця з інтенсивним розгоном

Впродовж всіх експериментів спостерігалася постійна зміна положення педалі акселератора під час рушення, що в парі із педаллю керування зчепленням забезпечувало необхідний режим рушення АТЗ. Додатково, за даними експериментальних досліджень визначено затримку перенесення ноги водія з педалі гальма на педаль акселератора. Ця затримка складає від 0,5 до 1 с. При цьому, (див. рис. 2.40) можна побачити зниження частоти обертання колінчастого валу ще до натискання педалі акселератора, що свідчить про початок навантаження трансмісії тільки за рахунок відпускання педалі керування зчепленням. Теоретично, ця затримка могла б складати нульове значення, але (як показують експериментальні дослідження [168]) для задіяння зчеплення після відпускання педалі гальма витрачається до 0,5 с. Цей час пов'язаний з пошуком положення педалі зчеплення, яка відповідає точці торкання поверхонь тертя ведучих та ведених дисків зчеплення. Саме після цього моменту починається осьова деформація веденого диску зчеплення та забезпечується плавний початок рушення АТЗ з місця.

Отримані у згаданих режимах руху параметри робочого процесу рушання з місця допоможуть забезпечити налаштування автоматичної системи керування зчепленням для реалізації адаптації керуючих впливів автоматичної системи під стиль керування водія. Під час рушання на ухилі (рис. 2.41) водій інстинктивно підтримує високу частоту обертання колінчастого валу двигуна задля забезпечення запасу потужності та стійкості обертання колінчастого валу.

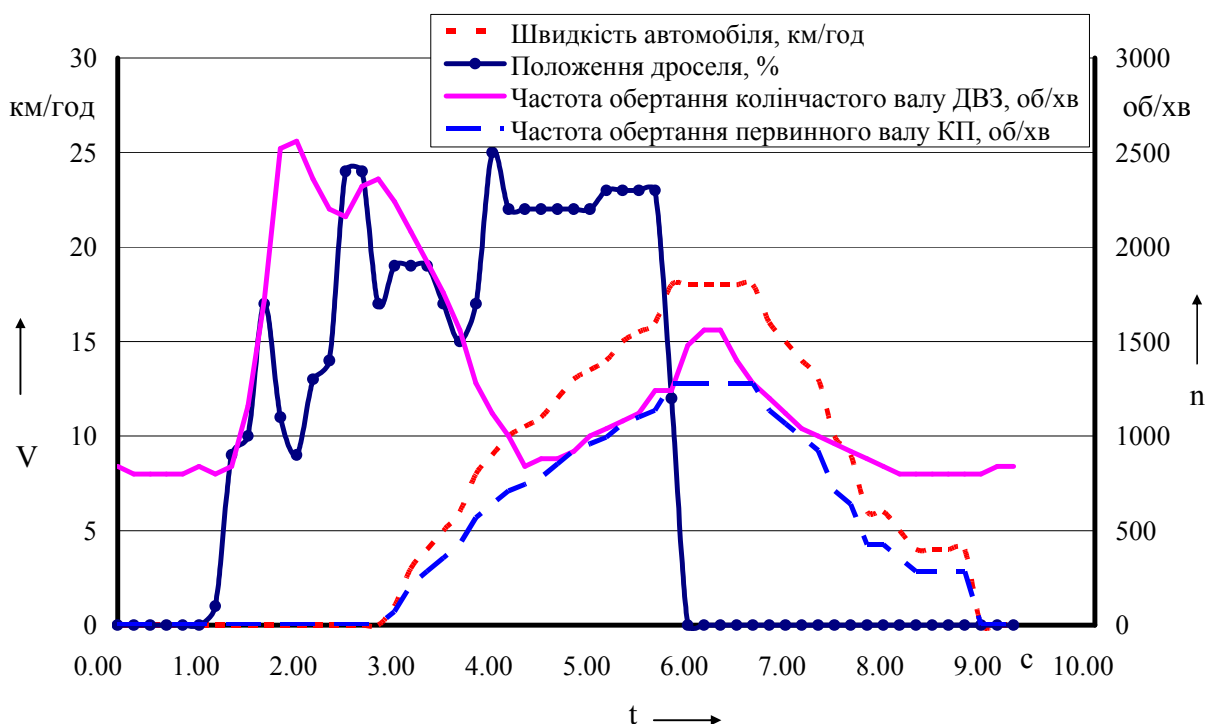


Рис. 2.41. Робочій процес рушання з місця на ухилі

Також слід зазначити особливості старту з критичним падінням частоти обертання колінчастого валу ДВЗ (рис. 2.42). Критичне зниження частоти обертання колінчастого валу двигуна призводить до різкого натискання на педаль акселератора із перерегулюванням та наступним встановленням його постійного значення.

В якості недоліку використання протоколу OBD слід зазначити використання штатного датчика швидкості автомобіля, який не відтворює швидкість руху АТЗ меншу за 1 км/год. Таким чином реальний початок руху на приведених осцилограмах відображено з невеликою затримкою.

Набуті таким чином данні використовуються для створення моделі впливів водія на органи керування (2.43).

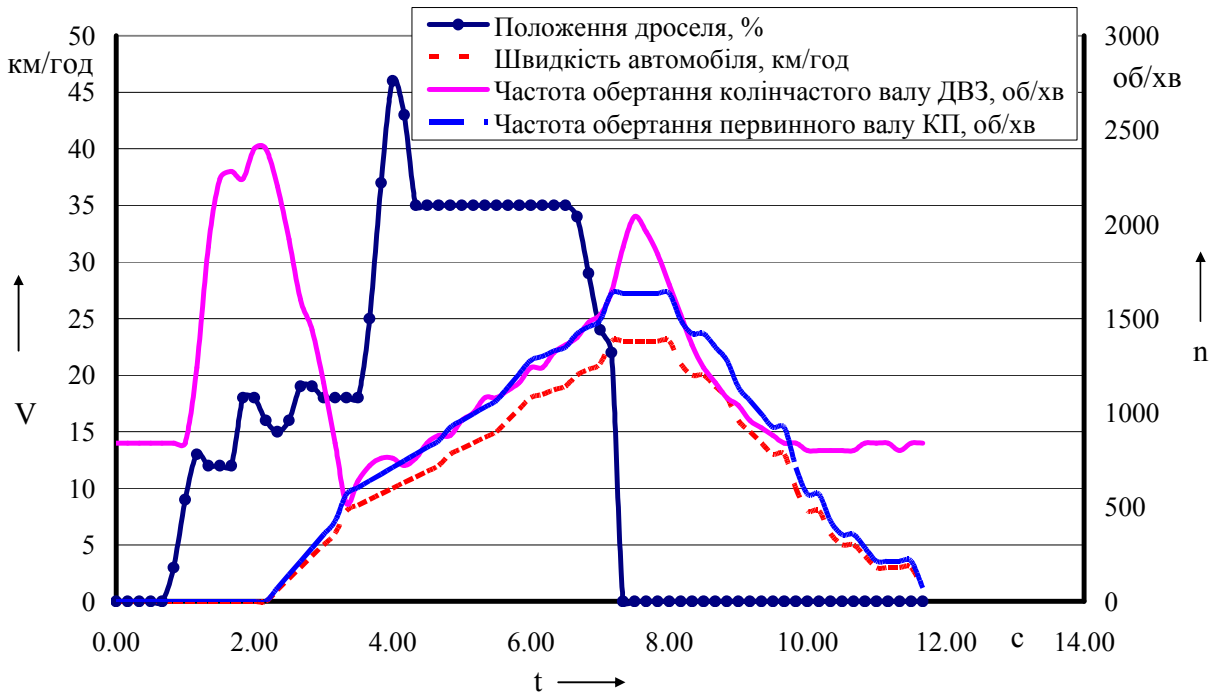


Рис. 2.42. Робочій процес рушання з місця на ухил при критичному зниженні частоти обертання колінчастого валу

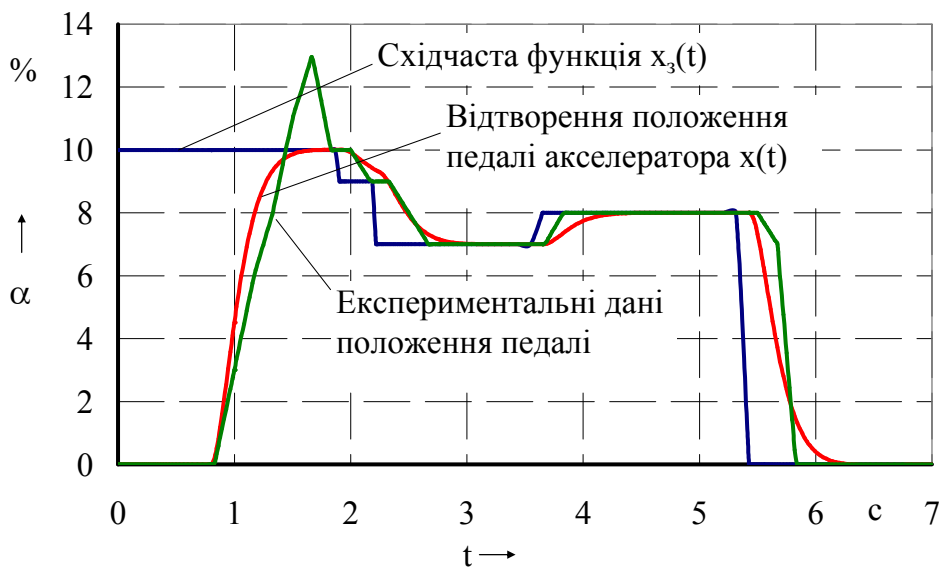


Рис. 2.43. Порівняння моделювання впливу на педаль акселератора із експериментальними даними

Таким чином моделювання впливу на педаль акселератора пропонується здійснювати базуючись на передавальну функцію (2.38). Якою імітується плавність натискання, затримка впливу на педаль та перенесення ноги водія з педалі гальма на педаль акселератора. Цільове значення задається східчастою функцією (рис. 2.43). Використовуючи підхід, що описаний у підрозділі 2.6

визначимо коефіцієнти ланки другого порядку (2.30) для відтворення впливу на педаль акселератора.

Ключовим аспектом відтворення є можливість довільної зміни положення педалі протягом всього часу моделювання. Для моделювання керуючих впливів водія на педаль акселератора використовуємо ланку, що описується формулою (2.38).

$$W_a(s) = \frac{0,08}{0.0015s^2 + 0.02s + 0.08} e^{-\tau s}, \quad (2.38)$$

де τ — змінний параметр затримки.

Змінний параметр затримки, на початку моделювання, відбиває час перенесення ноги водія з педалі гальма на педаль акселератора та приймається з діапазону $0,5 \dots 1$ с, а впродовж моделювання керування подачею палива $\tau = 0,05$ с.

РОЗДІЛ 3

МОДЕЛЮВАННЯ КЕРУВАННЯ ЗЧЕПЛЕННЯМ

Для визначення режимів керування трансмісією водій, так само як і у випадку з гідромеханічною трансмісією, варіатором або трансмісією з двома зчепленнями має у своєму розпорядженні три елементи педаль акселератора, педаль зчеплення та рукоятку вибору режиму руху (аналог рукоятки керування коробкою передач). Прийнята концепція керування трансмісією вимагає продуманого та зручного керування зчепленням елементу системи керування. Виняткову роль необхідно віднести взаємодії водія із педаллю подачі палива.

3.1 Класифікація режимів руху автотранспортного засобу

З метою систематизації алгоритмів керування зчепленням класифікуємо режими руху АТЗ (рис. 3.1). Визначимо також ключові переходи між режимами руху в яких приймає участь зчеплення. Найбільш уживаними режимами є режими рушання з місця з наступним прискоренням (в тому числі і на ухилі), та рух вперед. Охарактеризуємо детальніше кожен режим руху у зв'язку з керуванням зчепленням.

Рушання з місця це процес з якого починається рух транспортного засобу. Для всіх автоматичних трансмісій прийнято концепцію початку руху після відпускання педалі гальма. Тобто, за умови вибору режиму «D» DRIVE, після припинення гальмування крутний момент починає передаватися в трансмісію. Зазвичай, рушання АТЗ з дизельним двигуном, в легких дорожніх умовах, часто відбувається без застосування педалі акселератора завдяки регулюванню подачі палива в двигун (будь то з механічним все режимним регулятором чи електронним керуванням). Тому початок руху може бути здійснений і без впливу на педаль акселератора, а тільки за рахунок впливу на виконавчий пристрій керування зчепленням. При цьому забезпечується мінімальна частота обертання колінчастого валу і невелика робота буксування зчеплення.

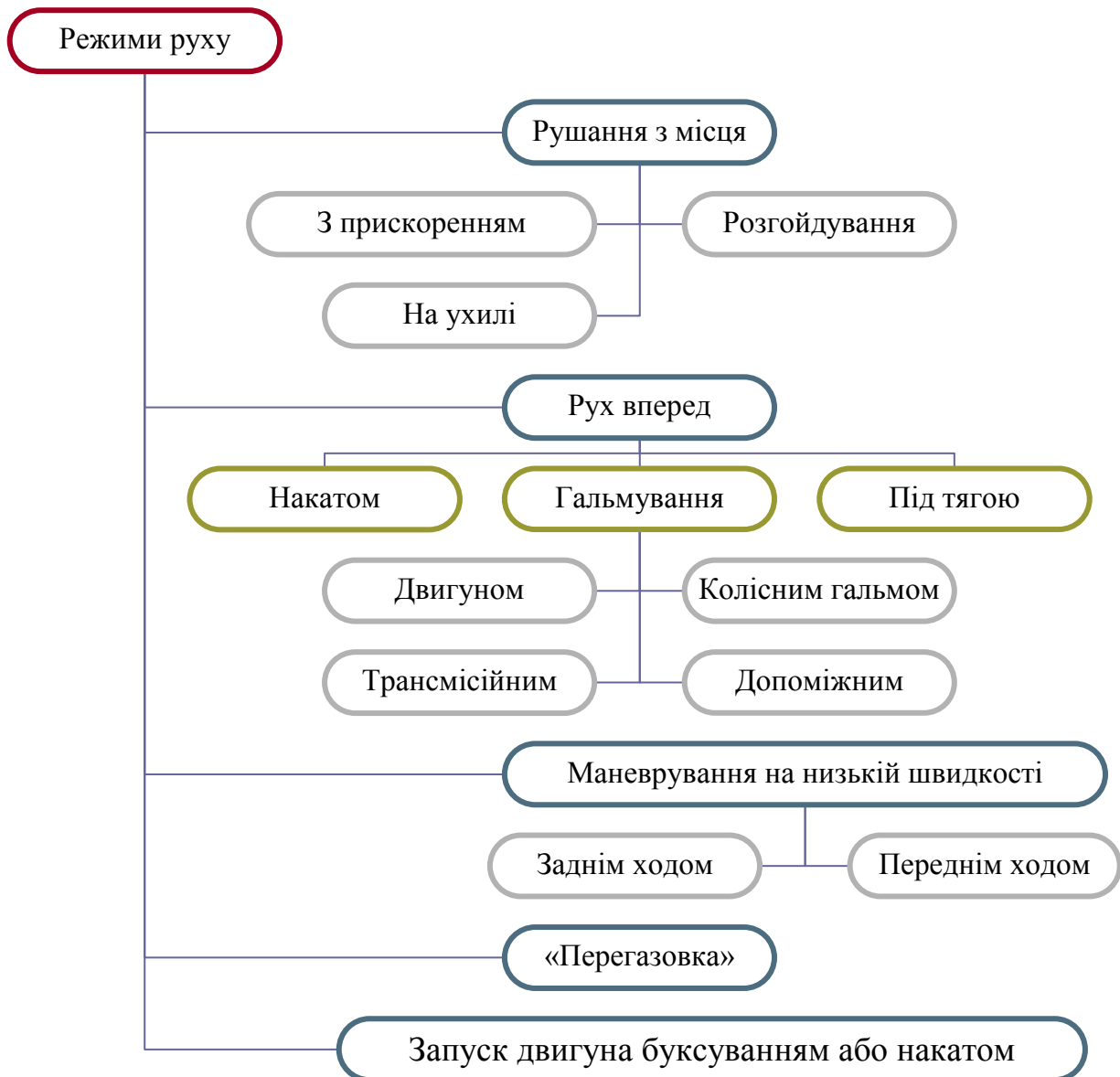


Рис. 3.1. Класифікація режимів руху АТЗ

Для досягнення необхідного прискорення під час рушання з місця вже необхідний вплив на педаль акселератора для визначення ступня прискорення шляхом керування крутним моментом, який буде реалізований двигуном. Відповідного прискорення під час рушання можливо досягти за рахунок впливу автоматичної системи лише на виконавчий пристрій керування зчепленням (як було показано на прикладі законів (1.6) та (1.10)).

Режим розгойдування під час рушання з місця часто використовується у випадку важких умов рушання у випадку застрягання АТЗ у багнюці чи снігу. У цьому випадку необхідно забезпечити синхронну роботу подачею палива та зчепленням з

відповідною частотою вмикань, яка залежить від частоти коливань кузова АТЗ при розгойдуванні.

На ухилі процес рушання стикається з таким небажаним явищем як відкочування АТЗ протягом часу перенесення ноги з педалі гальма на педаль акселератора. У сучасних АТЗ для запобігання цьому явищу використовується система допомоги при старті на підйомі HSA (Hill-start Assist) [169]. Її дія основана на короткостроковій затримці гальмування (на 1...2 с.) [170] після відпускання педалі гальма. Також ведуться дослідження обґрунтуванню часу затримки гальмування [171].

Маневрування на низькій швидкості може відбуватися як у прямому, так і зворотному напрямку, що визначається включеною передачею або обраним режимом руху на селекторі, «D» DRIVE або R «REAR». Особливістю цього режиму є часта необхідність рухатись із швидкістю, яка менша за мінімальну швидкість руху на першій або задній передачі при повністю увімкненому зчепленні та при низькій частоті обертання колінчастого валу двигуна. За такої необхідності водій забезпечує часткове вимикання зчеплення і рухається з його пробуксовкою. Під час такого руху зайва енергія двигуна перетворюється в теплову та розсіюється деталями зчеплення та маховиком. При цьому зчеплення може перегріватися, тому такий режим не може бути довгостроковим. Принаймні система керування може діагностувати критичний перегрів. Другим варіантом реалізації такого режиму є короткочасне вмикання зчеплення задля створення імпульсу для наступного руху накатом. Впродовж такого руху зчеплення перегрівається суттєво менше, але спостерігаються значні коливання швидкості руху АТЗ.

В процесі руху вперед найчастіше використовуються рух під тягою. В цьому режимі керування трансмісією відбувається за необхідності перемикавання передач. Наступним за поширенням є режими гальмування та накат (накат теоретично можливо віднести до гальмування але в класифікації (рис. 3.1) вказаний окремо, бо водій не може керувати уповільненням в цьому режимі).

Рух накатом застосовується як довгостроково, так і короткочасно. Короткочасно його використовують під час перемикавання передач, а довгостроково для зменшення витрати палива у випадку наближення до ділянки на якому буде необхідно зупинитися або знизити швидкість. Як варіант у подібному випадку

використовують режим гальмування двигуном і обирають відповідний в залежності від дистанції до згаданої ділянки та умов руху.

Три режими гальмування із застосуванням гальма будь якого принципу дії забезпечують стале або кероване уповільнення АТЗ під час якого зчеплення може залишатися увімкненим в межах швидкостей руху, які відповідають увімкненій передачі.

Під час гальмування АТЗ винятково двигуном або у комбінації з робочим гальмом іноді виникає необхідність зміни передачі для чого розривається потік потужності, що в цьому режимі спрямовано від коліс до двигуна шляхом вимкнення зчеплення.

Режим «перегазовки» задіється у випадку перемикавання на нижчу передачу для зменшення навантаження на синхронізатор або у випадку нештатної ситуації (наприклад нестійкої роботи двигуна).

3.2 Класифікація режимів рушання з місця

Робочій процес рушання з місця складається з двох етапів. Розгону автотранспортного засобу до швидкості, яка відповідає робочому діапазону роботи ДВЗ та процесу подальшого руху на передачі на якій відбулося рушання. За прийнятої концепції керування трансмісією подальший розгін супроводжується перемиканням на наступну передачу, а так вимиканням зчепленням і початку нового циклу його вмикання. Тому під час рушання доцільно розглядати рух лише на одній передачі, наприклад на першій. Із загальних уявлень про рух тіл, автотранспортний засіб може рухатись аперіодично, поступово виходячи на постійну швидкість руху (рис. 3.2). Для виключення коливань прискорення під час рушання з місця необхідно наближатися до цільової швидкості подібно до аперіодичної ланки.

Уявимо рух, що наведено на рисунку 3.2 у всіх його проекціях які пов'язані між собою. Представимо його у тривимірній постановці у координатах часу (t), швидкості (V) та прискорення (j) (див. рис. 3.3).

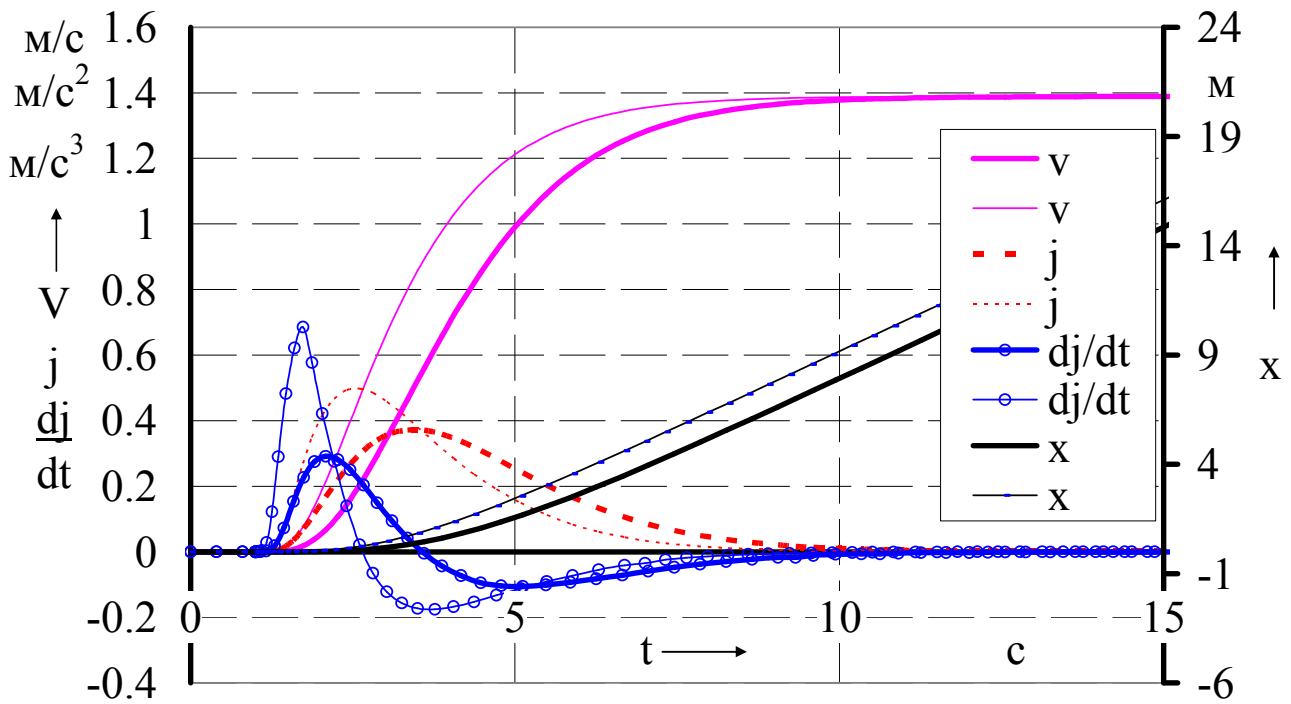


Рис. 3.2. Аперіодичний рух АТЗ

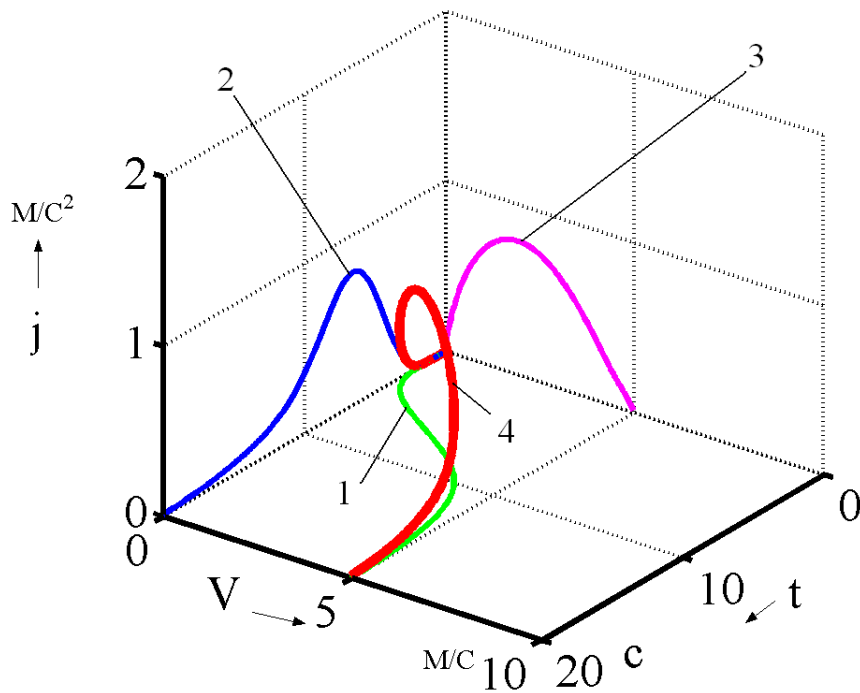


Рис. 3.3. Тривимірне представлення аперіодичного руху АТЗ

Тут крива 1 відображає динаміку зміни швидкості руху в часі (координати t - V), крива 2 динаміку зміни прискорення у часі (координати t - j), а крива 3 відображає квазістатичну зміну прискорення у залежності від швидкості руху (координати V - j). Таким чином просторова крива 4 є

узагальненою залежністю руху, яка враховує всі проекційні складові. Таке представлення дає можливість наглядно відтворити незалежність кривої z від часу, а так є можливість використання такого підходу у якості закону керування рухом АТЗ.

Розглянемо, також режим рушання АТЗ який не є наближеним до аперіодичного. Такий режим більш характерний для АТЗ оскільки маса його кузова є інерційною складовою і призводить до коливального характеру зміни швидкості під час наближення до постійного значення (рис. 3.4).

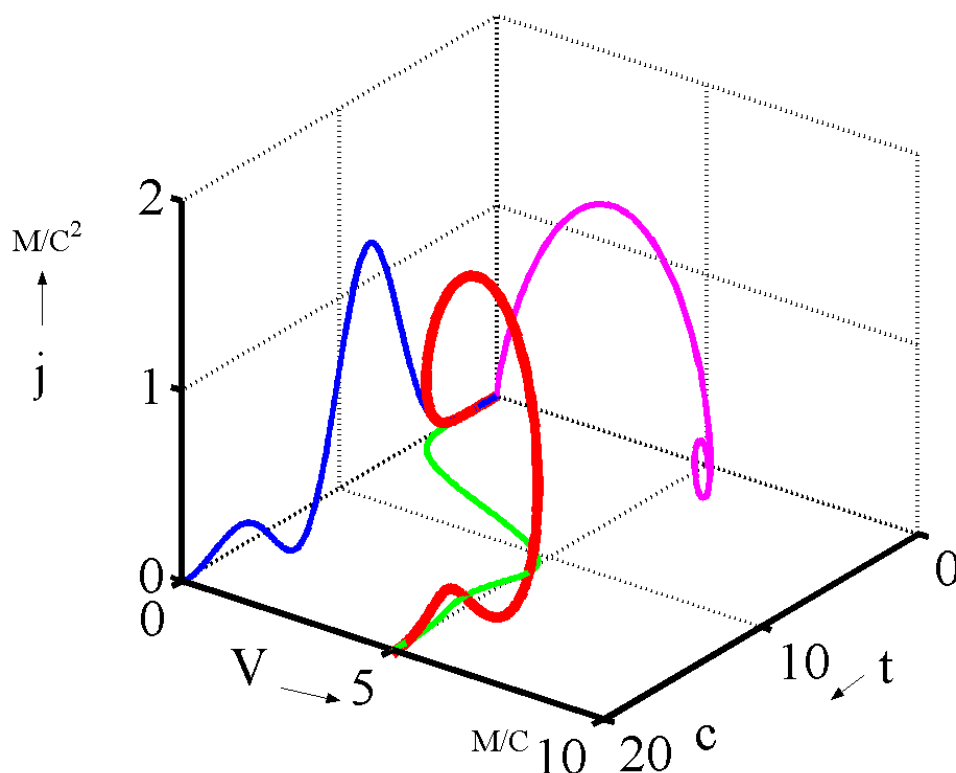


Рис. 3.4. Коливальне наближення до бажаної швидкості

У цьому випадку відповідні проекції процесу розгону АТЗ можуть бути описані передаточними функціями другого ступеня. Проекція процесу у координатах V - j нагадує фазовий портрет процесу прискорення.

Третій випадок під час рушання є початком подальшого розгону на наступних передачах. Тому впродовж руху на першій передачі відбувається постійне прискорення із можливою різною інтенсивністю (рис. 3.5).

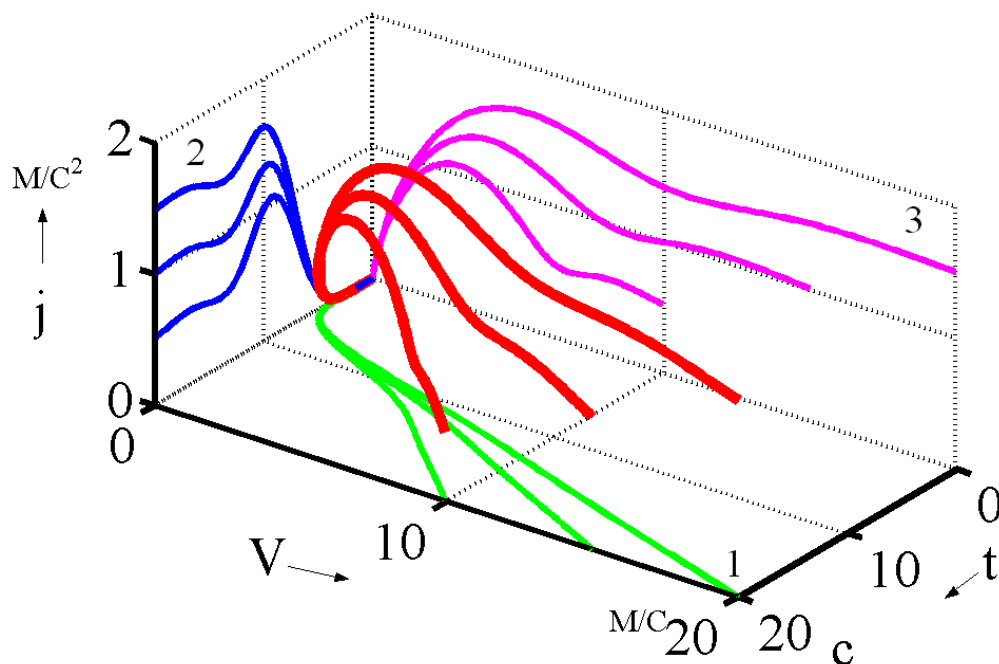


Рис. 3.5. Рушання з прискоренням різної інтенсивності

Відповідно до рисунків 3.3 та 3.4 на площині 1 (рис. 3.5) відображені залежності зміни швидкості руху в координатах t - V , на площині 2 залежності зміни прискорення у координатах t - j , а на площині 3 відображено квазістатичні залежності прискорення відповідно до швидкості руху у координатах V - j .

Кожен з цих режимів рушання зіставимо із положенням педалі акселератора з метою формалізації процесу рушання під керуванням водія. Мають право на існування два підходи під час керування рушанням з місця АТЗ. Перший полягає у керуванні лише виконавчим пристроєм керування зчепленням, а другий полягає у керуванні як зчепленням, так і подачею палива. Цілком зрозуміло, що перший підхід більш універсальний, бо існують АТЗ в яких педаль акселератора пов'язана з органом керування подачею палива напряму, важелями з тягами та не має електромеханічного зв'язку. Однак, слід зазначити, що обидва підходи потребують інтерпретації положення педалі акселератора як органа, що керує швидкістю руху та бажаним прискоренням АТЗ. До вирішення цієї задачі проаналізуємо робочий процес синхронізації кутових швидкостей колінчастого валу ДВЗ та первинного валу коробки передач під час рушання з місця. Відповідно до рисунків 3.3, 3.4 та 3.5 наведемо типові робочі процеси узгодження швидкостей зазначених валів.

Розглянемо перший варіант рушання коли водій не впливає на педаль акселератора. В цьому разі навантаження двигуна повинно здійснюватися по крайній ділянці регуляторної гілки швидкісної характеристики двигуна, що відповідає 0% натискання педалі акселератора, яка у координатах сили тяги на колесах та швидкості руху має вигляд зображений на рисунку 3.6. Так частота обертання колінчастого валу ДВЗ буде меншою за частоту обертання холостого ходу та більшою за мінімально стійку частоту обертання.

Виходячи з графіку сил навантаження та силового балансу автомобіля існує постійна швидкість автомобіля на який буде здійснюватися рух АТЗ після вмикання зчеплення. Ця швидкість залежить, насамперед, від дорожнього опору. Виходячи з рівняння силового балансу (3.1) [172] та поля швидкісних характеристик двигуна представимо принцип пошуку цієї швидкості руху (рис. 3.6).

$$P_k - P_w - P_\psi = 0 \quad (3.1)$$

де P_k — сила на колесах, Н, P_w — сила опору повітря, Н, P_ψ — сила опору дороги, Н.

Відповідно сила опору дороги та опору повітря визначаються за формулами (3.2) та (3.3).

$$P_\psi = G_a \cdot \psi = G_a \cdot (f(V) \pm i) \quad (3.2)$$

$$P_w = \frac{1}{2} \cdot C_x \cdot \rho_w \cdot F_a \cdot (V_a \pm V_w) \quad (3.3)$$

де G_a — вага АТЗ, Н, $f(V)$ — функція зміни коефіцієнту дорожнього опору [172, 173], i — ухил дороги, C_x — коефіцієнт опору повітря, ρ_w — щільність повітря, кг/м^3 , F_a — площа міделя, м^2 , V_a — швидкість АТЗ, м/с , V_w — швидкість повітря, м/с .

Типовий графік балансу сил для однієї передачі має наступний вигляд (рис. 3.6) та (рис. 3.7).

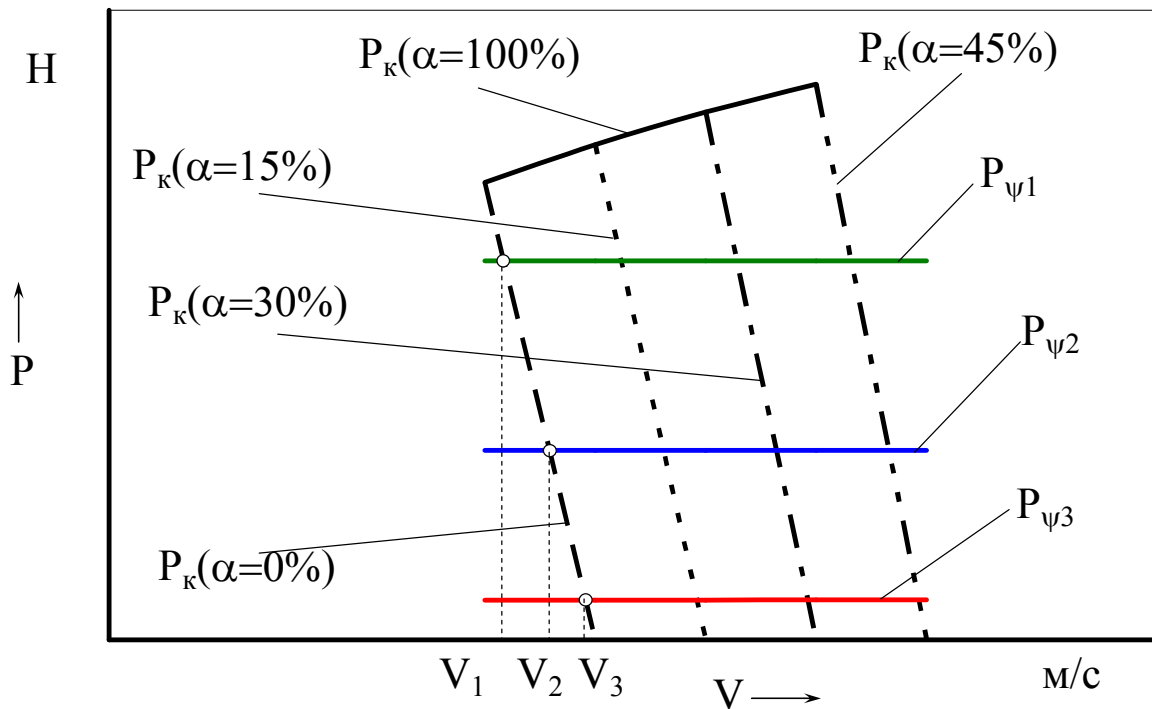
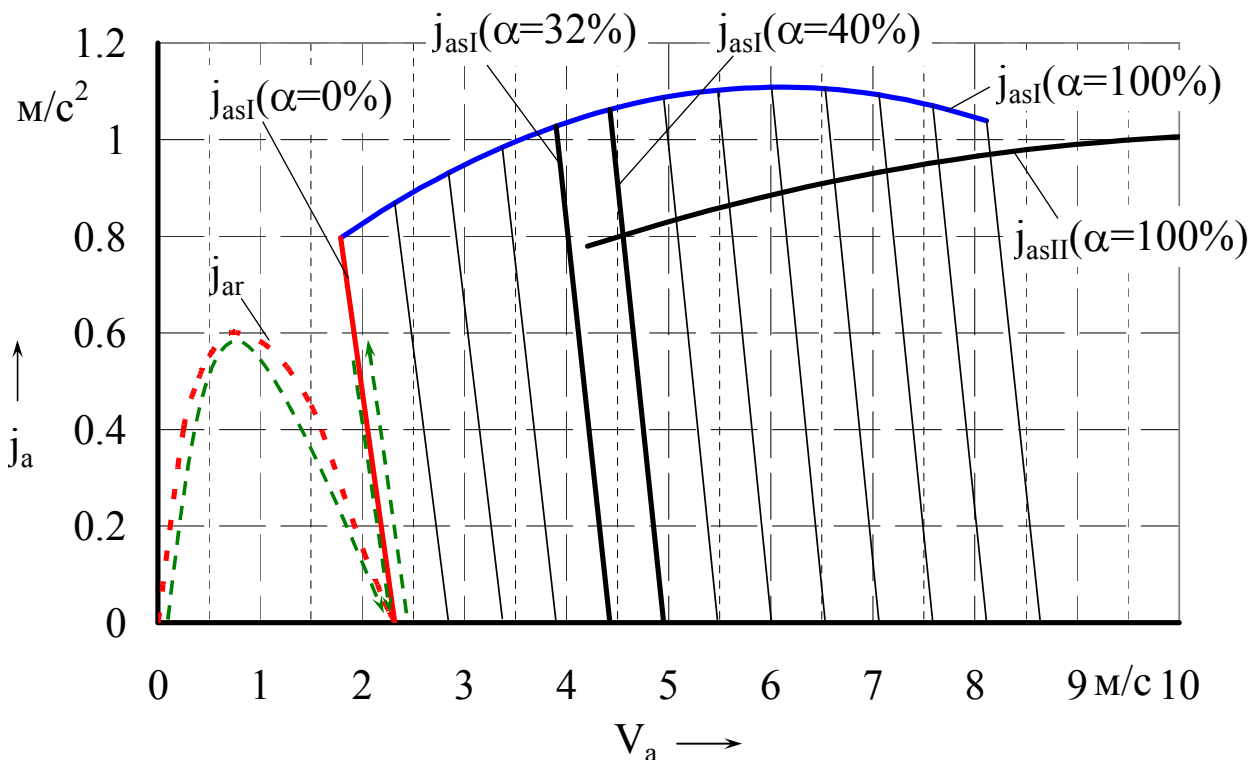


Рис. 3.6. Типовий графік балансу сил для однієї передачі



j_{asI} — прискорення АТЗ, яке забезпечує двигун за умови повністю увімкненого зчеплення на першій передачі, j_{asII} — прискорення АТЗ, яке забезпечує двигун за умови повністю увімкненого зчеплення на другій передачі, j_{ar} — реальне прискорення АТЗ під час буксування зчеплення

Рис. 3.7. Орієнтовний характер зміни прискорення під час рушання без впливу на педаль акселератора

При нерухомій педалі акселератора двигун адаптується до навантаження та забезпечує збільшення подачі палива тому користуючись точкою перетину графіку сили, що відтворена за частковою характеристикою двигуна та значенням сили опору дороги отримаємо значення швидкості руху у відповідних дорожніх умовах. Силу опору повітря за низької швидкості руху можна не враховувати.

Слід зазначити, що рух з цією швидкістю буде рівномірний (на горизонтальній ділянці дороги) тому прискорення на момент виходу на згадану швидкість повинно дорівнювати нулю (рис. 3.7).

Аналізуючи експериментальні данні плавного рушання вантажного автомобіля з місця (рис. 3.8) [134] можемо зазначити, що синхронізація кутових швидкостей колінчастого валу (n_d) та ведених частин зчеплення (n_n) відбувається з різкою зміною швидкості обертання колінчастого валу. Це пов'язано з тим що криві n_d та n_n в точці набуття однакових значень мають суттєві відмінності у похідних.

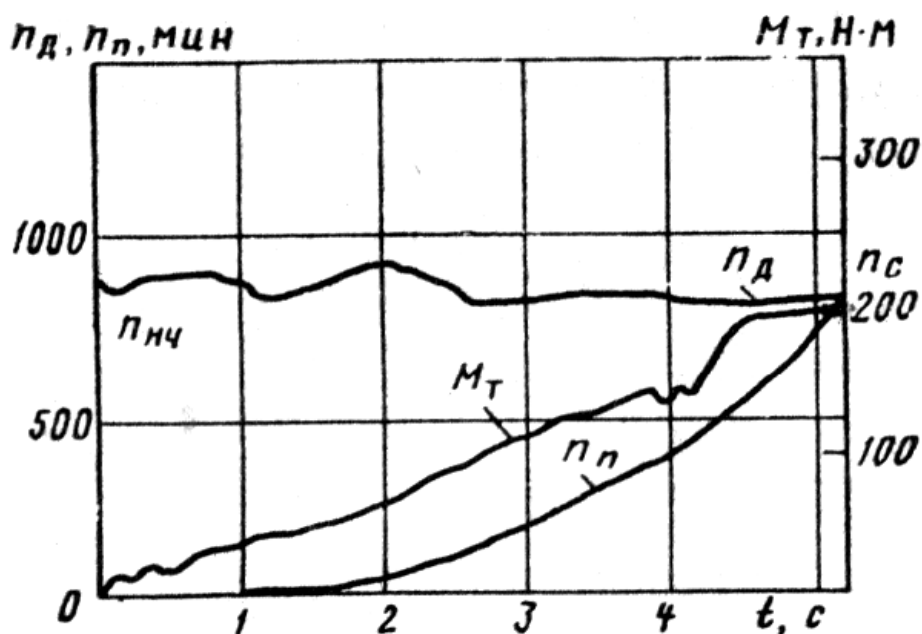


Рис. 3.8. Осцилограма плавного рушання вантажного автомобіля [134]

Цей факт призводить до ефекту «ривка» підчас рушання та до помітних коливань під час подальшого руху. Результатом моделювання розгону автомобіля за таким принципом початку руху є

коливальний характер наближення швидкості руху АТЗ до сталого значення (рис. 3.9). У порівнянні із аперіодичним законом наближення швидкості перерегулювання складає 0,2 м/с або 0,8 км/год. Абсолютне значення перерегулювання не значне, але в час закінчення буксування зчеплення спостерігається стрибок першої похідної прискорення на рівні 0,7 м/с³. Цей стрибок людина відчуває під час початку руху коли водій не достатньо плавно відпускає педаль зчеплення.

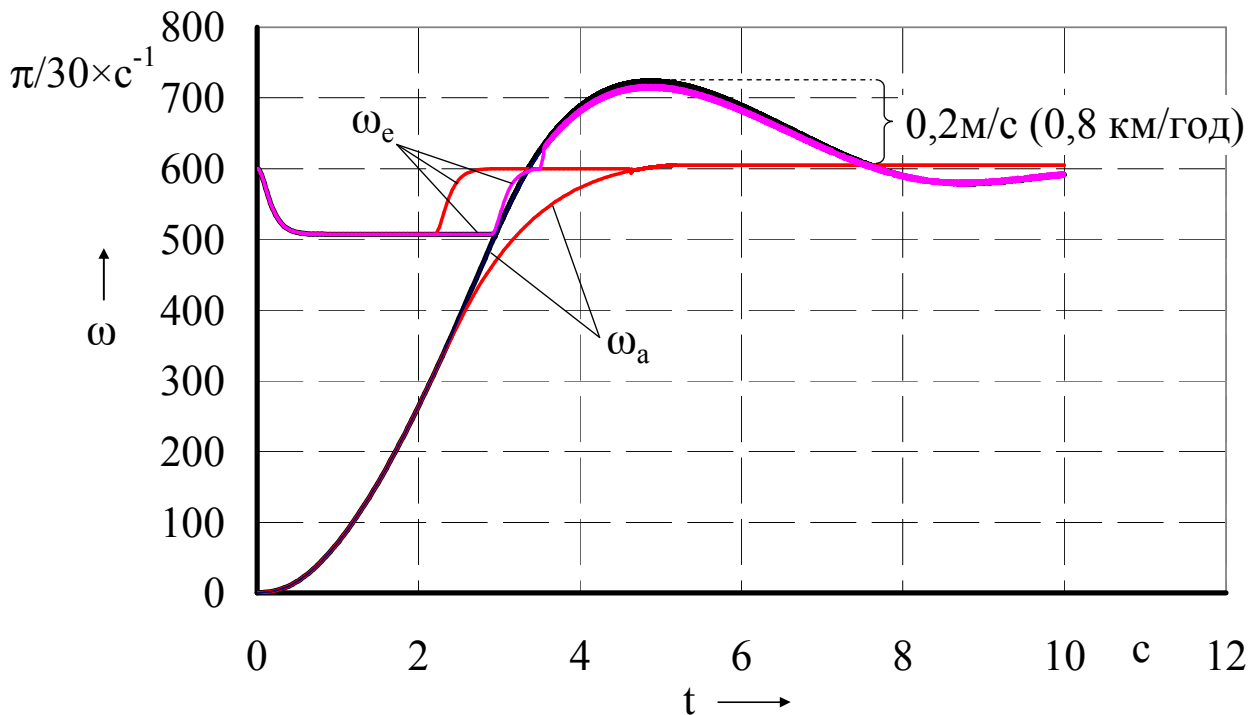


Рис. 3.9. Порівняння показників розгону аперіодичного та коливального характеру зміни швидкості

Зменшити величину першої похідної прискорення можливо за умови меншої різниці між похідними кутових швидкостей в момент набуття однакових значень. Цього можна досягти, як що в момент закінчення буксування зчеплення вимкнути його і дати веденим частинам вільно рухатися під дією інерції АТЗ, а колінчастому валу двигуна досягати свого максимального значення при даній подачі палива. Так вдається закінчити процес буксування зчеплення в умовах гальмування двигуном, а ні в умовах навантаження тягою (рис. 3.10). Такий підхід забезпечує меншу різницю в похідних швидкостей обертання колінчастого валу та ведених частин зчеплення. Крім того такий спосіб синхронізації дозволяє зовсім не суттєво зменшити пере регулювання в швидкості руху АТЗ, за

рахунок гальмування двигуном. Такий спосіб керування зчепленням можна зменшити ривок під час вмикання зчеплення з $0,7 \text{ м/с}^3$ до $0,5 \text{ м/с}^3$.

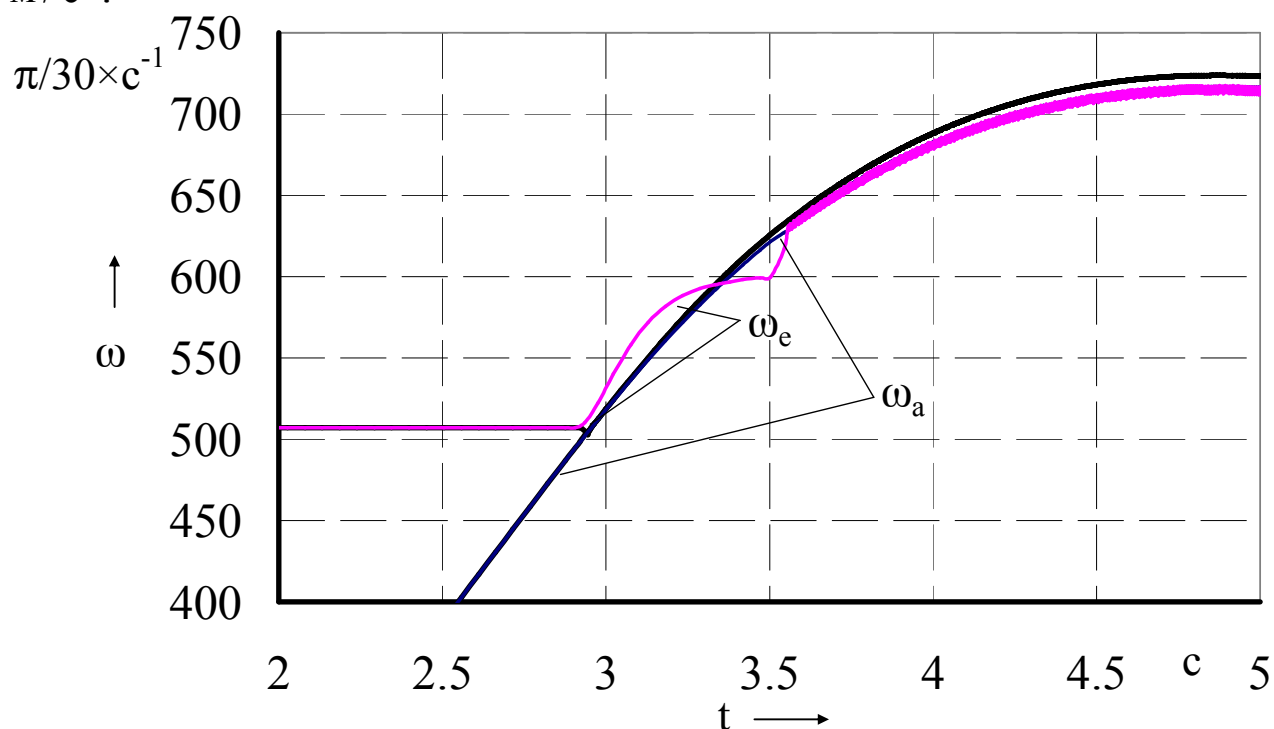


Рис. 3.10. Порівняння способів синхронізації частоти обертання колінчастого валу та ведених частин зчеплення

Використання такого способу закінчення процесу буксування зчеплення при положенні педалі акселератора відмінного від нульового призведе до погіршення акустичного комфорту під час рушання з місця, оскільки такий спосіб передбачає вихід на сталий режим обертання колінчастого валу двигуна.

Проілюстрована на рисунку 3.9 картина протікання робочого процесу рушання з місця характерна для малих переміщень педалі акселератора (до 40% відповідно до рис. 3.7). При таких положеннях педалі акселератора частота обертання колінчастого валу не належить діапазону допустимих частот на наступній передачі. При переміщенні педалі акселератора на величину більшу за 40% ходу водій, частіше за все, має намір отримати бажане прискорення для продовження розгону на наступній передачі. Тому після значення положення педалі акселератора 40% має сенс переводити розгін АТЗ в режим, що ілюструється на рисунку 3.5 із збільшенням прискорення відповідно до положення педалі акселератора.

Обмеження використання режиму досягнення сталої швидкості (відповідають рисункам 3.3 та 3.4) під час рушання з місця обумовлено неможливістю переходу на наступну передачу згідно з прикладом наведеним на рисунку 3.7. Так для перемикання на наступну передачу необхідно досягти відповідної швидкості руху яка відповідає мінімальній швидкості, що узгоджена з мінімальною частотою обертання колінчастого валу на наступній передачі. Відповідно граничну швидкість переходу з однієї передачі на іншу, а так відповідні частоти обертання колінчастого валу можливо обчислити за формулами (3.4 та 3.5).

Для переходу з першої передачі на другу можна записати:

$$V_{a \min 2} = \frac{\omega_{e \min} \cdot r_d}{u_2 \cdot u_0} = \frac{\omega_{e \Gamma} \cdot r_d}{u_1 \cdot u_0}, \quad (3.4)$$

де $V_{a \min 2}$ — мінімальна стійка швидкість руху на другій передачі, м/с, $\omega_{e \min}$ — мінімально стійка кутова швидкість обертання колінчастого валу двигуна, s^{-1} , $\omega_{e \Gamma}$ — гранична кутова швидкість обертання колінчастого валу двигуна за якої можливий перехід на наступну передачу, s^{-1} , u_1 та u_2 — передавальні числа першої та другої передачі відповідно.

Таким чином гранична кутова швидкість обертання колінчастого валу двигуна за якої можливий перехід на наступну передачу дорівнюватиме:

$$\omega_{e \Gamma} = \omega_{e \min} \frac{u_1}{u_2}. \quad (3.5)$$

Узгоджувати таким самим чином прискорення на різних передачах не має сенсу так, як під час переходу з однієї передачі на іншу завжди відбувається керований водієм (передбачуваний) розрив потоку потужності. Під час розриву потоку потужності положення педалі акселератора свідомо змінюється водієм, а так після вмикання наступної передачі займає нове, контрольоване водієм положення. Крім того в будь якому разі під час неминучого розриву потоку потужності прискорення АТЗ набуває негативного (від'ємного)

значення, а після переходу у тяговий режим на наступній передачі приймає нове, відповідно до умов руху значення.

Можливе прискорення автомобіля визначається з динамічного аналізу автомобіля [172] в умовах квазісталого руху. Оскільки під час замкненого зчеплення при розгоні АТЗ інерційні складові обертальних мас зменшують крутний момент як на зчепленні так і на колесах для врахування впливу обертальних мас вводиться поняття коефіцієнту врахування обертальних мас. Впродовж рушання з місця, коли спостерігається буксування зчеплення обертальні маси ведучих частин зчеплення та маховика можуть як збільшувати частоту обертання так і зменшувати. За рахунок цього ефекту, відповідно до рівняння (2.1) момент на ведених деталях зчеплення може дорівнювати крутному моменту двигуна (при $\frac{d\omega_e}{dt} = 0$), бути

більшим за крутний момент двигуна (при $\frac{d\omega_e}{dt} < 0$), або меншим за

нього (при $\frac{d\omega_e}{dt} > 0$). Величина кутового прискорення колінчастого

валу двигуна залежить від моменту інерції маховика, навантаження на двигун та положення педалі акселератора (яка визначає кількість палива, що подається). На відміну від графіка прискорень [172], який використовується для аналізу тягово-швидкісних властивостей автомобіля, неможна представити можливі прискорення АТЗ під час рушання із буксуванням зчеплення. Це пов'язано з відносно плавним зростанням моментів з-за наявності пружності елементів трансмісії та покритишки. Для визначення функції залежності бажаного прискорення АТЗ від положення педалі акселератора проаналізуємо потенційні можливості реалізації крутного моменту двигуна з врахуванням (2.1) (див. рис. 3.11).

Як видно з рисунку 3.11, за умови протікання процесу рушання при постійному положенні педалі акселератора швидкість обертання колінчастого валу двигуна змінюється згідно закону, що відповідає регуляторній гілці при кожному постійному положенні педалі акселератора. Так, наприклад при повністю відпущеній педалі акселератора ($\alpha = 0\%$) зміна швидкості відбувається по гілці АВ, при педалі акселератора, що натиснута на 70% зміна швидкості відповідає гілці CD, а при повністю натиснутій педалі акселератора

($\alpha = 100\%$) по гілці EF. Слід зазначити, що для запобігання заглохання двигуна необхідно зберегти знаходження робочої точки на стійкій гілці зовнішньої швидкісної характеристики або регуляторній гілці.

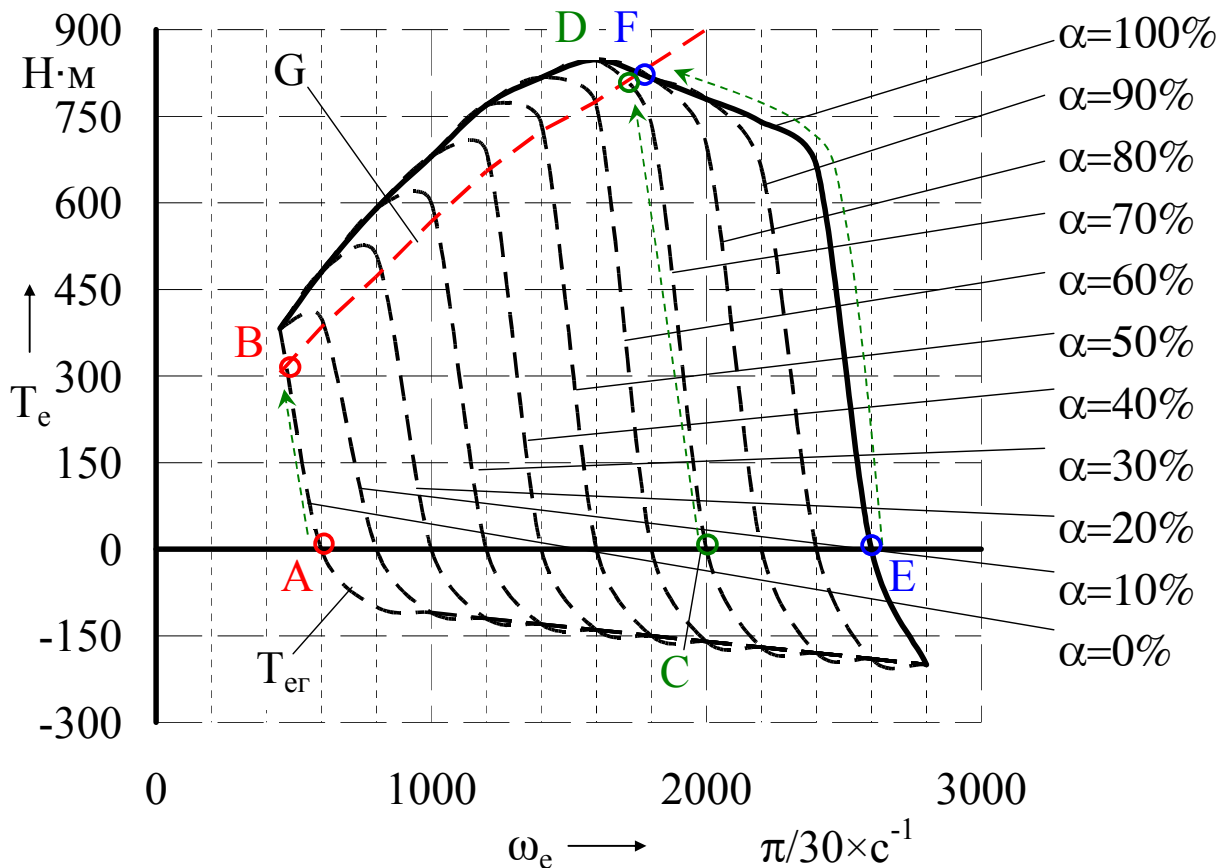


Рис. 3.11. Потенційні діапазони стійкої зміни швидкості обертання колінчастого валу двигуна

Потрапляння робочої точки ліворуч від максимуму швидкісної характеристики при будь-якому положенні педалі акселератора призведе до зупинки двигуна. Запобігти цьому можна, як що не зменшувати швидкість обертання колінчастого валу двигуна нижче за обмеження G (рис. 3.11). Крім обмеження кривою G слід зазначити, що в точках A, C та E момент двигуна T_e дорівнює нулю, а так частота обертання під час передачі крутного моменту буде дещо меншою. Не дивлячись на обмеження співвідношення в різницях кутових швидкостей у залежності положення педалі акселератора матиме характер приведений на рисунку 3.12.

Якщо точки A, B, C, D, E, F, а також точки перетину кривої G з регуляторними гілками позначити у функції положення педалі

акселератора отримаємо робочий діапазон зміни кутової швидкості колінчастого валу під час рушання АТЗ. Аналіз графіків на рисунках 3.11 та 3.12 дозволяє стверджувати, що максимальне прискорення впродовж буксування зчеплення можливо досягти на ділянці ЕФ за рахунок не тільки досягнення максимального крутного моменту, а й можливості довготривалого ($\Delta\omega \approx 850 [\pi/30 \times \text{с}^{-1}]$) використання кінетичної енергії маховика при зменшенні швидкості обертання колінчастого валу.

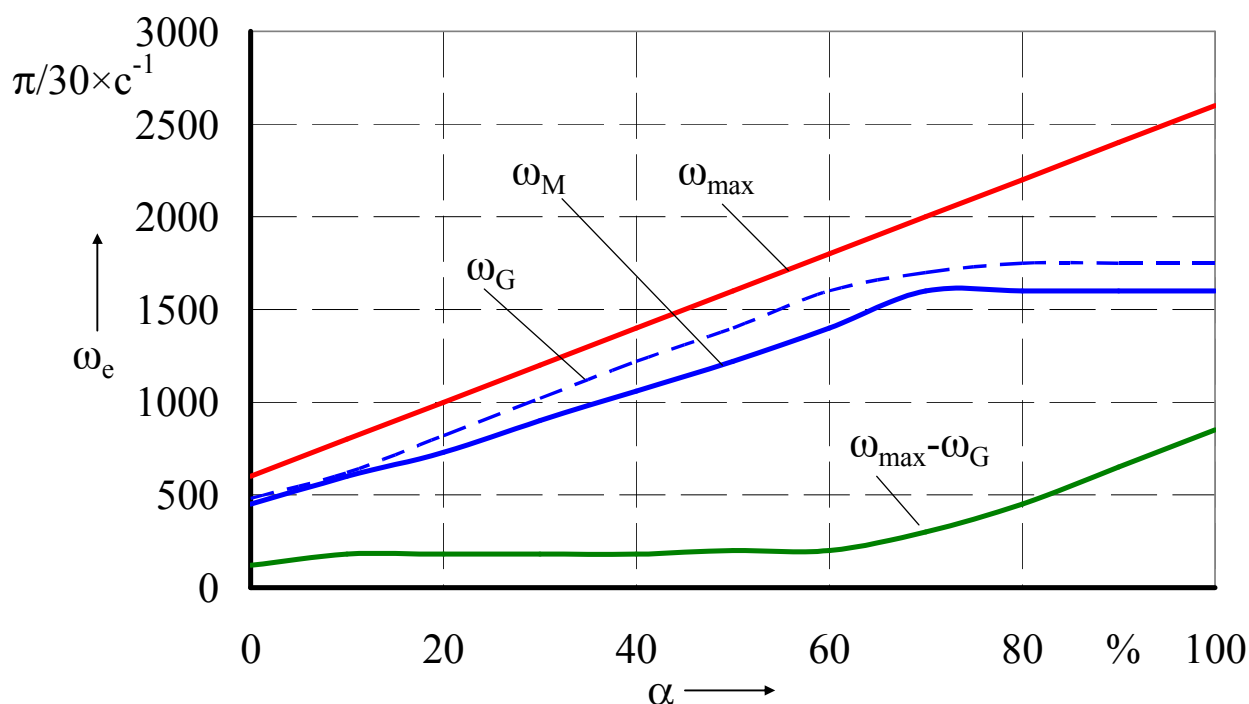


Рис. 3.12. Співвідношення між швидкістю обертання двигуна та положенням педалі акселератора

Для порівняння, на ділянці CD можна використати кінетичну енергію маховика, при падінні швидкості обертання колінчастого валу лише на $\Delta\omega \approx 300 [\pi/30 \times \text{с}^{-1}]$, а на ділянці АВ при падінні швидкості зовсім на несуттєву величину $\Delta\omega \approx 120 [\pi/30 \times \text{с}^{-1}]$. Спираючись на проведений аналіз наведемо залежність цільового прискорення від положення педалі акселератора. Обидві величини виражені у відсотках свого максимального значення (рис. 3.13). Наведена залежність відтворює зміну цільового прискорення для системи керування зчепленням до якого необхідно наблизитися наприкінці процесу синхронізації дисків зчеплення.

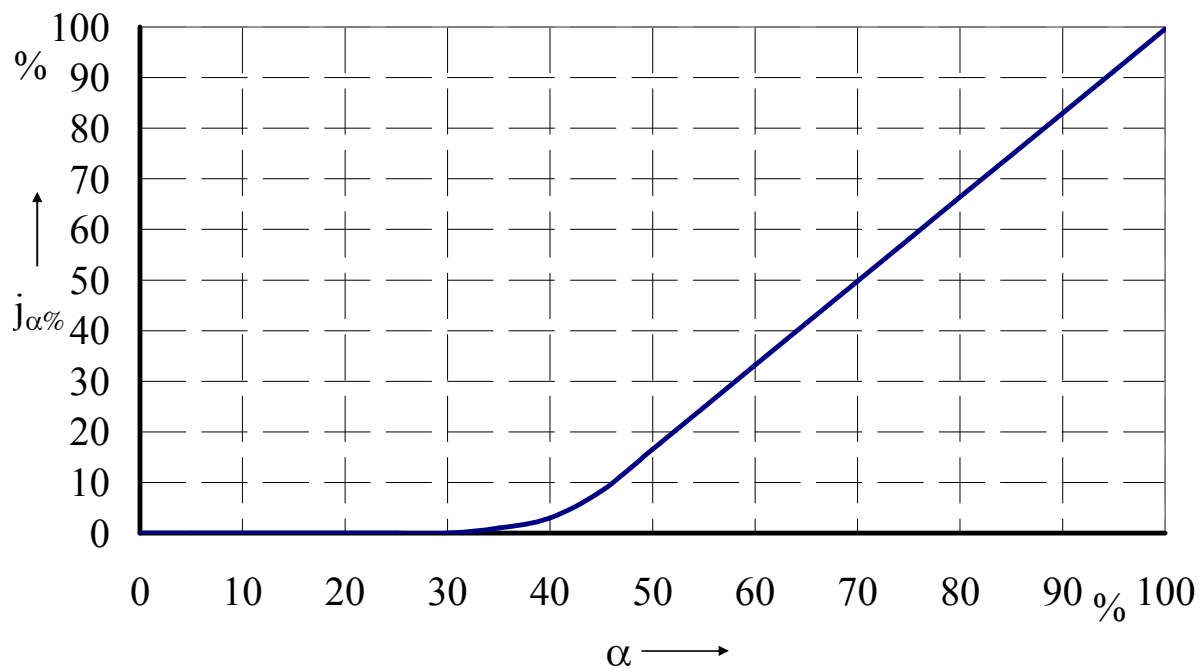


Рис. 3.13. Залежність бажаного прискорення від положення педалі акселератора

Зона цієї характеристики від $\alpha = 0\%$ до $\alpha = 40\%$ характеризує режим руху АТЗ, в якому визначальним є досягнення сталої швидкості руху відповідно до аперіодичного режиму (рис. 3.3 та рис. 3.4). При $\alpha > 40\%$ визначальним є прискорення для подальшого перемикання на наступну передачу відповідно до режиму руху, що пояснюється рисунком 3.5.

3.3 Концепція закону керування зчепленням під час його вмикання

Так само як і на сучасних автоматичних трансмісіях процес рушання повинен починатися одразу після відпускання педалі гальма, при увімкненій передачі, та за умови деактивованих допоміжного та стоянкового гальма. Таким чином рушання з місця можливе без корегування цього процесу водієм на мінімальній стійкій швидкості обертання колінчастого валу двигуна. В цьому режимі автотранспортний засіб зрушить з місця та буде рухатися з постійною мінімальною швидкістю, яка відповідає увімкненій передачі. Подальше прискорення можливо за умови впливу на педаль акселератора та збільшення крутного моменту двигуна. Це може відбуватися як під час процесу буксування зчеплення так і при

повністю увімкненому зчепленні. Цілком істотно, що таке рушання з місці можливе за умови відповідних дорожніх умов, які характеризуються коефіцієнтом опору дороги ψ . Таким чином на цьому етапі рушання закон керування зчепленням має загальний вигляд

$$S = f(Z, \alpha_d, \omega_e, \omega_c), \quad (3.6)$$

або, за умови втручання системи керування зчепленням в сигнал, що визначає ступінь подачі палива

$$[S, E] = f(Z, \alpha_d, \omega_e, \omega_c), \quad (3.7)$$

де S — положення штоку виконавчого пристрою керування зчепленням, %, E — ступінь подачі палива, %, Z — комплексний сигнал про забезпечення вимкненого стану зчеплення.

Комплексний сигнал про забезпечення вимкненого стану зчеплення може бути генерований системою керування зчепленням у випадку за діяння будь якого гальма, необхідності переходу в режим накату та ін. Керування положенням штоку виконавчого пристрою керування зчепленням здійснюється за допомогою регулятора PID-регулятора [174] пропорційно до сигналу, що імітує бажане положення штоку S виконавчого пристрою керування зчепленням.

Як можна зробити висновок з багатьох досліджень [67, 68, 88, 175, 176] запобігання ефекту «ривка» під час замикання зчеплення можливо досягти при достатньо плавному, майже по дотичній, набутті одних значень швидкості обертання колінчатого валу та ведених дисків зчеплення (рис. 1.19, рис. 1.20). Такий робочій процес, при керуванні зчепленням водієм, відображено на рисунку 3.14.

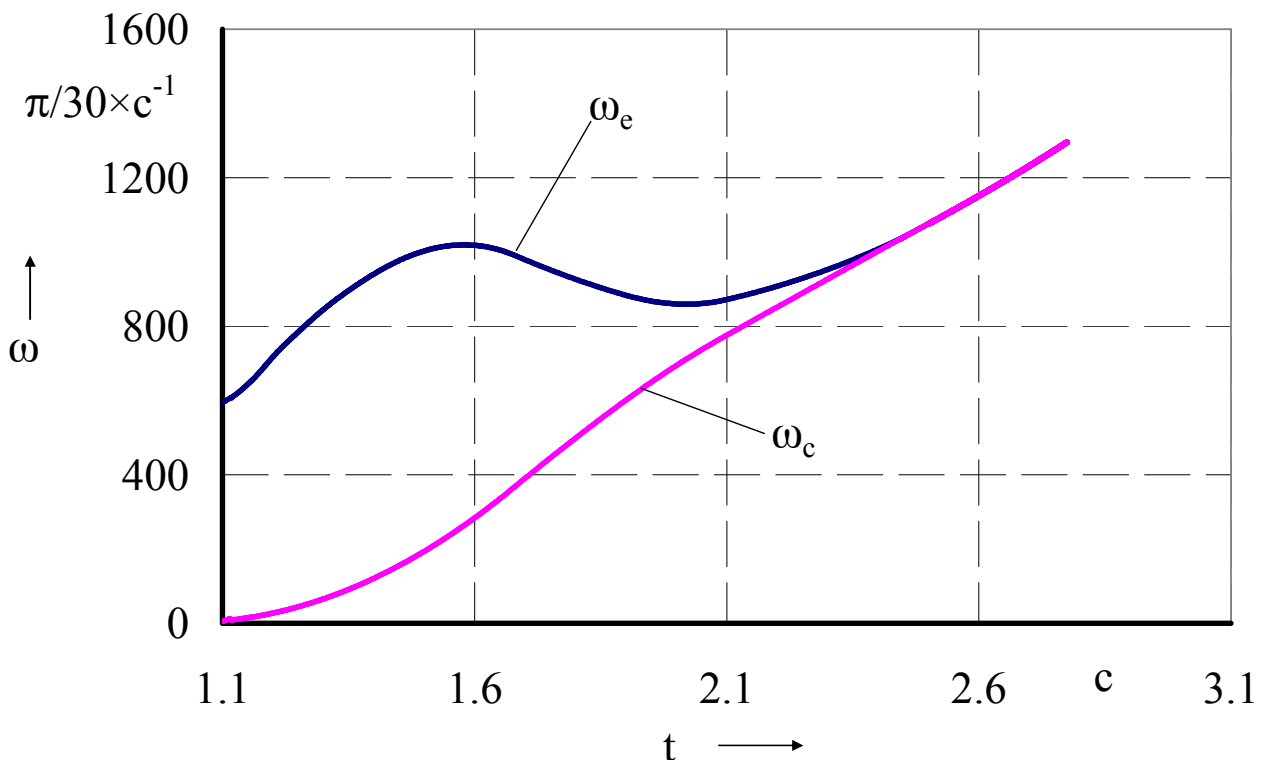


Рис. 3.14. Типовий процес зміни кутових швидкостей впродовж буксування зчеплення при плавному замиканні дисків зчеплення

Зробимо наступні перетворення для більш зручного представлення процесу. Робочий процес буксування зчеплення буде досліджуватися як функція $\Delta\omega = \omega_e - \omega_c$ від швидкості обертання веденого диску зчеплення $\Delta\omega_e = f(\omega_c)$. Результат перетворення можна інтерпретувати як закон керування зчепленням у статичній постановці (виключаючи з нього час протікання процесу рушання).

Для відтворення типового робочого процесу зчеплення під час рушання АТЗ, що зображено на рисунку 3.14, представимо його за допомогою кривої Безьє (рис. 3.15).

У векторній формі крива Безьє, яка визначається чотирма точками, запишеться

$$R(t) = (1-t)^3 \cdot P_0 + 3 \cdot t \cdot (1-t)^2 \cdot P_1 + 3 \cdot t^2 \cdot (1-t) \cdot P_2 + t^3 \cdot P_3, \quad (3.8)$$

де $t \in [0 \dots 1]$.

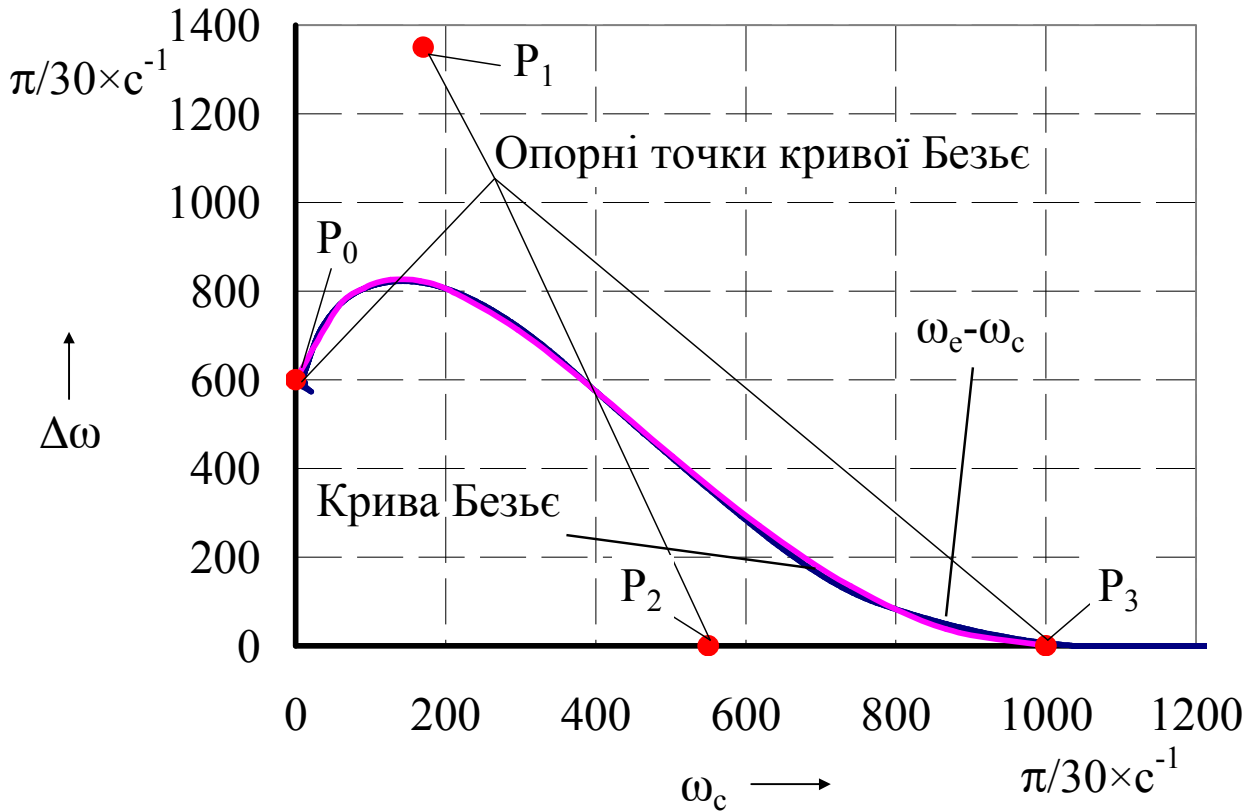


Рис. 3.15. Представлення кривої з рисунку 3.14 у вигляді кривої Безьє

Для визначення координат в скалярній формі запишемо рівняння (3.9) та (3.10) з врахуванням позначень координат стосовно закону керування. Відповідно замість координати $R(t)$ по осі абсцис введемо координату ω_c , а по осі ординат ведемо координату $\Delta\omega$. Відповідно координати i -тої опорної точки кривої Безьє визначатимуться як $P_i = \begin{pmatrix} \omega_{ci} \\ \Delta\omega_i \end{pmatrix}$.

Так для визначення $\Delta\omega(t)$ запишемо

$$\Delta\omega(t) = (1-t)^3 \cdot \Delta\omega_0 + 3 \cdot t \cdot (1-t)^2 \cdot \Delta\omega_1 + \dots + 3 \cdot t^2 \cdot (1-t) \cdot \Delta\omega_2 + t^3 \cdot \Delta\omega_3, \quad (3.9)$$

а для визначення $\omega_c(t)$ запишемо

$$\omega_c(t) = (1-t)^3 \cdot \omega_{c0} + 3 \cdot t \cdot (1-t)^2 \cdot \omega_{c1} + \dots + 3 \cdot t^2 \cdot (1-t) \cdot \omega_{c2} + t^3 \cdot \omega_{c3}. \quad (3.10)$$

Для зміни таких параметрів робочого процесу, як ω_e та ω_c у вигляді $\Delta\omega = \omega_e - \omega_c$, виконавчий пристрій керування зчепленням повинен впливати на зчеплення. Так впродовж всього процесу буксування зчеплення частину крутного моменту, яка передається в трансмісію пропонується визначати так само кривою Безьє. Введемо керуючий параметр S — як відносну координату положення штоку виконавчого пристрою керування зчепленням. Представимо криву Безьє у координатах $S = f(\Delta\omega)$. Оскільки зазначена у (3.9) величина $\Delta\omega$ заздалегідь визначена на основі керуючих впливів водія, а в функції $S = f(\Delta\omega)$ величина $\Delta\omega$ пов'язана з реальним протіканням процесу зміни кутових швидкостей тому для уникнення плутанини у визначеннях позначимо різницю кутових швидкостей які змінюються у реальному часі як відносну швидкість $\omega_r = \omega_e - \omega_c$. Таким чином функція керування зчепленням буде пов'язана з кривою робочого процесу і позначиться як $S = f(|\omega_r|)$. Модуль відносної кутової швидкості ω_r забезпечує дзеркальне відображення керуючого параметра $S(t)$ та недопущення набуття параметром ω_r значних негативних значень. Для прикладу, приведемо криву керування зчепленням на рисунку 3.16 в умовах початку керуючого процесу.

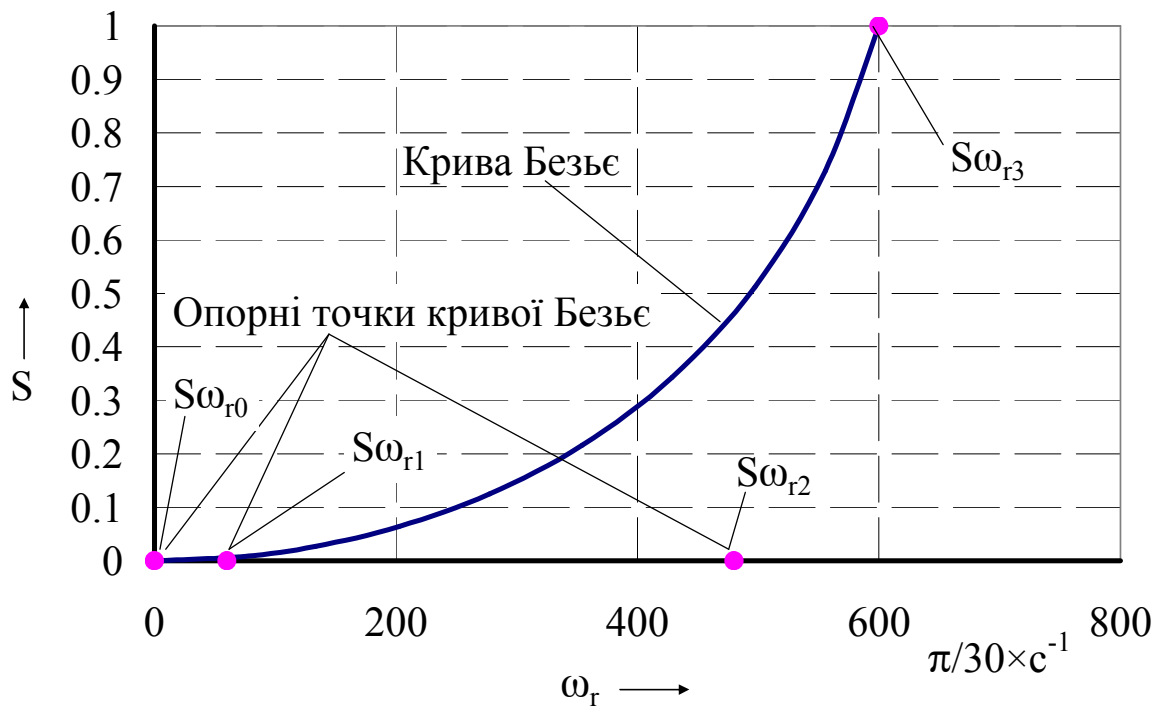


Рис. 3.16. Вигляд залежності $S = f(\omega_r)$ для $\omega_c = 0$

Запишемо рівняння для визначення кривої наведеної на рисунку 3.16 одразу в скалярному вигляді у відповідних координатах. Так для визначення $\Delta\omega(t)$ запишемо

$$\omega_r(t) = (1-t)^3 \cdot \omega_{r0} + 3 \cdot t \cdot (1-t)^2 \cdot \omega_{r1} + \dots + 3 \cdot t^2 \cdot (1-t) \cdot \omega_{r2} + t^3 \cdot \omega_{r3} \quad (3.11)$$

Для визначення $S(t)$ запишемо

$$S(t) = (1-t)^3 \cdot S_0 + 3 \cdot t \cdot (1-t)^2 \cdot S_1 + \dots + 3 \cdot t^2 \cdot (1-t) \cdot S_2 + t^3 \cdot S_3 \quad (3.12)$$

В формулах (3.11) та (3.12) та на рисунку 3.16 координати точки $S\omega_{r0}$ (0, 0), координати точки $S\omega_{r1}$ (60, 0), координати точки $S\omega_{r2}$ (480, 0) та координати точки $S\omega_{r3}$ (600, 1). При чому значення ординат точок $S\omega_{r0}$, $S\omega_{r1}$ та $S\omega_{r2}$ завжди дорівнює нулю, значення ординати точки $S\omega_{r3}$ завжди дорівнює одиниці і відповідає повністю відпущеній педалі зчеплення (повністю увімкненому зчепленню). Значення абсциси точок $S\omega_{r1}$ та $S\omega_{r2}$ розраховується за залежностями (3.13) та (3.14).

$$\omega_{r1} = k_{s\omega1} \cdot \omega_{r3}; \quad (3.13)$$

$$\omega_{r2} = k_{s\omega2} \cdot \omega_{r3}, \quad (3.14)$$

де $k_{s\omega1}$ та $k_{s\omega2}$ — коефіцієнти.

Крім того, ординату точки $S\omega_{r3}$ отримуємо з рівняння (3.9). Відповідно

$$\omega_{r3} = \Delta\omega(\omega_c). \quad (3.15)$$

Для обчислення значення функції $\Delta\omega = f(\omega_c)$, яка використовується в формулі (3.15) та функції $S = f(\omega_r)$

використовується алгоритм пошуку параметра t , який відповідає значенню вхідної величини ω_c або ω_r із застосування циклу. вже за визначеним значенням t обчислюється шукана вихідна величина за формулами (3.9) та (3.11) відповідно.

Закон керування зчепленням, який заданий виразами (3.9) — (3.15), можна представити у вигляді тривимірної поверхні (рис. 3.17). Ця поверхня відображає різноманіття можливих керуючих впливів S у залежності від співвідношення таких параметрів робочого процесу як ω_c та ω_e .

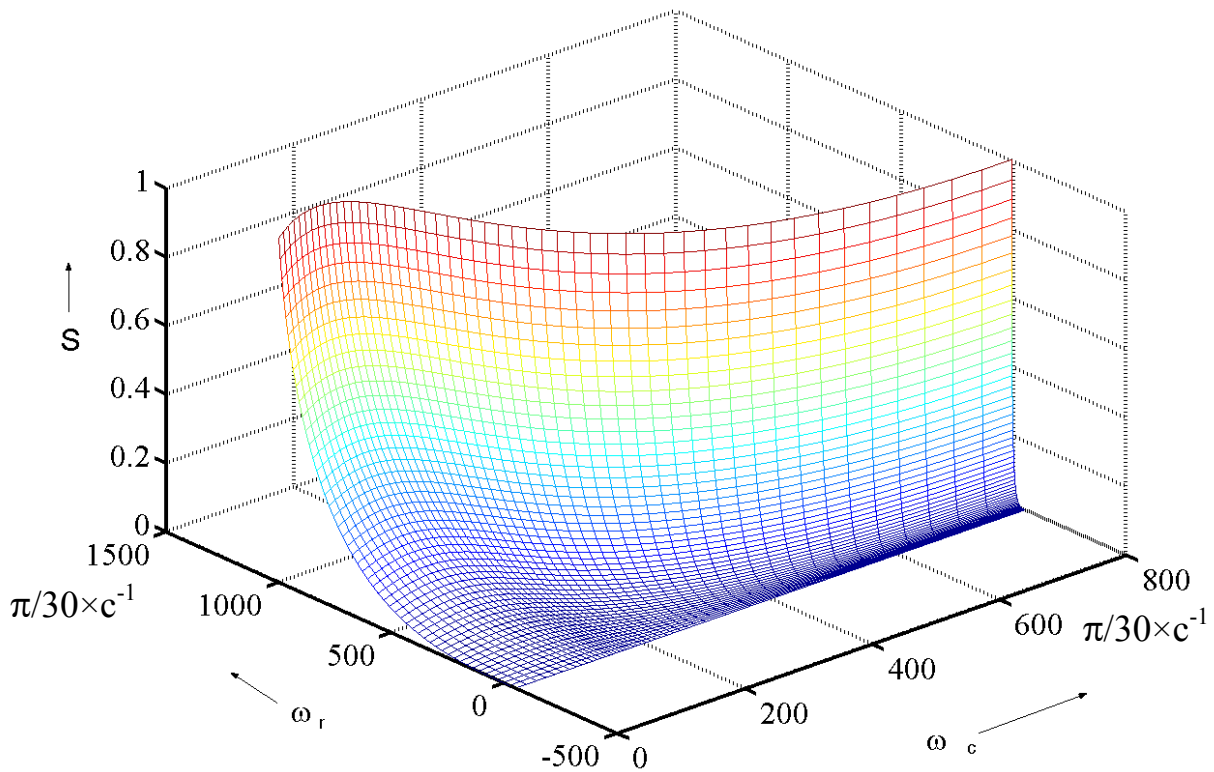


Рис. 3.17. Вигляд типового закону керування у тривимірному вигляді

Під час реального рушання з місця робочий процес характеризується відповідними значеннями ω_c та ω_e . Кожній парі ω_c та ω_e відповідає точка на площині $\omega_r - \omega_c$, яка визначає значення керуючого впливу S . Зміна керуючого впливу у координатах $S - \omega_r - \omega_c$, представляє просторову лінію. Кожна точка такої лінії відтворює бажаний керуючий вплив у відповідності до реальних значень ω_r та ω_c .

3.4 Концепція керування зчепленням на різних режимах руху

3.4.6 Ключові аспекти концепції вимикання зчеплення

Ключовими аспектами концепції керування зчепленням є розрізнення режимів руху та переходів між ними за керуючими впливами водія. Слід зазначити, що в роботі розглядаються принципи керування зчепленням як одноосібним пристроєм впливу так і у комплексі з системою керування двигуном. Тобто в першому випадку система керування впливає лише на виконавчий пристрій зчеплення орієнтуючись на відповідні вхідні сигнали. У другому випадку система керування впливає як на зчеплення так і на двигун.

Найбільш простим переходом між режимами руху є перехід від тягового режиму в режим руху накатом або гальмування двигуном.

Пропонується визначати цей перехід шляхом спостереження за швидкістю переміщення педалі акселератора, а саме швидкістю її відпускання при виході з тягового режиму. Таким чином сигнал керування зчепленням для швидкого вимикання може бути представлений у вигляді

$$S = \begin{cases} 0 & \text{якщо } \frac{d\alpha_d}{dt} > [\dot{\alpha}_d] \wedge \alpha_d = 0\% \\ \text{інакше } S = f(|\omega_r|) & \end{cases}, \quad (3.16)$$

де $[\dot{\alpha}_d]$ — допустима швидкість переміщення педалі акселератора %/с.

Ті самі умови вимикання зчеплення можуть бути застосовані й у режимі розгойдування під час рушання з місця.

Під час гальмування двигуном або іншим видом гальма вимикання зчеплення повинно запобігти заглоханню двигуна. Для забезпечення стійкої роботи двигуна сигнал на вимикання зчеплення подається при зниженні кутової швидкості обертання колінчастого валу до мінімально стійкої за умови підходу до цього значення з критичним значенням кутового прискорення обертання колінчастого валу двигуна.

$$S = \begin{cases} 0 & \text{якщо } \omega_e \leq [\omega_e] \wedge \frac{d\omega_e}{dt} \geq [\dot{\omega}_e] \vee \omega_e < [\omega_{e \min}] \\ \text{інакше} & S = f(|\omega_r|) \end{cases}, \quad (3.17)$$

де $[\omega_e]$ — допустима стійка кутова швидкість колінчастого валу двигуна, с^{-1} , $[\dot{\omega}_e]$ — допустиме значення кутового прискорення колінчастого валу двигуна, с^{-2} , $[\omega_{e \min}]$ — мінімальна допустима кутова швидкість колінчастого валу двигуна, с^{-1} .

Під час маневрування на низькій швидкості без впливу на педаль акселератора рушання з місця відбувається при мінімальній стійкій швидкості обертання колінчастого валу. При цьому швидкість зростає з 0 км/год до швидкості яка відповідає мінімальній кінематичній швидкості на увімкненій передачі. Часто виникає необхідність рухатися із швидкістю в цьому діапазоні для чого необхідно часткове включене зчеплення. Природною дією водія під час зростання швидкості вище бажаної є натискання на педаль гальма. Цей факт визначається за датчиком натискання на педаль гальма та є сигналом до обмеження крутного моменту, що передається зчепленням. Керуючий сигнал на виконавчий пристрій керування зчепленням має наступний закон

$$S = \begin{cases} S_{i-1} & \text{якщо } Z > 0\% \wedge \omega_v < \omega_{v \min} \\ \text{інакше} & S_i \end{cases} \quad (3.18)$$

де S_i — положення штока виконавчого пристрою керування зчепленням на поточному циклі; S_{i-1} — положення штока виконавчого пристрою керування зчепленням на попередньому циклі; $\omega_{v \min}$ — кутова швидкість, що пропорційна мінімальній лінійній швидкості автотранспортного засобу, с^{-1} ,

Можливе часткове вимикання зчеплення під час реалізації закону керування в режимі рушання або перемикання передач визначається самим законом керування.

РОЗДІЛ 4

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ СКЛАДОВИХ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ З ВРАХУВАННЯМ ТЕМПЕРАТУРНИХ ЗМІН НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

Частіше за все математичне моделювання роботи тієї чи іншої системи або апарата відбувається за нормальних умов. Серед них тиск, вологість повітря та температура навколишнього середовища. Зазвичай верифікаційні експерименти проводять при кімнатній температурі 16 – 22 °С нормальному атмосферному тиску та вологості повітря 40 – 70%. Для унеможливлення впливу вологи електронні блоки, датчики електромагніти та електродвигуни виконують із різним ступенем захищеності від вологи та пилу. Відповідна класифікація визначається стандартом [177]. Тиск, на згадані елементи системи керування чинить не значний вплив, який зазвичай не враховують. Натомість температурний чинник може впливати на роботу системи керування дуже суттєво, але зазвичай не враховується в наукових дослідженнях.

4.5 Дослідження впливу температури на роботу резистивного датчика зворотного зв'язку

На відміну від індуктивного датчика сигнал датчика зворотного зв'язку обробляється аналогово-цифровим перетворювачем (АЦП). В якості датчика зворотного зв'язку може використовуватися як контактний резистивний так і безконтактний магніторезистивний датчики. На відміну від індуктивного датчика лінійність датчика зворотного зв'язку значно вища і, майже не викривляє характеристику положення штоку виконавчого пристрою в крайніх положеннях. Повторюваність значень під час прямого та зворотного ходу також відрізняється не суттєво (рис. 4.1).

Під впливом зміни температури навколишнього середовища, датчик разом із електронним блоком демонструє досить стабільні характеристики. На рисунку 4.2 нанесені точки, що характеризують поля значень кодів АЦП під час вимірювання значень напруги на

датчику зворотного зв'язку. Амплітуда шуму збільшується із збільшенням напруги і разом з нею коду АЦП.

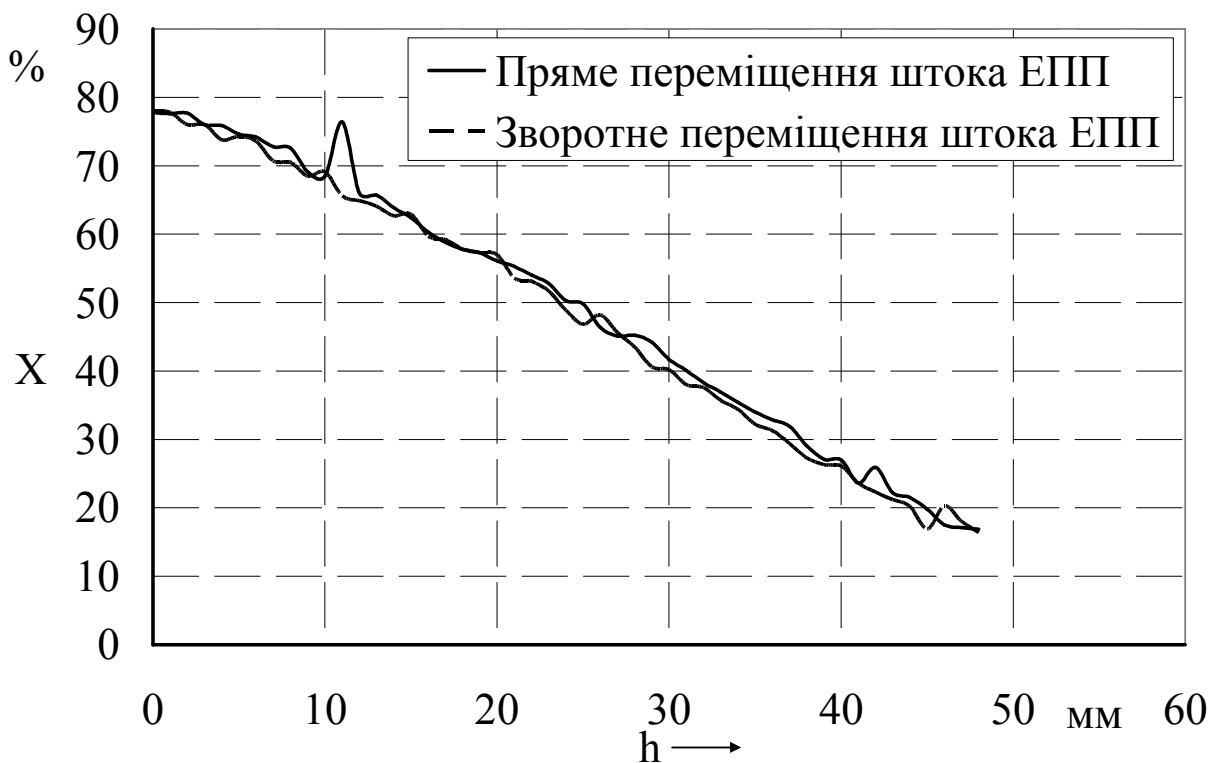


Рис. 4.1. Характеристика датчика зворотного зв'язку при постійній температурі

На відміну від датчика положення педалі для датчика положення штока виконавчого пристрою реалізовано режим калібрування для оновлення коду АЦП у повністю включеному стані зчеплення. Тобто для початкового положення штоку виконавчого пристрою керування зчепленням. Гарантоване початкове положення штоку забезпечується за рахунок затримку відкритого стану випускного електропневматичного клапану на 2 с після повного відпускання педалі зчеплення та приходу штоку виконавчого пристрою у попереднє крайнє положення. Цей режим гарантує відсутність надлишкового тиску у силовій порожнині виконавчого пристрою і забезпечує його вихід в крайнє початкове положення під дією натискної пружини зчеплення. Разом із внутрішньою пружиною виконавчого пристрою його шток займає чітке положення, що відповідає повністю увімкненому зчепленню. Саме в цей момент відбувається калібрування у вигляді запам'ятовування ЕБК значення коду АЦП в якості початкового положення штоку виконавчого пристрою керування зчепленням та присвоєння йому значення 0% ходу. Саме від цього положення ЕБК відраховує запрограмоване

значення коду АЦП для визначення 100% ходу штоку виконавчого пристрою. Процес калібрування відбувається після кожного відпускання педалі зчеплення для визначення нового положення штоку виконавчого пристрою керування зчепленням. Винятком може стати повторне натискання на педаль зчеплення до закінчення процесу калі бровки, а саме 2с відкритого стану електропневматичного клапану. Зазвичай хід штоку виконавчого пристрою для вимикання зчеплення складає 20...30 мм. Повний хід штоку виконавчого пристрою становить 70 мм. Це необхідно для компенсації зношування фрикційних накладок, деградації осьової характеристики веденого диску зчеплення та компенсації температурних деформацій деталей зчеплення.

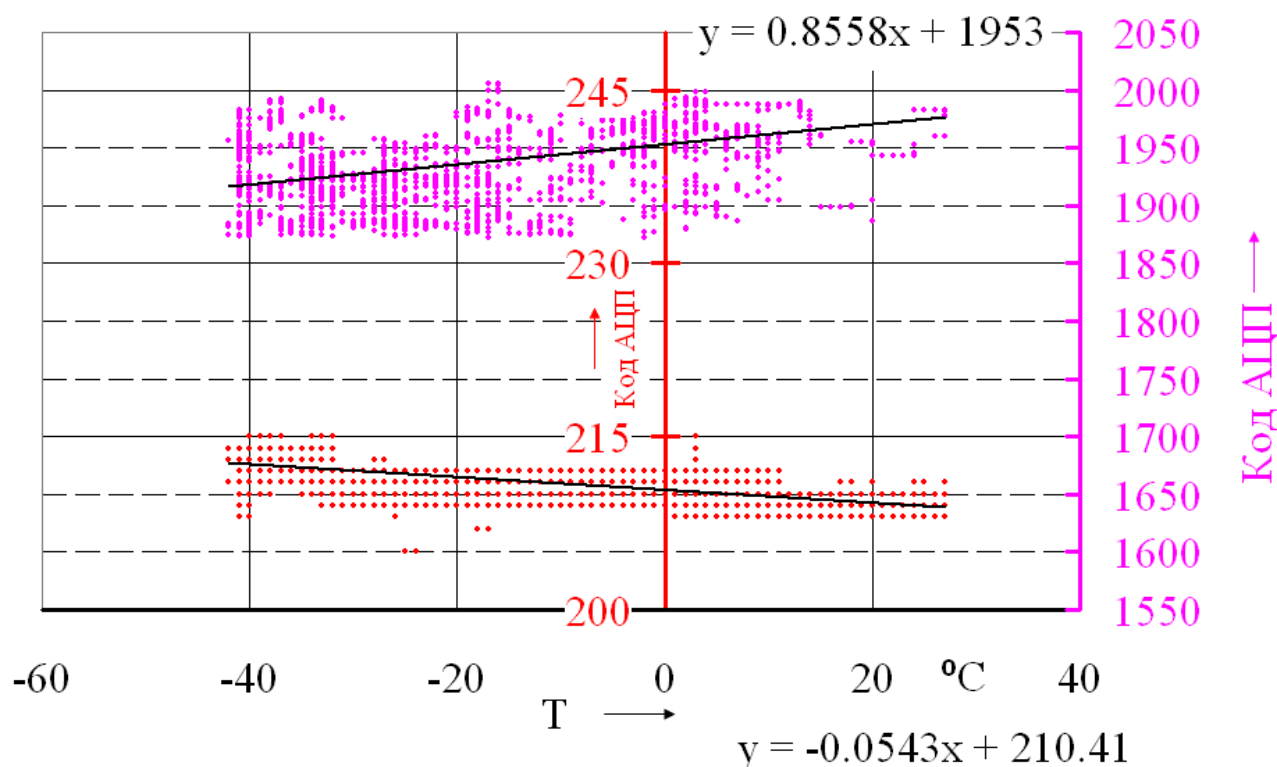


Рис.4.2. Зони шуму в кодах АЦП від резистивного датчика положення

Таким чином крайні положення штоку виконавчого пристрою постійно дрейфують впродовж роботи системи керування зчепленням та поступово зміщуються разом із зношуванням від одного крайнього положення до іншого (рис. 4.3).

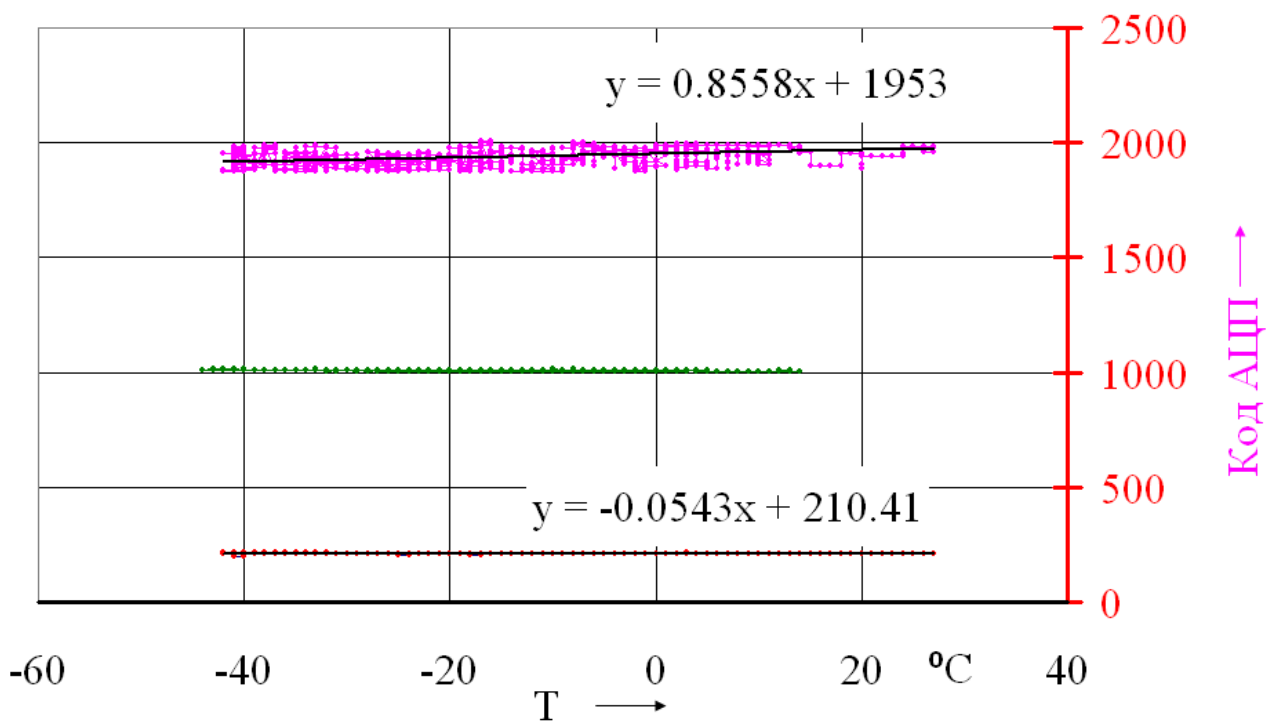


Рис. 4.3. Крайні положення штоку виконавчого пристрою відносно повного його ходу в кодах АЦП

Як видно з рисунка, з огляду на постійне калібрування датчика положення штоку виконавчого пристрою керування зчепленням, немає необхідності в додатковій обробці даних, що надходять з АЦП. Це стосується як шуму який виникає під час вимірювання так і впливу температури навколишнього середовища.

4.6 Дослідження впливу температури на роботу електромагнітного клапана

Від роботи електропневматичного клапана залежить точність та плавність роботи всього електропневматичного приводу зчеплення. В режимі забезпечення максимальної точності керування клапана працює на межі своїх можливостей. Тому врахування зміни температури важливе для відтворення робочого процесу електромагнітного клапана та розуміння властивостей системи керування.

На даний момент можна виділити три основних методи розрахунку магнітних полів та методів розрахунку електромагнітів[178]:

- аналітичні;
- графічні;

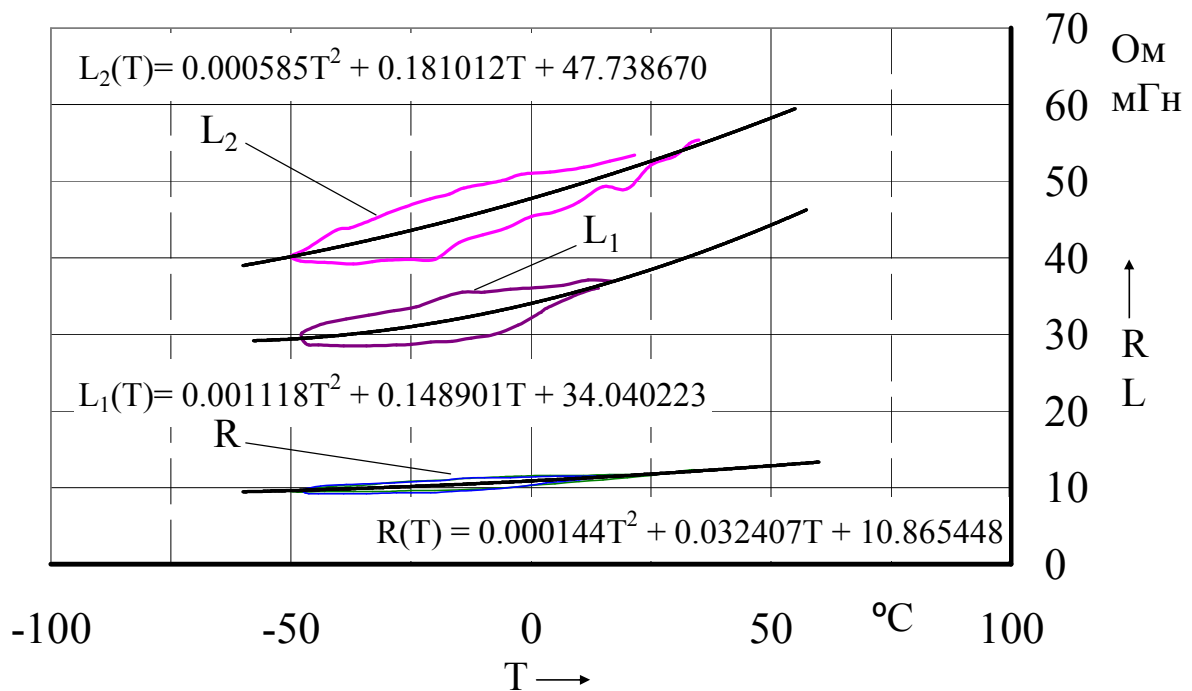
- чисельні.

Чисельні методи найбільш точні та дозволяють детально розраховувати магнітне поле магнітного ланцюга довільної форми. Програмні комплекси, в основі яких використовують методи кінцевих елементів, складно інтегрувати до аналітичних моделей. Зазвичай попередньо аналізують всі можливі стани магнітної системи для формування матричної аналітичної моделі електромагніту [179] та вже у такому вигляді використовують у складі аналітичних моделей системи керування. Програмні комплекси, що дозволяють здійснювати міждисциплінарні розрахунки дуже дорого коштують [180]. Тому, науковці та дослідники пропонують вдосконалені аналітичні моделі, що найбільш пристосовані для вирішення окремих задач електродинаміки [181]. Виведення автомобільної продукції в серійне виробництво передбачає широкий комплекс випробувань. Одним з ключових випробувань є кліматичні. Нажаль, наукових досліджень роботи автомобільних компонентів за умови різних температур не багато [182, 183].

Існуючі математичні моделі електромагнітного клапана зазвичай створені для моделювання його роботи без врахування зміни температури [102 – 107]. Так в роботах [41, 103, 104] використана відома модель, яка опосередковано враховує індуктивність електромагніта спираючись на кількість витків в його обмотці. Крім того така модель має алгебраїчне рівняння зміни струму, що ускладнює врахування зміни індуктивності під впливом температури навколишнього середовища. Тому для моделювання робочого процесу електромагнітного клапана в умовах зміни температури необхідно не тільки визначитися з характером та діапазоном зміни параметрів електромагніта в залежності від температури, а й запропонувати математичну модель яка б могла відповідати робочому процесу, що вивчається.

Для визначення із змінними параметрами були проведені випробування електромагнітного клапана в кліматичній камері у двох положеннях. Перше (L_1) відповідає закритому стану електромагнітного клапана коли його осердя знаходиться на відстані 1 мм від торця упору електромагніта. Друге (L_2) відповідає відкритому стану електромагніта коли його осердя впирається в

упор. Під час вимірювання індуктивності також фіксувалися значення опору котушки електромагніта. Результати вимірювань представлені на рисунку 4.4.



R — Опір котушки електромагніта, Ом; L_1 — Індуктивність котушки електромагніта з осердям що не доходить до упору 1 мм (приблизно відповідає закритому стану електромагнітного клапана), мГн; L_2 — Індуктивність котушки електромагніту з осердям, що упирається в упор (відповідає відкритому стану електромагнітного клапана), мГн.

Рис. 4.4. Залежність основних параметрів електромагніту від температури

Аналіз отриманих значень індуктивності та опору дозволив визначитися з поліномами, які будуть використовуватися у математичній моделі у якості змінного параметра. Як визначено в [41] найбільш суттєвим параметром електромагнітного клапана для точності роботи системи керування є час його відкритого стану. Після відкриття електромагніту час відкритого стану визначається тривалістю витримки керуючого сигналу з ЕБК та часом відпускання електромагніта. На другу складову суттєво впливає індуктивність котушки яка, в свою чергу, залежить від зазору між торцем осердя та упором електромагнітного клапана у відкритому стані. Зазор може біти сформовано шляхом встановлення прокладок необхідної товщини та кількості. Такі вимірювання також були проведені при постійній температурі (18°C) із застосування прокладок товщиною

0,1 мм із нержавіючої сталі та пластику. Данні вимірювання індуктивності представлені на рисунку 4.5.

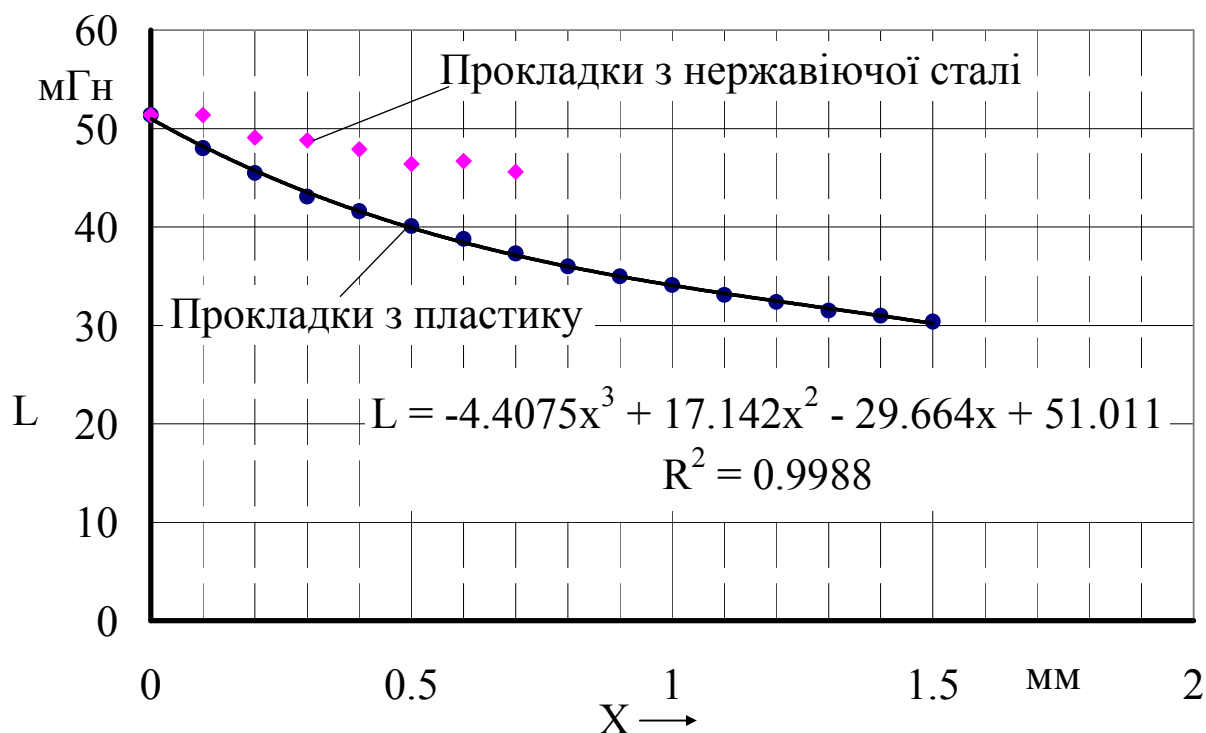


Рис. 4.5. Залежність індуктивності котушки електромагніту, у спрацьованому стані, від зазору між упором та осердям (температура навколишнього середовища 18°C)

На основі залежностей, що представлені на рисунку 4.4 та 4.5 можна сформулювати поверхню відгуку для відтворення індуктивності електромагнітного клапана у будь-якому положенні і під впливом різної температури навколишнього середовища.

Для моделювання робочого процесу електромагнітного клапана з можливістю врахування отриманих значень індуктивності та опору пропонується використовувати математичну модель (4.1). Вона є вдосконаленою моделлю з роботи [184] шляхом врахування впливу температури навколишнього середовища на індуктивність котушки електропневматичного клапана.

Модель (4.1) описує робочий процес електропневматичного клапана з врахуванням таких ключових факторів як перепад тиску на клапані, температура навколишнього середовища, напруга живлення. Модель потребує попереднього визначення залежності індуктивності

від ходу та від температури навколишнього середовища як функцію двох змінних.

$$\begin{cases} \frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{\frac{1}{2} \cdot \frac{dL(x)}{dx} \cdot i^2 - P_{np}(x) - P_{fr}}{m} \\ \frac{di}{dt} = \frac{U(t) - R(T) \cdot i - i \cdot \frac{dL(x)}{dx} \cdot \frac{dx}{dt}}{L(T, x)} \end{cases} \quad (4.1)$$

де x — переміщення осердя електромагніта, м; i — сила струму в обмотці електромагніту, А; $U(t)$ — напруга як функція від часу, яка відповідає сигналу з ЕБК, В; $L(T, x)$ — індуктивність як функція від температури та положення осердя електромагнітного клапана, Гн; $L(x)$ — індуктивність як функція від положення осердя електромагнітного клапана, Гн; $R(T)$ — опір котушки електромагніту як функція від температури навколишнього середовища, Ом; P_{fr} — сила тертя, Н.

Для визначення поверхні відгуку під час моделювання індуктивності у залежності від двох параметрів — температура навколишнього середовища та положення осердя електромагніту, на основі даних про індуктивність з рисунку 4.5, було побудовано питому величину індуктивності в залежності від начального положення осердя. Залежність та поліном для математичного моделювання представлені на рисунку 4.6.

Таким чином кінцеве значення індуктивності є добуток функцій $L_2(T)$ та $\frac{L(x)}{L_0}$ (4.2).

$$L(T, x) = L_2(T) \cdot \frac{L(x)}{L_0} \quad (4.2)$$

де $L_2(T)$ — Індуктивність котушки електромагніту з осердям, що упирається в упор (відповідає відкритому стану електромагнітного клапана), мГн; $\frac{L(x)}{L_0}$ — відношення індуктивності котушки

електромагніту, у спрацьованому стані, у функції зазору між упором та осердям (температура навколишнього середовища 18°C) (рис. 4.5) до значення цієї ж функції при зазорі 0мм.

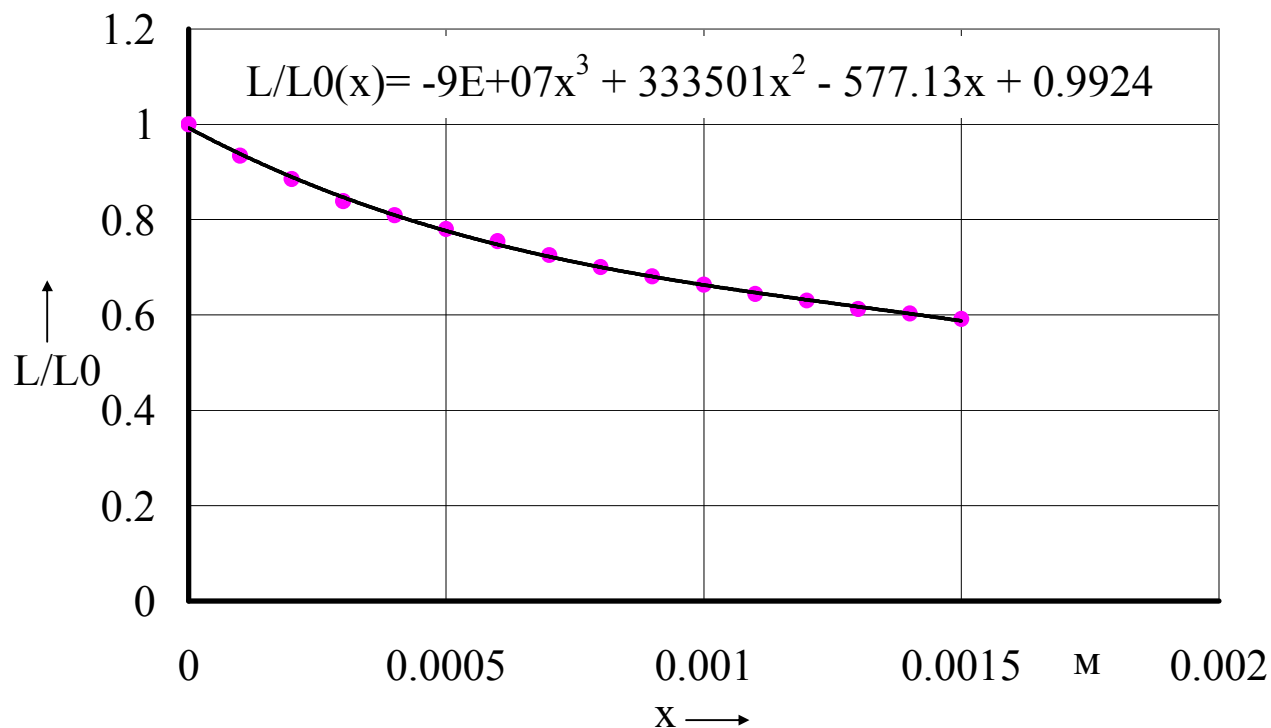


Рис. 4.6. Питома індуктивність в залежності від положення осердя електромагніта

Відповідно за виразом (4.2) використовуючи дані з рис. 4.4 та 4.5 побудовано поверхню відгуку для функції $L(T, x)$, яка зображена на рисунку 4.7.

Визначення похідної $\frac{dL(x)}{dx}$ у (4.1) зробимо на основі диференціювання поверхні відгуку (4.7) за координатою x , що відповідає положенню осердя.

Відповідно, за аналогією з (4.2) визначимо також питому похідну індуктивності та відтворимо поверхню відгуку за поліномами (4.3) та (4.4).

$$\frac{dL(x)}{dL(0)} = 495704 \cdot x^2 - 1175 \cdot x + 1 \quad (4.3)$$

$$\frac{dL(x)}{dx}(T) = 0,00032 \cdot x^2 + 0,09859 \cdot x + 26,00229 \quad (4.4)$$

Таким чином кінцеве значення похідної індуктивності є добуток

функцій $\frac{dL(x)}{dx}(T)$ та $\frac{dL(x)}{dx}$. Поверхню відгуку виразу (4.5)

зображено на рисунку 4.8.

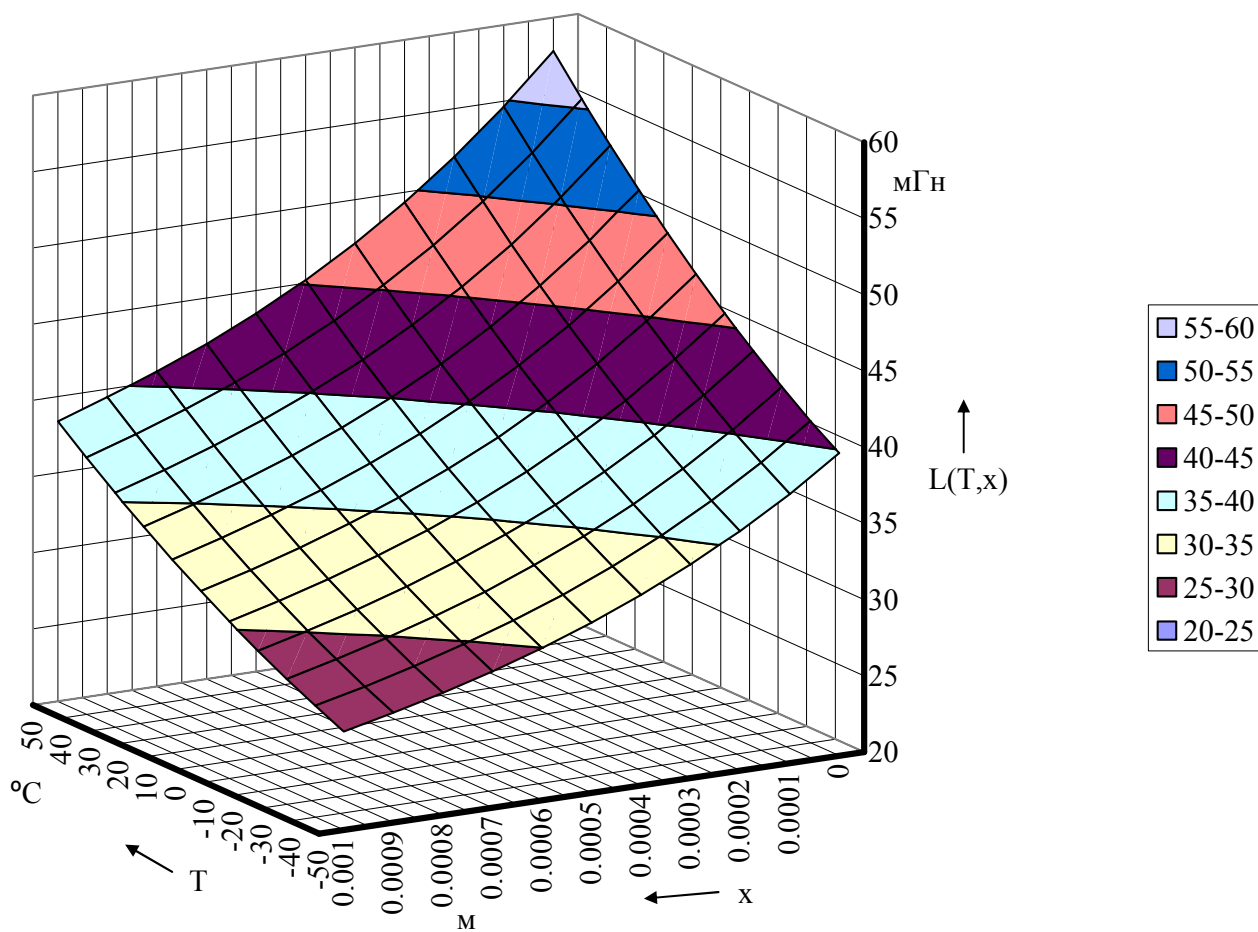


Рис. 4.7. Поверхня відгуку функції $L(T, x)$

$$\frac{dL(x)}{dx}(T, x) = \frac{dL(x)}{dx}(T) \cdot \frac{dx}{dL(0)} \quad (4.5)$$

Рівняння (4.1), (4.2) та (4.5) є математичною моделлю електромагнітного клапана, що враховує зміну температури, напруги живлення, а також сил опору (навантаження клапана тиском). Така математична модель достатньо повно описує робочий процес електромагнітного клапана для електропневматичного апарату.

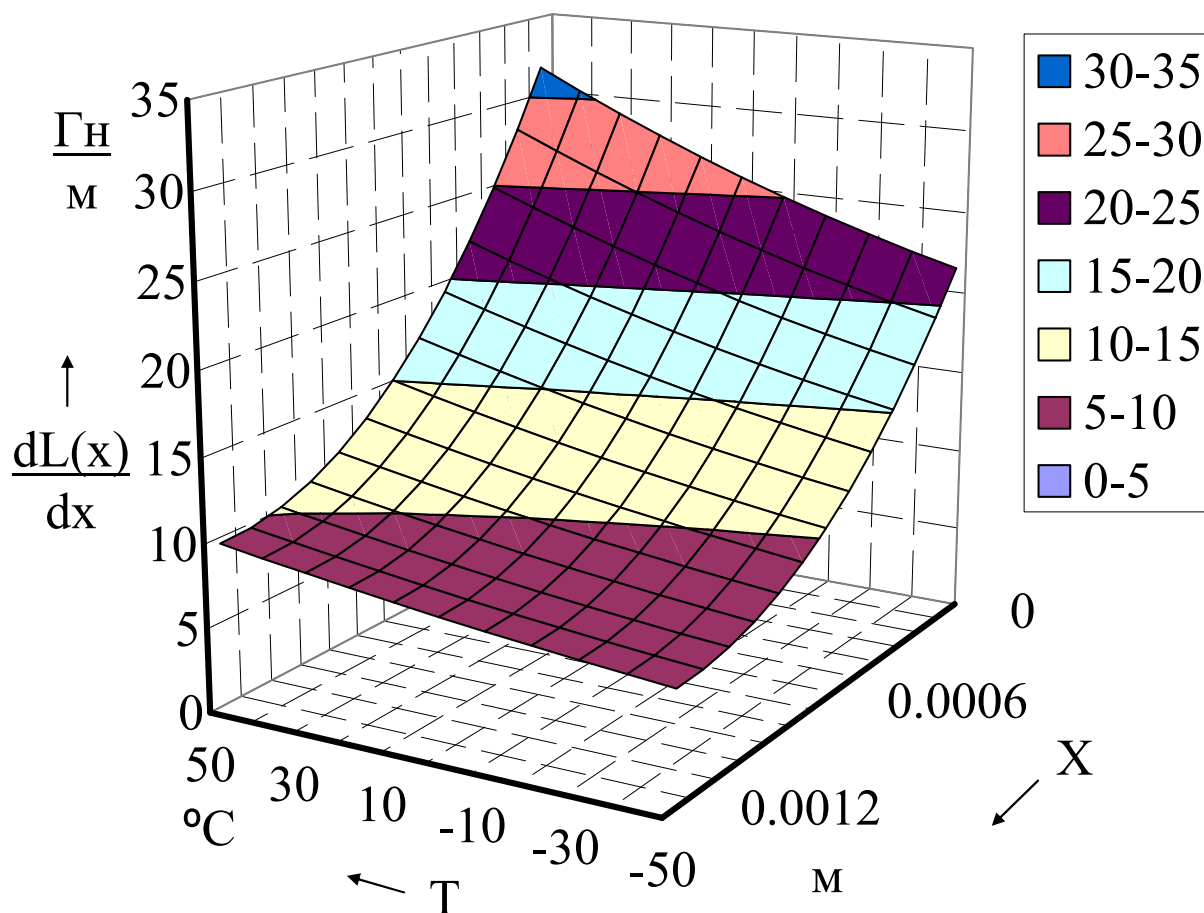


Рис. 4.8. Поверхня відгуку функції $\frac{dL(x)}{dx}(T, x)$

Особливістю та перевагою математичної моделі є відсутність вільних коефіцієнтів за допомогою яких можливе корегування робочого процесу моделі. Робочій процес відтворюється фізичними параметрами електромагнітного клапана, що отримані експериментально.

4.7 Аналіз робочого процесу електромагнітного клапана з врахуванням дії температури

Керування електромагнітним клапаном здійснюється за допомогою подачі на його котушку імпульсу електричного струму, який за своєю формою може бути двох видів. Одиночний та комбінований (рис. 4.9). Комбінований імпульс складається з пілотного, під час якого електричний струм подається на обмотку електромагнітного клапана постійно на встановлений час, і ділянки широтної імпульсної модуляції (ШІМ), яка забезпечує утримання осердя електромагніту із невеликим рівнем сили електричного струму. Одиночний імпульс має тільки пілотний імпульс. Кожен з цих імпульсів має своє застосування.

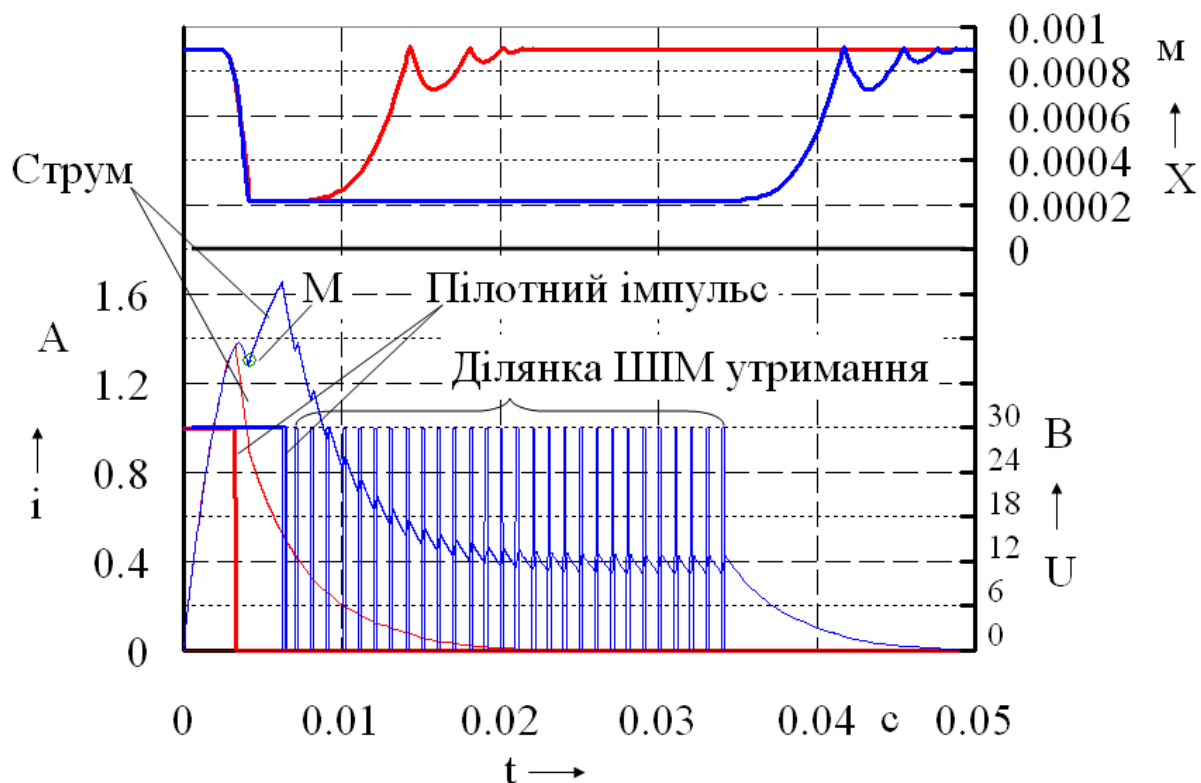
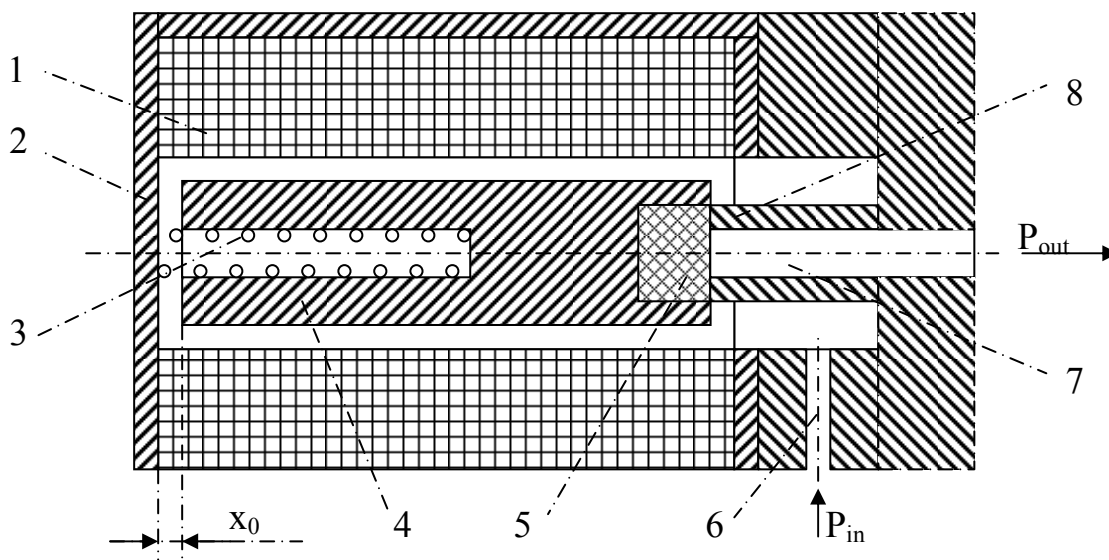


Рис. 4.9. Порівняння імпульсів керування електромагнітним клапаном

Одиночний імпульс використовується коли необхідний час відкритого стану клапану може бути забезпечено одиночним імпульсом, який за своєю тривалістю не перевищує або не суттєво перевищує час спрацювання електромагнітного клапану. Цей час характеризується закінченням руху осердя і має характерну точку М (рис. 4.9) локального мінімуму на кривій сили струму. За

необхідності утримати електромагнітний клапан у відкритому стані на довший час призводить до значного зростання сили струму та довгого відпускання електромагніту і, як наслідок, виникнення великої затримки на закриття клапану. Ділянка утримання попереджає збільшення сили струму до сталого значення та забезпечує необхідний рівень сили струму за рахунок відповідних параметрів ШІМ, таких як частота та відсоток увімкненого стану електромагніту. Розглянемо простий випадок керування одиночним імпульсом (рис. 4.11). На робочій процес пневматичного клапану з електромагнітним керуванням впливають одразу декілька факторів. З боку пневматичного контуру це тиск, який впливає на навантаження початковою силою осердя електромагніту на якому встановлено ущільнення клапану.



1 — котушка індуктивності; 2 — магнітодріт; 3 — зворотна пружина;
 4 — осердя; 5 — ущільнення клапану; 6 — вхідний отвір; 7 — вихідний отвір;
 8 — сідло клапана; x_0 — початковий зазор; P_{in} — вхідний тиск; P_{out} — вихідний тиск.

Рис. 4.10. Схема електропневматичного клапана

З боку електричного кола це напруга живлення, яка визначає потенційні можливості забезпечення динамічних властивостей електромагніту. З боку системи керування це час та форма керуючого імпульсу, який визначає силу струму в обмотці котушки електромагніту. З боку навколишнього середовища це його температура, яка впливає на такі параметри електромагніту як опір та індуктивність. З огляду на короткочасний режим роботи

електромагнітного клапану під час керування зчепленням знехтуємо зміною температури котушки впродовж робочого циклу електромагнітного клапану.

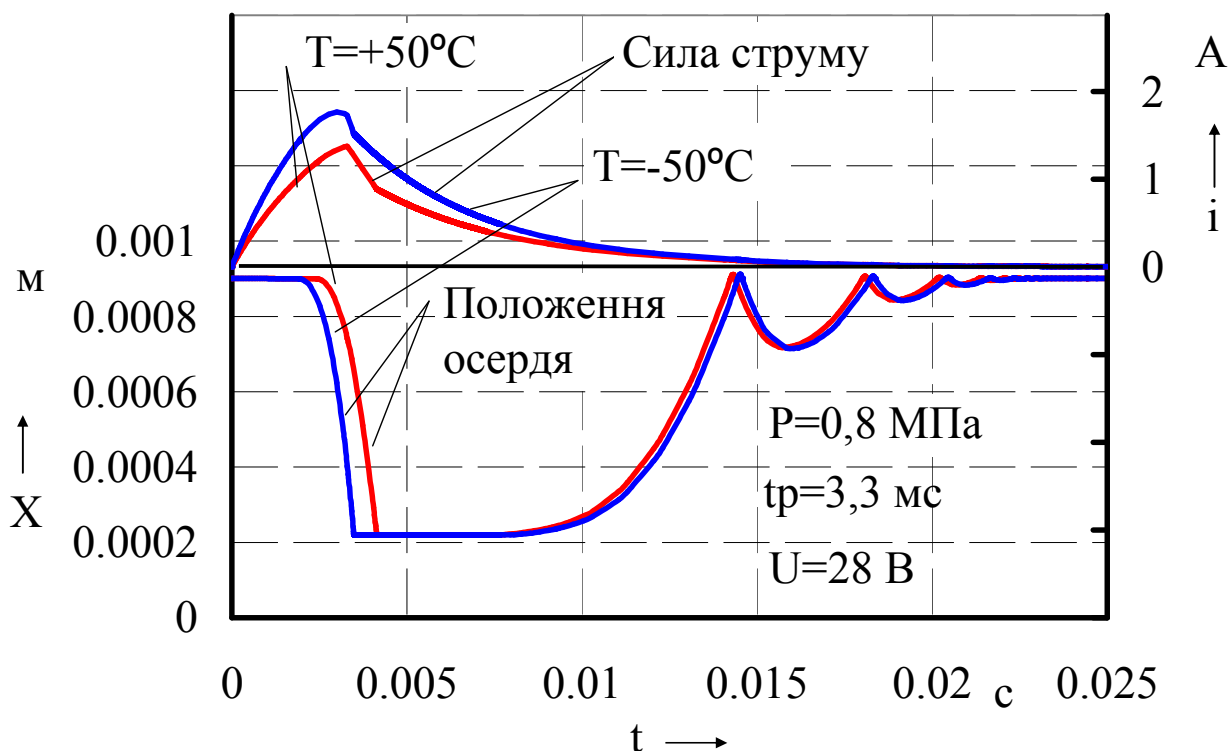


Рис. 4.11. Робочий процес електромагнітного клапану при одиночному імпульсі керування

Як видно з рисунка 4.11, при постійному значенні тривалості одиночного керуючого імпульсу (пілотного імпульсу) $t_p = 3,3$ мс, а також не змінних напруги живлення та тиску в пневматичній магістралі є відмінності у спрацювання електропневматичного клапану при граничних значеннях робочого температурного діапазону. У всьому діапазоні температур зміну вихідних параметрів електромагнітного клапану можна прослідити за часом відкритого стану клапану помноженого на площу прохідного отвору, який змінюється між ущільнюючим елементом клапану та його сідлом (рис. 4.12). Такий параметр ще має назву час-перерізу клапану та відповідає площі між кривою, що відображує положення осердя електромагніту та горизонтальною лінією, яка відповідає його закритому стану.

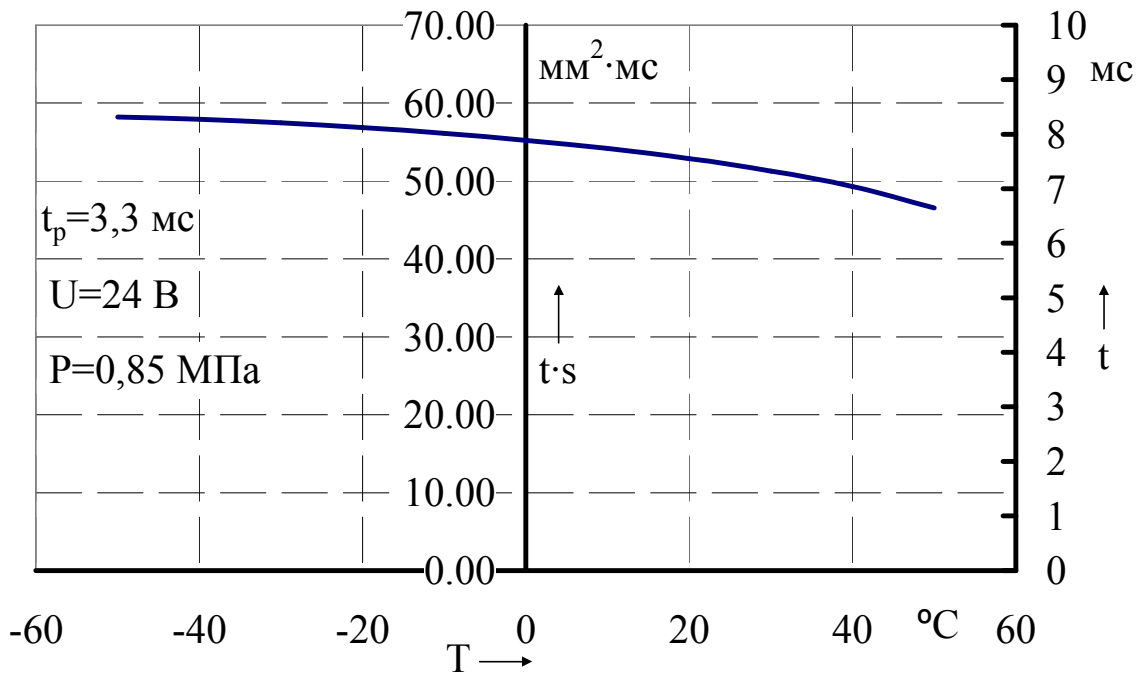


Рис. 4.12. Зміна часу-перерізу клапану та орієнтовного часу його відкритого стану за різної температури навколишнього середовища

Достатньо помітні зміни у вихідних характеристиках електромагнітного клапану призведуть до зміни точності позиціонування органу керування зчепленням при сталих керуючих впливах. Тому цілком очевидно, що для збереження визначених вихідних характеристик виконавчого пристрою керування зчепленням необхідно забезпечити корегування керуючих впливів системи керування зчепленням за тими параметрами, які суттєво впливають на його вихідні характеристики. Тому дослідимо роботу електропневматичного клапану при дії інших факторів врахованих в математичній моделі. До таких параметрів, які можуть помітно вплинути на роботу електропневматичного клапану відносяться тиск та напруга живлення. Так тиск на осердя електромагніту може змінюватися у широкому діапазоні значень, від 0 МПа до 0,85 МПа у робочому діапазоні та може зрости аж до 1,3 МПа (13 атм.) при виході з ладу регулятора тиску. Не дивлячись на ці зміни в тиску, що діє на клапан, система керування повинна забезпечувати необхідні вихідні параметри. Як видно з рисунку 4.13, при постійних параметрах моделювання крім тиску час-перерізу клапана також помітно змінюється, що спостерігалось під час проведення експериментальних досліджень. Де точність позиціонування на початку та наприкінці ходу зчеплення відрізняється.

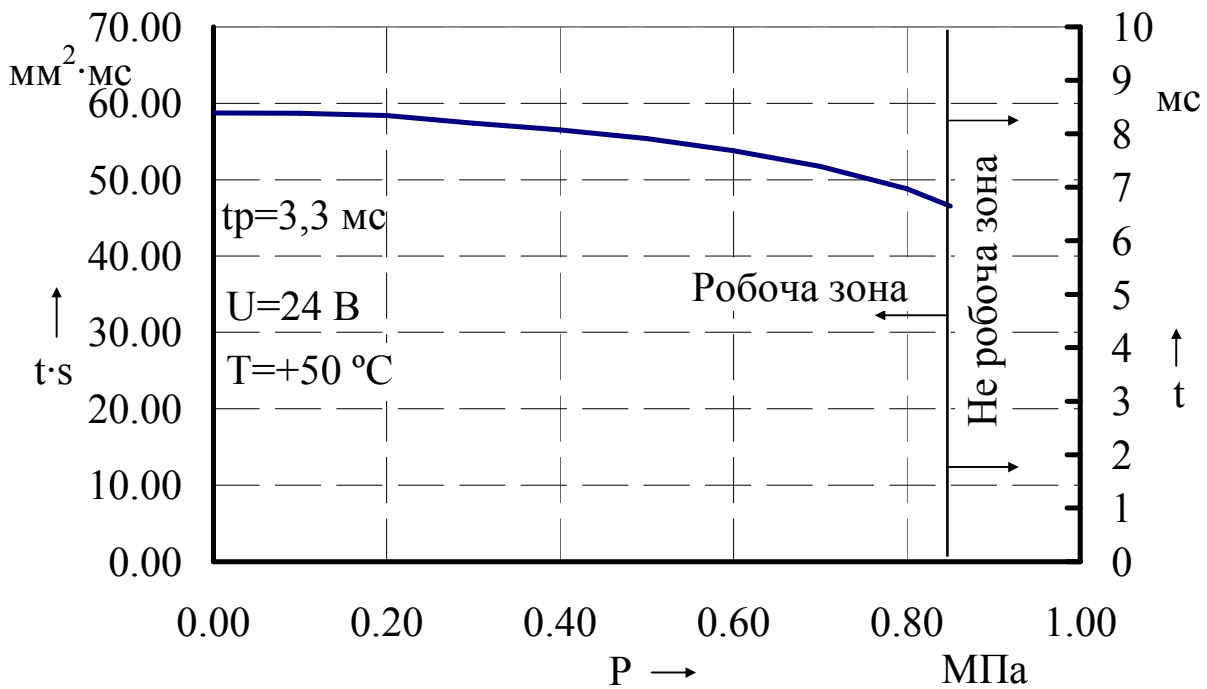


Рис. 4.13. Зміна часу-перерізу клапану та орієнтовного часу його відкритого стану під дією різного тиску на осердя

Крім того тривалість пілотного імпульсу $t_p = 3,3$ мс була обрана із розрахунку забезпечення мінімального розміру стрибкоподібних переміщень (які характерні для релейних електропневматичних апаратів [41]) не забезпечувала відкриття клапану у діапазоні тиску 0,85...1,3 МПа (на рисунку 4.13 позначена як неробоча зона). Така сама неробоча зона спостерігається при зміні напруги живлення (при інших постійних значеннях факторів, які впливають на робочий процес електромагнітного клапану). На рисунку 4.14 можна спостерігати як неробоча зона електропневматичного клапану збільшується із зростанням температури навколишнього середовища. Потенційні можливості електромагніту зростають із збільшенням напруги живлення, а разом із ними і збільшується часу-перерізу клапану при постійній тривалості пілотного імпульсу. Штатним робочим діапазоном за напругою є діапазон 24...30 В. Втім рівень напруги доволі часто знижується до 18 В у аварійних режимах, або при розрядженому акумуляторі (що доволі часте явище).

Збільшення неробочої зони електропневматичного клапану при збільшенні температури навколишнього середовища пояснюється характеристикою $L(T)$ (рис. 4.4). При збільшенні температури індуктивність котушки електромагнітного клапану зростає, що

призводить до більшої інерційності електричного кола керування електропневматичним клапаном. З аналізу рисунків 4.11 – 4.14 можна зробити висновок про необхідність оптимізації такого керуючого параметру як тривалість пілотного імпульсу за критерієм забезпечення стабільного його значення при зміні температури навколишнього середовища, напруги живлення та тиску у пневматичній магістралі клапана.

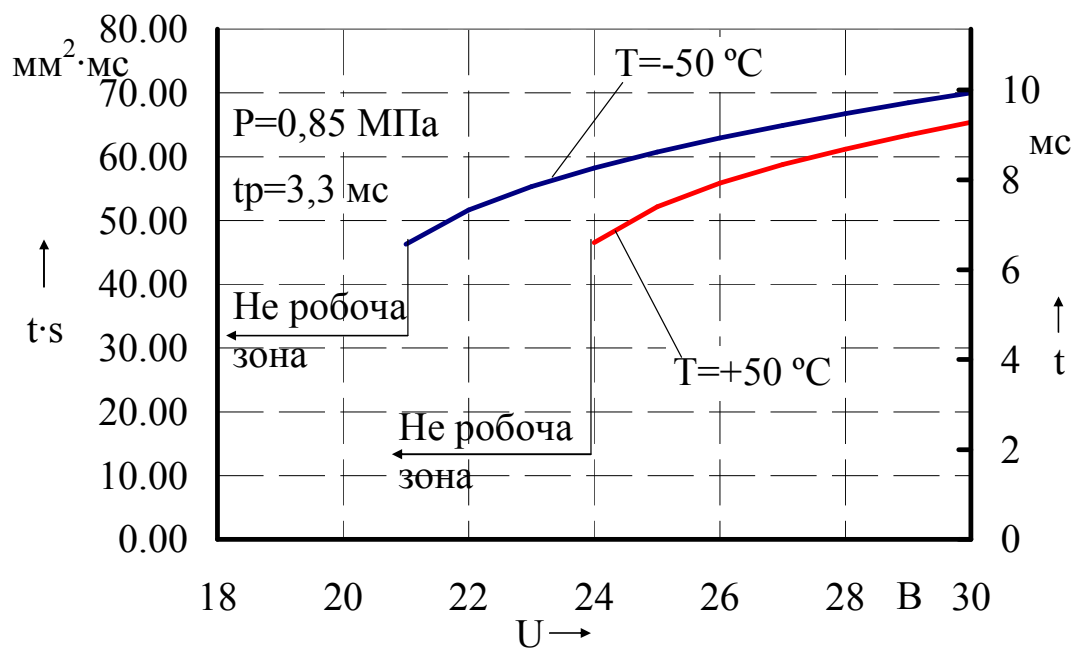


Рис. 4.14. Зміна часу-перерізу клапану та орієнтовного часу його відкритого стану при подачі різної напруги живлення за різних температурних умов

Розглянемо робочій процес електромагнітного клапану при подачі комбінованого керуючого імпульсу (рис. 4.15). Відмінності у спрацюванні розглянуті вище тому ключовим аспектом цього дослідження є визначення відмінностей впродовж відпускання електромагніту.

Моделювання робочого процесу електромагнітного клапана дає змогу стверджувати, що зміна температури не суттєво впливає на процес відпускання осердя електромагніту. Як бачимо (рис. 4.15), криві положення осердя при крайніх точках досліджуваного температурного діапазону майже збігаються. Це пов'язано з характеристикою електромагнітної сили, яка визначається за формулою (4.6). Електромагнітна сила, що діє на осердя прямо пропорційна двом множникам, силі струму та похідній

індуктивності. Цій силі протидіє сила пружини повернення осердя (сила опору при відпусканні).

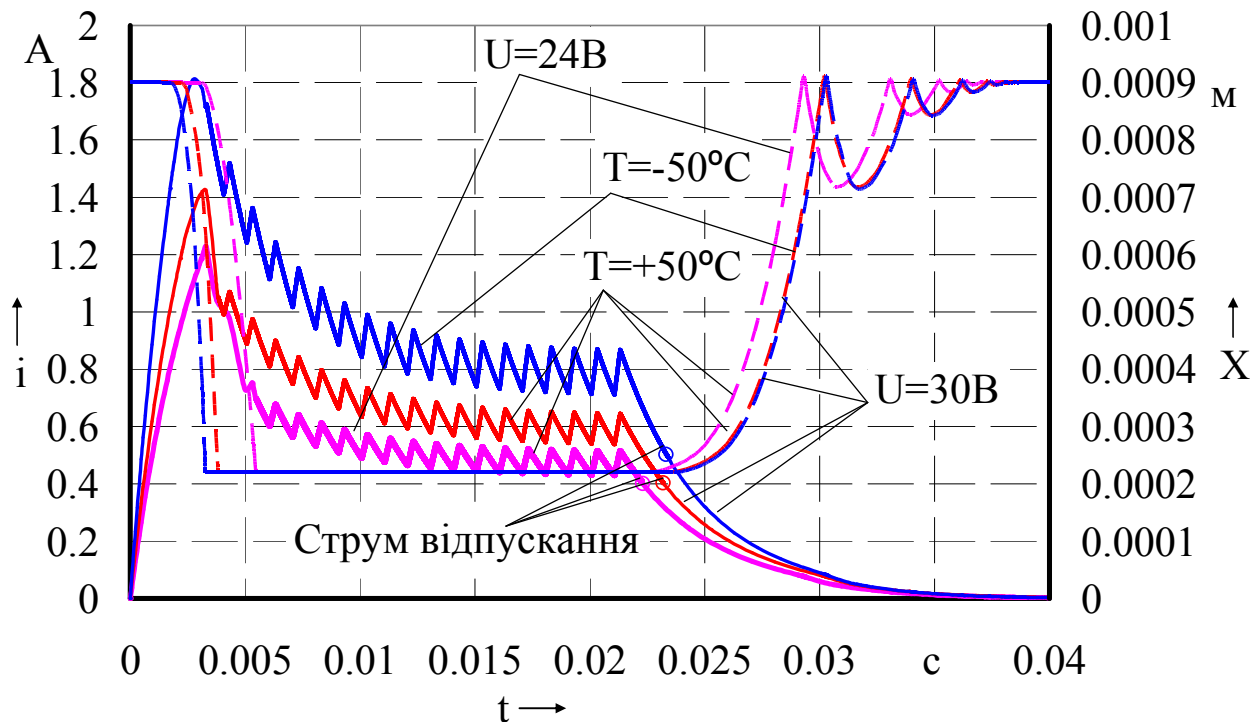


Рис. 4.15. Зміна характеристик робочого процесу електропневматичного клапану за різних температурних умов та напруги живлення

$$F_e = \frac{1}{2} \cdot \frac{dL(x)}{dx} \cdot i^2 \quad (4.6)$$

де F_e — електромагнітна сила, що діє на осердя, Н.

Не дивлячись на пропорційне зниження сили струму, внаслідок збільшення індуктивності при збільшенні температури навколишнього середовища з $-50\text{ }^\circ\text{C}$ до $+50\text{ }^\circ\text{C}$, відбувається, також зміна добутку $\frac{1}{2} \cdot \frac{dL(x)}{dx}$ з $\approx 8,4$ при $-50\text{ }^\circ\text{C}$ до $\approx 12,2$ при $+50\text{ }^\circ\text{C}$. Це призводить до відповідного зростання магнітної сили, яка діє на осердя (рис. 4.16)

Як видно, баланс сил опору та руху, при різних температурах досягається за різної сили струму. Це призводить до того, що електромагнітна сила, яка діє на осердя стає меншою за силу пружини яка забезпечує повернення клапану у закритий стан майже одночасно у всьому діапазоні температур. Це добре видно при зниженні електромагнітної сили на рисунку 4.17 та позначено

крапками силу струму при відпускання осердя на рисунку 4.15. Таким чином корекція відсотку увімкненого стану за критерієм зміни температури навколишнього середовища не потрібна.

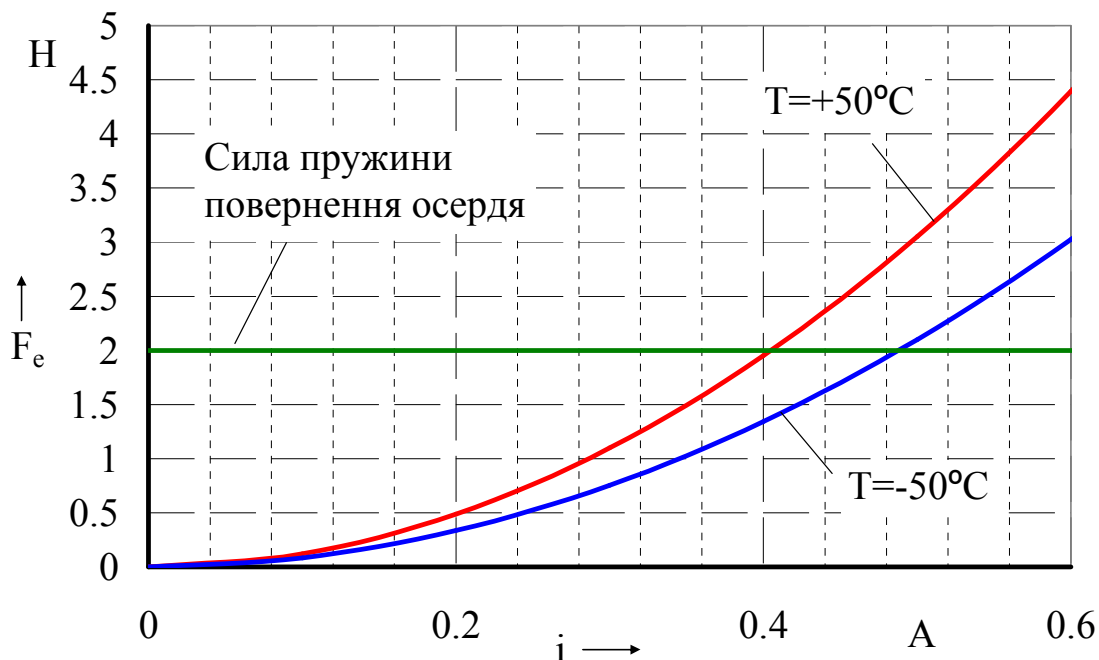


Рис. 4.16. Характер зростання електромагнітної сили для крайніх точок температурного діапазону

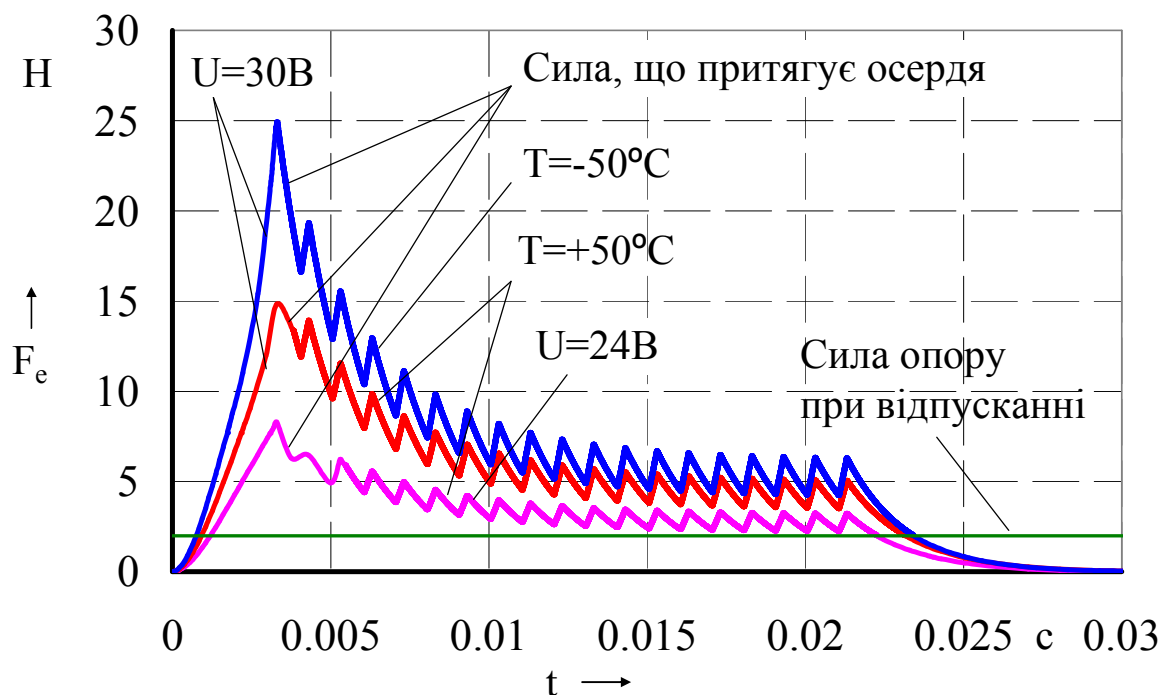


Рис. 4.17. Баланс сил на осерді електропневматичного клапану

Натомість потрібно корегувати цей параметр (рис. 4.15 та рис. 4.17) для такого параметру як напруга живлення. При її зміні середній рівень сили струму, що підтримується продовж ділянки утримання (рис. 4.9) суттєво змінюється і, як наслідок, змінюється час досягнення балансу між силами опору та електромагнітною силою, яка притягує осердя.

4.8 База експериментальних досліджень

Експериментальні дослідження складових системи керування зчепленням проводились на базі кафедри автомобілів ім. А.Б. Гредескула. Зміна температури навколишнього середовища створювалася в малій кліматичній камері (4.18).



Рисунок 4.18 — Дослідження в малій кліматичній камері

Зниження температури досягалось за рахунок випарювання в об'ємі камери рідкого азоту, а нагрівання за допомогою електричного нагрівача. Вимірювання параметрів електромагнітного клапана здійснювалося RLC-метром (рис. 4.19), а сигналів з датчиків шляхом зчитування даних з електронного блоку керування зчепленням. Так зчитувалися данні з аналогово-цифрового перетворювача та данні про вимірювання аналога індуктивності датчика положення педалі зчеплення.

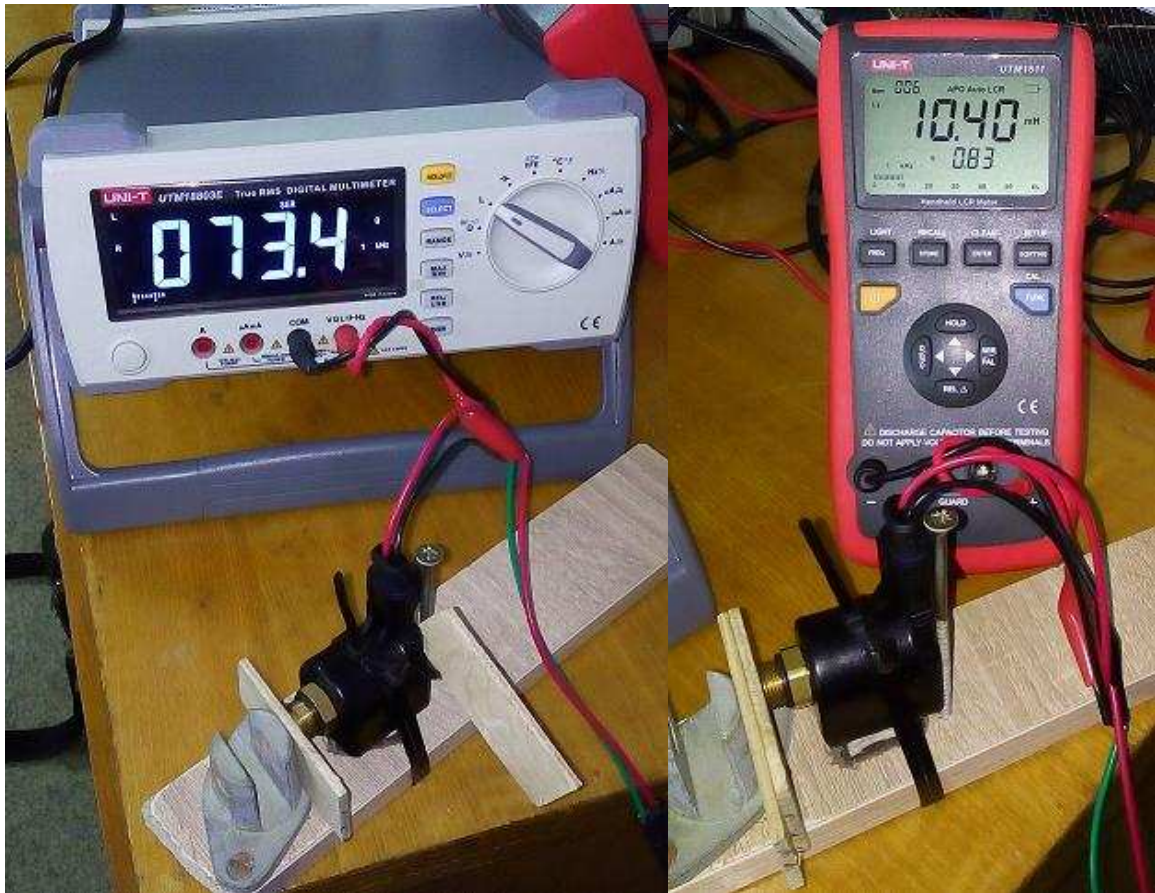


Рисунок 4.19— Вимірювання параметрів електромагнітного клапана

Для спостереження за силою струму на обмотках електромагнітного клапана використовувався осцилограф. Зняті осцилограми зміни сили струму в обмотці котушки електромагнітного клапана дозволили провести співставлення експериментальних та теоретичних даних. Визначення характеристик робочого процесу електромагнітного клапана відбувалося у складі виконавчого пристрою системи керування зчепленням під дією робочого тиску на електромагнітний клапан (рис. 4.20).

На рисунку 4.21 спостерігається типовий керуючий імпульс із ШІМ-утриманням. Керуючий імпульс складається із двох складових, пілотного імпульсу (впродовж якого відбувається зрушення осердя з місця та швидке його переміщення) та частина ШІМ-утримання (впродовж якої на обмотку котушки подається переривчастий сигнал відповідної частоти та шпоринності). При ШІМ-утриманні сила

струму підтримується на рівні, що перевищує струм відпускання електромагніту.

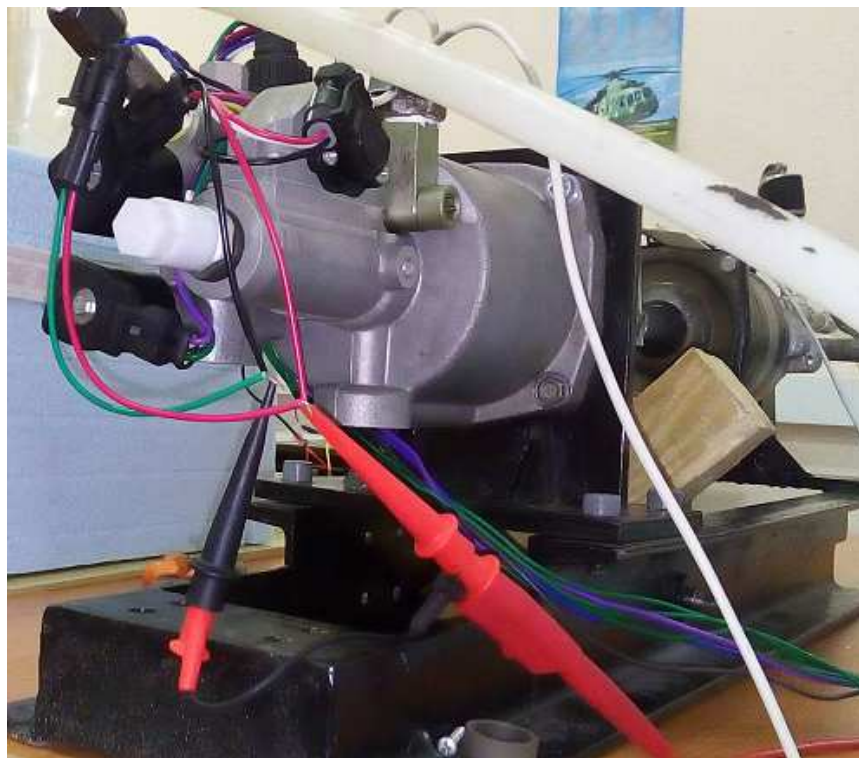


Рисунок 4.20— Підключення осцилографа до обмоток електромагнітного клапану

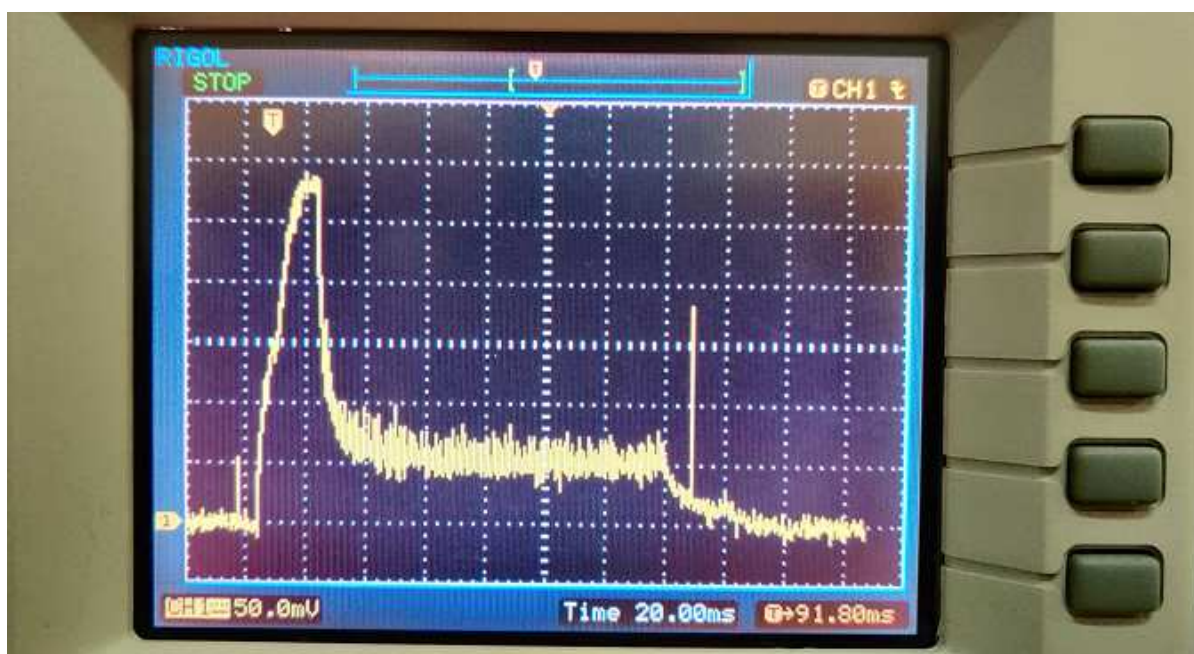


Рисунок 4.21 — Визначення часу відпускання та витримки

За осцилограмою, що відображає пілотний імпульс (рис. 4.22) можливо встановити час спрацювання електромагнітного клапану.

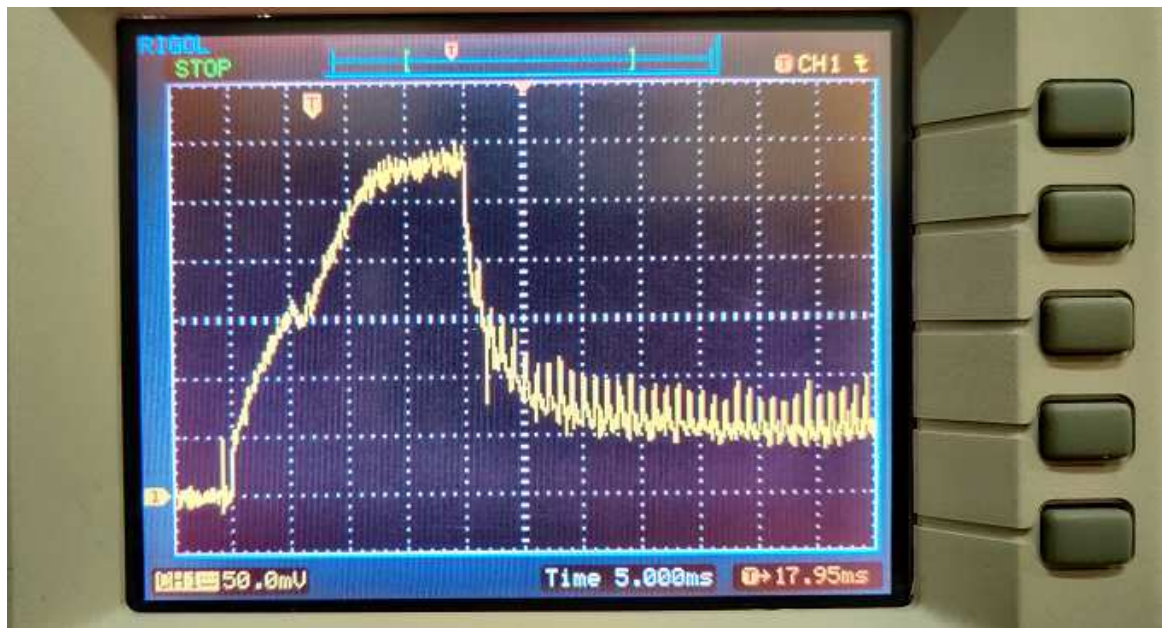


Рисунок 4.22 — Визначення часу спрацювання електромагнітного клапану

Цей час становить проміжок часу від моменту подачі керуючого імпульсу до моменту виникнення локального мінімуму при збільшенні сили струму. Момент зниження сили струму відповідає моменту руху осердя електромагнітного клапану. Таким чином час спрацювання електромагнітного клапану складає 6 мс при тривалості пілотного імпульсу 20 мс за осцилограмою (рис. 4.22). Загалом мінімальна тривалість пілотного імпульсу, за нормальних умов, яка призводить до гарантованого переміщення осердя складає 3.3 мс.

ВИСНОВКИ

1. Темпи впровадження технологій, що базуються на застосуванні електродвигунів в якості основних або допоміжних для автотранспортних засобів, свідчать про те, що автотранспортні засоби з двигунами внутрішнього згоряння, а відповідно і з традиційними типами трансмісій будуть актуальні ще принаймні не менше 30 років. Встановлені цілі щодо витрати палива, запасу ходу та викидів забруднюючих речовин спонукають на вдосконалення всіх елементів автотранспортних засобів, в тому числі і систем керування трансмісією.

2. З усіх трансмісій, що керуються автоматично тільки механічна трансмісія із розривом потоку потужності, що керується автоматично, демонструє зменшення темпів поширення на ринку. Не дивлячись на переважаність водіїв в сучасних умовах руху вони відмічають дискомфорт при автоматичному керуванні механічною трансмісією. Цей дискомфорт пов'язаний з непередбачуваним розривом потоку потужності та пов'язаним з цим ривком.

3. Параметри, що регламентуються стосовно систем керування зчепленням, обмежені вимогами щодо часу вимикання зчеплення та точністю позиціонування штоку виконавчого пристрою керування зчепленням. Швидкодія вимикання зчеплення встановлена експериментально та не має теоретичного обґрунтування. Інші параметри або не встановлені зовсім або обґрунтовані для окремих випадків із припущеннями.

4. Для транспортних засобів категорій N_3 та M_3 традиційно використовуються електропневматичні пристрої керування зчепленням незалежно від типу механізму керування коробкою передач. Експериментальні зразки виконавчих пристроїв керування зчепленням досить різноманітні але серійно використовується лише схема з чотирма електропневматичними керуючими клапанами.

5. Виконані раніше теоретичні дослідження направлені на формування більш раціональних законів керування при русанні з місця. Інші режими руху в частині керування зчепленням вивчені недостатньо. Під час виводу закону керування зчепленням не враховано реальних характеристик виконавчих пристроїв.

6. Наведена в роботі модель дозволяє з мінімальними затратами часу на проектування моделі, відтворювати робочий

процес із визначною роллю тертя більш якісно. Насамперед забезпечує модель єдиною системою рівнянь відображаючи робочий процес істотно.

7. У перспективі, функціонал наведеної математичної моделі може бути розширений шляхом доопрацювання в частині впливу температури навколишнього середовища та контактуючих поверхонь контр тіл.

8. Представлена концепція забезпечує гнучкий інструмент для створення закону керування зчепленням з простими засобами для адаптування до умов руху автотранспортного засобу.

9. Запропонований алгоритм забезпечує повне вмикання зчеплення лише після повної синхронізації дисків зчеплення.

10. Формування особливої форми закону у вигляді кривої, що дотична до осі абсцис забезпечує зменшення ривків при замиканні дисків зчеплення.

11. На основі математичної моделі електропневматичного клапану визначено ступінь впливу на його роботу таких ключових факторів як температура навколишнього середовища, напруга живлення та перепад тиску на клапані.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. H. Naunheimer, B. Bertsshe, J. Ryborz, and W. Novak. Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application. Springer, 2 edition, 2011.
2. Ngo D. V. (2012). Gear shift strategies for automotive transmissions Eindhoven: Technische Universiteit Eindhoven DOI: 10.6100/IR735458.
3. Service Training. Програма самообучення 390 «7-ступенчатая коробка передач со сдвоенным сцеплением 0AM» Конструкция и принцип действия: – Volkswagen – 75с.
4. Heath R P G. Zeroshift. A seamless Automated Manual Transmission (AMT) with no torque interrupt. R P G Heath, A J Child. [Электронный ресурс]: Zeroshift 2007, SAE International 2007–01-1307. Режим доступа: <http://www.zeroshift.com/pdf/A%20Seamless%20Automated%20Manual%20Transmission%20With%20No%20Torque%20Interrupt.pdf> [Дата доступа] 26.02.2020
5. Програма самообучення 221. Механическая коробка передач DS 085 с электронным управлением. Устройство и принцип действия. 56 с.
6. Михалевич, М. Г. Аналіз динаміки розгону швидкісного автомобіля класу Е-8, оснащеного різними варіантами трансмісії. М. Г. Михалевич. Автомобильный транспорт : сб. науч. тр. / М-во образования и науки Украины, ХНАДУ. [редкол.: Туренко А. Н. (гл. ред.) и др.]. Харьков, 2015. Вып. 37. – С. 111–115.
7. Рукштель О.С. Сравнительные показатели коробок передач грузовых автомобилей / О.С. Рукштель, В.Л. Соломахо, В.А. Кусяк, А.А. Филимонов // Грузовик&. 2006. -№12. С. 21-27.
8. Кусяк В.А. Проектирование автоматизированных мехатронных систем управления силовым агрегатом грузовых автомобилей и автопоездов: монография / В.А. Кусяк, О.С. Рукштель.– Минск: БНТУ, 2015. – 295 с. ISBN 978-985-550-696-7
9. Hillier’s Fundamentals of Motor Vehicle Technology 5th edition Book 2 Powertrain Electronics V.A.W. Hillier, Peter Coombes & David Rogers 2006 Nelson Thornes Ltd United Kingdom 246 p.

10. European Roadmap Hybridisation of Road Transport. ERTRAC Expert Group Enabling Technologies. Version June 1, 2011. 45 p.

11. Бухарин Н. А. Автомобили. Конструкция, нагрузочные режимы, рабочие процессы, прочность агрегатов автомобиля. Учебное пособие для вузов / Н. А. Бухарин, В. С. Прозоров, М. М. Щукин. – Л.: «Машиностроение», 1973. – 504 с. 155

12. Гируцкий О. И. Электронные системы управления агрегатами автомобиля / О. И. Гируцкий, Ю. К. Есеновский-Лашков, Д. Г. Поляк. – М.: Транспорт, 2000. – 213 с.

13. Емельянов Е. П. Исследование динамики управляемого электромеханического привода сцепления автомобиля: дис. ... кандидата техн. наук: 01.02.06 / Емельянов Иван Павлович. – Курск, 2007. – 128с.

14. Румянцев Л. А. Проектирование автоматизированных автомобильных сцеплений / Леонид Александрович Румянцев. – М.: «Машиностроение», 1975. – 176 с.

15. Ярита О. О. Вдосконалення електропневматичного приводу зчеплення великовантажних автомобілів та автобусів : дис. ... кандидата техн. наук: 05.22.02 (274) / Ярита Олександр Олександрович. – Харків, 2017. – 202с.

16. Patent 5489247 USA, int. cl.6 B60K 41/08, F16H 59/48 / R.K. Markyvech, R.A. Graves; Adaptive shift control method/system for modifying engine delay rate or vehicle coast deceleration during upshifts: assignee Eaton Corp. - №226749; filed 12.04.94; date of patent 06.02.96/ - 15 p.

17. Electronic Clutch Actuator. Инструкция по эксплуатации и ремонту. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.7detalei.ru/downloadfile.ashx?DataID=fc30179f-69b3-11e0-9cb6-20cf303d0a66> [Дата доступа] 21.02.2020

18. Михалевич Н.Г. Ярита А.А. Обоснование ступенчатости характеристики максимальной точности механизма управления сцеплением. Совершенствование организации дорожного движения и перевозок пассажиров и грузов: сборник научных трудов по результатам МНПК «Безопасность дорожного движения». – Минск, БНТУ, 2016. – С.446 – 452.

19. Абрамович Б. А. Безопасность человека при ускорениях / Абрамович Б. А. – М.: Книга, 2007. – 208 с. – (Биомеханический анализ).

20. Нужный В. В. Разработка электропневматического тормозного привода автотранспортного средства: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Нужный Владимир Владимирович. – Донецк, 1996. – 220 с.

21. Электропневматический привод коробки передач Модель ЭПП.12 Руководство по эксплуатации / ООО «Кора», 2006 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.kora.ru.production/electropneumatic-drive/complete> [Дата доступа] 17.05.2010

22. М.Г. Михалевич, В.О. Богомолов, В.І. Клименко, О.О. Ярита, Д.М. Леонтьев, Ю.О. Рябуха. Підвищення точності роботи електропневматичного механізму керування зчепленням транспортних засобів категорій N₃ та M₃ шляхом використання послідовного розташування електропневматичних клапанів. / Наука і техніка Повітряних Сил Збройних Сил України, 2018, № 1(30). С. 130-137. DOI: 10.30748/nitps.2018.30.18

23. Кусяк В.А., Белевич А.В. Автоматизированный привод управления фрикционным сцеплением с дублирующим пневмогидравлическим контуром. Вісник СевНТУ. зб. наук. пр. Вип. 134/2012. Серія: Машиноприладобудування та транспорт. — Севастополь, 2012. С. 154-157.

24. Пат. 119918 Україна, МПК (2019.01). В60К 23/00. F15В 9/09 (2006.01). Підсилювач привода зчеплення автотранспортного засобу. Винахідники Богомолов Віктор Олександрович, Клименко Валерій Іванович, Михалевич Микола Григорович, Ярита Олександр Олександрович, патентовласники Богомолов Віктор Олександрович, Клименко Валерій Іванович. – заявка а 2017 09695; заявл. 04.10.2017; опубл. 27.08.2019. Бюл.№ 16.

25. Пильгуй В. Б. Совершенствование мембранных исполнительных механизмов тормозного привода автомобилей: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Пильгуй Владимир Борисович. – Харьков, 1995. – 217 с.

26. А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко, В.И. Кирчатый. Повышение эффективности торможения

автотранспортных средств с пневматическим тормозным приводом. – Харьков: Издательство ХГАДТУ, 2000. 472 с.

27. Ярита А.А. Влияние износа фрикционных накладок на быстродействие электропневматического привода управления сцеплением. Праці Одеського політехнічного університету, Машинобудування. технологія металів. Матеріалознавство. 2014. Вип. 1(43) с. 45-49: DOI: 10.15276/ору.1.43.2014.08.

28. Тормозные устройства. Справочник / М.П. Александров, А.Г. Лысяков, В.Н. Федосеев, М.В. Новожилов. Под общ. ред. М.П. Александрова. М.: Машиностроение, 1985 – 312. с.

29. Гуревич Л.В., Меламуд Р.Д. Тормозное управление автомобиля – М., Транспорт, 1978. – 152 с.

30. Пат. 114423 Україна, МПК F16D 48/04; B60K 23/02. Пневмогідролічний підсилювач приводу зчеплення транспортного засобу / Винахідники Лукашик Максим Анатолійович, Лопанчук Микола Миколайович, Река Олександр Михайлович, Іванов Іван Вячеславович; патентовласник публічне акціонерне товариство "Вовчанський агрегатний завод". – заявка а 2015 02326; заявл. 16.03.2015; опубл. 12.06.2017. Бюл.№ 11.

31. Пат. 136517 Україна, МПК (2019.01); B60K 23/00. Пневмогідролічний підсилювач приводу зчеплення/ Винахідники Богомолів Віктор Олександрович, Клименко Валерій Іванович, Михалевич Микола Григорович, Ярита Олександр Олександрович, патентовласники Богомолів Віктор Олександрович, Клименко Валерій Іванович. – заявка и 2019 01730; заявл. 19.02.2019; опубл. 27.08.2019. Бюл.№ 16.

32. Clutch system for passenger car up to 800 Nm. ZF Driveline and Chassis Technology. [Електронний ресурс] – Режим доступу:

https://www.zf.com/master/media/en/corporate/m_zf_com/company/download_center/products/passenger_cars/kupplungssystemefrpkwbis800nm.pdf [Дата доступу] 15.02.2020

33. Uwe Wagner, Reinhard Berger, Matthias Ehrlich, Manfred Homm, Electromotoric actuators for double clutch transmissions – Best efficiency by itself. LuK Symposium 2006. – pp. 137 – 153.

34. Bruno Mueller, Goetz Rathke, Marco Grethel, Dr. Laszlo Man. Transmission Actuators. Schaeffler SYMPOSIUM 2010 pp. 360 – 377.

35. Jürgen Kroll, Markus Hausner, Roland Seebacher. Mission CO₂ Reduction. The future of the manual transmission. Schaeffler SYMPOSIUM 2014 pp. 56 – 77.

36. Баханович А.Г., Рукштель О.С., Кусяк В.А., Гурин А.Н. Реализация концепции электронного управления при автоматизации дизельного двигателя с механической топливоподачей / Новости науки и технологий. №1(32). – 2015. – с. 11 – 18.

37. Кусяк, В.А. Исследование зависимости диапазона управления исполнительным механизмом дизельного двигателя от частоты генерируемого ШИМ-сигнала / В.А. Кусяк // Вестник Белорусско-российского университета. Сер. машиностроение. 2014. № 3(44). С. 35 – 43.

38. Баханович, А.Г. Электронное управление пневматическим приводом регулятора ТНВД / А.Г. Баханович, В.А. Кусяк, А.А. Филимонов // материалы Международной науч.-техн. конф. «Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии». Могилев: Белорусско-российский ун-т., 2013. – С. 44 – 47.

39. Руктешель, О.С. Использование стратегии DSAC при трогании автопоезда с места в автоматическом режиме работы силового агрегата / О.С. Руктешель, В.А. Кусяк, А.В. Белевич, В.И. Луцкий // Вестник ГГТУ им. Сухого. 2014. № 3(58). С. 28 – 35.

40. Product Catalogue 2018-2019 edition Rev. 011. Pneumatic and electronic systems for commercial vehicle. System Specific workshop equipment. [Электронный ресурс] Режим доступа www.knorr-bremsecvs.com [Дата доступа] 22.02.2020

41. Михалевич Н. Г. Совершенствование электропневматических аппаратов тормозного привода автотранспортных средств: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.02 / Михалевич Николай Григорьевич. – Харьков, 2009. – 219 с.

42. Красюк А. Н. Совершенствование электронно-пневматической тормозной системы автотранспортных средств: дис. ... кандидата техн. наук: 05.22.02 / Красюк Александр Николаевич. – Харьков, 2011 – 188 с.

43. Каталог – прайс производственно-комерческой фирмы ЭЛКОС «Двигатели Fulling Motor», Шаговые двигатели, драйверы управления, бесколлекторные двигатели, мотор-редукторы, 2007.

-
44. ConAct®. Pneumatic clutch actuation. [Электронный ресурс]. Режим доступа: https://www.zf.com/products/en/trucks/products_29275.html. [Дата доступа] 22.02.2020
45. Клименко В.І. Автоматизація механічної трансмісії автобусів та вантажних транспортних засобів: монографія / В.І. Клименко, В.О. Богомолів, М.Г. Михалевич, Д.М. Леонтьєв. – Харків: ХНАДУ, 2018 – 92 с.
46. Service Training Программа самообучения №390 7-ступенчатая коробка передач со сдвоенным сцеплением 0AM. Конструкция и принцип действия. 76 с.
47. Online Catalogue WABCO. WABCO-inform [Режим доступа] www.wabco-auto.com
48. Сысоева С.А. Автомобильные датчики положения. Современные технологии и новые перспективы. Часть 13. Магнестриктивные преобразователи — актуальные измерители линейных и нелинейных перемещений и детекторы крутящего момента. Компоненты и технологии № 6 2006. 12 с.
49. Magnetostrictive Position Sensors Enter the Automotive Market. Russell Jesse MTS Systems Corp. Sensors, Dec. 2001.
50. Magnetostriction in Automotive Position Measurement. Russell J., MTS Systems Corporation, TECHNICAL PAPER, Part Number: 08-02 M1163 Revision A. <http://www.mtssensors.com/pdfs/550947.pdf>
51. Magnetostrictive Linear Position Sensors. Nyce D. S., MTS Systems Corp. Sensors, Nov 1999.
52. Linear Position Sensors: Theory and Application. Nyce D. S. ISBN: 0-471-3326-9 Wiley US, Aug 2004.
53. Magnetostriction, How it Works. Technical Paper 550947 A <http://www.mtssensors.com/pdfs/550947.pdf>
54. ECAS в грузовых автомобилях Описание системы и инструкции по установке. Издание 2. WABCO 2007 [Электронный ресурс] Режим доступа www.wabco-auto.com [Дата доступа] 23.02.2020
55. Roland Welter, Tirm Herrmann, Sebastian Honselmann, Jeremy Keller. Clutch Release Systems. Schaeffler SYMPOSIUM 2010 pp. 94 – 111.

56. Сысоева С.А. Автомобильные датчики положения. Современные технологии и новые перспективы. Часть 5. Новые перспективы бесконтактных угловых измерений в диапазоне угла 360 градусов:

снова датчики Холла — угловые магнитные энкодеры. Компоненты и технологии № 6 2005. 12 с.

57. ДСТУ ISO 16121-1:2014 Колісні транспортні засоби. Ергономічні вимоги до робочого місця водія автобуса загального призначення. Частина 1. Загальний опис, основні вимоги (ISO 16121-1:2012, IDT).

58. Гируцкий О. И. Электронные системы управления агрегатами автомобиля / О. И. Гируцкий, Ю. К. Есеновский-Лашков, Д. Г. Поляк. – М.: Транспорт, 2000. – 213 с.

59. Рынкевич, С.А. Новые технологии и проблемы науки на транспорте: монография / С.А. Рынкевич. – Могилев: белорус.-рос. ун-т, 2009. – 337 с

60. Соснин, Д.А. Новейшие автомобильные электронные системы: учеб. пособие / Д.А. Соснин, В.Ф. Яковлев– М.: Солон–Пресс, 2005. – 239 с

61. Automotive Buses and Vehicle Bus Description [Electronic resource] / Ed. Leroy Davis. Copyright © 1998–2010. – Mode of access: http://www.interfacebus.com/Design_Connector_Automotive.html

62. Road vehicles. Low speed serial data communication. Part 2: low-speed controller area network (CAN): ISO 11519-2 –1994, TC/SC: TC 22/SC 3, ICS 4 3.040.15. – 1994. – 28 p

63. Road vehicles. Controller area network (CAN). Part 3: Low-speed, fault tolerant, medium-dependent interface: ISO 11898-3 –2006, TC/SC: TC 22/SC 3, ICS 4 3.040.15. – 2006. – 25 p

64. Road vehicles. Interchange of digital information. Controller area network (CAN) for high-speed communication: ISO 11898/Adm 1 – 1995, TC/SC: TC 22/SC 3, ICS 4 3.040.15. – 1995. – 53 p.

65. Road vehicles. Controller area network (CAN). Part 2: High-speed medium access unit: ISO 11898-2 –2003, TC/SC: TC 22/SC 3, ICS 4 3.040.15. – 2003. – 21 p.

66. Road vehicles. Controller area network (CAN). Part 5: High-speed medium access unit with low-power mode: ISO 11898-5 –2007, TC/SC: TC 22/SC 3, ICS 4 3.040.15. – 2007. – 20 p

67. F. Garofalo, L. Glielmo, L. Iannelli, and F. Vasca, “Smooth Engagement for Automotive Dry Clutch”, in proc. 40th IEEE Conf. Decision and Control, Orlando, Dec. 2001, pp.529-534.

68. A. Serrarens, M. Dassen, and M. Steinbuch, “Simulation and control of an automotive dry clutch,” in Proc. of the 2004 American Control Conference, vol. 5, Boston, Massachusetts, 30, 1999, pp. 4078–4083

69. Автомобильный справочник: Пер. с англ. – 2 изд. перераб. И доп. М.: ЗАО КЖИ «За рулём», 2004. – 992с.

70. Нвейшие автомобильные электронные системы. – М.: СЛОН-Пресс, 2005. 240с.

71. Краткий автомобильный справочник. Том 3. Легковые автомобили. Часть 1 / Кисуленко Б. В. И др. – М.: НПСТ «Трансконсалтинг», 2004. – 488 с.

72. Краткий автомобильный справочник. Том 3. Легковые автомобили. Часть 2 / Кисуленко Б. В. И др. – М.: НПСТ «Трансконсалтинг», 2004. – 560 с.

73. Краткий автомобильный справочник. Том 1. Автобусы. / Кисуленко Б. В. И др. – М.: НПСТ «Трансконсалтинг», 2002. – 360 с.

74. Краткий автомобильный справочник. Том 2. Грузовые автомобили. / Кисуленко Б. В. И др. – М.: ИПЦ «Финпол», 2004. – 667 с.

75. Краткий автомобильный справочник. Справ. изд в 5 томах. Т. 4. Специальные и специализированные автотранспортные средства: в трёх ч. Часть 1: Фургоны, самосвалы, платформы, тягачи специальные, прицепы-ропуски, России и СНГ / М.И. Грифф, И.А. Венгеров и др. – М.: Автополнос-плюс, 2004. – 488 с.

76. Шуклинов С.Н. Теоретические основы адаптивного управления торможением колесных машин: дис. ... докт. техн. наук: 05.22.02 / Шуклинов Сергей Николаевич. – Харьков, 2013. – 451 с.

77. Jinsung Kim, Seibum B. Choi. Control of Dry Clutch Engagement for Vehicle Launches via a Shaft Torque Observer. American Control Conference Marriott Waterfront, Baltimore, MD, USA June 30-July 02, 2010. p. 676-681.

78. Бухарин Н.А. Тормозные свойства автомобилей. М.: Машгиз. 1950.

79. Беленький Ю.Б. О требованиях к тормозным свойствам автомобиля Автомобильная промышленность. №5 1963 с. 26-28.

80. Uwe Kiencke, Lars Nielsen. Automotive Control Systems. For Engine, Driveline, and Vehicle. Second edition. Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2005. 511 p.

81. Кретов А.В., Есаков А.Е., Минаев В.В. Оценка влияния погрешностей измерений датчиков на качество управления автоматических приводов фрикционных сцеплений. Материалы 65-ой Международной научно-технической конференции Ассоциации автомобильных инженеров (ААИ) «Приоритеты развития отечественного автотракторостроения и подготовки инженерных и научных кадров» Международного научного симпозиума «Автотракторостроение-2009». Книга 4, Москва, МГТУ «МАМИ», 2009 г. с. 115 – 123.

82. Красневский Л.Г. Управление фрикционным сцеплением на основе ШИМ-сигнала с однопараметрической обратной связью / Л.Г. Красневский, А.Б. Белевич, В.А. Кусяк и др. // материалы международной науч.-техн. конф. «Перспективные приводные системы, трансмиссии и роботехнические комплексы» / Белорусско-российский ун-т. – Могилёв, 2011. – с. 44 – 47.

83. Рукштель О.С. Определение пороговых значений параметра обратной связи при широтно-импульсном управлении сцеплении / Рукштель О.С., Соломахо В.Л., Кусяк В.А., Филимонов А.А. // Вестник восточноевропейского национального ун-та им. В. Даля. – 2010. - №6(148). – с. 97 – 101.

84. Теоретичні основи створення автоматизованої системи керування механічною трансмісією спеціальних та військових автомобілів: звіт про НДР (заключ.) / Харківський національний автомобільно-дорожній університет; кер. В.О. Богомолів. – 2018. – 275 с. № Др. 0117U002403.

85. Захарик Ю.М. Комплексный закон управления сцеплением. Автомобильная промышленность, 2004, №9 с. 23-25.

86. Проектирование трансмиссий автомобилей: Справочник / А.И. Гришкевич, Б.У. Бусел, Г.Ф. Бутусов и др.; Под общ. ред. А.И. Гришкевича. – М.: Машиностроение, 1984. – 272 с.

87. Кретов А.В. Определение загруженности сцепления автомобиля на основе экспериментальных данных. Кретов А.В., Есаков А.Е. / Известия МГТУ «МАМИ» №1(7). – 2009. – с. 41 – 46.

88. Chunsheng Ni, Tongli Lu, Jianwu Zhang, Gearshift control for dry dual-clutch transmissions. WSEAS TRANSACTIONS on SYSTEMS, Issue 11, Volume 8, November 2009. – p. 1177 – 1186.

89. Туренко А.Н. Анализ времени включения сцепления транспортного средства с пневмогидравлическим усилителем / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко, В.П. Логвинов // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. – Харьков: ХГПУ, 2000. – Выпуск №124. – С. 117 – 122.

90. Логвинов В. П. Разработка и исследование пневмогидравлического усилителя привода управления сцеплением большегрузного автомобиля: дис. ... кандидата техн. наук: 05.22.02 / Логвинов Валерий Павлович. – Харьков, 2001. – 211 с.

91. Захарик Ю. М., Рукштель О. С. Обоснование параметров динамической системы машинного агрегата в отношении исследования режимов управления сцеплением. Весці нацыянальнай акадэміі навук Беларусі №4, 2004. Серыя фізіка-тэхнічных навук. – с. 54 – 56.

92. Andreas Myklebust. Dry Clutch Modeling, Estimation, and Control. Doctoral Dissertation. №. 1612, Linköping, Sweden 2014. – 180 p.

93. Matthew Watson, Carl Byington, Douglas Edwards and Sanket Amin. Dynamic Modeling and Wear-Based Remaining Useful Life Prediction of High Power Clutch Systems©. STLE Tribology Transactions, Vol. 48, №. 2/April-June 2005. pp. 208 – 217.

94. Marius Bataus, Andrei Maciac, Mircea Oprean, Nicolae Vasiliu. Automotive clutch models for real time simulation. THE PUBLISHING HOUSE OF THE ROMANIAN ACADEMY PROCEEDINGS OF THE ROMANIAN ACADEMY, Series A, Volume 12, Number 2/2011, pp. 109–116.

95. Watechagit S. Modeling and estimation for stepped automatic transmission with clutch-to-clutch shift technology. dissertation ... Doctor

of Philosophy: Mechanical Engineering / Sarawoot Watechagit. – Ohio , 2004. – 211 с.

96. Runde, J., “Modelling and Control of an Automatic Transmission,” M.S.M.E. Thesis, Department of Mechanical Engineering, M.I.T., January, 1986

97. Adolfo Senatore, Alessandro Ruggiero, Mario Pisaturo. Models for pressure control of automated dry clutches: temperature influence on frictional and elastic behaviour. ACTA TECHNICA CORVINIENSIS – Bulletin of Engineering, Tome VI, 2013 – FASCICULE 4. pp. 55 – 58.

98. Andersson, S., Soderberg, A., Bjorklund, S., Friction models for sliding dry, boundary and mixed lubricated contacts, Tribology International, 40, , 2007. pp. 580–587.

99. Karnopp, D., Computer simulation of stick/slip friction in mechanical dynamic systems, Trans. ASME, J. of Dynamic Systems, Measurement and Control, 107, March 1985. pp. 100-103

100. Canudas-De-Wit C. Comments on «A New Model for Control of Systems with Friction // IEEE Transactions on Automatic Control.— 1998.— V.43.— №.8.— p. 1189 – 1190.

101. Pierre Dupont, Vincent Hayward, Brian Armstrong, Friedhelm Altpeter, Single State Elastoplastic Friction Models. IEEE TRANSACTIONS ON AUTOMATIC CONTROL, VOL. 47, NO. 5, MAY 2002. pp. 787 – 792.

102. Миловзоров В. П. Электромангитные устройства автоматики / Миловзоров В. П. – М.: Высшая школа, 1983. – 408 с.

103. Сливинская А. Г. Электромагниты и постоянные магниты / Сливинская А. Г. – М.: Энергия, 1972. – 248 с.

104. Тер-Акопов А. К. Динамика быстродействующих электромагнитов / А. К. Тер-Акопов М. Л.: Энергия, 1965. – 168 с.

105. А.В. Байбузов, Ф.И. Букашев. Принципы проектирования электромагнитных клапанов с форсированным электромагнитом. Вестник Новгородского государственного университета №50 2009. с. 51 - 52.

106. Н.П. Ряшенцев, Е.М. Тимошенко. О расчёте тягового усилия электромагнита. Известия Томского ордена трудового красного знамени политехнического института имени С.М. Кирова. Том 129 1965. с. 162 – 172.

107. О.Б. Буль. Методы расчёта магнитных систем электрических аппаратов. Магнитные цепи, поля и программа FEMM. Учебное пособие. Москва. АCADEMIA. 2005. 335 с.

108. Huang S., Zhang F., Liu Y., Guo Q. A dynamic simulation of the circuit breaking electromagnetic system with a drive circuit. *Advances in Mechanical Engineering*. 2019. Vol. 11(3) 1–9. <https://doi.org/10.1177/1687814019828564>

109. Hoffmann J., Hafner C., Leidenberger P., Hesselbarth J., Burger S. "Comparison of electromagnetic field solvers for the 3D analysis of plasmonic nanoantennas," *Proc. SPIE 7390, Modeling Aspects in Optical Metrology II*, 73900J (17. 06. 2009). <https://doi.org/10.1117/12.828036>

110. WABCO Celebrates 5M AMTs Sold Worldwide. [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://www.wabco-auto.com/ru-RU/News-Events/News/2019/How-Automated-Manual-Transmission-Control>.

111. OptiDrive™. [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://www.wabco-auto.com/emea/Our-Solutions/Off-Highway-solutions/Off-Highway-Efficiency/Driveline-Control-Solutions/OptiDrive> [Дата доступа] 27.02.2020

112. ZF Easyshift. Electro-pneumatische Schaltung (ES), ZF Semishift. Semiautomatische mit electro-pneumatischer Schaltung (SES), ZF Ecoshift. Automatisierte Vorwahl-Schaltung (AVS), ZF Autoshift. Automatische Schaltung (AS) (проспект фирмы Zahnradfabric. Германия).

113. Product Overview. Truck & Van Driveline Technology. [Электронный ресурс]. Режим доступа: https://www.zf.com/master/media/corporate/m_zf_com/company/download_center/products/trucks/TT_Product_Overview_201812_DE_EN_LowRes.pdf [Дата доступа] 12.02.2020

114. Experiencing Dynamics – reliably. [Электронный ресурс]. Режим доступа: https://www.zf.com/master/media/corporate/m_zf_com/company/download_center/products/trucks/zf_bro_tn_2014_en.pdf.

115. Сильченко М. М. Вдосконалення автоматизованої системи керування механічною коробкою передач транспортних засобів

категорії N₃ та M₃: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.02 / Сильченко Микола Миколайович. – Харків, 2019. – 174 с.

116. Тверсков Б.М. Коробки передач WSK без сцепления и синхронизаторов. Автомобильная промышленность. №4, 2005.

117. WABCO OptiDrive AMT. A game-changing technology that raises the bar on fuel efficiency, driver comfort, efficiency and safety factors. [Електронний ресурс]. Режим доступу: <http://www.motorindiaonline.in/aftermarket/wabco-optidrive-amt-2/>.

118. Heath R., Child A., "Zeroshift. A Seamless Automated Manual Transmission (AMT) With No Torque Interrupt," SAE Technical Paper 2007-01-1307, 2007. <https://doi.org/10.4271/2007-01-1307>.

119. Богомолів В.А., Клименко В.И., Ужва А.В., Михалевич Н.Г., Сильченко Н.Н.. Анализ существующих конструкций трансмиссий. Автомобильный транспорт, вып. 27, 2010. с. 17 – 21.

120. Reset and configurations techniques. Automotive Training Courses TRAINER manual. P. 12. [Електронний ресурс]. Режим доступу: www.texaedu.com.

121. К. С. Фучаджи. АВТОМОБИЛЬ ЗАЗ-968М "Запорожец". Многокрасочный альбом Издательство "Третий Рим", 1997 - 68 с.

122. eClutch saves fuel and makes driving easier. [Електронний ресурс]. Режим доступу: <https://www.bosch-presse.de/pressportal/de/en/eclutch-saves-fuel-and-makes-driving-easier-42266.html> [Дата доступу] 02.02.2020

123. Raicam's eClutch system breaks the mechanical link between the clutch pedal and the clutch itself, in manual transmission vehicles. [Електронний ресурс]. Режим доступу: <https://www.raicam.com/e-clutch>

124. Dr. Roland Welter, Markus Kneißler. The Manual Transmission Has a Future. E-Clutch and Hybridization. Schaeffler SYMPOSIUM 2018 pp. 162 – 175.

125. Bruno Müller, Marco Grethel, Mathias Gückler. Innovative Power-on-Demand Concepts for Transmission Actuation. Schaeffler SYMPOSIUM 2018 pp. 224 – 238.

126. Богомолів В.О., Клименко В.И., Михалевич М.Г., Леонтьев Д.М., Ярита О.О., Рябуха Ю.О., Усков О.И. Варіанти реалізації механізму компенсації зносу фрикційних накладок веденого диску

зчеплення і його застосування для вантажних автомобілів та автобусів. Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. №14' 2018. с. 51-59.

127. Ярита А.А. Влияние износа фрикционных накладок на быстродействие электропневматического привода управления сцеплением. Труды Одесского политехнического университета: Научный и научно-производственный сборник. Одесса 2014. Вып. 1(43). 292с.

128. Пат. 125237 Україна, МПК (2018.01) F16D 25/00 F16D 25/06 (2006.01) F16D 48/06 (2006.01). Пристрій компенсації ходу штока в гідропневматичному підсилювачі зчеплення. Богомолів В. О., Леонтьєв Д. М., Михалевич М. Г., Клименко В. І., Ярита О. О., Савченко Є. Л., Рябуха Ю. О. у 2017 07298; заявл. 11.07.2017; надр. 10.05.2018. Бюл. 9, 4с.

129. Oh J., Choi S. B., Chang Y. J., Eo J. S. Engine clutch torque estimation for parallel-type hybrid electric vehicles. International Journal of Automotive Technology. Vol. 18. No. 1. p. 125–135 (2017). doi 10.1007/s12239–017–0013–9

130. Jingang Ding, Xiaohong Jiao. A Novel Control Method of Clutch During Mode

Transition of Single-Shaft Parallel Hybrid Electric Vehicles. Electronics 2020. 9. 54. doi:10.3390/electronics9010054

131. Li L., Wang X., Hu X., Chen Z. A Modified Predictive Functional Control with Sliding Mode Observer for Automated Dry Clutch Control of Vehicle. J. Dyn. Syst. Meas. Control 2016. 138. <http://dx.doi.org/10.1115/1.4032830>

132. Wang Sh., Liu Y., Cai T. Clutch Control Strategy of Driving Mode Transition for P2 Hybrid Electric Vehicle. ICMEAS 2018. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 470 (2019) 012003. IOP Publishing. doi:10.1088/1757-899X/470/1/012003

133. Peng Dong. Optimized Shift Control in Automatic Transmissions with respect to Spontaneity, Comfort, and Shift Loads. Dissertation...Doktor-Ingenieur. Bochum. 2015.

134. Сцепления транспортных и тяговых машин / И.Б. Барский, С.Г. Борисов, В.А. Галягин и др.; Под ред. Ф.Р. Геккера и др. – М.: Машиностроение, 1989. 344 с.

135. Pietro J. Dolcini, Carlos Canudas de Wit, Hubert Béchart, Dry Clutch Control for Automotive Applications. Springer London Dordrecht Heidelberg New York. Springer-Verlag London Limited 2010. p. 151. DOI 10.1007/978-1-84996-068-7

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

137. Марченко А.П., Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т. 3. Комп'ютерні системи керування ДВЗ / За ред.. проф.. А.П. Марченка та засл. діяча науки України проф.. А.Ф. Шеховцова. Харків: Прапор, 2004. – 344 с.

138. Моргулис Ю.Б. Двигатели внутреннего сгорания. Теория, конструкция и расчёт. Изд. 2-е. М., «Машиностроение», 1972, 336 с.

139. A. Laschet. Simulation von Antriebssystement. Spriger Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1988.

140. Uwe Kiencke, Lars Nielsen. Automotive Control Systems For Engine, Driveline, and Vehicle. Second edition. Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2005. p. 521.

141. Fisher, Berger, “Automation of Manual Trasmission”, LuK, 6th LuK Symposium, 1998.

142. Oday I. ABDULLAH, Josef SCHLATTMANN. Thermal behavior of friction

clutch disc based on uniform pressure and uniform wear assumptions. Friction 4 (3). 228–237 (2016). doi 10.1007/s40544-016-0120-z

143. Kern R. H., Gao C.-T., Nitsche R. Reibkraftkompensation mittels Fuzzy-Logik // Automatisierungstechnischepraxis.— 1995.— V.37.— P.50 – т60.

144. Хлебалин Н. А., Костиков А. Ю. Моделирование трения и компенсация его негативного влияния в процедуре автоматизированной настройки регулирующего устройства технологической машины // Тр. международ. конф. «Идентификация систем и задачи управления» SICPRO'2003. — М.: ИПУ РАН, 2003.— С. 1821–1849 (CD ISBN 5-201-14948-0)

145. Armstrong B. Challendges to Systematically Engineered Friction Compensation // Proc. of IFAC Workshop on Motion Control. Munich.— 1995.— P.21–30.

146. Крагельский И. В., Гитис Н. В. Фрикционные автоколебания.— М. Наука, 1987.— 183 с.

147. Техническая кибернетика / Под ред. В.В. Солодовникова, кн. 3.— М.: Машиностроение, 1967.— 770 с.

148. Хлебалин Н. А., Костиков А. Ю, Библиотека моделей трения в Simulink (опыт создания и использования). Труды II научной конференции «Проектирование инженерных и научных приложений в среде MATLAB». Секция 5. Моделирование в Simulink. 2000 С. 1611 – 1633.

149. Dupont P., Hayward V., Armstrong B., Altpeter F. Single state elasto-plastic friction models // IEEE Transactions on Automatic Control.— V.47.— N.5.— May 2002.— P.787–792.

150. Samir Sfarni, Emmanuel Bellenger, Jérôme Fortin, Matthieu Malley. Numerical modeling of automotive riveted clutch disc for contact pressure verification. 2000. pp. 222 – 232.

151. Федосьев В.И. Избранные задачи и вопросы по сопротивлению материалов. М.: Наука, 1973. 339 с.

152. Малаховский Я.Э., Лапин А.А. Сцепления. М.: Машгиз, 1960. 191 с.

153. Геккер Ф.Р. Расчёт упругих систем с тарельчатыми пружинами // Вестник машиностроения. 1971. №9. с. 16-17.

154. Бомбенков А.А. Геккер Ф.Р. Упругофрикционная характеристика устройства, включающую тарельчатую пружину // Изв. вузов. Машиностроение. 1981. №5. с. 43 – 47.

155. Геккер Ф.Р., Боровкова Е.В., Петров Ю.Н. Экспериментальные исследования распределений напряжений в разрезных тарельчатых пружинах // Известия вузов. Машиностроение. 1976. №5. с. 40 – 44.

156. Методические указания к курсовому проекту по дисциплине «Автотранспортные средства» (раздел «Расчёт сцепления») ХАДИ. Харьков. 1991. с. 24.

157. Сцепление моделей MFZ-430, MFZ-350. Техническая характеристика, техническое обслуживание и ремонт. 16 с. [Электронный ресурс] URL: www.

158. Волков В.П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: Навч. посібник. Харків. ХНАДУ. 2003. 306 с.

159. Tony Sandberg, Heavy Truck Modeling for Fuel Consumption Simulations and Measurements. Thesis №.924, Linköping 2001. p. 102.

160. Экспериментальные исследования динамики спортивного автомобиля с элементами пассивной безопасности и несущей системой из композитных материалов. А.Н. Туренко. В.И. Клименко. А.В. Ужва. и др. Харків: ХНАДУ. 2016. 103с.

161. Н. В. Раджа, Tyre and Vehicle Dynamics, 2nd ed. Oxford, United Kingdom: Butterworth-Heinemann, 2006.

162. Victor Fors. Autonomous Vehicle Maneuvering at the Limit of Friction. Linköping Studies in Science and Technology Dissertations No. 2102. Sweden. 2020.

163. ISO 9948:1992. Truck and bus tyres — Methods of measuring rolling resistance

164. ISO 18164:2005. Passenger car, truck, bus and motorcycle tyres — Methods of measuring rolling resistance

165. Erlend Helgeland. Sliding Mode Control of an Electro-Pneumatic Clutch Actuator. Norwegian University of Science and Technology. 2008. 102 p.

166. Xue D., Chen Y., Atherton D.P. Linear Feedback Control. Analysis and Design with MATLAB. Philadelphia: SIAM, 2007. 356 p.

167. Verhaegen M., Verdult V., Bergboer N. Filtering and system identification: an introduction to using MATLAB software //Delft University of Technology. V. 68. 2007. 163 p.

168. Звіт про науково-дослідну роботу. Теоретичні основи створення автоматизованої системи керування механічною трансмісією спеціальних та військових автомобілів. № 03-53-17 (заключний). № держреєстрації 0117U002403. 2018. 275 с.

169. Burger Paulo. Buzinaro Claudinei. Bucci Alberto. "INNOVATIVE HILL START ASSISTANCE DEVICE". p. 748-754. In: In Anais do XXI Simposio Internacional de Engenharia Automotiva. SIMEA 2013. Sao Paulo. Blucher. 2014. ISSN 2357-7592. DOI 10.5151/engpro-simea-PAP100

170. Pai Peng. Hongliang Wang. Xianhui Wang. Weihua Wang. Dawei Pi. Tianle Jia. Research on the Hill Start Assist of Commercial Vehicles Based on Electronic Parking Brake System. Strojniški vestnik - Journal of Mechanical Engineering 64(2018) no 1-11. DOI:10.5545/sv-jme.2018.5422

171. Shuklinov S., Leontiev D., Makarov V., Verbitskiy V., Hubin A. (2021) Theoretical Studies of the Rectilinear Motion of the Axis of the Locked Wheel After Braking the Vehicle on the Uphill. In: Shkarlet S., Morozov A., Palagin A. (eds) Mathematical Modeling and Simulation of Systems (MODS'2020). MODS 2020. Advances in Intelligent Systems and Computing. vol 1265. Springer. Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-030-58124-4_7

172. Волков В.П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: Навч. посібник. – Харків: ХНАДУ, 2003. – 306 с.

173. Heavy Truck Modeling for Fuel Consumption Simulations and Measurements. Tony Sandberg. Linköping Studies in Science and Technology Thesis No. 924. Linköping 2001. p. 102.

174. Денисенко В., ПИД -регуляторы: принципы построения и модификации. "СТА ", № 4, 2006. с. 66 – 74.

175. A.C. van der Heijden. Hybrid optimal control of dry clutch engagement. Master's thesis. Technische Universiteit Eindhoven. 2007. 87 p.

176. Amir Ibrahim A., Qin Datong, Liu Zhenjun. A control strategy on starting up of vehicle with automatic manual transmissions (AMT). Information Technology Journal. 4(2): 140-145. 2005.

177. ГОСТ 14254-96 Степени защиты, обеспечиваемые оболочками (код IP). 2008.

178. Бинс К., Лауренсон П. Анализ и расчет электрических и магнитных полей. Москва. Энергия. 1970. 376 с.

179. Huang S., Zhang F., Liu Y., Guo Q. A dynamic simulation of the circuit breaking electromagnetic system with a drive circuit. Advances in Mechanical Engineering. 2019. Vol. 11(3) 1–9. <https://doi.org/10.1177/1687814019828564>

180. Hoffmann J., Hafner C., Leidenberger P., Hesselbarth J., Burger S. "Comparison of electromagnetic field solvers for the 3D analysis of plasmonic nanoantennas," Proc. SPIE 7390, Modeling Aspects in Optical Metrology II, 73900J (17. 06. 2009). <https://doi.org/10.1117/12.828036>

181. Байбузов А.В., Букашев Ф.И. Принципы проектирования электромагнитных клапанов с форсированным электромагнитом. Вестник новгородского государственного университета №50. 2009. с. 51-52.

182. Рыжих Л. А. Особенности рабочих процессов пневматического тормозного привода автомобиля при низких температурах: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Библиотека ХНАДУ. Харьков. 1987.

183. Баранюк Р. А. Системы теплового захисту напівпровідникових перетворювачів електроенергії: дис. ... канд. техн. наук: 05.09.12 / Бібліотека НТУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського» Баранюк Роман Андрійович Київ. 2017.

184. Ряшенцев Н.П, Тимошенко Е.М. О расчёте тягового усилия электромагнита. Известия Томского политехнического института том 129 1965. с. 162 – 172.

Наукове видання

МИХАЛЕВИЧ Микола Григорович

**ЗЧЕПЛЕННЯ АВТОТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ.
МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТА АВТОМАТИЗАЦІЯ**

Монографія

Відповідальний за випуск В.І. Клименко

Авторська редакція

Комп'ютерна верстка М.Г. Михалевич

ВИДАВНИЦТВО

Харківського національного автомобільно-дорожнього університету
Видавництво ХНАДУ, 61002, Харків-МСП, вул. Петровського, 25.
Тел./факс: (057) 700-38-64; 707-37-03, e-mail: rio@khadi.kharkov.ua

Свідоцтво Державного комітету інформаційної політики, телебачення
та радіомовлення України про внесення суб'єкта видавничої справи
до Державного реєстру видавців, виготівників і розповсюджувачів
видавничої продукції, серія № ДК №897 від 17.04 2002 р.

Ніцисано до друку 21.12.2020 р. Формат 60x84 1/16. Папір офсетний.
Гарнітура Times New Roman Сут. Віддруковано на ризографі.
Умовн. друк. арк. 11,0. Обл.-вид арк. 8,0.
Замовлення № 32 12 20. Тираж 300 прим. Ціна договірна.

Віддруковано ФОП Генчаренко В.Б.
Регістраційний номер 200480000000246251
в Єдиному державному реєстрі юридичних осіб,
ФОП та громадських формувань