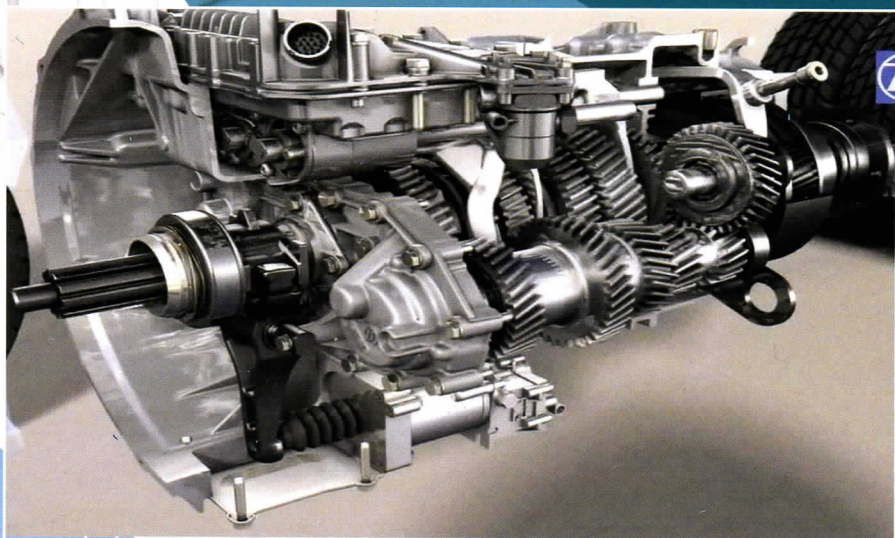




АВТОМАТИЗАЦІЯ МЕХАНІЧНОЇ ТРАНСМІСІЇ АВТОБУСІВ ТА ВАНТАЖНИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ



Міністерство освіти та науки України

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ

**АВТОМАТИЗАЦІЯ МЕХАНІЧНОЇ
ТРАНСМІСІЇ АВТОБУСІВ
ТА ВАНТАЖНИХ ТРАНСПОРТНИХ
ЗАСОБІВ**

Монографія

Харків
ХНАДУ
2018

УДК 681.583.35, 681.587.357

Рецензенти:

В.Д. Мигаль, д-р техн. наук, професор
(Харківського національного технічного університету
сільського господарства ім. Петра Василенка)

А.І. Бондаренко, д-р техн. наук, доцент
(Національний технічний університет «ХПІ»)

О.П. Смирнов, д-р техн. наук, доцент
(Харківський національний автомобільно-дорожній університет)

Колектив авторів:

В.І. Клименко, професор, к.т.н.

В.О. Богомолов, професор, д.т.н.

М.Г. Михалевич, доцент, к.т.н.

Д. М. Леонтєв, доцент, к.т.н.

Клименко В.І.

Автоматизація механічної трансмісії автобусів та вантажних транспортних засобів : монографія / В.І. Клименко, В.О. Богомолов, М.Г. Михалевич, Д.М. Леонтєв. – Харків :ХНАДУ, 2018 – 92 с.

ISBN 978-966-303-717-2

Наведені результати наукових досліджень у галузі проектування автоматизованої механічної трансмісії автобусів та вантажних транспортних засобів. На основі математичних моделей запропоновані технічні рішення щодо зменшення часу синхронізації під час перемикання передач.

Матеріали монографії містять роботи, що були виконані співробітниками кафедри автомобілів ім. А. Б. Гредескула Харківського національного автомобільно-дорожнього університету.

Розрахована на науково-технічних працівників та експертів у галузі автомобільного транспорту, а також студентів і аспірантів транспортних ВНЗ., табл. іл.

УДК 681.583.35, 681.587.357

ISBN 978-966-303-717-2

© Колектив авторів, 2018

© ХНАДУ, 2018

Зміст

Вступ	5
1. Опис конструкції електропневматичного приводу зчеплення	6
1.1. Призначення електропневматичного приводу зчеплення	6
1.2. Будова і робота електропневматичного приводу зчеплення	6
1.3. Аналіз поведження об'єкта та системи керування.....	9
1.3.1. Аналіз можливих комбінацій змін передач.....	9
1.3.2. Аналіз принципів керування систем автоматичного регулювання	12
2. Математичне моделювання процесу перемикання передач у коробці передач із автоматизованим перемиканням	17
2.1. Математична модель перемикання передач.....	17
2.2. Математична модель роботи електропневматичного механізму управління зчепленням	27
3 Системи автоматичного керування зчепленням	34
3.1. Основні принципи автоматизації керування зчепленням.....	34
3.2. Математичне моделювання зчеплення та його приводу.....	45
3.3. Аналіз результатів математичного моделювання роботи привода зчеплення.....	48
4. Моделювання пристрою керування коробкою передач	53
4.1. Математична модель електромеханічного пристрою керування коробкою передач.....	53
4.2. Аналіз результатів моделювання перемикання передач.....	57
4.3. Аналіз можливості використання додаткових пристроїв що забезпечують зменшення часу синхронізації	58
5. Блок позиціонування системи управління автоматизованої коробки передач	61
5.1. Призначення блоку позиціонування.....	61
5.2 Структура блоку позиціонування	63

5.3. Структура "модифікованого" аналогового компаратора	65
5.4. Алгоритм формування статусної інформації	67
5.5 Функціонування "модифікованого" аналогового компаратора	67
6. Моделювання руху транспортного засобу з механічною автоматизованою трансмісією	70
6.1. Математична модель транспортного засобу з механічною трансмісією	70
6.2. Аналіз результатів моделювання руху транспортного засобу	75
7. Проведення стендових випробувань системи керування коробкою передач	78
8 Проведення випробувань на працездатність і швидкодію	85
9. Рекомендації по доопрацюванню	88
ВИСНОВКИ	89
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	90

Вступ

Зараз набуває суттєвих змін найбільш консервативна складова автомобіля - трансмісія. Розвиток технологій дозволяє втілити найбільш амбіційні ідеї минулих років. Вдосконалюються також електронні системи керування трансмісією. Так, наприклад, фірма BMW задіяла GPS навігацію у керуванні автоматичною коробкою передач [1]. Деякі виробники вантажних автомобілів почали застосовувати гібридну трансмісію, яка традиційно була виключно атрибутом легкового автомобіля [2, 3]. Серед легкових та вантажних автомобілів досить поширена автоматизована коробка передач [3]. Завдяки збереженню механічної силової частини коробки передач залишається доволі низька вартість агрегату та високий КПД. Перемикання передач відбувається завдяки додатковим пристроям які керуються електронним блоком. Виконавчі пристрої мають досить різноманітну будову та принципову конструкцію. Наприклад за задіяним джерелом живлення бувають електропневматичні, електрогідравлічні та електромеханічні.

1. ОПИС КОНСТРУКЦІ ЕЛЕКТРОПНЕВМАТИЧНОГО ПРИВОДУ ЗЧЕПЛЕННЯ

1.1. Призначення електропневматичного приводу зчеплення

Електропневматичний підсилювач зчеплення (ЕППЗ) призначений для зменшення зусилля що прикладається водієм до педалі керування зчепленням з метою виконання ергономічних вимог, що пред'являються до робочого місця водія АТЗ. ЕППЗ може встановлюватися на АТЗ тих, що мають джерело стислого повітря з робочим тиском 0,65...0,8 МПа (6,5...8 кгс/см²) і джерелом електроживлення 24В. ЕППЗ можливо використовувати як для заміни існуючих гідропневматичних підсилювачів приводу зчеплення, так і у складі автоматизованої системи керування трансмісією транспортного засобу.

1.2. Будова і робота електропневматичного приводу зчеплення

Будова і робота електропневматичного приводу зчеплення пояснюється рис. 1.1 і 1.2. Представлений на рис. 1.1 ЕППЗ складається корпусу 1, всередині якого розташований поршень 2 і шток 3. Шток 3 запресований в поршень 2. (рис. 1.1). Поршень 2 ущільнений в корпусі 1 за допомогою гумової манжети 4, а шток двома гумовими кільцями ущільнювачів 5, для зменшення зносу пристроїв ущільнювачів, між поршнем 3 і корпусом 1 встановлена фторопластова опора 8. Для забезпечення плавності включення зчеплення і вибору зазору між натискним підшипником і вилкою виключення зчеплення в корпусі встановлена пружина 12. Корпус з боку поршня закритий кришкою 6, крізь яку проходить шток. На кінці штока встановлений штовхач 7, який кріпиться до важеля вилки виключення зчеплення. Чохол захисний 9, встановлений на кінці штока 3 запобігає попаданню грязі всередину штока. На корпусі з боку поршня є фланець, який призначений для кріплення ЕППЗ до кронштейна, встановленого на коробці передач. В центрі кришки 6 встановлене гумове ущільнення 10, який очищає шток від грязі і запобігає попаданню її всередину корпусу.

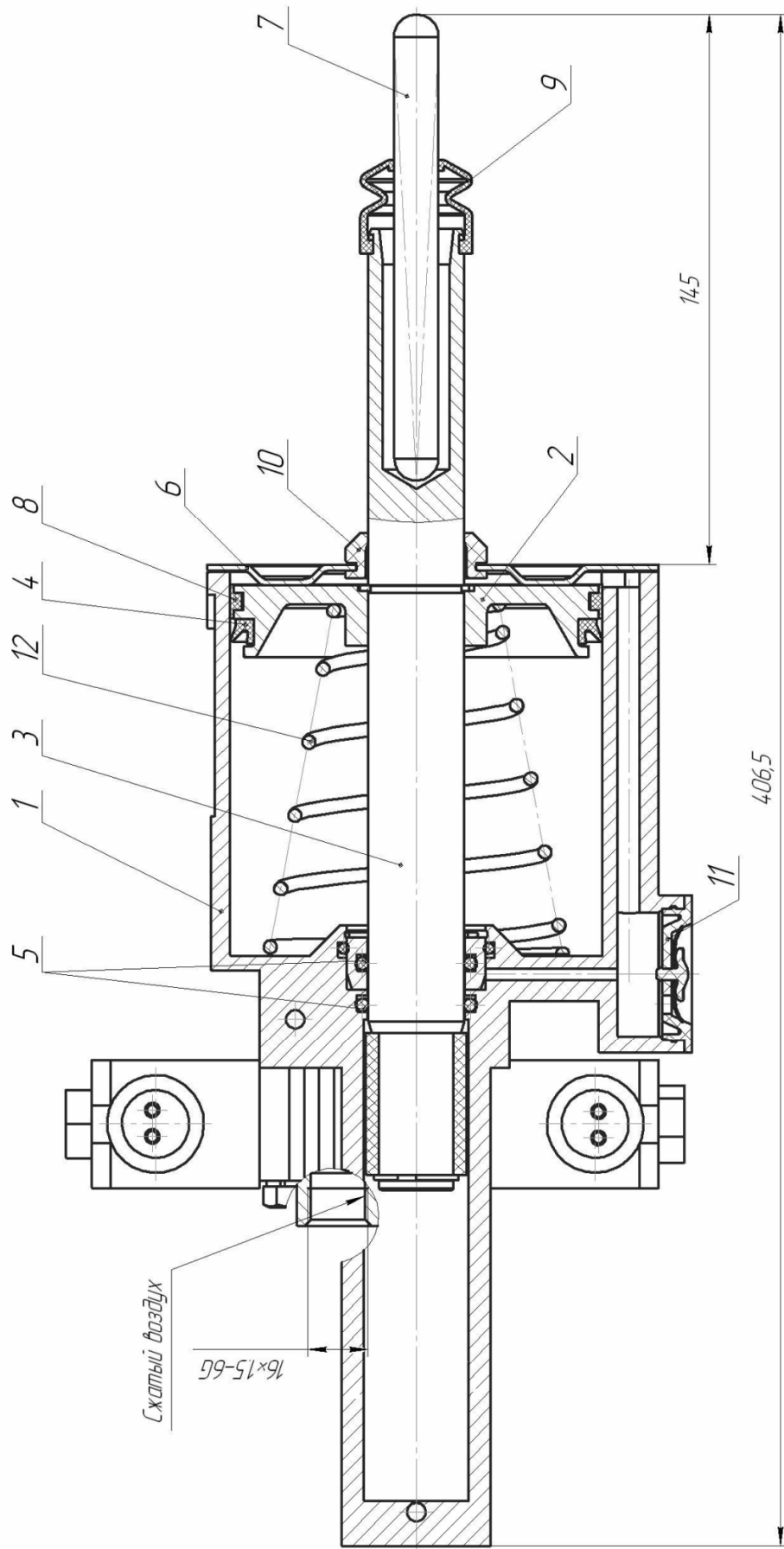


Рис. 1.1. Схема підсилювача приводу зчеплення електропневматичного
 1- корпус; 2- поршень; 3 – шток; 4 - манжета; 5 – кільця ущільнювачів; 6 – кришка; 7- штовхача;
 8 - фторопластова опора; 9 –чохол захисний;

У нижній частині корпусу встановлено випускне вікно 11, що має гумовий клапан. Клапан запобігає попаданню грязі всередину корпусу.

До корпусу 1 прикріплений перехідник з двома електропневматичними клапанами: 11 – впускний електропневматичний клапан подачі стислого повітря 12 – випускний електропневматичний клапан.

ЕППЗ працює таким чином. У транспортному режимі зчеплення управляється сигналами від електронного педального модуля (ЕПМ) 18 (рис. 1.2). При натисненні на ЕПМ електронний блок керування (ЕБУ) прочитує поточне положення ЕПМ, і на підставі даної інформації, формує сигнал, що управляє, і подає на впускний електропневматичний клапан 11.

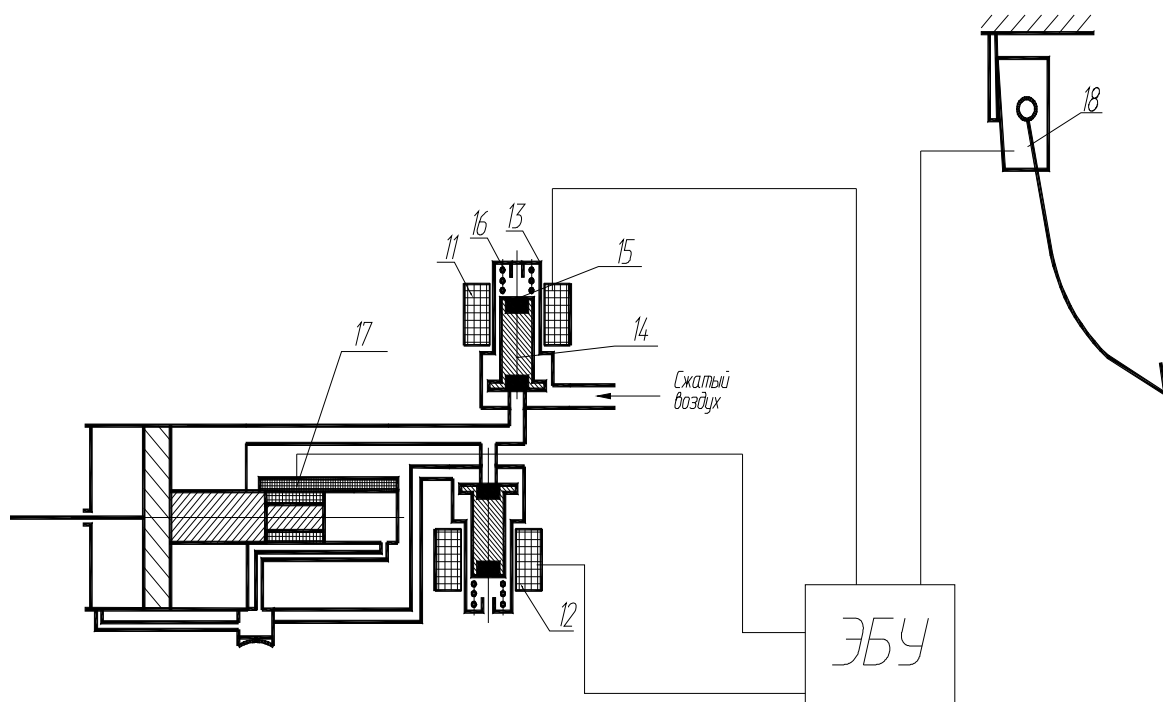


Рис. 1.2. Схема приводу зчеплення електропневматичного:

11 – впускний електропневматичний клапан; 12 – випускний електропневматичний клапан; 13 – корпус клапана; 14 – повітряний клапан; 15 – кільця ущільнювачів 16 – пружина; 17 – датчик положення штока; 18 – електронний педальний модуль (ЕПМ).

При включенні електропневматичний клапана 11 сполучає пневматична порожнина ЕППЗ з ресивером. При збільшенні тиску, шток ЕППЗ починає переміщатися. Датчик переміщення 17 відстежує положення штока ЕППЗ і передає величину переміщення в

ЕБУ. При досягненні штоком ЕППЗ потрібного положення ЕБУ вимикає електропневматичний клапан 11 і шток залишається в нерухомому положенні. Якщо ЕПМ повертається в початкове положення, електронний блок керування подає електричний сигнал на випускний електропневматичний клапан 12 і повітря з пневматичної порожнини ЕППЗ випускається в атмосферу.

У складі автоматизованої системи керування трансмісією транспортного засобу з ЕППЗ, принцип роботи ЕППЗ залишається без змін, при цьому сигнали на виключення зчеплення ЕБУ ЕППЗ отримує від системи керування трансмісією, іншими словами зчеплення управляється без прямої участі водія.

1.3. Аналіз поведження об'єкта та системи керування.

1.3.1. Аналіз можливих комбінацій змін передач

В ході випробувань для зменшення часу синхронізації за рахунок виключення при перемиканні передач великої інерційної маси ведених дисків зчеплення було запропоновано використовувати при перемиканні дільник встановлений на КП. Для детального дослідження можливості використання запропонованого способу перемикання передач, був проведений тягово-швидкісний розрахунок і побудовані відповідно графіки силового балансу, динамічної характеристики і прискорень автомобіля на різних передачах. Прискорення визначалися за залежністю (1.1).

Аналіз зменшення швидкості руху автомобіля під час перемикання з однієї передачі на іншу проводилось за допомогою рішення диференційного рівняння (1.1). Вихідними даними були критичні швидкості на кожній передачі та максимальний динамічний фактор що долається на передачі з якої відбувається переключення передач.

$$j_x = \frac{-P_w - P_\psi}{m_a} \quad (1.1)$$

де j_x – уповільнення транспортного засобу, м/с²; P_w – сила опору повітря, Н; m_a – маса автомобіля, кг.

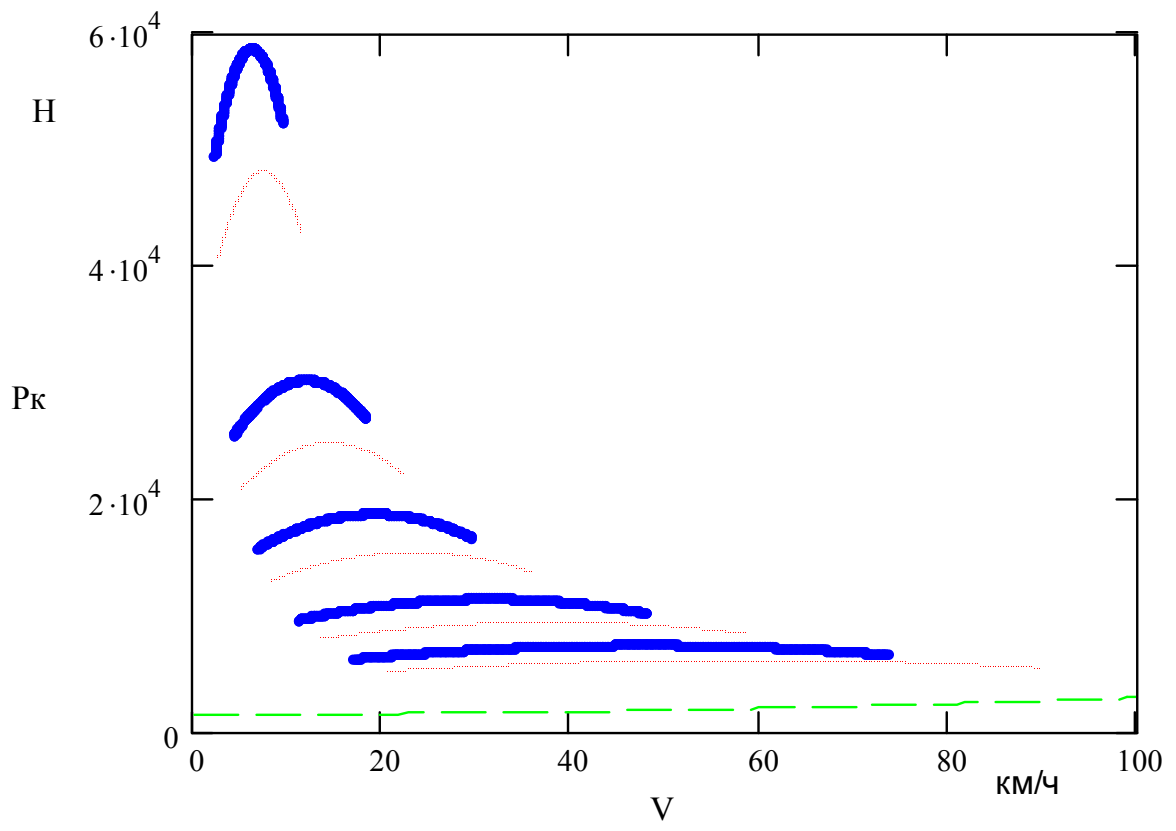


Рис. 1.3. Тяговий баланс автомобіля

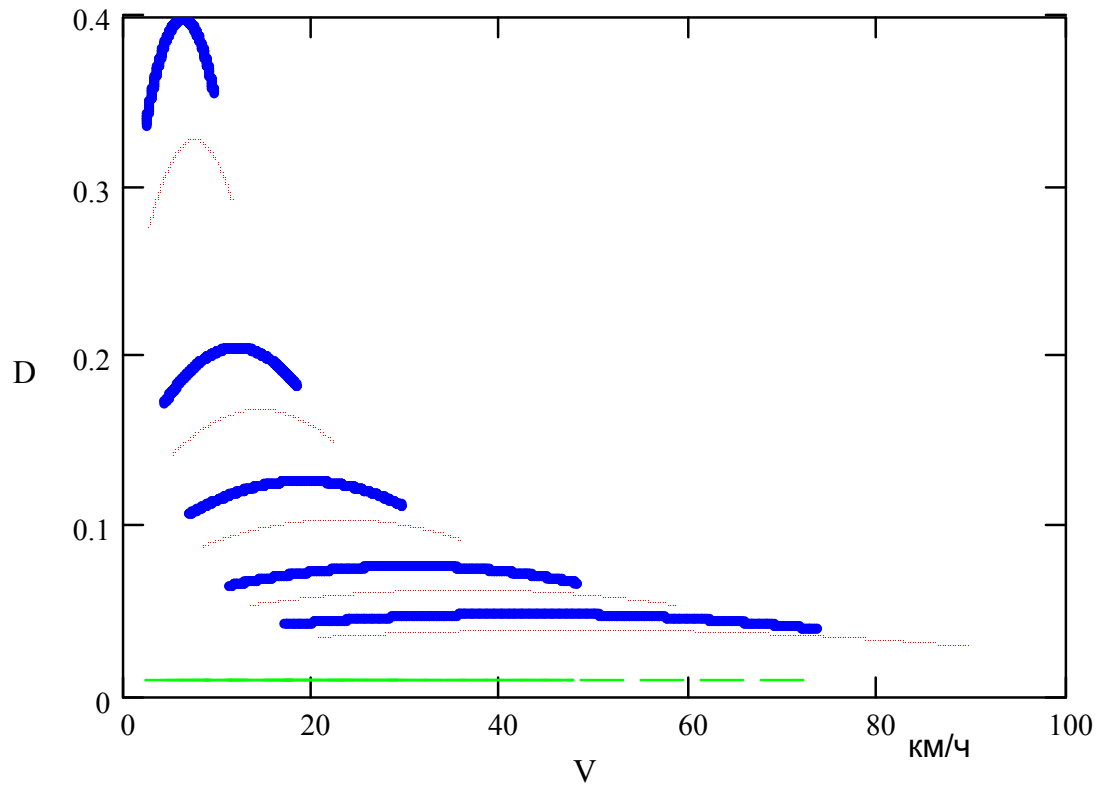


Рис. 1.4. Динамічний чинник

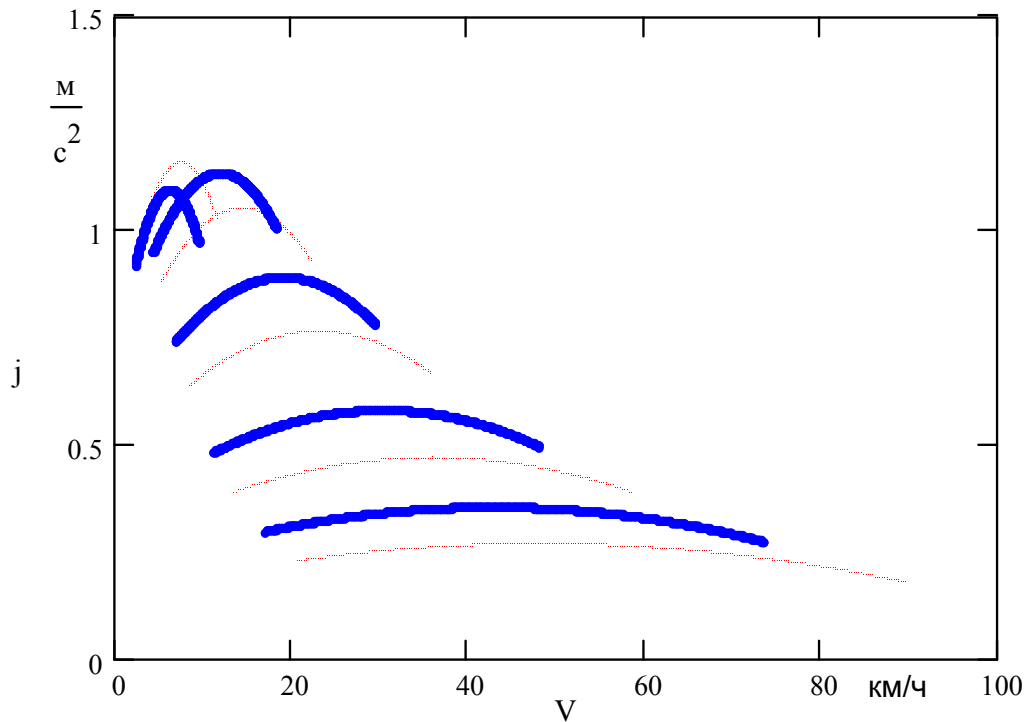


Рис. 1.5. Графік прискорень

Аналізуючи розрахунки можна зробити висновок що на деяких режимах руху (при високих значеннях опору дороги) необхідно виконувати одночасне перемикаання не тільки передачі у коробці, а й зміну діапазону передач у дільнику.

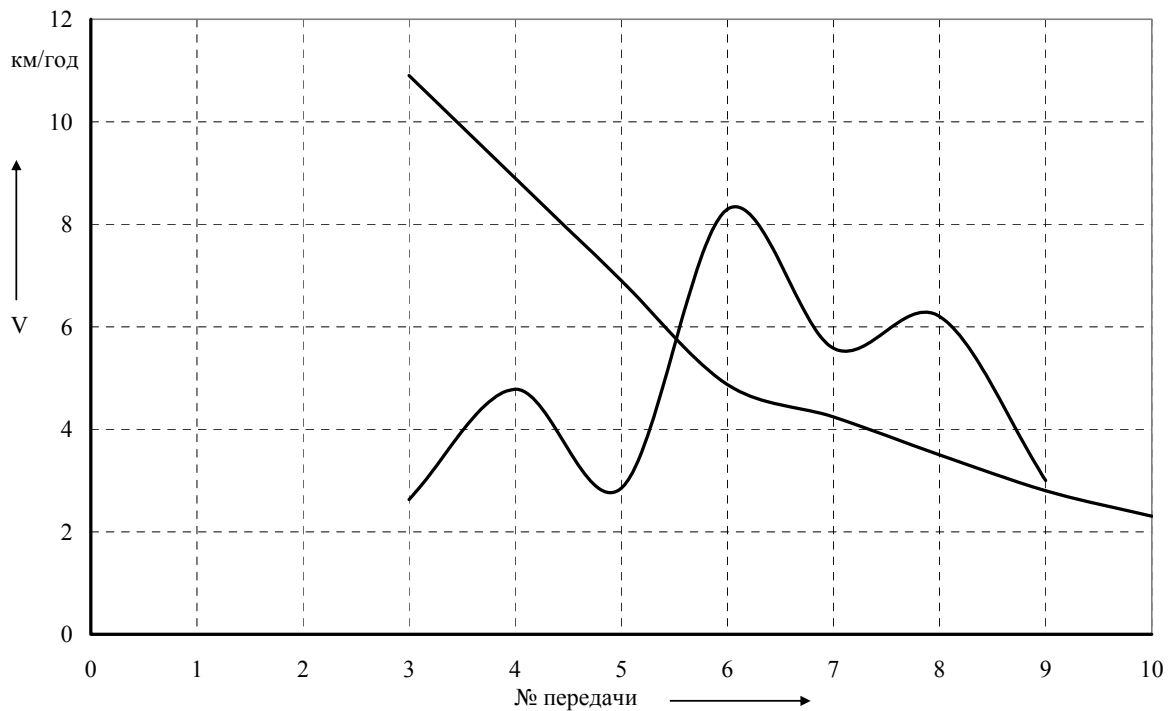


Рис. 1.6. Зниження швидкості під час зміни передач

1.3.2. Аналіз принципів керування систем автоматичного регулювання

У пневматичному приводі зчеплення об'єктом регулювання є тиск повітря, регулятором є електронний клапан і електронний блок керування.

За принципом керування системи автоматичного регулювання (САР) можна розбити на три групи:

- з регулюванням по зовнішній дії - принцип Понселе (застосовується в незамкнених САР);
- з регулюванням по відхиленню регульованої величини - принцип Ползунова-Уатта (застосовується в замкнених САР);
- з комбінованим регулюванням. В цьому випадку САР містить замкнутий і розімкнений контури регулювання.

При використанні розімкненої САР в структурі системи керування обов'язкові датчики обурення. Система описується передавальною функцією розімкненої системи.

Достоїнства САР з регулюванням по обуренню:

- можна добитися повної інваріантності до певних обурень;
- не виникає проблема стійкості системи, оскільки немає зворотного зв'язку ЗЗ

Недоліки САР з регулюванням по обуренню:

- велика кількість обурень вимагає відповідної кількості компенсаційних каналів;
- зміни параметрів регульованого об'єкту приводять до появи помилок в управлінні;
- можна застосовувати тільки до тих об'єктів, чії характеристики чітко відомі.

Замкнута система керування з ЗЗ описується передавальною функцією розімкненої системи та рівнянням замикання:

$$x(t) = g(t) - y(t) W_{oc}(p) \quad (1.2)$$

Алгоритм роботи системи поміщений в прагненні звести помилку $x(t)$ до нуля.

Сучасними електропневматичними системами керування механізмами автомобілів є системи з регулюванням по відхиленню.

Для реалізації принципу регулювання по відхиленню регульовану величину, у вигляді сигналу від датчика тиску або переміщення, подають на блок керування, який формує сигнал роз узгодження між величинами, що управляють і керованою. Залежно від ступеня роз узгодження регулятор виробляє дія, що коректує, прагнуча звести це роз узгодження до нуля.

Достоїнства САР з керуванням по відхиленню регульованої величини від завдання:

- хороша точність і стійкість, несприйнятливність до характеру і кількості зовнішніх збуджуючих дій, що істотно позначається на стабільності роботи при тривалій експлуатації;
- зворотний зв'язок приводить до зменшення помилки не залежно від чинників, що її викликали (змін параметрів регульованого об'єкту або зовнішніх умов).

Недоліки САР з керуванням по відхиленню регульованої величини від завдання:

- у системах з ЗЗ виникає проблема стійкості;
- у системах принципово неможливо добитися абсолютної інваріантності до обурень. Прагнення добитися часткової інваріантності введенням додаткових ЗЗ приводить до ускладнення системи;
- системи з регулюванням по відхиленню мають декілька гіршу швидкодію, чим системи з регулюванням по обуренню.

Комбіноване керування поміщене в поєднанні двох принципів керування – по відхиленню і зовнішньому обуренню. Сигнал керування на об'єкт формується двома каналами. Перший канал чутливий до відхилення регульованої величини від завдання. Другою формує дію, що управляє, безпосередньо із задаючого або обурюючого сигналу.

Достоїнства САР з комбінованим керуванням:

- наявність ЗЗ робить систему менш чутливою до зміни параметрів регульованого об'єкту;
- додавання каналів, чутливих до завдання або до обурення, не впливає на стійкість контура ЗЗ.

На експериментальній установці з електричним контуром, що управляє, відмовилися від безперервного керування, зосередивши сили на розвитку дискретного принципу регулювання. При безперервному принципі регулювання струм, що управляє, подається

на обмотку електромагніту, є безперервною функцією. При цьому способі регулювання дуже низька вірогідність появи автоколивальних процесів. Проте аналоговий електричний сигнал спотворюється під впливом зовнішніх електромагнітних полів. Окрім цього нестабільність властивостей і мала вивченість пропорційних магнітів не дозволяє вести активні розробки з використанням цього способу регулювання.

Найбільшого поширення на автотранспортних засобах набули САР з дискретним принципом регулювання. Вони вигідно відрізняються простотою і надійністю, оскільки їх виконавчим пристроєм є електромагнітний клапан що займає всього два положення – включено і вимкнено, а також мають достатньо широкий температурний діапазон роботи (від -40 до $+150$ °С). У всіх дискретних системах присутній спеціальний квантувальк, що забезпечує дискретизацію безперервного в часі і по рівню електричного сигналу, від датчика переміщення педалі, в послідовність дискретних (окремих) або дискретно-безперервних сигналів, що в сукупності відображають початковий сигнал із заздалегідь встановленою помилкою.

Квантування сигналу проводиться за часом (рис. 1.7) (імпульсні системи), рівню (релейні системи) або по обох параметрах одночасно (цифрові системи). При квантуванні сигналу за часом сигнал через рівні проміжки часу T уривається або змінюється стрибком.

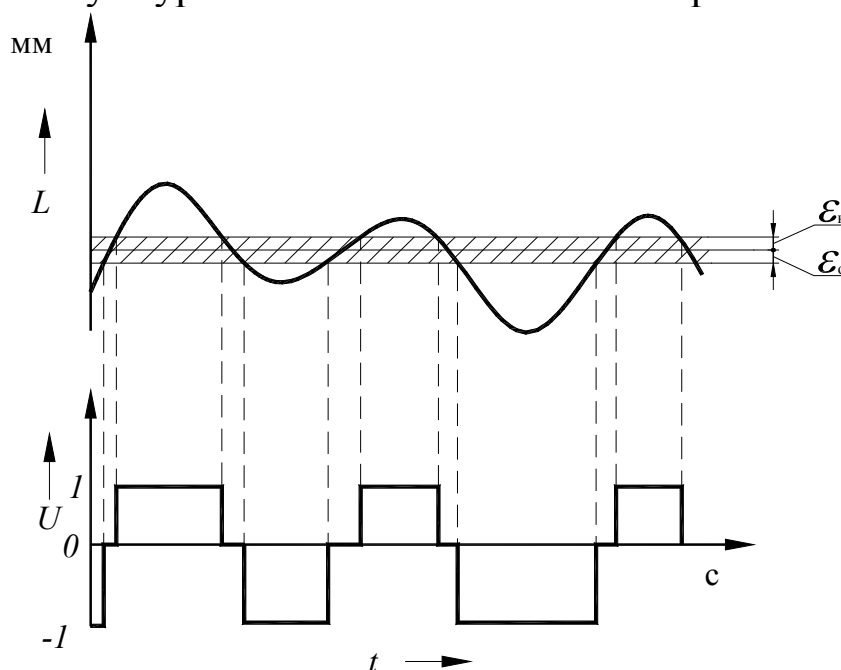


Рис. 1.7. Квантування по рівню безперервного сигналу роз голосування.

Розмір ступеня квантування (уставка) визначається здатністю виконавчого апарату відпрацювати даний алгоритм роботи системи. Ця здатність в основному залежить від місця установки датчика зворотного зв'язку, швидкодії електроклапанів і їх конструктивною схемою.

У автомобільних електропневматичних приводах імпульсні і релейні системи використовуються найчастіше. Вони бувають з двофазним, трифазним і багатофазним законом регулювання. Двофазні мають дискретну вихідну величину типу вкл./вимк. (наприклад ШИМ).

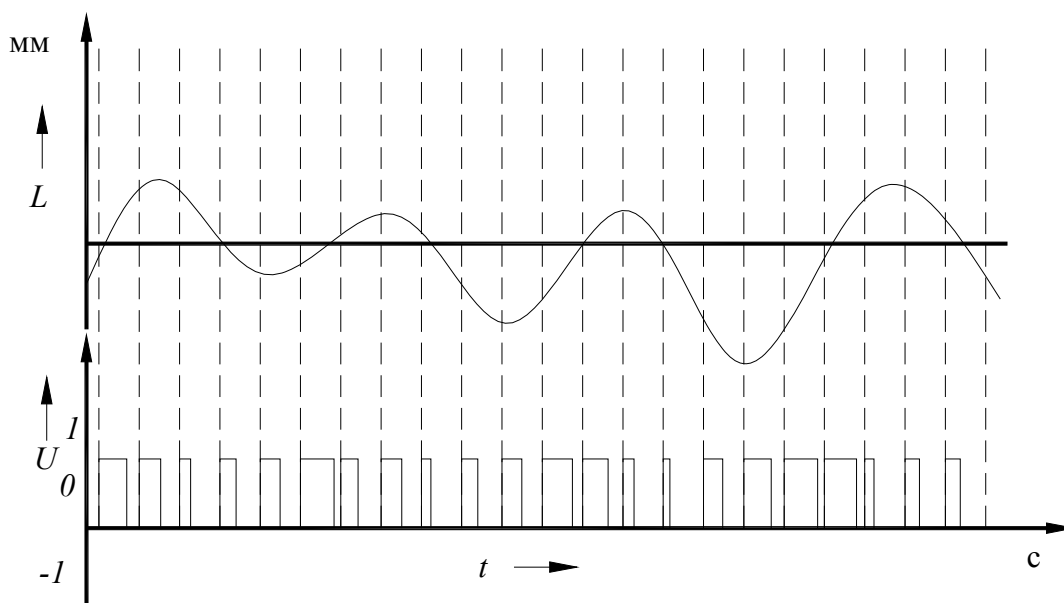


Рис.. 1.8. Широтно-імпульсна модуляція сигналу роз голосування.

Позиційний регулятор включає або вимикає електромагнітний клапан залежно від того, досягла або не досягла регульована величина заданого значення. Трифазні регулятори мають дискретну вихідну величину з двома точками перемикавання типу вкл./відкл. і зоною нечутливості. Багатофазні алгоритми забезпечують різний темп наростання або убутання регульованої величини.

При тривалому утримуванні педалі зчеплення у фіксованому положенні, в системах з імпульсним регулюванням, відбувається постійне циклічне перемикавання електромагнітних клапанів, що приводить до зменшення їх терміну служби, викликає додаткову витрату робочого тіла, а при значних коливаннях тиску в контурі погіршує комфортабельність руху. Порівняння двох способів регулювання показало, що електромагнітні клапани працюють по

широко-імпульсному алгоритму (рис. 1.8) спрацьовують в 4-5 разів частіше в порівнянні з релейним способом керування [5]. Це приводить до надмірної витрати робочого тіла.

З метою зменшення ризику появи перерегулювання іноді включають в алгоритм роботи системи, що коректують ланки, місцеві зворотні зв'язки. При роботі на раніше розглянутих алгоритмах керування можливе пере регулювання, крива 1 (рис. 1.9), оскільки у момент входу сигналу в зону нечутливості швидкість зміни переміщення має велику величину. Проте, при використанні місцевого зворотного зв'язку по першій похідній зміни регульованого переміщення з'являється можливість входити в зону нечутливості плавніше, з обмеженою величиною сигналу U_3 . Тому при спорожненні або робочому ході система штучно переводиться в режим витримки тиску в той момент, коли величина dU_d/dt перевищує задане порогове значення, крива 2 (рис. 1.9).

Робота електропневматичного приводу з таким алгоритмом керування розглянута в роботі Попова А.І. [4] При такому переривистому управлінні електромагнітними клапанами один тривалий імпульс наповнення (спорожнення) замінюється декількома короткими.

Непогані результати дають алгоритми роботи з асиметричною зоною нечутливості. Збільшення цієї зони спричиняє за собою зниження точності регулювання [4]. У роботі [5] розглядається два алгоритми забезпечення слідкуючої дії. За своєю суттю обидва алгоритми однакові і відрізняються тільки реалізацією.

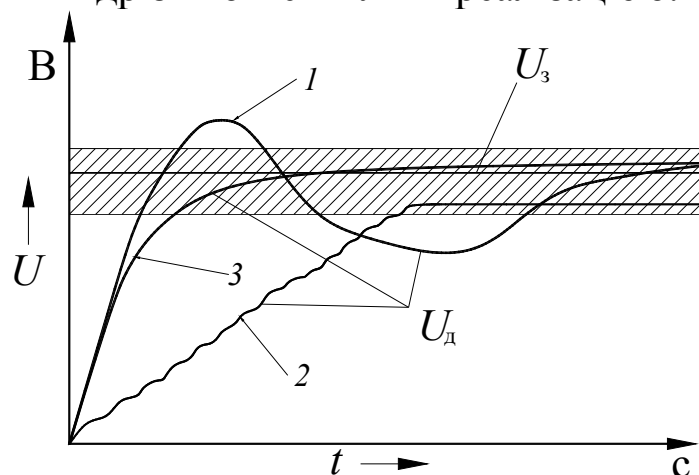


Рис. 1.9. Порівняння алгоритмів керування модуляцією тиску:
 1 – наповнення підсилювача з перерегулюванням; 2 – наповнення з місцевим зворотним зв'язком; 3 – аперіодичний процес наповнення, що має місце при аналоговому управлінні електроклапанами.

2. МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ПЕРЕМИКАННЯ ПЕРЕДАЧ У КОРОБЦІ ПЕРЕДАЧ ІЗ АВТОМАТИЗОВАНИМ ПЕРЕМИКАННЯМ

2.1. Математична модель перемикання передач

Для коробки передач автомобіля КамАЗ математичка модель враховує можливі перемикання синхронізаторів. Моделювання процесу переключення передач складається з декількох варіантів перемикання:

- перемикання передач у основній коробці без участі дільника;
- перемикання синхронізатора у дільнику без участі основної коробки передач;
- синхронне перемикання як у дільнику так і у коробці передач.
- Під час моделювання були введені наступні припущення:
 - вимкнення передач відбувається миттєво;
 - моделювання починається з моменту вимкнення попередньої передачі (з моменту роз'єднання синхронізатора та шестерні попередньої передачі);
 - динамічна стадія наростання зусилля на синхронізаторі відбувається за 0,15 с. згідно з експериментальними дослідженнями що проводились на кафедрі автомобілів.

Моделювання робочих процесів, що відбуваються під час перемикання передач можливо за наявності інформації про геометричні параметри шестерень та волів, моментів опору коченню у підшипниках та чисел зубів шестерень. Схема коробки передач із необхідними параметрами наведена на рис. 2.1.

Відповідно до розрахунків наведених у другому розділі у коробці існують режими перемикання передач у яких використовується синхронізатор у коробці передач, синхронізатор у дільнику та режими де обидва синхронізатора виконують перемикання передач. Розглянемо окремо ці режими перемикання.

Під час перемикання передач у коробці передач відбувається вирівнювання швидкостей обертання синхронізатора та шестерні на яку відбувається перемикання.

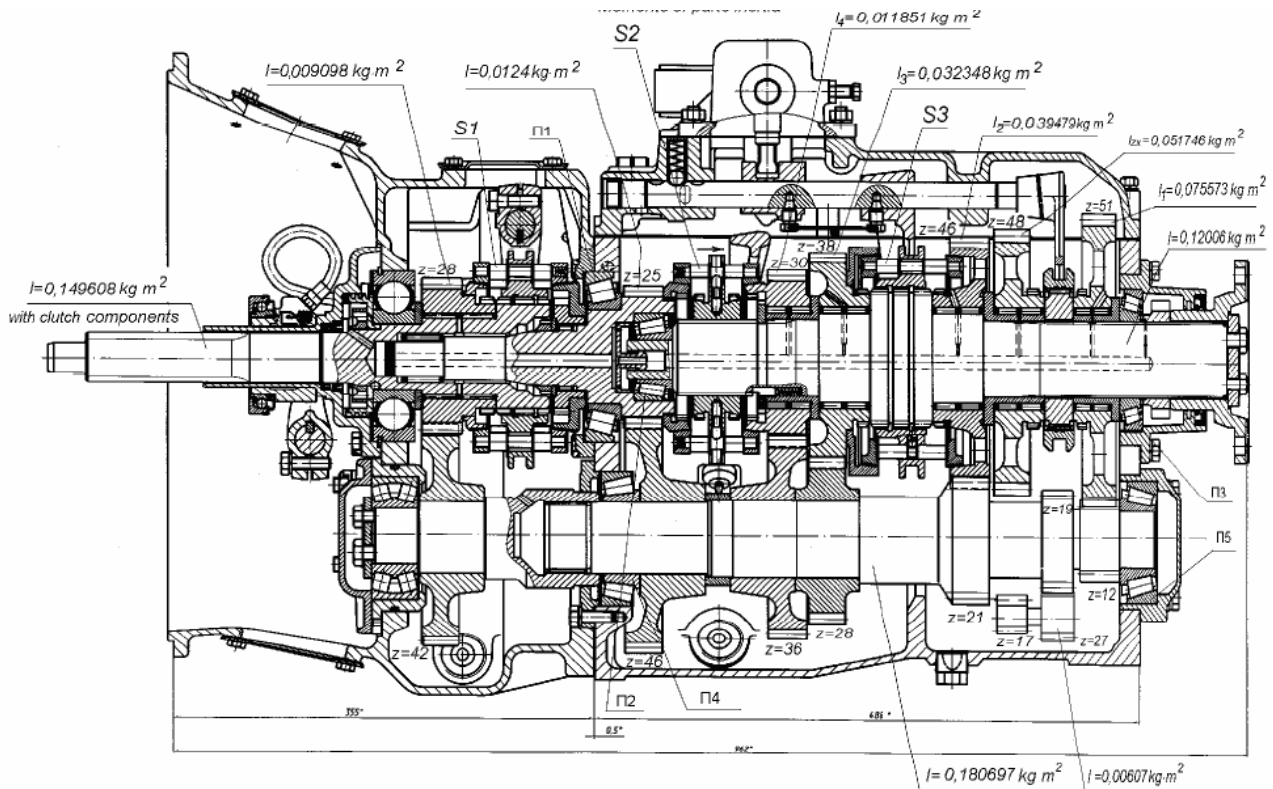


Рис. 2.1. Схема коробки передач із позначенням моментів інерції мас що обертаються.

Для ілюстрації процесів що відбуваються під час перемикання запишемо рівняння Лагранжа другого роду процесу перемикання передач у коробці передач у загальному вигляді.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial T}{\partial q} = - \frac{\partial \Pi}{\partial q} \quad (2.1)$$

Кінетична енергія обертання елементів коробки передач та поступового руху транспортного засобу запишеться у вигляді:

$$T = \frac{m_a \cdot V_a^2}{2} + \frac{J_{II} \cdot \omega_{II}^2}{2} \quad (2.2)$$

Зміна потенційної енергії:

$$\frac{\partial \Pi}{\partial q} = P_w + P_{\psi} \pm M_{\text{синхр}} \quad (2.3)$$

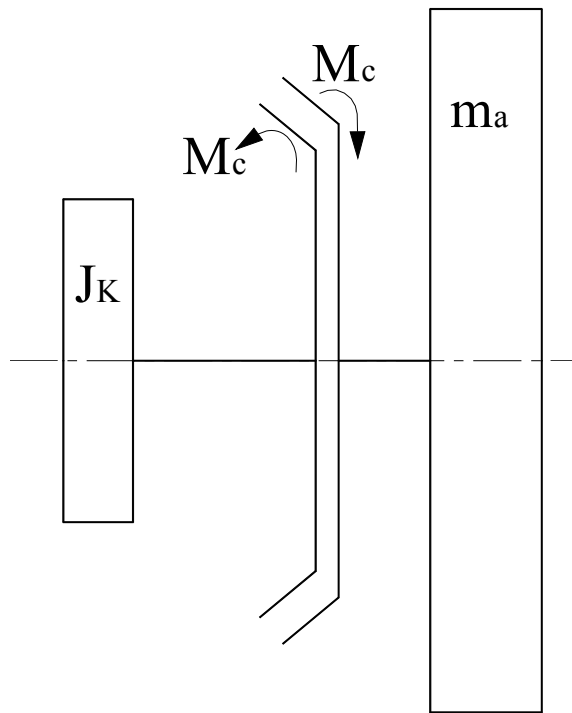


Рис. 2.2. Розрахункова схема перемикання основною коробкою.

На рисунку 2.2 позначені M_c – момент, який створює синхронізатор; m_a – маса що імітує інерцію автомобіля; J_K – момент інерції що імітує інерцію шестерень коробки передач.

Система рівнянь що описує процес включення передачі складається з двох структурних складових. Частина що описує обертання шестерень та валів коробки передач та частини що описує уповільнення транспортного засобу під час перемикання з однієї передачі на іншу. Зв'язуючи ланцюгом між двома частинами виступає момент що створюється синхронізатором. Система рівнянь має вигляд (3.4) в якому використано наступні позначення: j_x – уповільнення транспортного засобу, m/c^2 ; P_w – сила опору повітря, Н; $M_{\text{синхр}}$ – момент який створює синхронізатор, Н·м; $\omega_{\text{ш}}$ – кутова швидкість шестерні відповідної передачі, на яку відбувається перемикання, c^{-1} ; ω_{II} – кутова швидкість вторинного валу, c^{-1} ; J_{II} – момент інерції вторинного валу, $кг \cdot м^2$; ε_{II} – кутове прискорення вторинного валу, c^{-2} ; r_k – радіус колеса, м; u_0 – передавальне число головної передачі; ε_i – кутове прискорення i -тої шестерні коробки передач, c^{-2} ; $\varepsilon_{\text{ш}}$ – кутове прискорення шестерні коробки передач з якою зчіплюється синхронізатор, c^{-2} ; u_i – передавальне число від шестерні з якою зчіплюється

синхронізатор до і-тої шестерні; V_a – швидкість автомобіля, км/год; V_a^0 – початкова швидкість автомобіля, км/год; $\omega_{ш}^0$ – початкова кутова швидкість шестерні відповідної передачі, на яку відбувається перемикання, с-1; $u_{II \rightarrow ш}$ – передавальне число від вторинного валу до шестерні на яку відбувається перемикання під час включення попередньої передачі; $V_{крj}$ – критична швидкість на попередній включеній передачі, км/год; m_a – маса автомобіля, кг; J_i – момент інерції і-тої шестерні, кг·м²; $J_{ш}$ – момент інерції шестерні на яку відбувається перемикання, кг·м²; $M_{тр}$ – момент тертя підшипників коробки передач, Н·м.

$$\left\{ \begin{array}{l}
 j_x = \frac{-P_w - P_\psi + M_{\text{синхр}} \cdot \text{sign}(\omega_{ш} - \omega_{II}) \cdot \frac{u_0}{r_k} - J_{II} \cdot \varepsilon_{II}}{m_a} \\
 \varepsilon_{II} = \frac{j_x \cdot u_0}{r_k} \\
 \varepsilon_{ш} = \frac{-M_{\text{тр}} + M_{\text{синхр}} \cdot \text{sign}(\omega_{II} - \omega_{ш}) - \sum(J_i \cdot \varepsilon_i)}{J_{ш}} \\
 \varepsilon_i = \varepsilon_{ш} \cdot u_i \\
 \omega_{II} = \frac{V_a \cdot u_0}{r_k} \\
 \omega_{ш} = \int \varepsilon_{ш} dt \\
 \omega_{ш}^0 = \frac{V_a \cdot u_0}{r_k} \cdot u_{II \rightarrow ш} \\
 V_a^0 = V_{крj}
 \end{array} \right. \quad (3.4)$$

Позначення на рисунку 2.3 співпадають з позначеннями на рисунку 2.2. Додаткові позначення: $M_{сд}$ – момент, який створює синхронізатор дільника; J_K – момент інерції що імітує інерцію ведених дисків зчеплення.

Система рівнянь що описує процес синхронного перемикання передачі у коробці та у дільнику має вигляд (2.5).

В залежності (2.5) використані наступні позначення: $\varepsilon_{\text{сц}}$ – кутове прискорення ведених дисків зчеплення с^{-2} ; $J_{\text{сц}}$ – момент інерції ведених дисків, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; $\omega_{\text{сц}}$ – кутова швидкість ведених дисків зчеплення с^{-1} ; $\omega_{\text{шд}}$ – кутова швидкість ведених шестерні з якою зчіплюється синхронізатор дільника с^{-1} ; $M_{\text{синхрД}}$ – момент який створює синхронізатор дільника, $\text{Н}\cdot\text{м}$; $M_{\text{тр}}$ – момент тертя підшипників коробки передач, $\text{Н}\cdot\text{м}$; $\omega_{\text{сц}}^0$ – початкова кутова швидкість ведених дисків зчеплення с^{-1} ; $u_{\text{II} \rightarrow \text{сц}}$ – передавальне число від вторинного валу до ведених дисків зчеплення під час включення попередньої передачі.

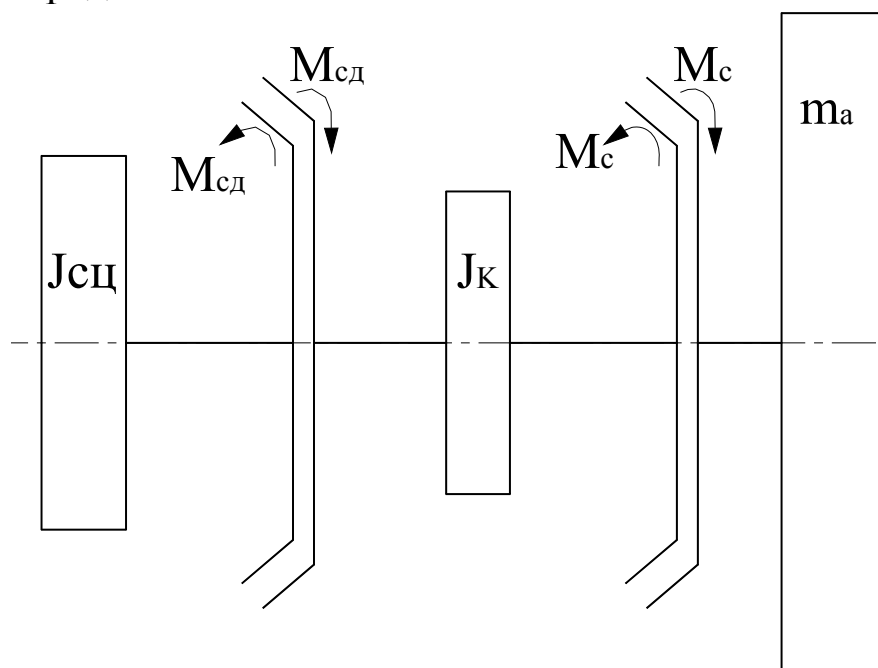


Рис. 2.3. Розрахункова схема синхронного перемикання у коробці та дільнику

З огляду на частоту використання передач та на допустиму питому роботу буксування для кожної передачі існує значення моменту, що створює синхронізатор, прийнятне для забезпечення необхідного часу служби синхронізатора. Значення допустимої роботи синхронізатора коливається від 0,5 до 0,2 $\text{МДж}/\text{м}^2$.

Більші значення відносяться до нижчих передач, а менші для вищих. Значення допустимого моменту на кожній передачі наведено у таблиці 2.1.

У ручному режимі водій прикладає до важеля перемикування передач не нормоване зусилля оскільки він прикладає до важеля приблизно однакове зусилля тому час синхронізації може відрізнятись як у більшу сторону так і в меншу. Таку ж картину можна спостерігати і при керуванні коробкою передач електропневматичним механізмом. Функціональна схема суттєво обмежує можливість регулювання зусилля на синхронізаторі оскільки для всіх передач використовується один силовий циліндр.

$$\left\{ \begin{array}{l}
 j_x = \frac{-P_w - P_\psi + M_{\text{синхр}} \cdot \text{sign}(\omega_{\text{ш}} - \omega_{\text{II}}) \cdot \frac{u_0}{r_k} - J_{\text{II}} \cdot \varepsilon_{\text{II}}}{m_a} \\
 \varepsilon_{\text{II}} = \frac{j_x \cdot u_0}{r_k} \\
 \varepsilon_{\text{ш}} = \frac{-M_{\text{тр}} + M_{\text{синхр}} \cdot \text{sign}(\omega_{\text{II}} - \omega_{\text{ш}}) - \sum (J_i \cdot \varepsilon_i) + M_{\text{синхрД}} \cdot \text{sign}(\omega_{\text{сц}} - \omega_{\text{шд}})}{J_{\text{ш}}} \\
 \varepsilon_i = \varepsilon_{\text{ш}} \cdot u_i \\
 \omega_{\text{II}} = \frac{V_a \cdot u_0}{r_k} \\
 \omega_{\text{ш}} = \int \varepsilon_{\text{ш}} dt \\
 \varepsilon_{\text{сц}} = \frac{-M_{\text{тр}} + M_{\text{синхрД}} \cdot \text{sign}(\omega_{\text{шд}} - \omega_{\text{сц}})}{J_{\text{сц}}} \\
 \omega_{\text{сц}} = \int \varepsilon_{\text{сц}} dt \\
 \omega_{\text{шд}} = \omega_{\text{ш}} \cdot u_i \\
 \omega_{\text{ш}}^0 = \frac{V_a \cdot u_0}{r_k} \cdot u_{\text{II} \rightarrow \text{ш}} \\
 V_a^0 = V_{\text{крj}} \\
 \omega_{\text{сц}}^0 = \frac{V_a^0 \cdot u_0}{r_k} \cdot u_{\text{II} \rightarrow \text{сц}}
 \end{array} \right. \quad (2.5)$$

Параметри синхронізаторів

Номер передачі	Середній радіус тертя, мм	Ширина кільця синхронізатора, мм	Момент тертя синхронізатора, Н·м	Зусилля перемикаччя, Н
Друга	92	17	137,2	1350,6
Третя	92	15	67,0	659,5
Четверта	65	15	42,4	417,4
П'ята	57	15	25,7	252,99
Нижча дільника	63	17	35,6	350,4
Вища дільника	63	17	35,6	350,4

Таким чином пневматичний циліндр може забезпечити два рівня зусилля на синхронізаторі. Як правило параметри силового циліндра обирають із міркувань забезпечення необхідного зусилля на нижчих передачах. У свою чергу вищі передачі знаходяться під дією занадто великої сили. Позитивною стороною цього стає зменшення часу синхронізації, а негативною скорочення терміну служби синхронізаторів. При використанні електромеханічного виконавчого механізму регулювання зусилля дуже просто відбувається за допомогою обмеження струму у обмотці електродвигуна.

Рішення системи рівнянь перемикаччя на вищі та на нижчі передачі проілюстровано відповідно на рис. 2.4 – 2.7. На рисунках зображений час синхронізації при використанні електромеханічного привода з обмеженням зусилля у рамках допустимої величини.

Під час перемикаччя передач разом із дільником моделювались два варіанти роботи. Одночасне вимикання передач та перемикаччя передачі у коробці послідовно після переключення ступені у дільнику. Інтервал між початком включення 0,35с. (рис. 2.6).

Другий варіант одночасне перемикаччя передач у коробці та дільнику (рис. 2.7).

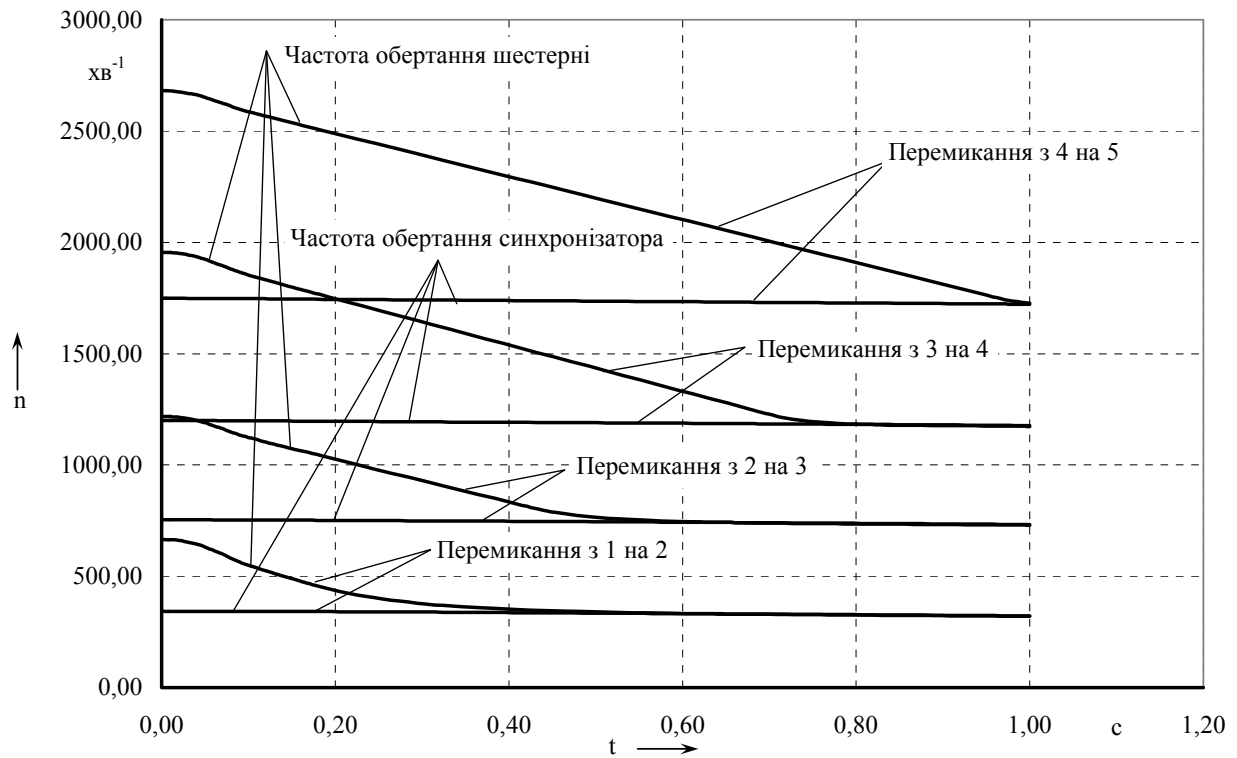


Рис. 2.4. Робочій процес перемикання з нижчої передачі на вищу

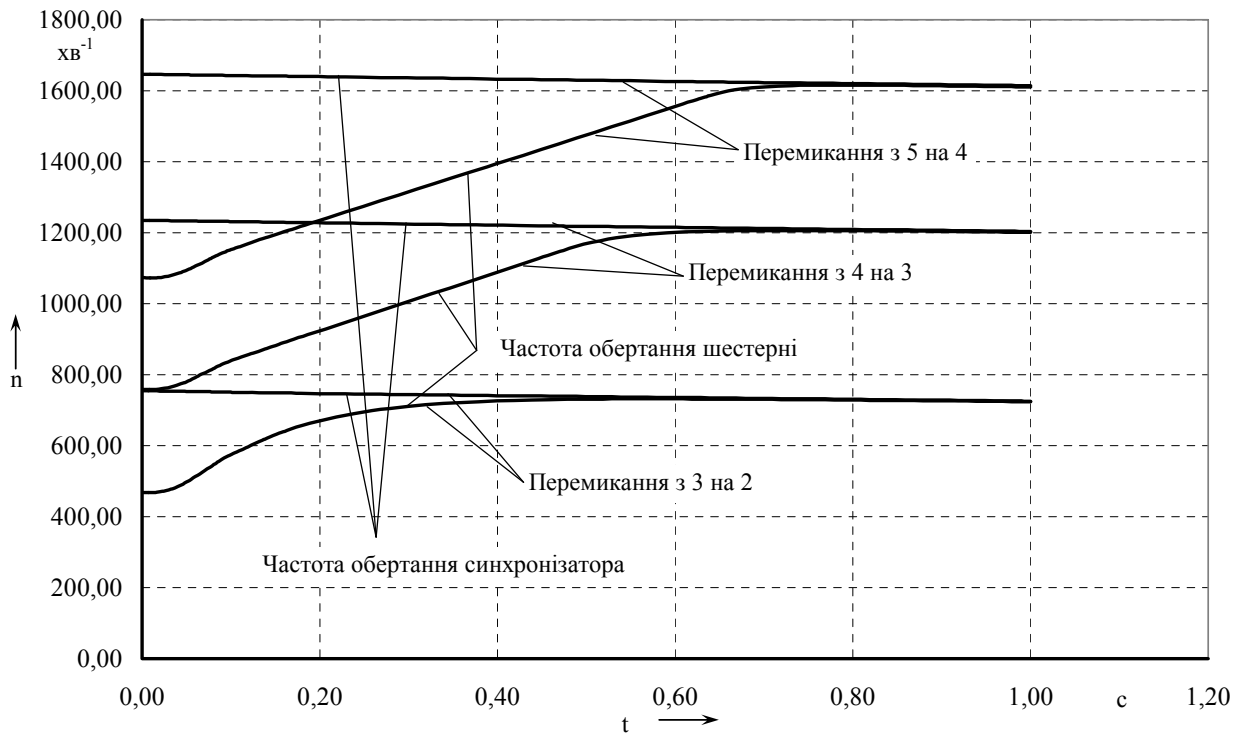


Рис. 2.5. Робочій процес перемикання з вищої передачі на нижчу

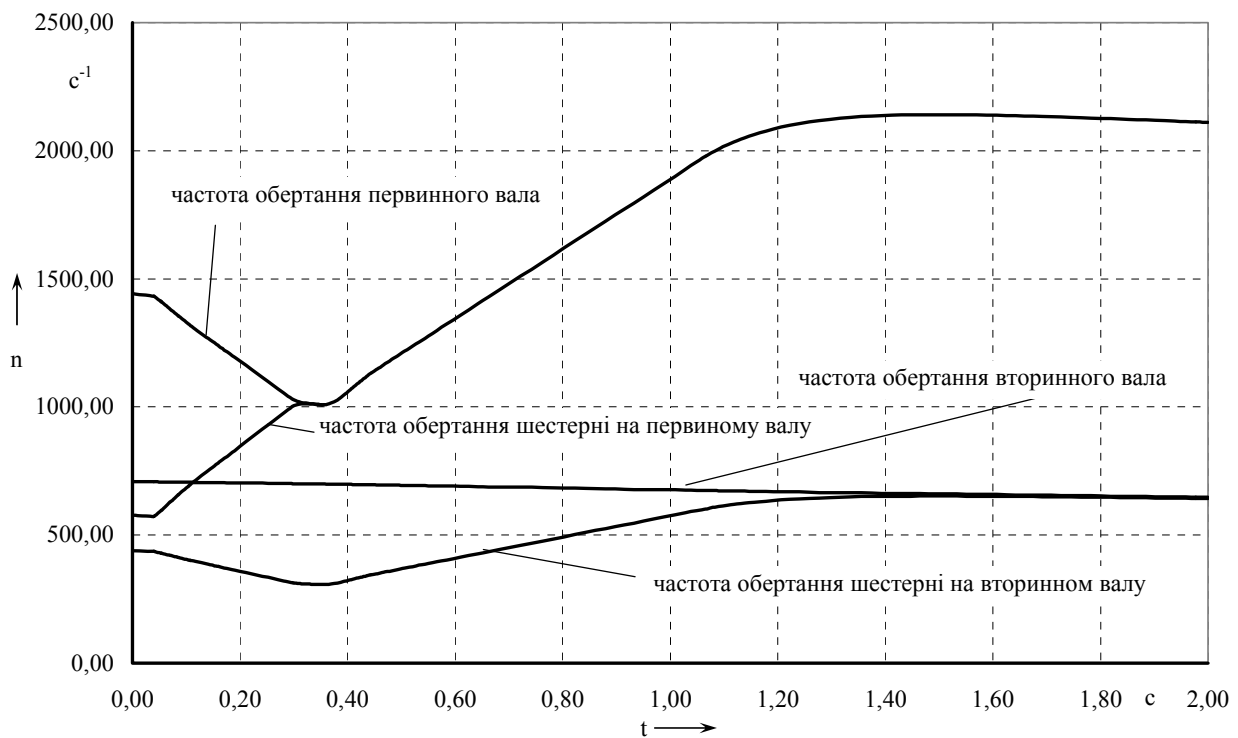


Рис. 2.6. Робочий процес перемикачням у дільнику та послідовним перемикачням з вищої передачі на нижчу у коробці передач

Із аналізу робочих процесів перемикачння передач у двох режимах помітно що час повного перемикачння передач мало відрізняється один від одного.

Час повного перемикачння із врахуванням вимкнення та вмикання зчеплення, вимкнення передачі та переходу через нейтральне положення може складати 1,5 – 2 с. За цей час швидкість автомобіля зменшується пропорційно опору тиску та дорожньому опору. Зменшення часу синхронізації за рахунок зміни моменту інерції системи зв'язаної із проміжним валом для його розгону призводить до збільшення часу синхронізації оскільки початковий момент інерції занадто великий (рис. 2.7).

Одним із найбільш простих та дієвих способів зменшити час синхронізації є збільшення зусилля на синхронізаторі. Одночасно, щоб зберегти ресурс синхронізатора, необхідно збільшити площу тертя завдяки чому зменшується питома робота буксування. Робота, що витрачається на вирівнювання кутових швидкостей (поглинання кінетичної енергії обертаючих ся деталей) дорівнює:

$$L_c = 0,5 \cdot J_n \cdot (\omega_{i+1} - \omega_i)^2 \quad (2.6)$$

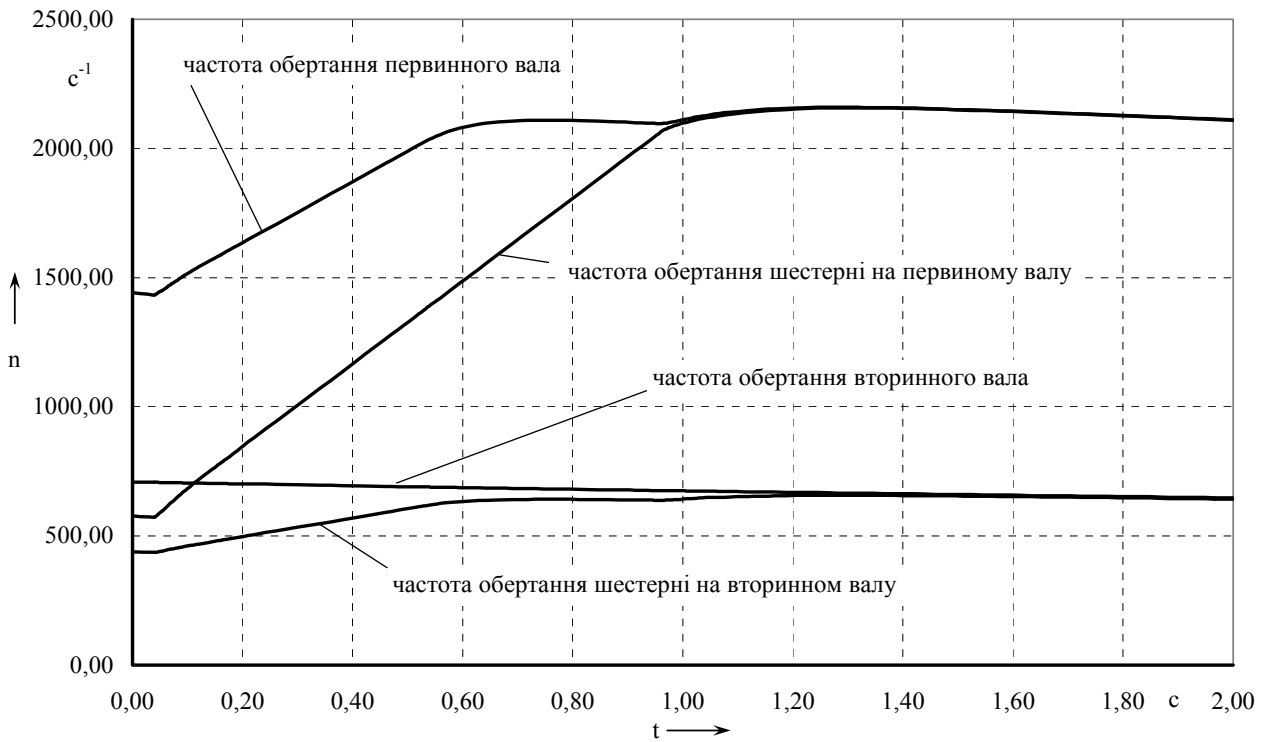


Рис. 2.7. Робочій процес перемикання з вищої передачі на нижчу і одночасним перемиканням у дільнику

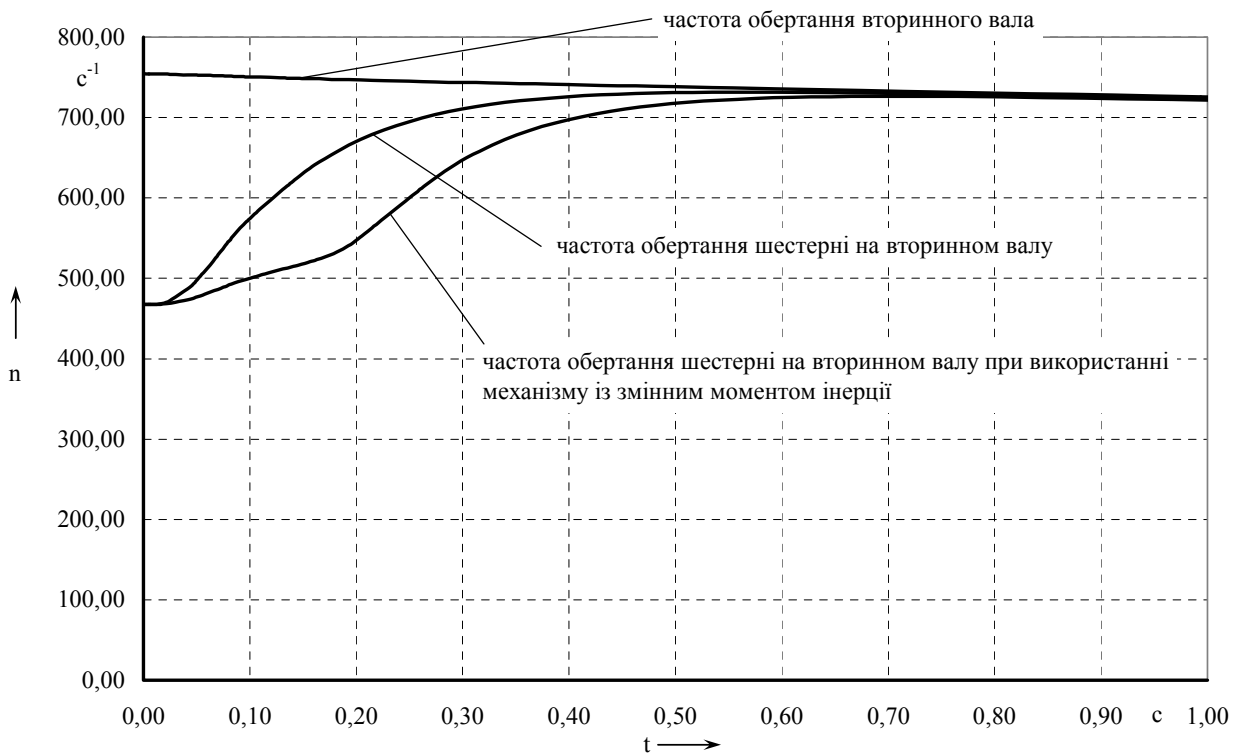


Рис. 2.8. Робочій процес перемикання передач із застосуванням маси зі змінним моментом інерції

Виходячи з рівняння (2.6) можна заключити що робота буксування синхронізатора не залежить від часу синхронізації.

Питома робота тертя, за величиною якої оцінюють працездатність синхронізатора визначається:

$$l_c = \frac{L_c}{A_a} \leq [l_c] \quad (2.7)$$

2.2. Математична модель роботи електропневматичного механізму управління зчепленням.

Описаний в розділі 1 електропневматичний привід зчеплення працює за релейним принципом. Розрахунок динаміки електропневматичного приводу зчеплення, що працює по релейному закону, не можливо провести без розрахунку динаміки спрацьовування електромагнітних клапанів. Число і величина ступенів перехідного процесу наповнення циліндра ЕППЗ залежить від декількох чинників. До них відносяться: положення педалі зчеплення, швидкість її переміщення, перепад тиску між ресивером і циліндром ЕППЗ, тип алгоритму управління, а також місце установки датчика зворотного зв'язку (ЗЗ). Із-за опору трубопроводів тиск в трубопроводі, що підводить, знижується за рахунок наповнення циліндра. Після закриття впускного клапана тиск повітря починає вирівнюватися по довжині трубопроводу і об'єму циліндра ЕППЗ. Позначимо характерні параметри кожного об'єму розрахункової схеми одного контура ЕПТП (рис. 1.2).

Кожному тиску, температурі і об'єму привласнимо індекси, відповідні розрахунковим ємкостям. До них також відносяться об'єми трубопроводів, що сполучають ресивер ЕППЗ, а також циліндр ЕППЗ. Датчик ЗЗ встановлений на штоку ЕППЗ. У з'єднанні кожного трубопроводу з апаратом є місцевий гідравлічний опір, який характеризується ефективною площею (добуток коефіцієнта витрати і площі прохідного перетину) [11, 6, 12].

Управління тиском в порожнині циліндра здійснюється за допомогою двох позиційних електромагнітних клапанів.

Зміна тиску повітря в циліндрі ЕППЗ описується рівняннями (2.8) і (2.9). Зміна об'єму порожнині циліндра відбувається в результаті переміщення поршня що підкоряється закону Ньютона.

В рівняннях (2.8) та (2.9) використано наступні позначення:
 k – показник адіабати; R - універсальна газова стала;

T_1 - температура перед входом в циліндр зчеплення; $G_{\text{тк}}$ - витрата повітря при наповненні і спорожненні циліндра зчеплення; $T_{\text{тк}}$ - температура повітря в циліндрі зчеплення; $V_{\text{тк}}$ - об'єм циліндра зчеплення; $p_{\text{тк}}$ - тиск повітря в циліндрі зчеплення; p_1 - тиск повітря в трубопроводі перед циліндром зчеплення; $\phi(Y_{\text{тк}})$ - функція витрати при наповненні циліндра зчеплення; $\phi(Z_{\text{тк}})$ - функція витрати при спорожненні циліндра зчеплення; K - визначається по формулі (2.11); $V_{0\text{тк}}$ - початковий об'єм циліндра зчеплення; $dV_{\text{тк}}(h_{\text{ш}})$ - зміна об'єму циліндра зчеплення залежно від ходу штока; $\phi(Y_{\text{вп}})$, $\phi(Z_{\text{вп}})$ - функція витрати для підсилювальної порожнини впускного клапана модулятора при її наповненні і спорожненні відповідно; $\phi(Y_{\text{вып}})$, $\phi(Z_{\text{вып}})$ - функція витрати для підсилювальної порожнини впускного клапана модулятора при її наповненні і спорожненні відповідно; $dV_{\text{вп}}(h_{\text{м}})$ - зміна об'єму підсилювальної порожнини залежно від ходу мембрани..

Системами рівнянь (2.8 і 2.9) описується одно направлений перебіг повітря по каналах модулятора.

Залежність, що зв'язує коефіцієнт опору і коефіцієнт витрати, отримана Е.В. Герц [6, 7], має вигляд:

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta}}, \quad (2.10)$$

де μ - коефіцієнт витрати; ζ - коефіцієнт опору.

$$K = \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k - 1}}. \quad (2.11)$$

Аналіз роботи ЕППЗ найточніше можна виконати, вирішуючи спільно рівняння газової та електродинаміки. Від швидкодії електромагнітного клапана (рис. 2.9) залежить час запізнювання і якість роботи всієї системи. Розрахунок робочого процесу електромагніту дозволяє визначити положення його якоря у будь-який момент часу, що дає можливість відстежити ступінь відкриття мембранних клапанів модулятора тиску не тільки при подачі постійного сигналу на електромагніти, але і при використанні широтно-імпульсної модуляції електромагніту.

$$\left\{ \begin{aligned}
& kR [T_M G_{ВП} - T_{ВП} G_{ВПa}] dt = V_{ВП} dp_{ВП} + k p_{ВП} dV_{ВП} (h_M) \\
& kR [T_M G_{ВЫП} - T_{ВЫП} G_{ВЫПа}] dt = V_{ВЫП} dp_{ВЫП} + k p_{ВЫП} dV_{ВЫП} \\
& G_{ВП} = K f_{ВП} p_M \sqrt{\frac{1}{RT_M}} \varphi(Y_{ВП}) \\
& G_{ВПa} = K f_{ВПa} p_{ВП} \sqrt{\frac{1}{RT_{ВП}}} \varphi(Z_{ВП}) \\
& G_{ВЫП} = K f_{ВЫП} p_M \sqrt{\frac{1}{RT_M}} \varphi(Y_{ВЫП}) \\
& G_{ВЫПа} = K f_{ВЫПа} p_{ВЫП} \sqrt{\frac{1}{RT_{ВЫП}}} \varphi(Z_{ВЫП}) \\
& f_{ВП} = \frac{\pi \cdot d_{ВП} \cdot \delta_{ВП}}{\sqrt{1 + \zeta_{ВП}}} \\
& f_{ВПa} = \frac{\pi \cdot d_{ВПa} \cdot (\delta_0 - \delta_{ВП})}{\sqrt{1 + \zeta_{ВПa}}} \\
& f_{ВЫП} = \frac{\pi \cdot d_{ВЫП} \cdot \delta_{ВЫП}}{\sqrt{1 + \zeta_{ВЫП}}} \\
& f_{ВЫПа} = \frac{\pi \cdot d_{ВЫПа} \cdot (\delta_0 - \delta_{ВЫП})}{\sqrt{1 + \zeta_{ВЫПа}}} \\
& T_{ВЫП} = T_0 \cdot \left(\frac{p_{ВЫП}}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \\
& T_M = T_0 \cdot \left(\frac{p_M}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}}
\end{aligned} \right. \quad (2.8)$$

$$\left\{ \begin{aligned}
& \text{если } \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} < \frac{p_a}{p_{ВП}} < 1 \text{ то } \varphi(Z_{ВП}) = \sqrt{\left(\frac{p_a}{p_{ВП}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_a}{p_{ВП}} \right)^{\frac{k+1}{k}}} \text{ иначе } \varphi(Z_{ВП}) = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{k-1}{k+1}} \\
& \text{если } \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} < \frac{p_{ВП}}{p_M} < 1 \text{ то } \varphi(Y_{ВП}) = \sqrt{\left(\frac{p_{ВП}}{p_M} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{ВП}}{p_M} \right)^{\frac{k+1}{k}}} \text{ иначе } \varphi(Y_{ВП}) = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{k-1}{k+1}} \\
& \text{если } \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} < \frac{p_{ВЫП}}{p_M} < 1 \text{ то } \varphi(Y_{ВЫП}) = \sqrt{\left(\frac{p_{ВЫП}}{p_M} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{ВЫП}}{p_M} \right)^{\frac{k+1}{k}}} \text{ иначе } \varphi(Y_{ВЫП}) = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{k-1}{k+1}} \\
& \text{если } \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} < \frac{p_a}{p_{ВЫП}} < 1 \text{ то } \varphi(Z_{ВЫП}) = \sqrt{\left(\frac{p_a}{p_{ВЫП}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_a}{p_{ВЫП}} \right)^{\frac{k+1}{k}}} \text{ иначе } \varphi(Z_{ВЫП}) = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{k-1}{k+1}}
\end{aligned} \right. , \quad (2.9)$$

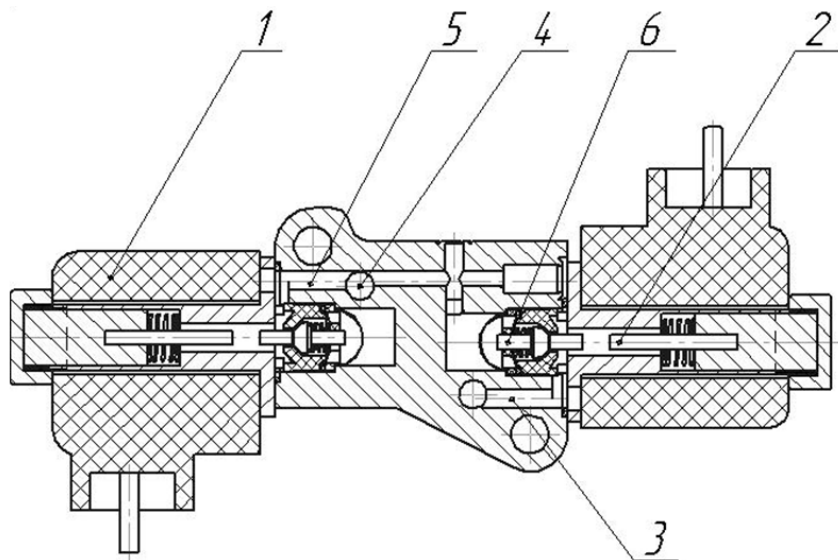


Рис. 2.9. Електромагнітний клапан

- 1 – обмотка електромагніту; 2 – якір; 3 – канал пов'язаний з атмосферою;
 4 – канал пов'язаний з підсилювальною порожниною;
 5 – канал пов'язаний з ресивером; 6 – клапан.

Для управління модулятором тиску в електропневматичному приводі використовуються два електромагніти італійської фірми SAMOZZI. Напруга живлення $U = 24 \text{ В}$.

Умовний діаметр складає $D_y = 3 \text{ мм}$, а робочий зазор $0,8 \text{ мм}$. При цьому час спрацювання знаходиться в межах $0,1 - 0,12 \text{ с}$. Споживана потужність $13,2 \text{ Вт}$, по тепловому навантаженню електромагніт допускає постійне включення.

Опис робочого циклу електромагніту постійного струму базується на вирішенні початкових диференціальних рівнянь електродинаміки [8, 9, 10], записаних з урахуванням активного опору і протидіючої сили.

$$\begin{cases} \frac{d\Phi}{dt} = \frac{U}{n} - i \cdot \frac{R_a}{n} \\ m \frac{d^2x}{dt^2} = k \cdot \Phi^2 - P_{\text{пр}}(x), \\ i = \frac{2 \cdot k_c}{n} \cdot \Phi \cdot (\delta_0 - x) \end{cases} \quad (2.12)$$

де Φ – магнітний потік, Вб; x – переміщення якоря, м;
 U – напруга, В; n - число витків в обмотці електромагніту;

R_a – опір, Ом; i - поточне значення струму, А; m – маса рухомих частин, кг; $P_{\text{пр}}$ – сила протидії, Н; δ_0 - початковий робочий зазор, м; k_c – постійна, залежна від конфігурації магнітного ланцюга електромагніту.

Для електромагніту, даного типу, цей коефіцієнт визначається по залежності (2.13). [10]

$$k_c = \frac{1}{2 \cdot \mu_0 \cdot S} . \quad (2.13)$$

Граничні умови для вирішення даної системи рівнянь наступні. У момент часу $t=0$ з, переміщення якоря $x=0$ м., магнітний потік отримаємо, вирішуючи рівняння (2.14), і враховуючи, що в початковий момент часу А

$$\Phi = \frac{U}{n} \cdot t + \Phi_0 , \quad (2.14)$$

де Φ_0 - магнітний потік у момент початку руху якоря, Вб.

Він визначається величиною протидіючої сили.

$$\Phi_0 = \sqrt{\frac{P_{\text{пр}}(\delta_0)}{k}} . \quad (2.15)$$

При, швидкість переміщення якоря також стає рівною нулю, а струм приймає сталі значення.

Остаточно система рівнянь описує робочий процес електромагніту матиме вигляд:

$$\begin{cases} \frac{d\Phi}{dt} = \frac{U}{n} - \frac{2 \cdot R_a \cdot k \cdot \delta_0}{n^2} \cdot \Phi + \frac{2 \cdot R_a \cdot k}{n^2} \cdot \Phi \cdot x \\ \frac{d^2x}{dt^2} = \frac{k}{m} \cdot \Phi^2 - \frac{P_{\text{пр}}(x)}{m} \end{cases} . \quad (2.16)$$

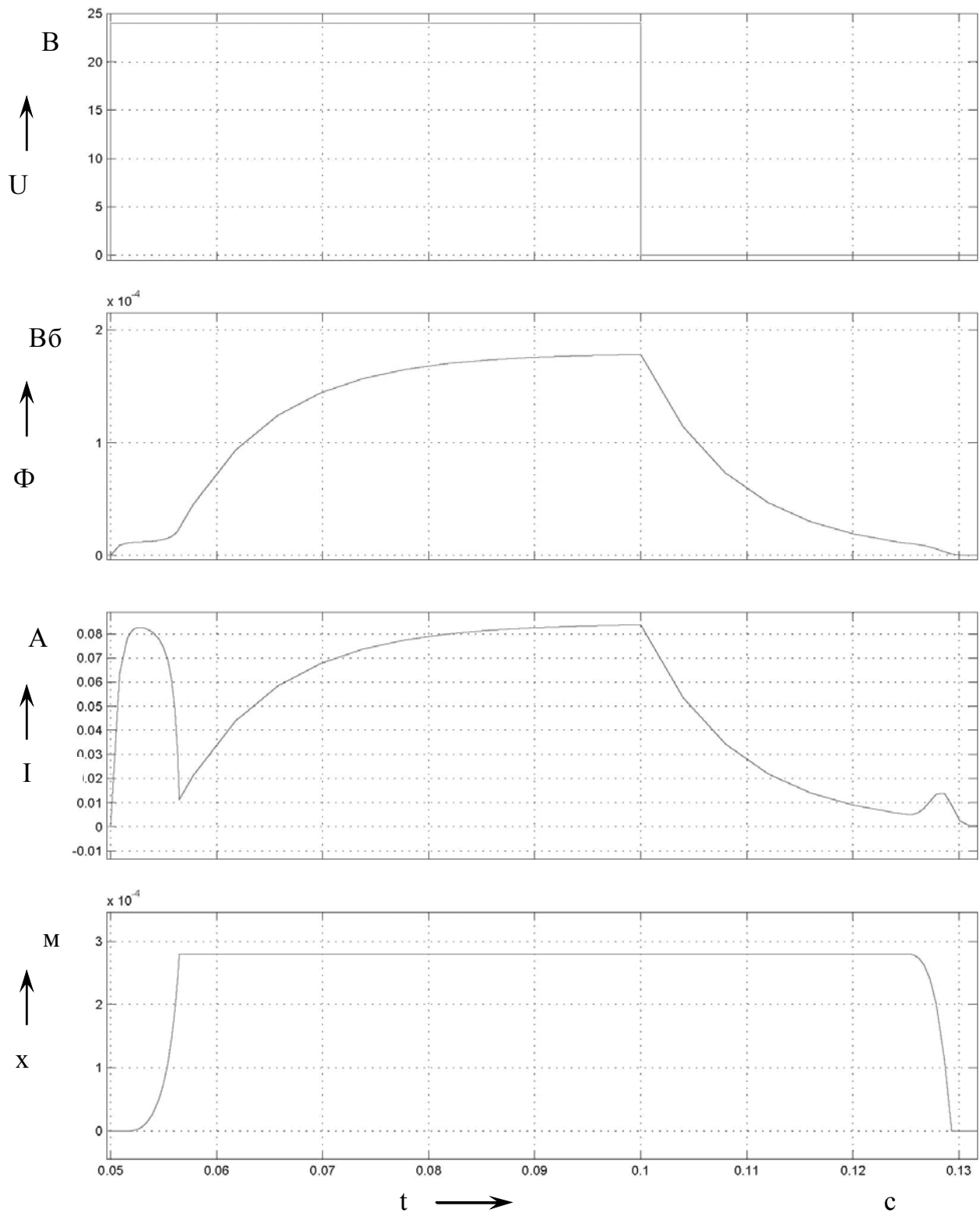


Рис. 2.10. Робочий цикл руху якоря електромагніту
 U – зміна напруги в часі, В; Φ – зміна магнітного потоку, Вб;
 I – зміна струму в обмотці електромагнітного клапана, А;
 X – переміщення якоря електромагніту, м.

Перше рівняння характеризує процеси, що відбуваються в обмотці електромагніту постійного струму при створенні магнітного потоку, що викликає рух якоря.

Друге рівняння описує характер руху якоря залежно від зміни магнітного потоку, типу електромагніту і сил протидії.

Рівняння, що описують зміну прохідних перетинів впускного і випускного клапанів (2.17), ідентичні як для впускних так і випускних електромагнітів.

$$\left\{ \begin{array}{l} f_{\text{вп}} = \frac{\pi \cdot d_3 \cdot x}{\sqrt{1 + \zeta_{\text{вп}}}} \\ f_{\text{впа}} = \frac{\pi \cdot d_3 \cdot (\delta_0 - x)}{\sqrt{1 + \zeta_{\text{впа}}}} \end{array} \right. , \quad (2.17)$$

де, $\zeta_{\text{вп}}$, $\zeta_{\text{впа}}$ - коефіцієнти опору електромагнітного клапана на впускання в підсилювальну порожнину і випуск з неї в атмосферу відповідно; d_3 - умовний діаметр отвору електромагнітного клапана.

Вирішення системи рівнянь (2.17) узгоджується з експериментальними даними, отриманими в роботах інших авторів [8, 9, 10] і представлено на рис. 2.10. Зміна величини струму в обмотці електромагніту відповідає моменту переміщення якоря. Потім йде насичення котушки по магнітному потоку і силі струму таке ж, як у соленоїда, оскільки сердечник нерухомий і відповідає його фізичній моделі.

3 СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ ЗЧЕПЛЕННЯМ.

3.1. Основні принципи автоматизації керування зчепленням.

Залежно від необхідних умов руху автомобіля зчеплення повинно забезпечувати можливість отримання наступних режимів передачі ним моменту M_C від двигуна до трансмісії:

- повне роз'єднання валів двигуна і коробки передач, чому відповідає умова $M_C = 0$;

- передача моменту від двигуна до коробки передач при рівності частот обертання ведучого і веденого елементів зчеплення (режим його блокування), що можливо лише за умови $M_C > M_K$, де M_K - крутний момент двигуна;

- передача зчепленням моменту при нерівності частот обертання його ведучого і веденого елементів (режим пробуксовки зчеплення), що має місце у випадку $M_K > M_C$.

Для з'ясування вимог до систем автоматичного керування зчепленням розглянемо, які дії робить водій, керуючи неавтоматичним зчепленням.

Перед початком руху автомобіля водій повинен включити ту чи іншу передачу в коробці передач. При працюючому двигуні для цього необхідно попередньо повністю вимкнути зчеплення. Далі для рушання автомобіля з місця водій повинен одночасно натиснути на педаль подачі палива і поступово відпустити педаль керування зчепленням. При правильно узгодженому впливі на ці педалі одночасно зростають частота обертання колінчастого валу і момент M_C , який передається зчепленням.

Після того як момент M_C перевищить момент M_Y опору руху (приведений до колінчастого валу двигуна), автомобіль рушить з місця. Зі збільшенням моменту M_C буде зростати частота обертання n_C веденого елемента зчеплення і відповідно збільшуватися швидкість руху автомобіля.

Коли в процесі розгону автомобіля водій повністю відпускає педаль керування зчепленням, момент M_C збільшується до

максимального значення $M_{C_{\max}}$, що перевищує максимальний крутний момент $M_{K_{\max}}$ двигуна. У результаті цього зчеплення блокується, тобто частоти обертання n_K і n_C стають однаковими.

Таким чином, в процесі рушання автомобіля з місця і подальшого його розгону в міру збільшення частоти обертання колінчастого валу n_K поступово зростає момент M_C , переданий зчепленням, від нуля до максимального значення.

Характер залежності $M_C = f(n_K)$ при неавтоматичному управлінні зчепленням визначається темпом натискання водієм на педаль керування зчепленням:

- при повільному відпусканні водієм педалі управління зчепленням зважаючи на швидке підвищення частоти обертання колінчастого валу ще в початковій стадії процесу розгону (тобто при нерівності n_K і n_C) двигун працює в зоні високих частот обертання, чому відповідає його високий крутний момент. У результаті забезпечуються високі тягово-швидкісні якості автомобіля, але поряд з цим збільшується робота буксування зчеплення, що негативно позначається на ресурсі його вузлів;

- при швидкому відпусканні водієм педалі управління зчепленням внаслідок повільного розгону колінчастого валу двигун в початковій стадії розгону розвиває відносно невеликий крутний момент, що негативно позначається на тягово-швидкісних якостях автомобіля. Разом з тим, для даного режиму роботи зчеплення характерна невелика робота його буксування, що забезпечує сприятливий температурний режим і мінімальний знос фрикційних елементів зчеплення.

Відома велика кількість різних систем автоматичного регулювання моменту, який передається зчепленням, в залежності від тих чи інших параметрів. Проте в даний час переважно застосовуються системи автоматики, що забезпечують підвищення моменту M_C зі збільшенням частоти обертання колінчастого валу n_K . Саме за таким законом кваліфікований водій регулює момент M_C при неавтоматичному управлінні зчепленням. Якщо в автомобілі застосовано зчеплення з неавтоматичним управлінням, то водій залежно від умов експлуатації автомобіля може на свій розсуд вибрати такий темп включення зчеплення, який для даних умов забезпечує як оптимальні умови роботи самого зчеплення, так і

найкращий режим руху автомобіля. У випадку ж застосування автоматичного зчеплення практично неможливо для всіх умов експлуатації автомобіля забезпечити оптимальний режим роботи зчеплення. Тому при створенні систем автоматичного керування зчепленням залежність $M_C = f(n_K)$ доводиться вибирати, виходячи з компромісу щодо вимог забезпечення високих тягово-швидкісних якостей автомобіля і мінімальної роботи буксування зчеплення.

Вплив характеру залежності $M_C = f(n_K)$ на режими спільної роботи двигуна і зчеплення показано на рис. 3.1, де наведено три такі залежності (криві 1, 2, 3), що мають різний нахил, і зовнішня характеристика двигуна $M_K = f(n_K)$ (n_K) (крива 4).

Залежність $M_C = f(n_K)$ (крива 1) перетинає характеристику $M_K = f(n_K)$ в точці з координатами $n_K = n_{K_{\max}}$ і $M_K = M_{K_{\max}}$. Це означає, що в початковий період розгону, коли зчеплення ще працює з пробуксовкою, колінчастий вал може розігнатися до частоти обертання $n_K = n_{K_{\max}}$, при якій двигун розвиває максимальний момент. При цьому забезпечуються найкращі тягово-швидкісні якості автомобіля, але одночасно зростає робота буксування зчеплення, оскільки частота обертання $n_{K_{\max}}$ зазвичай складає не менше 3000 хв^{-1} .

Прямо протилежні результати виходять при залежності $M_C = f(n_K)$, що відповідає кривій 3. Перетин цієї залежності з кривою $M_K = f(n_K)$, відбувається при значенні $n_K = n_Y$, яке являє собою мінімально стійку частоту обертання колінчастого вала при роботі двигуна на зовнішній характеристиці (тобто за повної подачею палива).

У даному випадку зчеплення пробуксовує тільки при значеннях $n_K < n_Y$, що забезпечує значне зменшення роботи буксування зчеплення. Але одночасно помітно погіршуються тягово-швидкісні якості автомобіля, оскільки момент M_Y істотно менше моменту $M_{K_{\max}}$. Тому при проектуванні систем автоматичного керування зчепленням залежність $M_C = f(n_K)$ зазвичай вибирають таким чином, щоб її перетин із зовнішньою характеристикою двигуна $M_K = f(n_K)$ відповідало значенню $n_K = n_{II}$, для якого $M_K = (0,9 - 0,95) M_{K_{\max}}$.

На рис. 3.1 наведена залежність $M_C = f(n_K)$ зображена кривою 2.

Такий її вибір забезпечує отримання як прийнятних тягово-швидкісних якостей автомобіля, так і відносно невеликої роботи буксування зчеплення. При деякому ускладненні апарату системи керування зчепленням можна отримати не одну, а кілька різних залежностей $M_C = f(n_K)$. У цьому випадку поліпшуються показники автомобіля, обладнаного автоматично діючим зчепленням.

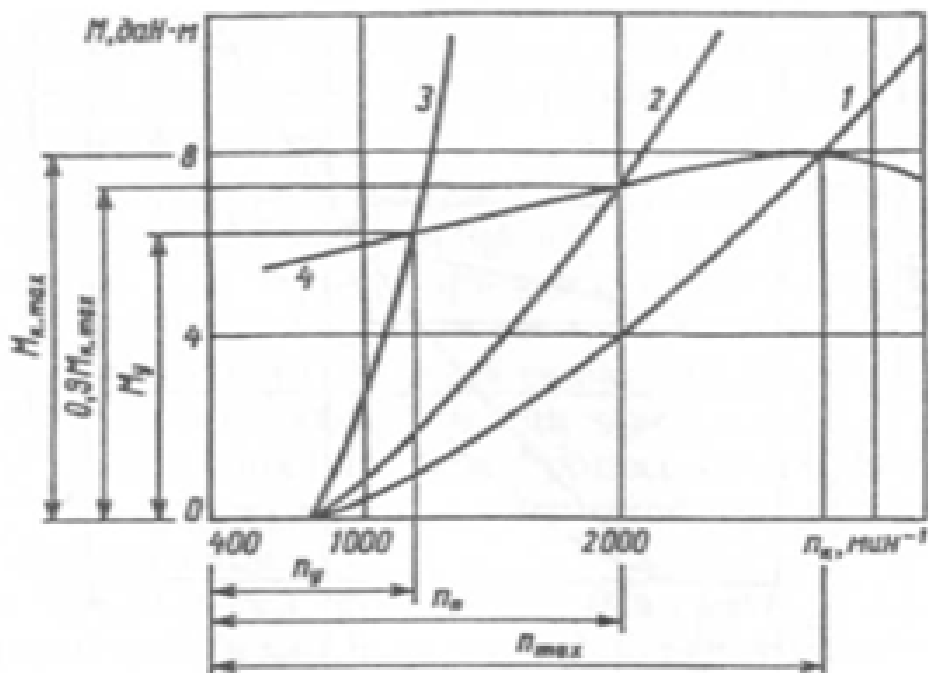


Рис. 3.1. Вплив залежності $M_C = f(n_K)$ на режими спільної роботи двигуна та автоматично керованого зчеплення

Так, якщо при включенні в коробці передач нижчої передачі система управління формує залежності $M_C = f(n_K)$, відповідні кривим 1 або 2, а при включенні вищих передач - кривій 3, то це дозволяє отримати в процесі розгону автомобіля на нижчій передачі необхідні високі тягово-швидкісні якості, а після переходу на вищі передачі - звести до мінімуму роботу буксування зчеплення.

В умовах реальної експлуатації автомобіля, що характеризується багаторазово повторюваними збільшеннями та зменшеннями частоти обертання n_K , істотне зменшення тривалості роботи зчеплення з пробуксовкою може бути отримано в разі застосування залежності $M_C = f(n_K)$, зображеної на рис. 3.2 суцільними лініями.

При збільшенні частоти обертання n_K від значення $n_{X.X}$ (режим

холостого ходу двигуна) до $n_K = n_B$, при якому відбувається блокування зчеплення, зміна моменту M_C відповідає ділянці 1-2 характеристики $M_C = f(n_K)$. Після того, як частота обертання n_K збільшується до значення n_B , момент M_C зчеплення стрибкоподібно зростає до значення $M_{C\text{MAX}}$ (ділянка 2-3) і залишається незмінним до тих пір, поки частота обертання n_K знову не зменшиться до n_Y , при якій ще можлива стійка робота двигуна на його зовнішній характеристиці - ділянку 3 - 4 залежності $M_C = f(n_K)$.

Таким чином, якщо в процесі розгону автомобіля частота обертання n_K зростає до значення n_B , при якому сталося блокування зчеплення, то подальше зменшення n_K аж до значення n_Y не призведе до його розблокування, тобто буде виключена робота зчеплення з пробуксовкою і тільки при $n_K < n_Y$ знову відбудеться стрибкоподібне, але вже зменшення моменту M_C (лінія 5) до значення, що визначається ділянкою 1-2 залежності $M_C = f(n_K)$

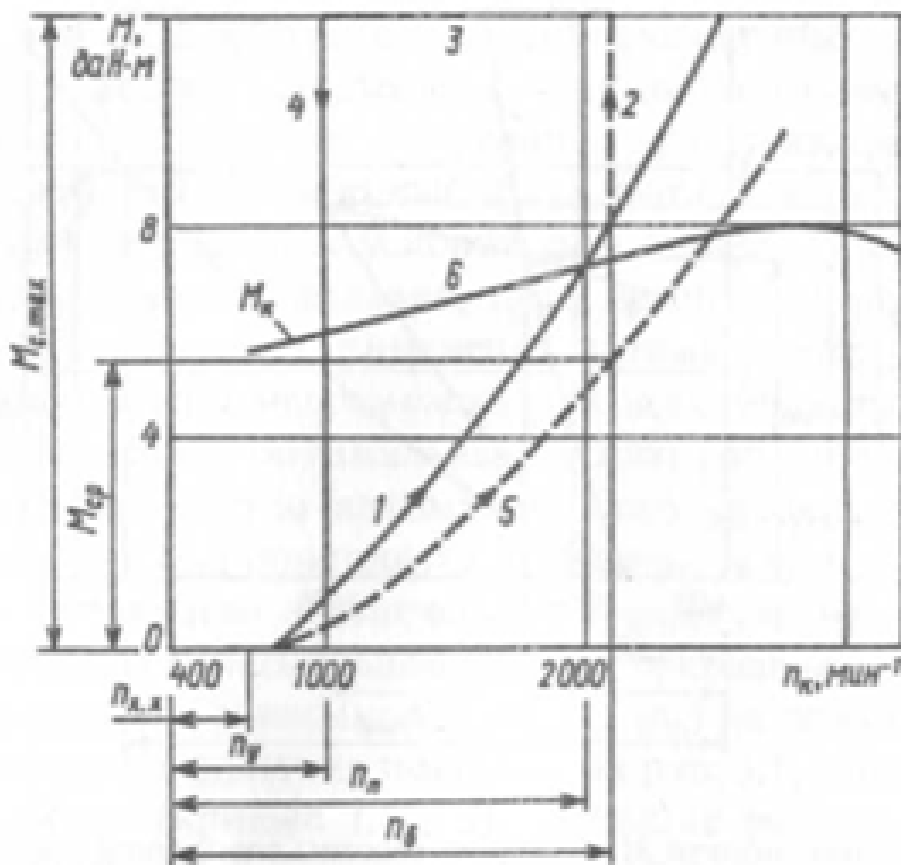


Рис. 3.2. Вплив залежності $M_C = f(n_K)$ на режими блокування зчеплення

У період розгону автомобіля на нижчих передачах частоти обертання n_K в процесі розгону зазвичай перевищують значення n_B , яке становить 2000 – 2500 хв⁻¹. Внаслідок цього, якщо за час перемикавання передач частота обертання n_K не встигне знизитися до значення n_Y , то весь розгін і подальший рух автомобіля буде проходити при заблокованому зчепленні (за винятком періодів перемикавання передач).

З метою зменшення до мінімуму тривалості роботи зчеплення при неповному його включенні доцільно відразу ж після досягнення в процесі розгону автомобіля рівності $M_C = M_K$ виробляти команду на виконання блокування зчеплення. Такий режим представлений на рис. 3.2, де показано, що частота обертання n_B при якій відбувається блокування зчеплення (лінія 2-3), лише трохи перевищує частоту обертання n_n , відповідну рівності моментів M_K і M_C .

В умовах масового виробництва неможливо забезпечити точний збіг характеристик $M_C = f(n_K)$ і $M_K = f(n_K)$ у різних зразків зчеплень. Крім того, в процесі експлуатації автомобіля дані характеристики також змінюються. Тому практично неможливо в усіх випадках отримати рівність моментів M_K і M_C при частоті обертання $n_K = n_B$.

Якщо, наприклад, внаслідок зносу тих чи інших елементів зчеплення відбулося зменшення моментів M_C , як це показано штриховою лінією на рис. 3.2, то це призведе до того, що при частоті обертання $n_K = n_B$ значення M_C виявиться менше M_K .

В результаті даного співвідношення стрибкоподібне збільшення моменту M_C при $n_K = n_B$ станеться, коли свідомо буде мати місце умова $n_K > n_C$, а це означає, що процес блокування зчеплення буде супроводжуватися підвищеним навантаженням трансмісії і неприємними поштовхами автомобіля.

Залежність $M_C = f(n_K)$, при якій виникає такий процес, позначається терміном "неузгоджена". Для того щоб виключити можливість появи розглянутого несприятливого режиму навантаження трансмісії, в складі системи автоматичного керування зчепленням необхідно мати елементи, що корегуватимуть темп включення зчеплення в процесі його блокування.

Практично дані елементи після вироблення системою управління команди на блокування зчеплення повинні таким чином

впливати на виконавчий механізм приводу зчеплення, щоб забезпечити наростання моменту M_C до максимального його значення не миттєво, а за час 1-5 с. У цьому випадку при значенні n_K , близькому до n_{II} , буде гарантовано забезпечено повне включення зчеплення, що виключає його пробуксовку, а сам процес блокування зчеплення буде відбуватися в оптимальному режимі.

Поряд з системами автоматичного керування зчепленням, що формують закон зміни моменту M_C в функції частоти обертання n_K , широке застосування знаходять системи автоматики, які регулюють величину M_C залежно від кута α відкриття дроселя [8, 14, 19, 39].

Такі залежності $M_C = f(\alpha)$ для різних значень α представлені на рис. 2.3 прямими лініями 1, 2, 3, 4. Там же зображені криві (5, 6, 7, 8) $M_C = f(n_K)$ відповідно для тих же значень α .

Для того щоб виключити пробуксовку зчеплення при великих кутах α , систему керування зчепленням проектують таким чином, щоб при цих кутах (див., наприклад, криві 4 і 8) значення M_C було більше M_K при всіх частотах обертання n_K . Поряд з цим при малих і середніх значеннях α в певному діапазоні n_K має задовольняти співвідношенню $M_K > M_C$, як це показано на рис. 3.3 (відповідно 1 та 5, 2 і 6, 3 та 7). Дана умова є необхідною для забезпечення пробуксовки зчеплення в процесі розгону автомобіля.

Зі збільшенням кута α відбувається зростання частот обертання $n_K = n_{II}$, при яких має місце рівність $M_K = M_C$, і, отже, припиняється пробуксовка зчеплення (точки А, Б, В на рис. 3.3). Тому, чим на більший кут відкривається дросель, тим в більшому діапазоні n_K пробуксовує зчеплення. За цим показником розглянута система управління не має відмінностей від систем з залежностями $M_C = f(n_K)$.

До числа недоліків систем автоматизації з залежністю $M_C = f(\alpha)$ слід віднести в широкому діапазоні значень n_K неповне включення зчеплення при русі автомобіля при малих і середніх кутах α , що негативно позначається на ресурсі зчеплення. З метою зведення до мінімуму даного негативного ефекту в ці системи керування зчепленням доводиться обов'язково вводити додаткові пристрої, що виробляють команду блокування зчеплення при певній швидкості автомобіля. Така команда звичайно формується датчиком швидкості, що приводиться від вихідного валу коробки передач.

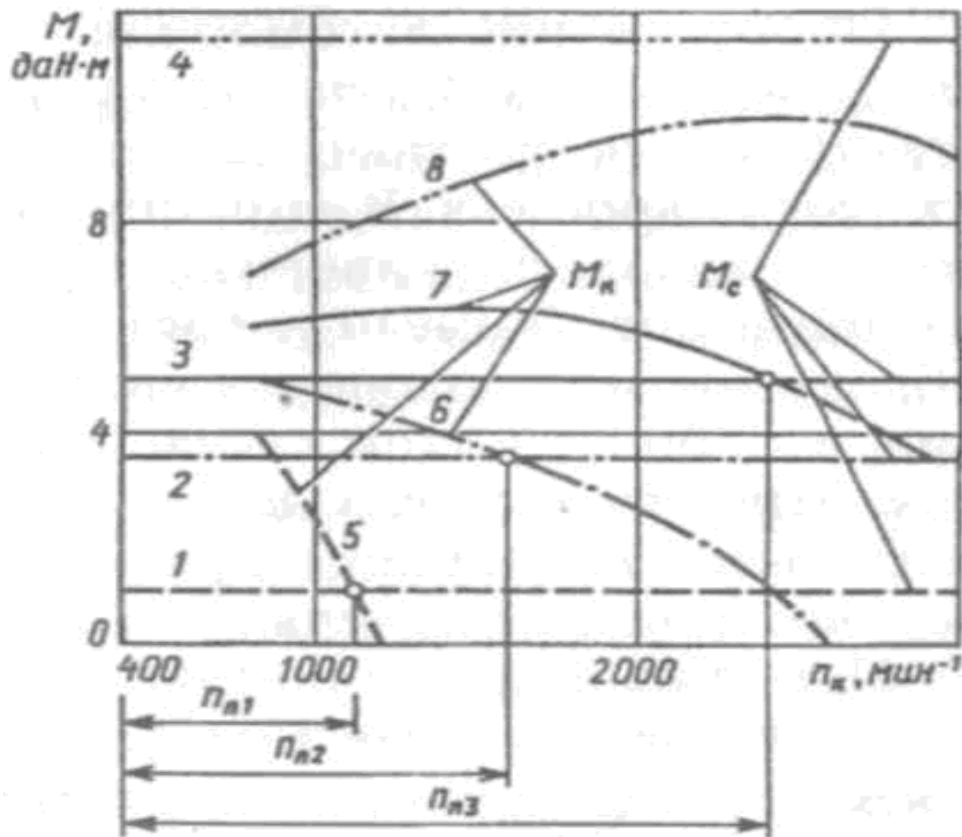


Рис. 3.3. Вплив залежності $M_c = f(n_k)$ на режими блокування зчеплення

Обладнання автомобіля системою автоматики, формує закон зміни $M_c = f(\alpha)$, не дозволяє повною мірою реалізувати його тягово-швидкісні якості при розгоні в результаті швидкого відкриття дроселя. У цьому випадку при нерухомому автомобілі відразу ж відбудеться блокування зчеплення, наслідком чого буде зупинка двигуна.

Даний недолік проявляється особливо помітно при необхідності подолання автомобілем з місця значного підйому, оскільки в цьому випадку водій не має можливості повністю відкрити дросель до тих пір, поки автомобіль не розженеться до певної швидкості, при якій блокування зчеплення не викличе зупинки двигуна.

При будь-якому законі автоматичного керування зчепленням для забезпечення нормального перемикавання передач необхідно відразу ж після подачі команди на перемикавання швидко (за 0,15 - 0,25 с) вимкнути зчеплення незалежно від частоти обертання колінчастого вала. Після ж включення нової передачі повинен бути витриманий оптимальний для даних умов експлуатації

температури включення зчеплення, який забезпечував би без перевантаження трансмісії необхідну динаміку розгону автомобіля. Для вирішення цього завдання в деяких системах автоматичного управління зчепленням передбачається зміна темпу включення зчеплення в залежності від розрідження у впускному колекторі двигуна або положення педалі подачі палива, тобто факторів, що характеризують режим роботи двигуна. Чим більший момент передає двигун, тим швидше повинно включитися зчеплення.

Система автоматичного керування зчепленням, одержуючи сигнали від своїх датчиків, повинна перетворювати їх в команди виконавчого механізму, який з урахуванням цих команд здійснює відповідний силовий вплив, необхідний для регулювання моменту, переданого зчепленням.

Таке перетворення сигналів датчиків і подальше спрацювання виконавчого механізму потребує певного часу, внаслідок чого встановлення M_C відповідно до сигналів датчиків відбувається з запізненням по відношенню до зміни даних сигналів.

З цієї причини при роботі системи виникає ефект перерегулювання, що виражається в коливаннях M_C в процесі його зміни від одного до іншого сталого значення. У результаті коливання моменту M_C і пов'язаного з цим зміни режиму нагрівання двигуна може відбутися порушення його нормальної роботи аж до зупинки.

Ефект перерегулювання при роботі системи управління виявляється тим сильніше, чим нижче її швидкодія. Тому для забезпечення працездатності систем автоматичного керування зчепленням, у тому числі на автомобілях, обладнаних високодинамічними двигунами, всі елементи системи повинні мати високу швидкодію.

Сучасні системи автоматичного керування зчепленням в своїй більшості призначаються для автоматизації дії фрикційних зчеплень, якими обладнуються практично всі автомобілі масового виробництва. Як виконавчі пристрої таких систем звичайно використовуються пневматичні або електромеханічні приводи, які впливають на витискний підшипник зчеплення.

В цілому автоматичний привід фрикційного зчеплення являє собою слідкуючу систему, яка відповідно до обраного сигналом управління (частота обертання вала двигуна або положення педалі подачі палива) здійснює переміщення приводного елемента

виконавчого пристрою. При цьому обов'язковою ланкою системи є її елемент зворотного зв'язку по параметру, що характеризує момент тертя зчеплення.

Теоретично найкращим чином вирішується завдання створення оптимальної системи автоматичного управління зчепленням, якщо в якості параметра зворотного зв'язку використовувати сигнал, який безпосередньо оцінює момент, переданий зчепленням. Однак практично реалізувати таку систему важко, оскільки в даний час промисловість не випускає простих і надійних в роботі датчиків моменту.

Тому в більшості сучасних систем автоматичного керування зчепленням як параметр зворотного зв'язку використовується положення приводного елемента виконавчого пристрою, що побічно характеризує момент тертя зчеплення. Таке рішення є цілком виправданим, оскільки і при неавтоматичному приводі зчеплення саме положення педалі зчеплення, визначає значення моменту тертя зчеплення.

Для реалізації даного принципу зворотного зв'язку в системах автоматичного керування зчепленням використовуються датчики у вигляді потенціометрів, золотникових або клапанних механізмів, на які впливає приводний елемент зчеплення.

Використання в якості зворотного зв'язку положення органу приводу зчеплення не є єдиним рішенням для систем автоматичного управління фрикційним зчепленням.

Якщо виконавчим механізмом системи є гідравлічний або пневматичний пристрій, а регулювання тиску в цих пристроях здійснюється за допомогою клапанних або золотникових механізмів

з приводом від відцентрового регулятора, то як параметр зворотного зв'язку таких систем зазвичай використовується тиск в циліндрі або сервокамері виконавчого пристрою. Відповідно до цього система управління здійснює автоматичне регулювання залежно від частоти обертання вала двигуна не переміщення приводного елемента зчеплення, а лише тиску у виконавчому пристрої приводу зчеплення.

Такий принцип управління є менш досконалим у порівнянні з використанням зворотного зв'язку по положенню елемента приводу зчеплення. Це пов'язано з тим, що тиск у виконавчому пристрої не визначає однозначно переміщення органу приводу зчеплення,

оскільки воно залежить від сил тертя, що виникають у всіх елементах привода зчеплення. Ці сили тертя прямопротилежно впливають на характеристики включення і виключення зчеплення, в результаті чого різко погіршується якість роботи всієї системи регулювання.

Системи зі зворотним зв'язком по тиску виявляються практично невдалими для автоматизації управління зчепленнями, що мають складний характер залежності їх моменту тертя M_C від переміщення елемента їх приводу. До таких належать, наприклад, діафрагмові зчеплення, що є в даний час основним типом застосовуваних зчеплень. Тому системи управління із зворотним зв'язком по тиску у виконавчих пристроях надалі не розглядаються.

З урахуванням викладеного система автоматичного керування зчепленням, що реалізує залежність $M_C = f(n_K)$, повинна відповідати таким основним вимогам:

- командні та виконавчі пристрої керування зчепленням повинні забезпечувати максимальну швидкість вимикання зчеплення (за 0,15 - 0,25 с) незалежно від частоти обертання колінчастого вала;

- повинна здійснювати монотонне збільшення моменту, що передається зчепленням, у міру підвищення частоти обертання колінчастого вала двигуна (в заданому діапазоні частот обертання). При цьому режиму холостого ходу двигуна має відповідати повне вимкнення зчеплення, а після збільшення частоти обертання колінчастого вала до заданого значення повинно забезпечуватися блокування зчеплення, що виключає його пробуксовку;

- після підвищення частоти обертання колінчастого вала до значення, відповідного блокування зчеплення, подальше її зниження не повинно викликати зменшення моменту, переданого зчепленням, до тих пір, поки частота обертання не знизиться до заданої межі;

- при єдиній для всіх режимів руху автомобіля залежності моменту, переданого зчепленням, від частоти обертання колінчастого вала, її перетин із зовнішньою характеристикою двигуна має відбуватися в точці, що відповідає крутному моменту двигуна, рівному 85 – 90 % від його максимального значення;

- у системі управління доцільно передбачити пристрої, що забезпечують можливість зміни характеру залежності моменту, переданого зчепленням, від частоти обертання колінчастого валу (при надходженні команд від апаратури, керованої водієм, або автоматичної);

- після надходження команди на блокування зчеплення тривалість її реалізації повинна становити 1,0 - 1,5 с;

- темп включення зчеплення після перемикавання передач повинен залежати від режиму руху автомобіля і навантаження двигуна.

Крім виконання вказаних вимог, система автоматичного керування зчепленням повинна мати високу надійність, довговічність і мінімальну вартість. Мінімальними також повинні бути маса і габаритні розміри блоку системи управління.

Автоматично працююче зчеплення може бути використано в автомобілі як самостійний вузол і як складовий елемент напівавтоматичної або автоматичної трансмісії. Всі перераховані вимоги до системи автоматичного керування зчепленням в рівній мірі відносяться до обох названих областей застосування.

Крім того, при використанні автоматично працюючого зчеплення в складі автоматичної трансмісії вимоги, що стосуються зміни характеристики $M_c = f(n_k)$ залежно від умов роботи автомобіля, є обов'язковими для забезпечення високого технічного рівня такої трансмісії.

3.2. Математичне моделювання зчеплення та його приводу.

Математична модель роботи електропневматичного механізму управління зчепленням була приведена у розділі 2.2. Та модель враховувала лише пневматичні процеси, які виникають при роботі ЕППЗ. В даному розділі мова йтиме про механічну складову приводу – переміщення поршня, штока та деталей зчеплення.

Зміна об'єму в циліндрі ЕППЗ, яка відбувається при переміщенні поршня, описується рівнянням:

$$\left(\frac{\pi D_{\text{п}}^2}{4} - \frac{\pi d_{\text{шт}}^2}{4} \right) \cdot x_{\text{п}} = V \quad (3.1)$$

де $D_{\text{п}}$ – діаметр поршня ЕППЗ, м; $d_{\text{шт}}$ – діаметр штока ЕППЗ, м; $x_{\text{п}}$ – переміщення штока, м.

Прискорення поршня підсилювача привода зчеплення в приведеній математичній моделі описується наступним диференціальним рівнянням:

$$\frac{(P_1 - P_2) \cdot \left(\frac{\pi D_{\text{п}}^2}{4} - \frac{\pi d_{\text{шт}}^2}{4} \right) - F_{\text{тр}} \cdot \text{sign}(V_{\text{п}}) - F_{\text{пр}}}{m_{\text{прив.}}} = \frac{d^2 x_{\text{п}}}{dt^2} \quad (3.2)$$

де P_1 – тиск повітря в силевій порожнині виконавчого пристрою, Па; P_2 – тиск повітря в атмосферній порожнині виконавчого пристрою, Па; $F_{\text{тр}}$ – сила тертя, яка виникає при русі поршня відносно циліндра, Н; $V_{\text{п}}$ – швидкість поршня; м/с; $F_{\text{пр}}$ – сумарна сила, яка протидіє вимиканню зчеплення, Н; $m_{\text{прив.}}$ – маса деталей зчеплення, що приведена до штоку виконавчого пристрою, кг.

Сила $F_{\text{пр}}$ є функцією від переміщення штока $x_{\text{п}}$.

Реалізація залежності приведена на рис. 3.4.

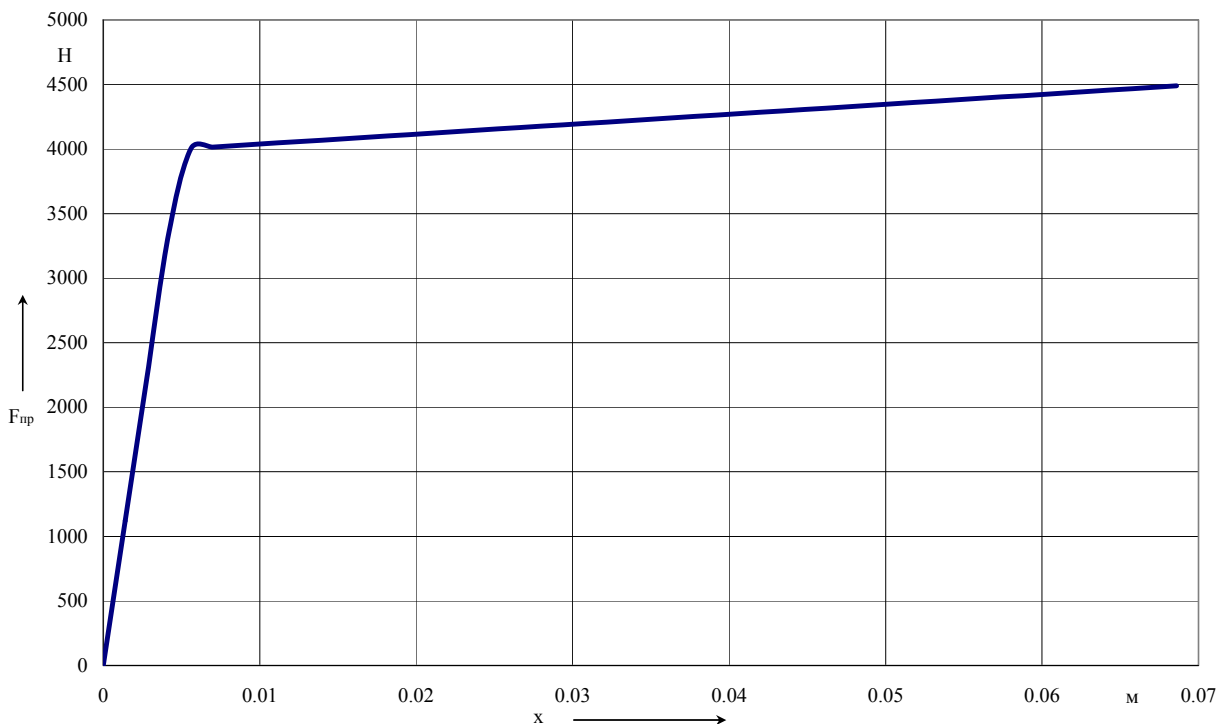


Рис. 3.4. Графік залежності сили тертя від переміщення поршня

Результатом математичного моделювання стали залежності приведені на рис. 3.5.

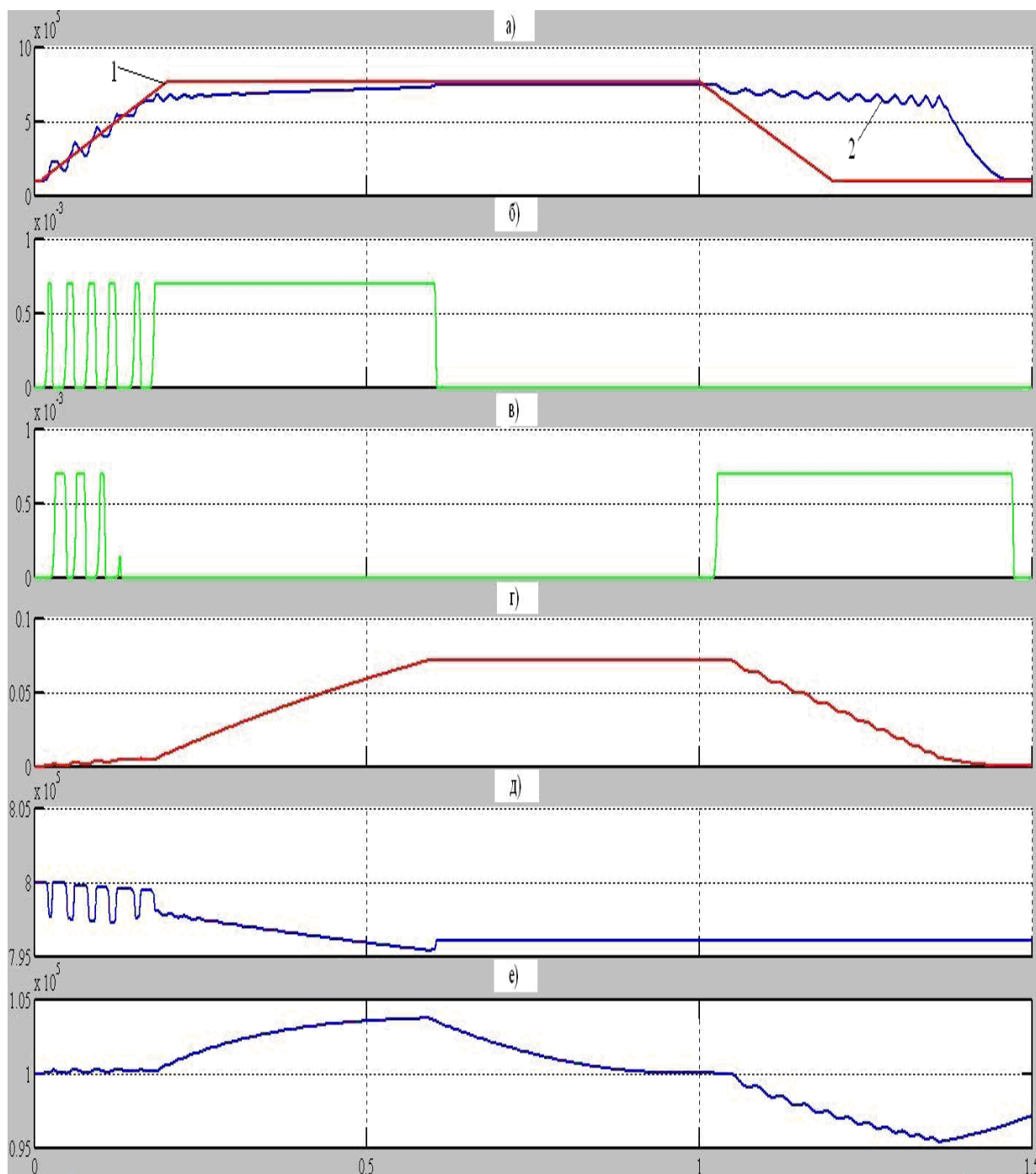


Рис. 3.5. Параметри, що фіксуються при моделюванні

На рис. 3.5 прийняті наступні позначення:

а) Графік залежності тиску повітря в силовій порожнині виконавчого пристрою P, Pa від часу t, c (1 – заданий сигнал; 2 – реальне значення тиску в силовій порожнині).

б) Графік роботи впускного клапана від часу t, c .

- в) Графік роботи випускного клапана від часу t, c .
- г) Графік залежності переміщення штока виконавчого пристрою x, m від часу t, c .
- д) Графік залежності тиску у впускному трубопроводі P, Pa від часу t, c .
- е) Графік залежності тиску у атмосферній порожнині виконавчого пристрою P, Pa від часу t, c .

3.3. Аналіз результатів математичного моделювання роботи привода зчеплення.

Математичне моделювання роботи привода зчеплення проводилося для декількох режимів, характерних для керування автомобілем різних водіїв і для різних ситуацій руху. Великою, по якій відстежувався зворотній зв'язок у першому випадку було значення тиску у силевій порожнині виконавчого пристрою (рис. 3.6), у другому – переміщення штока (рис. 3.7).

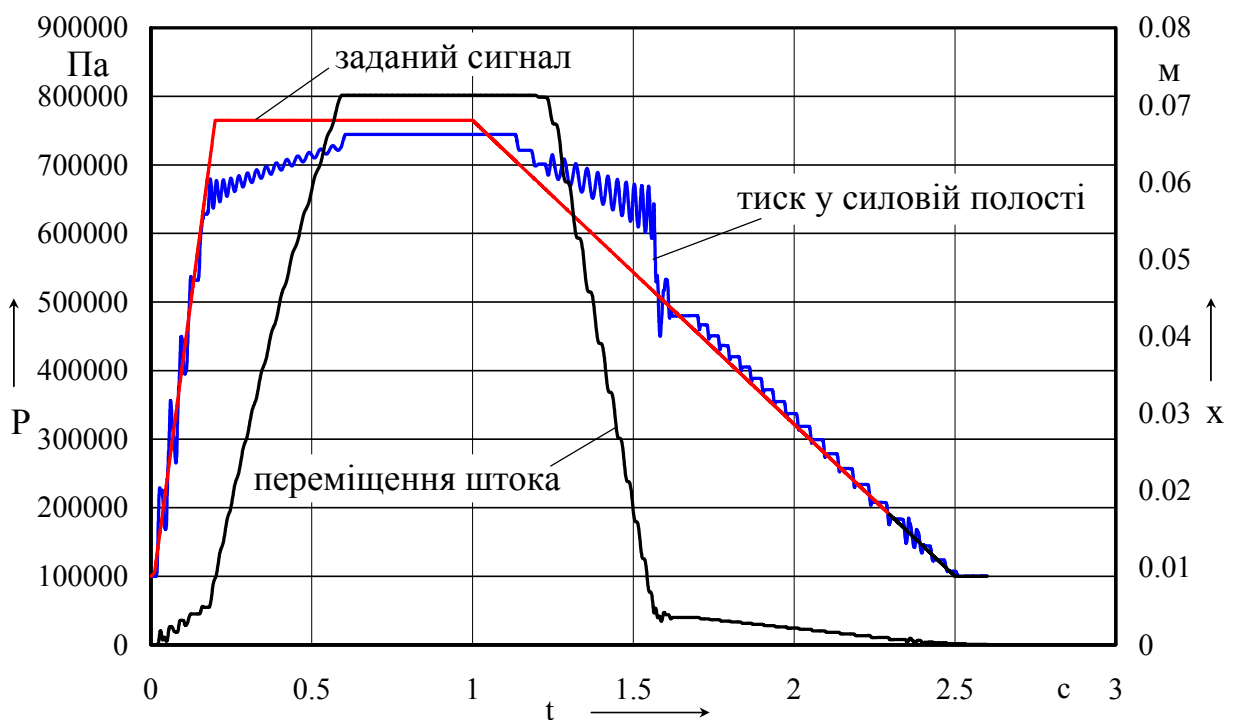


Рис. 3.6. Робота виконавчого пристрою зі зворотнім зв'язком по тиску в силевій порожнині

Розглянувши результати моделювання можна зробити висновок, що система зі зворотнім зв'язком по переміщенню штока більш точно відображає процеси які протікають під час роботи ЕППЗ.

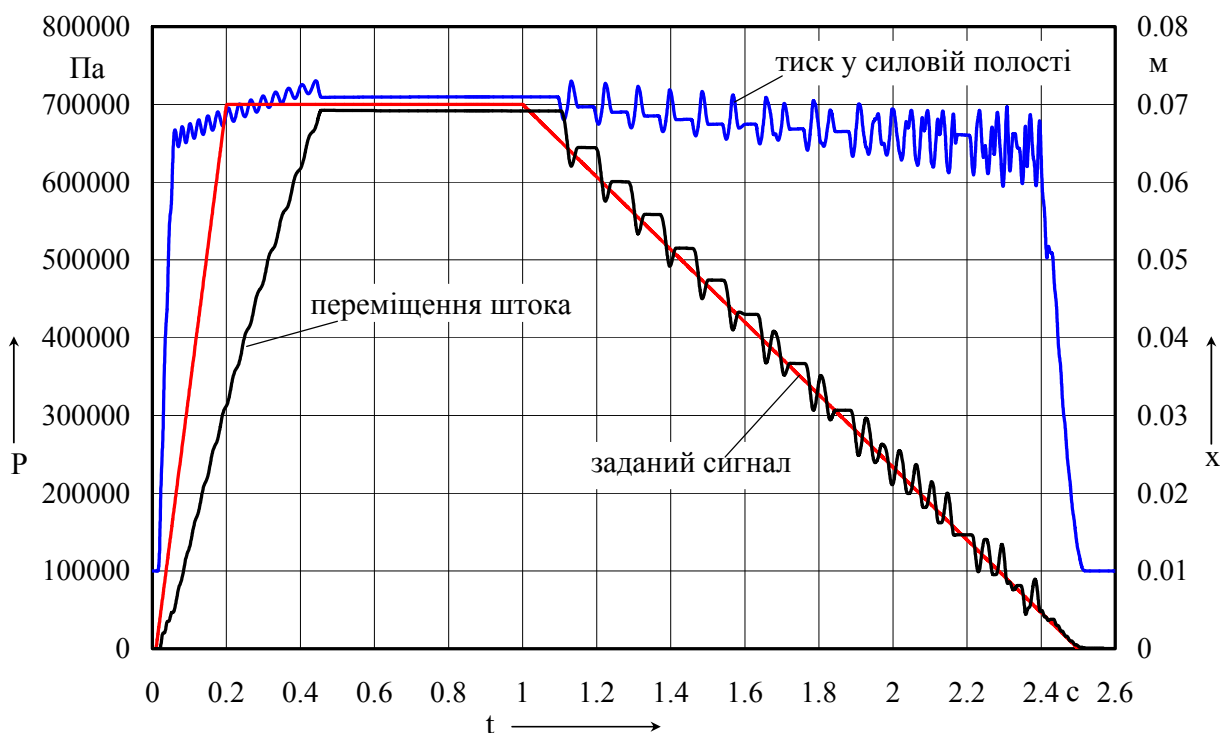


Рис. 3.7. Робота виконавчого пристрою зі зворотнім зв'язком по переміщенню штока

Даний зворотній зв'язок забезпечує переміщення штока виконавчого пристрою пропорційне переміщенню педалі, якою, в свою чергу, керує водій як при вимиканні так і при вмиканні зчеплення. Алгоритм забезпечує одночасне зростання тиску в силовій порожнині та переміщення штока виконавчого пристрою під час натискання педалі водієм. Наростання тиску в силовій порожнині має практично лінійний характер.

Під час використання зворотнього зв'язку по тиску в силовій порожнині виконавчого пристрою спостерігається невідповідність між переміщенням педалі зчеплення та штоком. Тиск у силовій порожнині наростає ступінчасто, що призводить до нелінійного переміщення штоку виконавчого пристрою.

Лінійне переміщення штока починається із запізненням приблизно 0.2 с після натискання водієм на педаль. Під час вмикання зчеплення також спочатку спостерігається запізнення, потім шток починає переміщуватися, але його положення не відповідає

положенню педалі аж до поки переміщення не сягне 30 мм, далі рух відбувається синхронно.

Враховуючи недоліки зворотнього зв'язку по тиску надалі будуть розглядатися моделі, у яких зв'язок реалізований через переміщення штока.

Моделювалися наступні типові режими роботи зчеплення автомобіля:

1. Швидке вимикання ($t = 0.2$ с) та таке ж швидке вмикання ($t = 0.2$ с) (рис.3.8). У вимкненому стані механізм зчеплення знаходився $t = 1$ с.

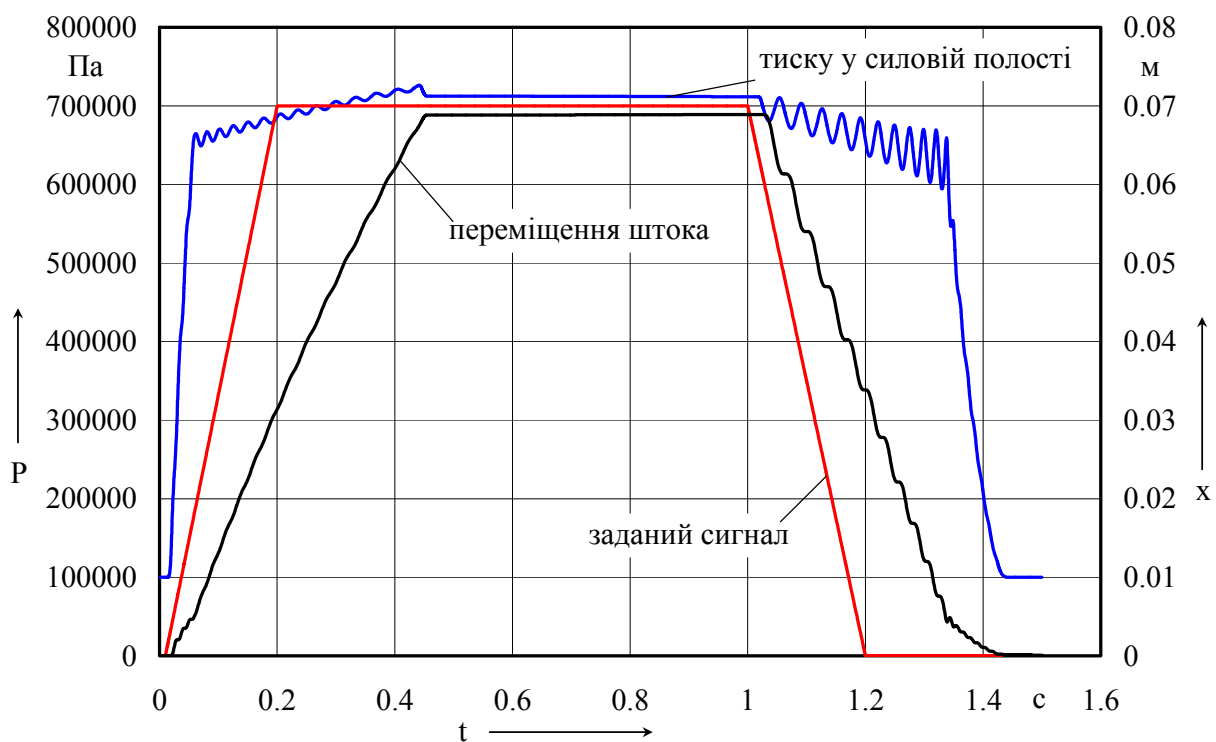


Рис. 3.8. Робота виконавчого пристрою при швидкому вимиканні та також вмиканні зчеплення

При даному режимі роботи тиск у силевій порожнині виконавчого пристрою починає наростати одночасно з переміщенням педалі. Спостерігається запізнення штока як при вимиканні так і при вмиканні зчеплення приблизно на $t = 0.2$ с. Це можна пояснити зміною об'єму силової порожнини виконавчого пристрою.

2. Більш повільне вимикання ($t = 0.4$ с) та швидке вмикання ($t = 0.2$ с) (рис.3.9). У вимкненому стані механізм зчеплення знаходився $t = 1$ с.

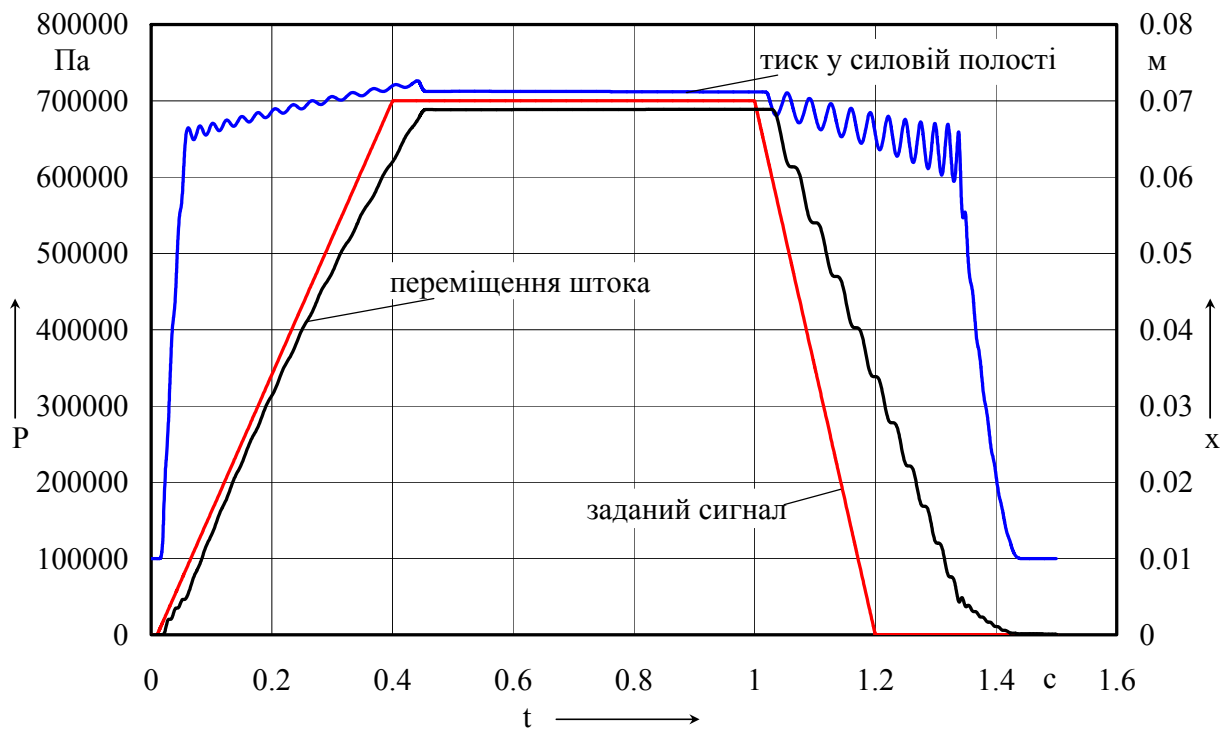


Рис. 3.9. Робота виконавчого пристрою при повільному вимиканні та швидкому вмиканні зчеплення

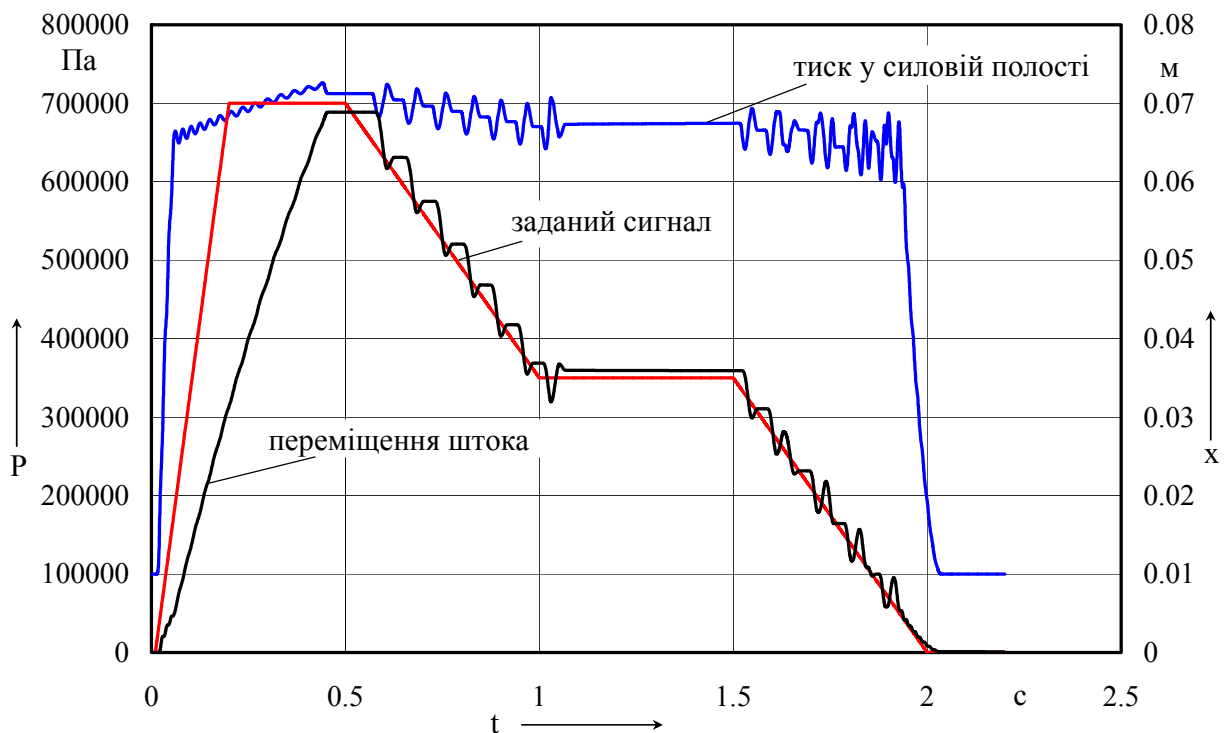


Рис. 3.10. Робота виконавчого пристрою при зупинці під час вмикання зчеплення

Тиск у силовій порожнині виконавчого пристрою починає наростати одночасно з переміщенням педалі. Оскільки процес вимикання зчеплення має більш повільний характер, спостерігаємо незначне ($t \approx 0.05 \text{ c}$) відставання штока виконавчого пристрою від переміщення педалі. Під час вмикання зчеплення спостерігаємо запізнення ідентичне попередньому режиму.

Результати математичного моделювання даного режиму приведені на рис. 3.6 та 3.7. Різниця полягає у зворотньому зв'язку: у першому випадку дія що стежить реалізується по переміщенню штока виконавчого пристрою, у другому – по тиску у силовій порожнині.

Як видно на рис. 3.10 система керування добре відстежує переміщення педалі зчеплення у різних режимах навантаження.

4. МОДЕЛЮВАННЯ ПРИСТРОЮ КЕРУВАННЯ КОРОБКОЮ ПЕРЕДАЧ

4.1. Математична модель електромеханічного пристрою керування коробкою передач

Розглянемо двигун постійного струму (рис. 4.1). Двигун перетворює електричну енергію постійного струму в механічну енергію обертального руху. Основна частина моменту, що створюється ротором (якорем), використовується для управління зовнішнім інерційним навантаженням.

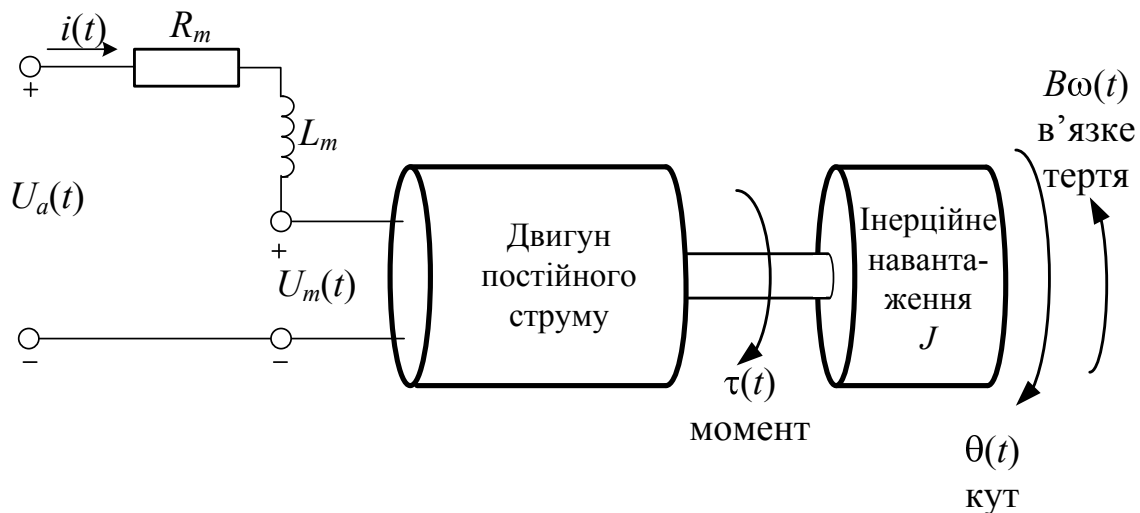


Рис. 4.1. Двигун постійного струму з навантаженням

Побудуємо математичну модель двигуна. Вхідною величиною є напруга U_a , що подається на якор, а в якості вихідної приймемо кут повороту $Q(t)$ ротора. Будемо розглядати ідеалізовану модель двигуна, зневажаючи такими другорядними ефектами, як гістерезис і спадання напруги на щітках, а також будемо вважати магнітне поле постійним. Опір та індуктивність кола якоря дорівнюють відповідно R_m і L_m .

Противо ЕРС $U_e(t)$, що виникає в обмотці якоря в результаті його обертання в магнітному полі, якщо магнітний потік вважати постійним, пропорційна швидкості обертання вала

$$U_m(t) = K_m \frac{d\theta(t)}{dt}, \quad (4.1)$$

де K_m - постійний коефіцієнт, що також залежить від певних фізичних властивостей двигуна.

Для ланцюга якоря можна записати

$$U_a(t) - U_m(t) = L_m \frac{di_a(t)}{dt} + R_m i_a(t), \quad (4.2)$$

або

$$U_a(t) = L_m \frac{di_a(t)}{dt} + R_m i_a(t) + K_m \frac{d\theta(t)}{dt}. \quad (4.3)$$

Перетворивши (4.3) за Лапласом, одержимо

$$U_a(s) = (L_m s + R_m) I_a + K_m \Theta(s) s, \quad (4.4)$$

$$I_a(s) = \frac{U_a(s) - K_m \Theta(s) s}{L_m s + R_m}. \quad (4.5)$$

Оскільки магнітний потік вважаємо постійним, момент на валу двигуна визначається за рівнянням

$$\tau(t) = K_\tau i_a(t). \quad (4.6)$$

Перетворення за Лапласом останнього рівняння дає

$$T(s) = K_\tau I_a(s). \quad (4.7)$$

Заключне рівняння для механічної частини двигуна одержимо на основі закону Ньютона:

$$J \frac{d^2\theta(t)}{dt^2} = \sum \tau_i = K_\tau i_a(t) - B \frac{d\theta(t)}{dt}, \quad (4.8)$$

де B – коефіцієнт тертя ротора об повітря.

Перетворимо (5.8) за Лапласом

$$T(s) = (Js^2 + Bs)\Theta(s). \quad (4.9)$$

Остаточно для кута повороту двигуна одержимо

$$\Theta(s) = \frac{T(s)}{Js^2 + Bs}. \quad (4.10)$$

Тепер на базі рівнянь (4.6), (4.8) та (4.10) можна розробити структурну схему електродвигуна (рис. 4.2).

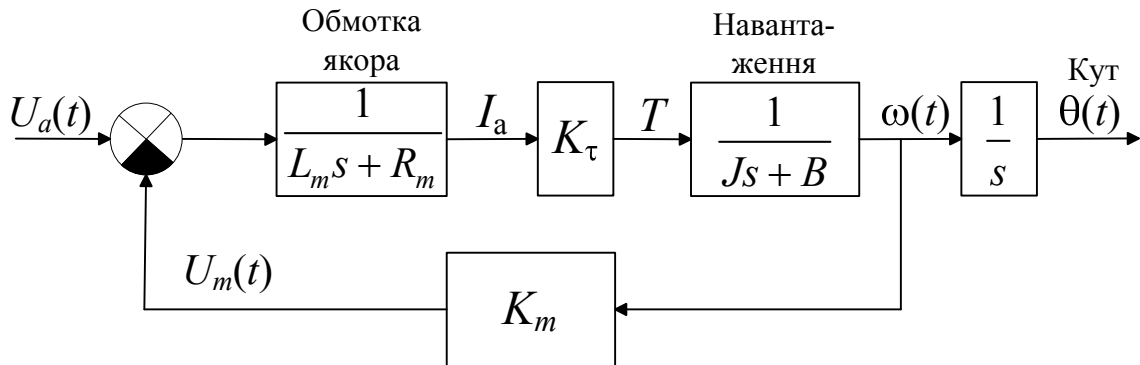


Рис. 4.2. Структурна схема сервоприводу

Передаточна функція сервоприводу має вигляд

$$W_c(s) = \frac{K_\tau}{JL_m s^3 + (BL_m + JR_m) s^2 + (BR_m + K_\tau K_m) s}. \quad (4.11)$$

Дуже часто при моделюванні сервоприводів зневажають індуктивністю ланцюгу якоря. Тоді передаточна функція має вигляд

$$W_c(s) = \frac{K_\tau}{JR_m s^2 + (BR_m + K_\tau K_m) s}. \quad (4.12)$$

Як бачимо, передаточна функція залежить від моменту інерції, тертя та параметрів двигуна, причому зазвичай $K_\tau = K_m$.

Побудуємо Simulink-модель електро двигуна постійного струму (рис. 4.3).

Побудована математична модель електродвигуна постійного струму була доповнена відповідною системою керування і пов'язана з розробленою моделлю коробки передач (рис. 4.5).

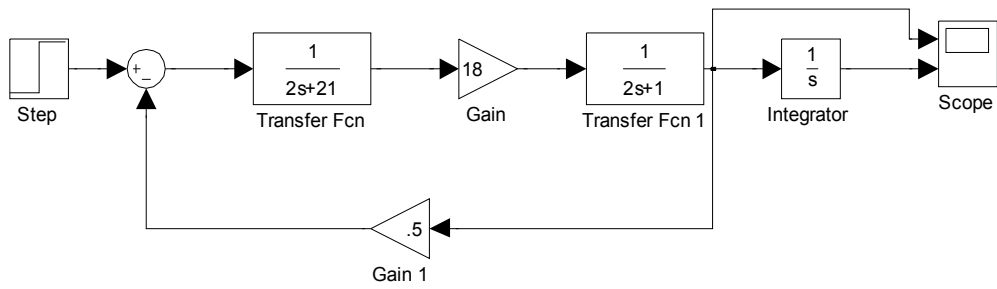


Рис. 4.3. Simulink-модель електродвигуна постійного струму

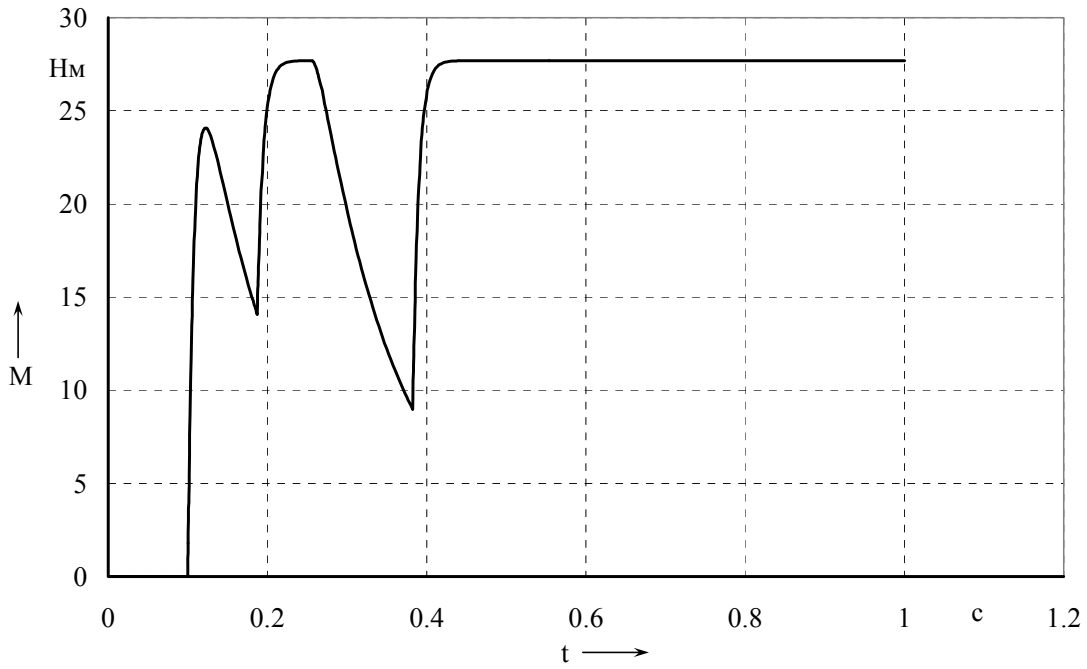


Рис. 4.4. Зміна моменту на валу електродвигуна під час вмикання передачі

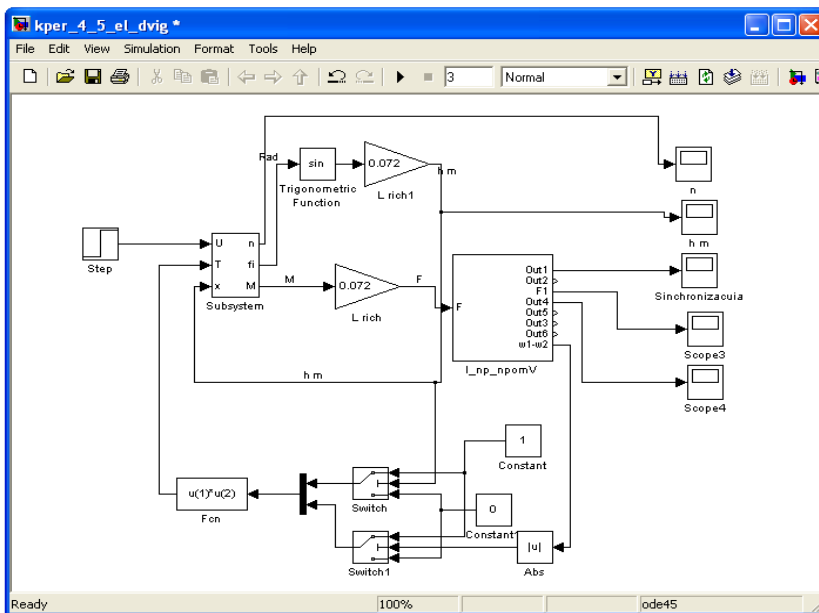


Рис. 4.5. Simulink-модель електродвигуна постійного струму з системою керування.

4.2. Аналіз результатів моделювання перемикання передач

Функцією системи керування є зміна вхідного сигналу на двигуні в залежності від потрібної для включення передачі, а також чітке позиціонування важеля механізму перемикання.

Під час перемикання передач важіль під дією силового двигуна постійного струму повертається і переміщує повзун коробки передач разом з вилкою.

При цьому відбувається переміщення синхронізатора до моменту торкання конусних поверхонь після чого починається процес синхронізації. Під час синхронізації важіль зупиняється у зв'язку з блокуванням синхронізатора і тисне на нього з постійним зусиллям під час цього процесу живлення з двигуна не знімається і сила струму не обмежувалася (рис. 4.6). Коли відбудеться синхронізація і кутові швидкості вала і шестерні зрівняються завдяки підведеному зусиллю важіль перемістить синхронізатор і відбудеться перемикання передачі. Команда про ввімкнення передачі надходить з датчика зворотнього зв'язку і відбувається знеструмлення силового двигуна.

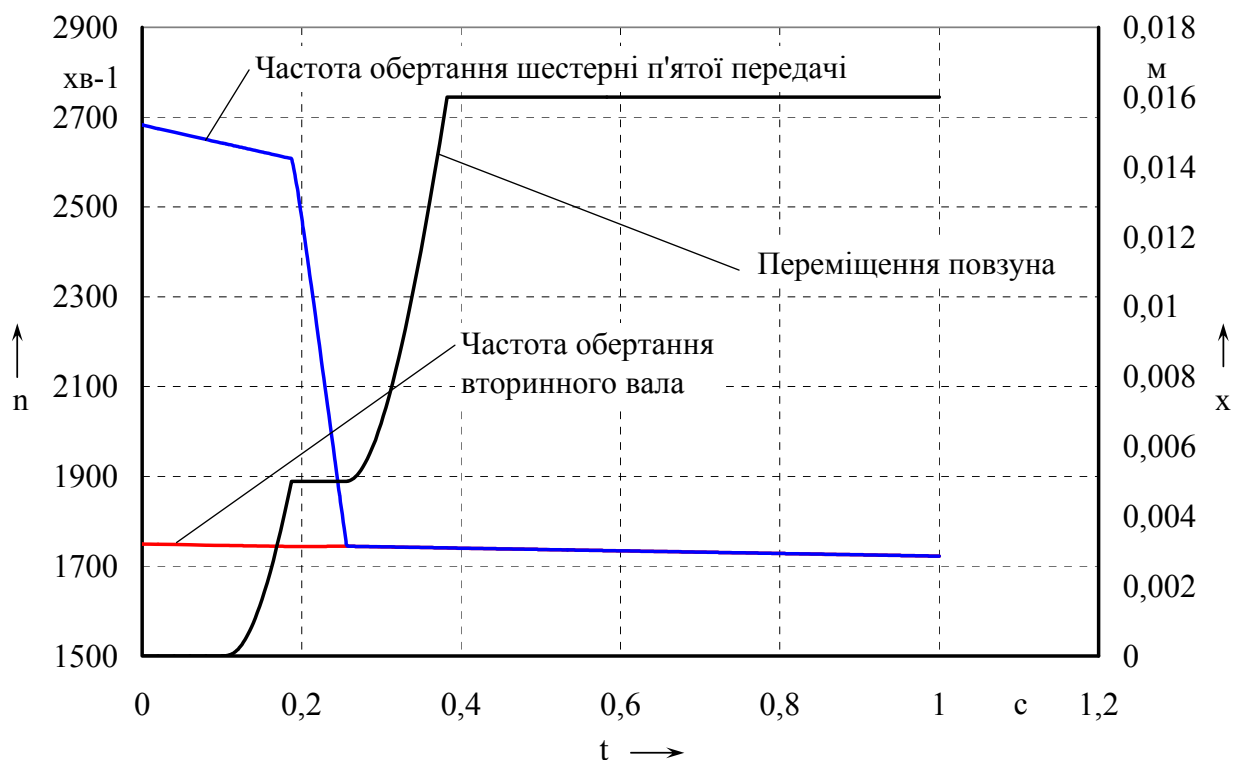


Рис. 4.6. Робочий процес руху повзуна під час синхронізації без обмеження струму якоря

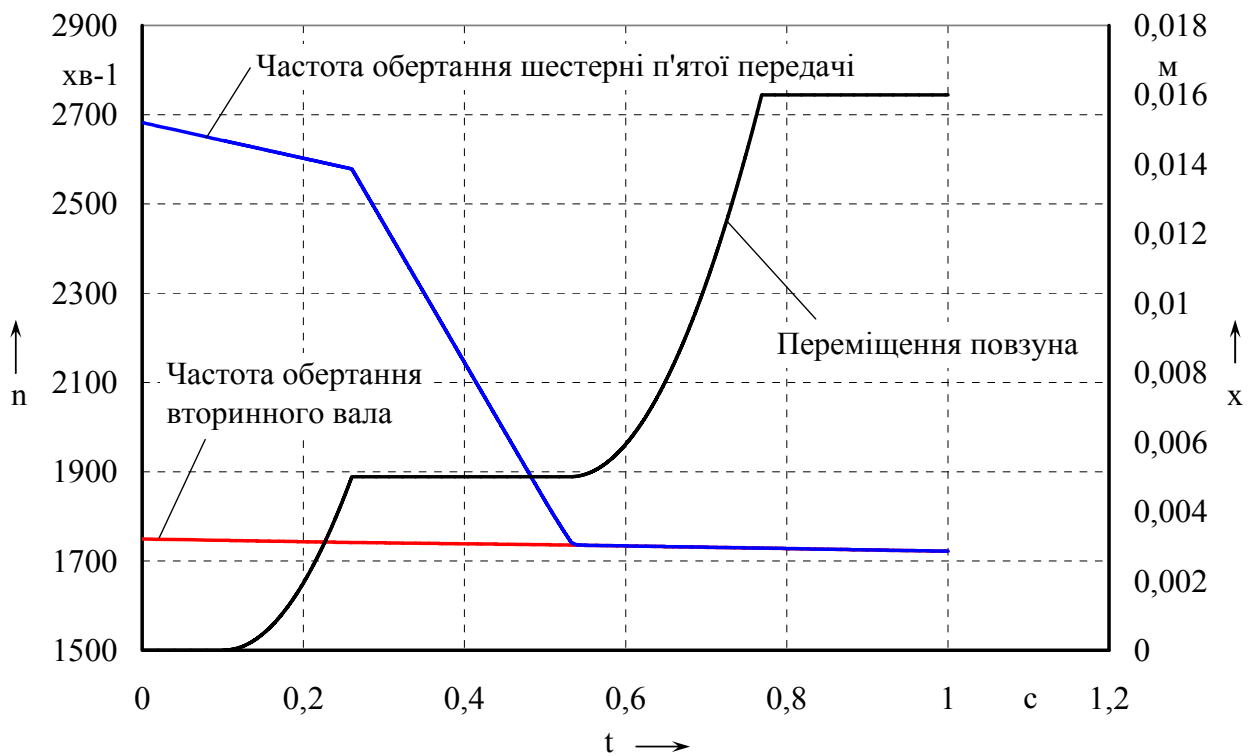


Рис. 4.7. Робочий процес руху повзуна під час синхронізації із обмеженням струму якоря на рівні 10 А

На рис. 4.6 наведено робочий процес вмикання передачі без обмеження струму на електродвигуні що призводить до перевантаження синхронізатора. Позитивною стороною цього процесу є досить швидке включення передачі. Під час такого включення спостерігаються ударні навантаження на синхронізатор після закінчення процесу синхронізації.

Зменшення навантаження на синхронізатор відбувається за рахунок обмеження струму на електродвигуні (рис. 4.7). Процес перемикання більш сприятливий для тривалої роботи синхронізатора.

Негативною стороною обмеження току електродвигуна є значне збільшення часу вмикання передачі.

4.3. Аналіз можливості використання додаткових пристроїв що забезпечують зменшення часу синхронізації

Зменшення часу синхронізації можливо досягнути двома шляхами:

- збільшенням поверхні тертя синхронізатора із одночасним збільшенням навантаження на нього;

- застосування у конструкції коробки передач додаткового пристрою, що розганяє чи гальмує елементи коробки передач, що обертаються.

Перший спосіб із успіхом використовується на легкових автомобілях оскільки сили що діють у механізмі вибору передачі досить малі. Другий спосіб знаходить застосування у перспективних розробках різних виробників трансмісій для вантажних автомобілів. Завдяки пристроям що пропонуються забезпечується зміна швидкості вторинного вала та шестерень які з ним пов'язані. Завдяки цьому є можливість зовсім відмовитись від синхронізаторів та забезпечити вмикання передач за допомогою кулачкових муфт. Враховуючи тенденцію створення сучасних вантажних гібридних транспортних засобів прорахуємо можливість застосування тягового електродвигуна у якості допоміжного пристрою, що сприяє розгону чи гальмуванню елементів коробки передач. Використовуючи модель яка описана у розділі 3 доповнимо її моделлю електричного двигуна за принципом який вже нами був наведений у підрозділі 4.1.

У результаті моделювання отримаємо відмінні робочі процеси синхронізації що відбуваються у штатній коробці та процеси синхронізації за допомогою додатково підведеного крутного моменту (рис. 4.8).

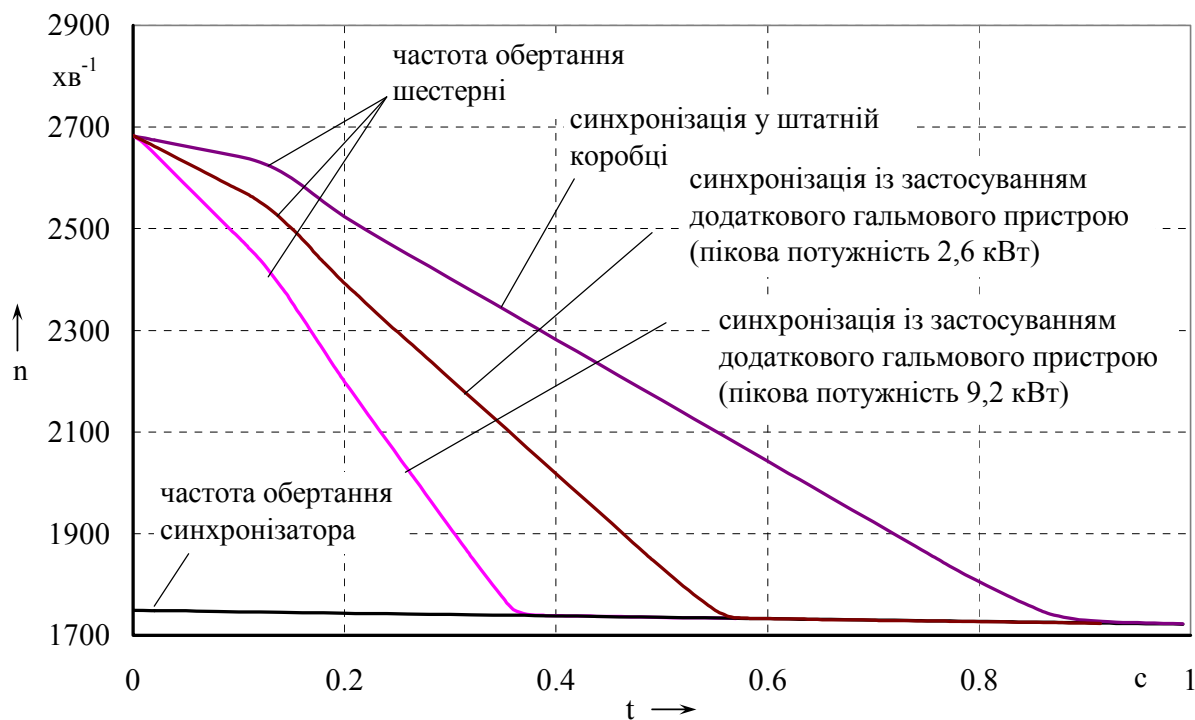


Рис. 4.8. Порівняння робочих процесів синхронізації

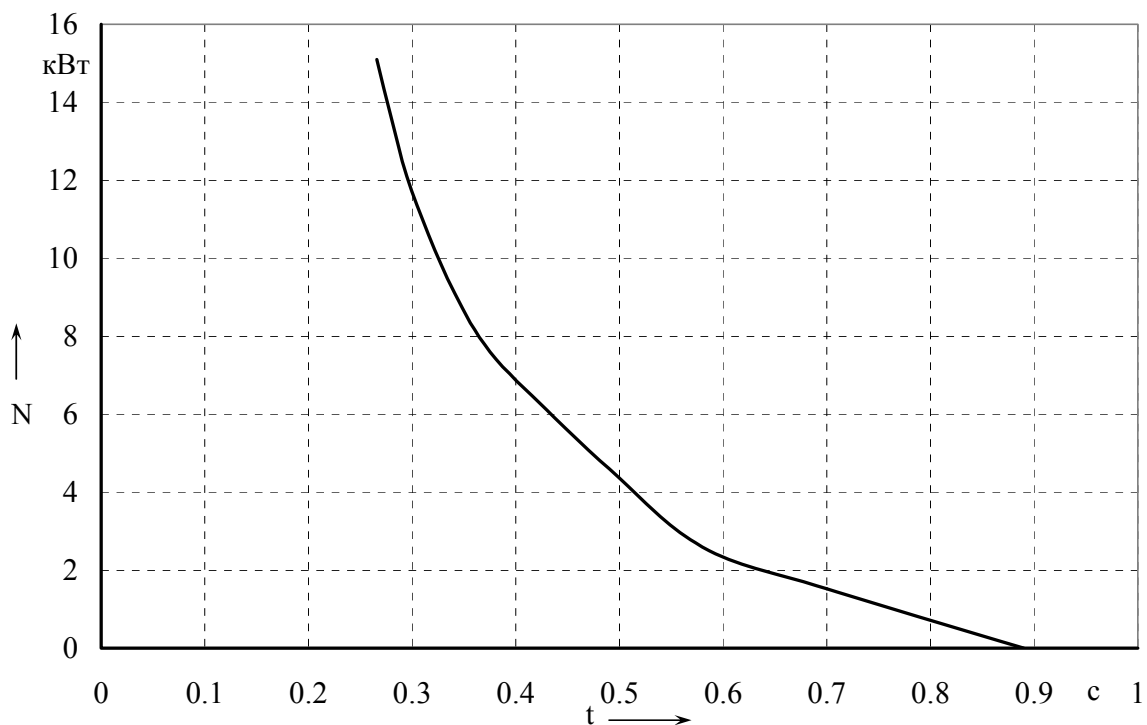


Рис. 4.9. Залежність необхідної потужності від часу синхронізації

Завдяки додатковому крутному моменту зменшується навантаження на синхронізатор, а також зменшується час синхронізації. Н рисунку 4.9 наведено залежність потужності, що потрібна для створення додаткового моменту на відомому валу коробки передач.

Потужність тягових електродвигунів, що встановлюються на гібридні та електричні вантажні транспортні засоби із механічною трансмісією що керується автоматично чи напівавтоматично становить 35 – 70 кВт. Цього більш ніж достатньо щоб задовольнити потреби у створенні необхідного крутного моменту всередині трансмісії.

5. БЛОК ПОЗИЦІОНУВАННЯ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ АВТОМАТИЗОВАНОЇ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

5.1. Призначення блоку позиціонування

Процес перемикання передачі механічної КП вантажного автомобіля КамАЗ, що функціонує в автоматизованому режимі, полягає у переміщенні механізму перемикання передач (МПП) коробки в задане положення за допомогою будь-якого приводу. У нашому випадку роль такого приводу виконують електричні двигуни постійного струму.

Траєкторія переміщення МПП при здійсненні процесу перемикання визначається, з одного боку, поточним становищем МПП, тобто поточним значенням включеної передачі, а з іншого боку - положенням, в яке потрібно перемістити МПП для здійснення перемикання на обрану (задану) передачу.

На рис. 5.1 представлені всі можливі варіанти положення МПП для шестиступінчастої механічної КП автомобіля КамАЗ, а в табл. 5.1 наведено відповідність між цими положеннями і ввімкнутими передачами.

Для прикладу розглянемо траєкторію переміщення МПП механічної КП автомобіля КамАЗ при перемиканні з третьої передачі на четверту, тобто при переміщенні МПП з четвертого робочого положення в перше. Зазначена траєкторія представлена на рис. 5.2.

Таблиця 5.1.

Співвідношення між положеннями МПП і включеними передачами КП автомобіля КамАЗ

Положение МПП	1	2	3	4	5	6	7
Включённая передача	4	5	2	3	1	3X	H

Як видно з цього рисунка, переміщення МПП в автоматизованій КП при перемиканні з поточної передачі на задану необхідно виконувати за координатами X і Y, що забезпечується

використанням двох електричних двигунів. Перший (силовий) двигун ЕД1 здійснює переміщення МПП в напрямку "вперед" ("forward") або "назад" ("back") по координаті Y, тобто у напрямках YF і YB, а другий (селекторний) двигун ЕД2 - "вправо" ("right") або "вліво" ("left") по координаті X, тобто у напрямках XL і XR.

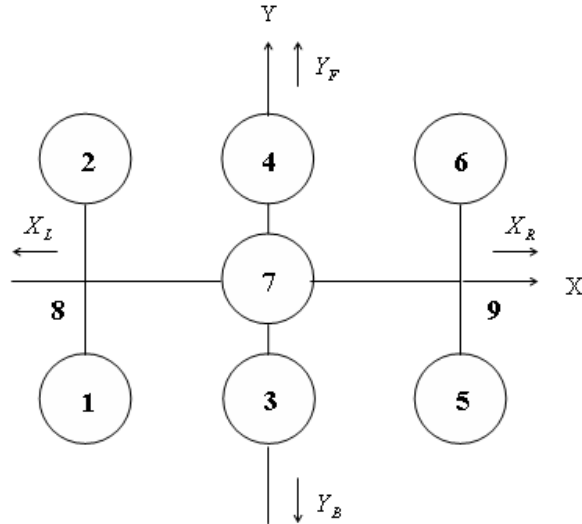


Рис. 5.1. Можливі положення МПП шестиступінчастою механічної коробки передач

Крім того, з аналізу наведеного рисунка випливає, що при здійсненні перемикавання передач в КП значення мають не тільки робочі (штатні) положення 1-7 МПП (рис. 5.1), але і допоміжні положення 8 і 9.

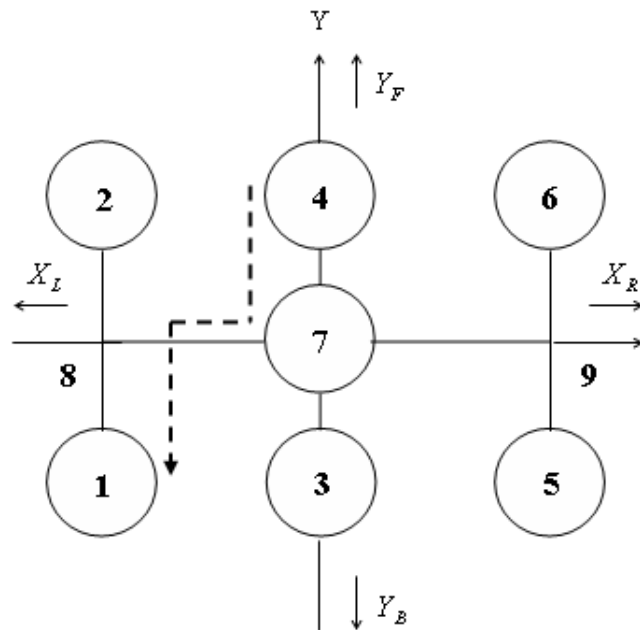


Рис. 5.2. Траєкторія переміщення МПП при перемиканні КП автомобіля КамАЗ з четвертої передачі на третю

Причому, якщо робочі положення є точками зупинки МПП при виконанні перемикання передач в КП, то допоміжні положення 8 і 9, а також положення 7 - точками зміни траєкторії переміщення МПП.

Узагальнюючи все сказане вище, можна зробити висновок про те, що робота пристрою управління автоматизованою КП базується на використанні інформації двох видів:

- статусної інформації, тобто інформації про поточне положення МПП коробки, що формується на виході блоку позиціонування у вигляді коду позиціонування $N_{\text{ПОЗ}}$ [1];

- керуючої інформації у вигляді коду управління $N_{\text{УПР}}$, що надходить з виходу БФУК [1], значення якого залежить від становища, в яке потрібно перемістити МПП при здійсненні перемикання КП на задану передачу.

5.2 Структура блоку позиціонування

Розглянемо більш докладно механізм формування статусної інформації в блоці позиціонування (БП), для чого скористаємося рис. 5.3, на якому наведена структура зазначеного блоку.

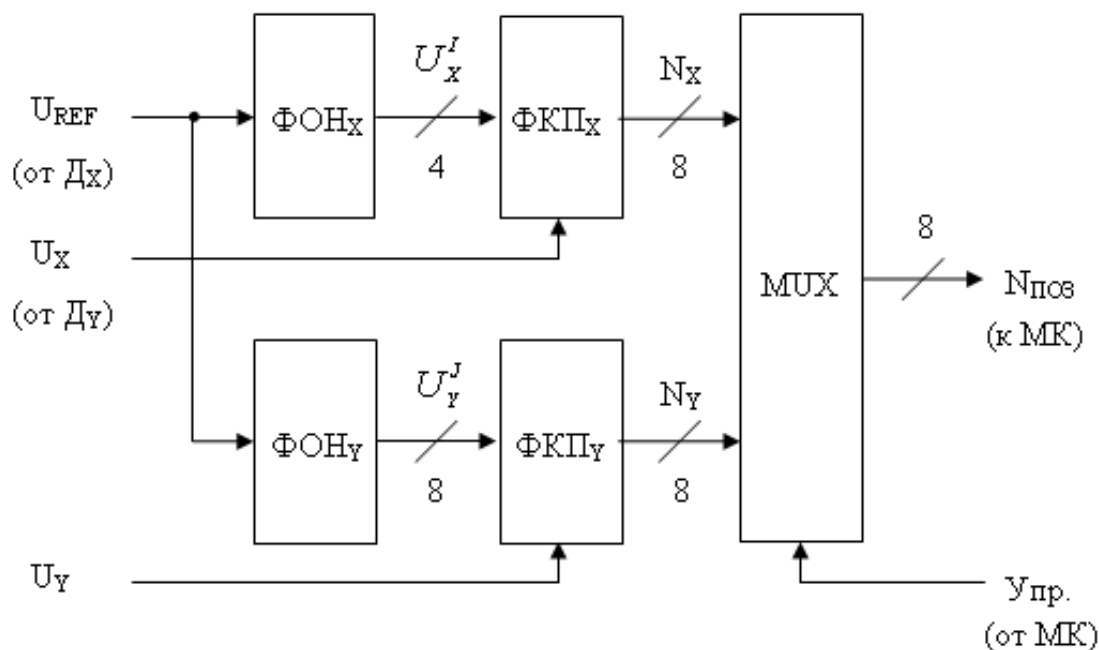


Рис. 5.3. Структура блоку позиціонування

Як випливає з наведеної схеми, код позиціонування $N_{\text{ПОЗ}}$, що формується на виході блоку, складається з двох частин - N_X і N_Y . Значення восьмирозрядного коду N_X відображає положення МПП

автоматизованої коробки по координаті X , а значення восьмирозрядного коду N_Y - по координаті Y . Зазначені коди генеруються за допомогою формувачів коду позиціонування $ФКП_X$ і $ФКП_Y$, відповідно.

Коди позиціонування N_X і N_Y з виходу відповідних формувачів надходять в мікроконтроллер МК в режимі тимчасового мультиплексування, для чого до складу БП введений мультиплексор MUX . Так як коди N_X і N_Y мають байтовий формат, то використовується мультиплексор є двухвходових, восьмирозрядним. Вибір переданого на вихід мультиплексора позиційного коду визначається значенням однорозрядного керуючого коду, що подається на відповідний вхід управління мультиплексора від МК.

Принцип дії формувачів коду позиціонування заснований на аналоговому порівнянні вихідних напруг U_X і U_Y датчиків позиціонування S_X і S_Y , відповідно, з величинами опорних (порогових) напруг U_X^i і U_Y^j , що генеруються на виходах відповідних координатних формувачів опорних напруг $ФОН_X$ і $ФОН_Y$. Результати порівняння зазначених напружень визначають обсяг розрядних бітів у формованих кодах N_X і N_Y .

Слід також зазначити, що кількість опорних напруг i та j , які формуються відповідними $ФОН$, залежить від схемної реалізації формувачів коду позиціонування.

Метрологічні характеристики блоку позиціонування в основному визначаються технічними рішеннями, використовуваними при реалізації пристрою порівняння величин аналогових напруг, на базі яких будуються формувачі позиційних кодів N_X і N_Y .

Для існуючого варіанту технічної реалізації блоку позиціонування [1] характерне використання в якості пристрою порівняння аналогових напруг звичайних аналогових компараторів. Однак, цим варіантом реалізації БП притаманна невисока точність позиціонування МПП коробки з-за значних вібрації і ударних навантажень, яким піддаються вузли та агрегати автомобіля в процесі експлуатації. Крім того, певну лепту в зниження точності позиціонування вносить і широкий діапазон температур, характерний для існуючих умов експлуатації автотранспортної техніки.

З метою підвищення метрологічних і експлуатаційних характеристик блоку позиціонування була проведена розробка "модифікованого" аналогового компаратора (МАК).

5.3. Структура "модифікованого" аналогового компаратора

Даний вид компаратора, при згадці якого надалі будемо використовувати аббревіатуру МАК, призначений для використання в якості базового пристрою при створенні формувачів коду позиціонування, що входять до складу БП системи управління автоматизованої КП.

Структура МАК представлена на рис. 5.4.

До складу структури МАК входять:

- аналогові компаратори АК1 і АК2;
- формувачі одиночних імпульсів (одновібратора або чекають мультівібратори) $\Phi 1$ і $\Phi 2$;
- RS - тригер T_r .

Розроблена структура МАК дозволяє отримати в його вихідному сигналі наявність гістерезису, порогові значення, а отже, і ширина якого можуть бути піддані оперативної коригуванню.

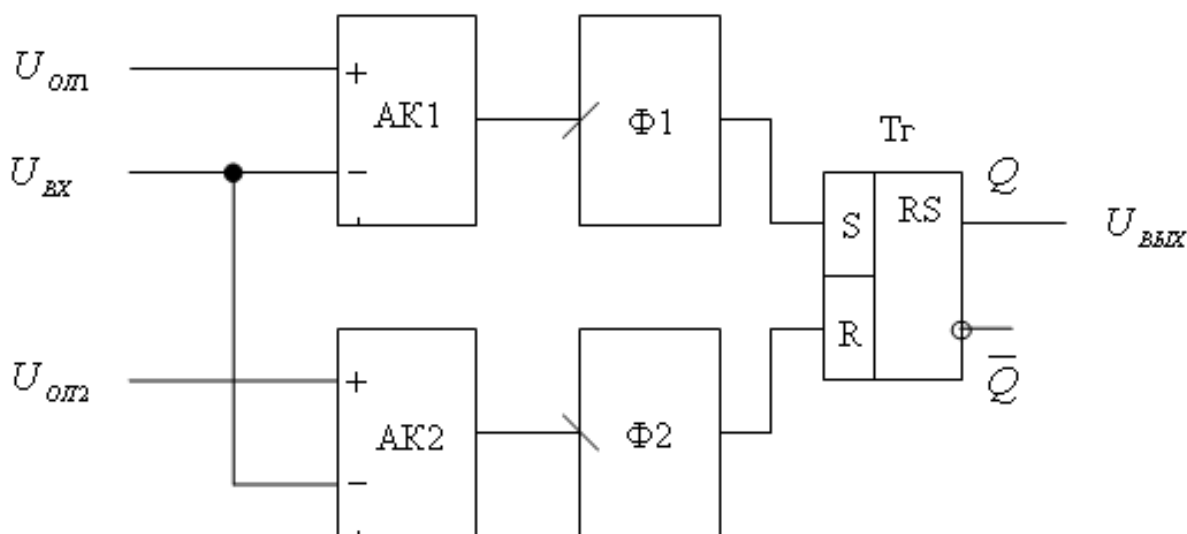


Рис. 5.4. Структура "модифікованого" аналогового компаратора

На рис. 5.5 представлена передатна характеристика для МК, тобто його залежність для випадку, коли вхідна напруга подається на "інвертують" входи обох аналогових компараторів, а встановлені значення опорних (порогових) напруг і - на "неінвертуючий" входи аналогових компараторів АК1 і АК2, відповідно. Наведена передатна

характеристика (передатна характеристика першого виду) характерна для структури МАК, наведеною на рис. 5.4.

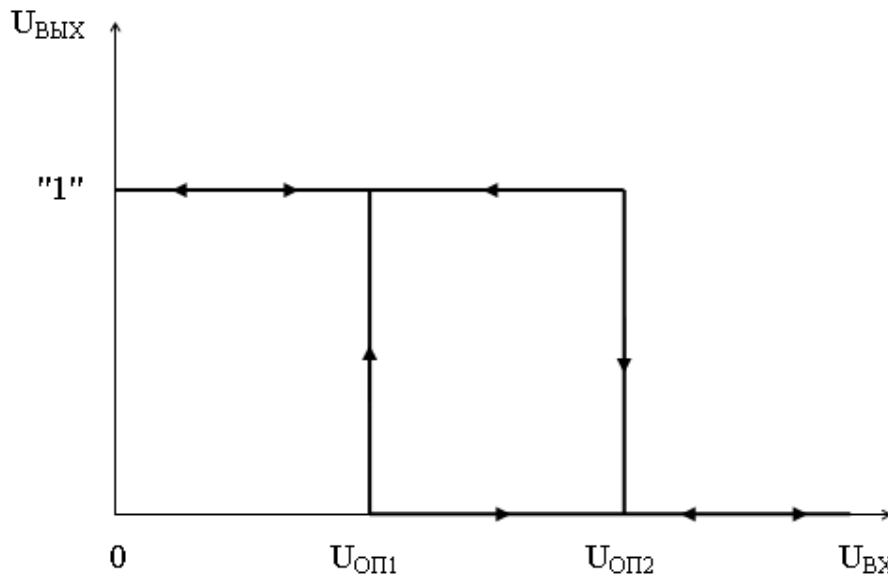


Рис. 5.5. Передавальна характеристика МАК першого виду

У цілому ряді випадків при реалізації різних електронних систем виникає необхідність в наявності аналогового компаратора, у якого передавальна характеристика має дещо інший вигляд, тобто вид, представлений на рис. 5.6.

Отримання такого виду передавальної характеристики (передавальної характеристики другого виду) досягається шляхом зміни порядку підключення вхідного і опорних напруг до входу МАК, що наочно ілюструє рис. 5.7.

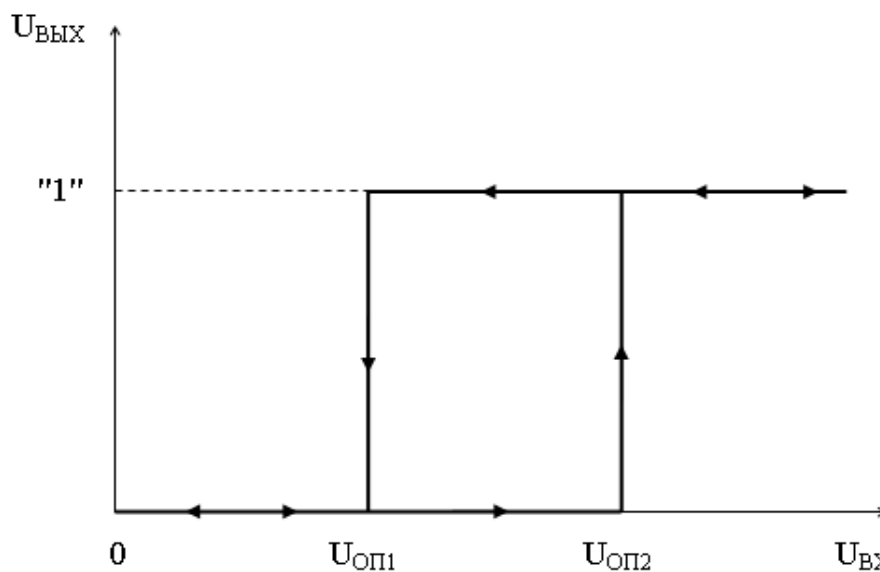


Рис. 5.6. Передавальна характеристика МАК другого виду

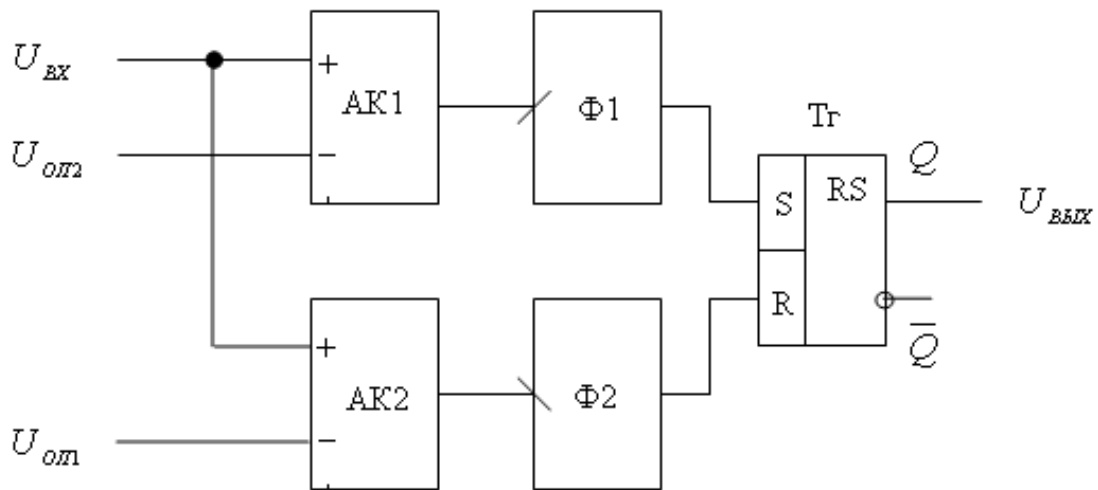


Рис. 5.7. Структура "модифікованого" аналогового компаратора з передавальною характеристикою другого виду

5.4. Алгоритм формування статусної інформації

Формування статусної інформації при роботі автоматизованої КП у вигляді кодів N_X і N_Y здійснюється в формувача коду положення $\Phi_{КП_X}$ і $\Phi_{КП_Y}$, відповідно, для чого до складу кожного з цих формувачів введено певне число "модифікованих" аналогових компараторів.

Визначення чисельного складу цих компараторів і механізм формування статусної інформації детально описані в [1].

5.5 Функціонування "модифікованого" аналогового компаратора

Функціонування "модифікованого" аналогового компаратора розглянемо на прикладі його роботи при реалізації передавальної характеристикою першого виду (див. рис. 6.4 і рис. 6.5). При цьому зробимо наступні вихідні допущення:

- Початковий стан RS-тригера T_r компаратора - одиничне, тобто стан виходу Q зазначеного тригера відповідає рівню логічної "1".
- Вхідна напруга $U_{ВХ}$ компаратора змінюється в бік збільшення, починаючи з нульового рівня.

При досягненні вхідною напругою $U_{ВХ}$ значення опорного (порогового) напруги $U_{оп1}$ спрацьовує аналоговий компаратор $AK1$, в результаті чого на його виході формується негативний перепад

напруги (тобто перехід напруги з рівня логічної "1" до рівня логічного "0"). Даний перепад є пасивним для входу формувача Ф1 і не викликає зміни вихідного стану останнього, в результаті чого стан виходу Q RS-тригера залишається незмінним, тобто залишається рівним рівню логічної "1".

При подальшому збільшенні напруги $U_{ВХ}$ в разі виконання співвідношення $U_{ВХ} = U_{ОП2}$ спрацьовує аналоговий компаратор АК2, внаслідок чого на його виході формується негативний перепад напруги, який, у свою чергу, ініціює формування на виході формувача Ф2 короткого позитивного імпульсу, т. к. зазначений перепад напруги є активним для входу останнього.

Вихідний імпульс формувача Ф2 надходить на вхід R (скидання) RS-тригера Тг, в результаті чого останній встановлюється в нульовий стан, тобто стан, при якому на виході Q тригера присутня напруга відповідає рівню логічного "0".

При подальшому збільшенні вхідної напруги $U_{ВХ}$ стан виходу Q тригера залишається незмінним.

Розглянемо тепер процес зменшення вхідної напруги $U_{ВХ}$ за умови нульового вихідного стану RS-тригера Тг.

При досягненні вхідною напругою значення $U_{ОП2}$ спрацює аналоговий компаратор АК2, внаслідок чого на виході останнього сформується позитивний перепад напруги. Проте, дана подія не викличе жодної реакції з боку формувача Ф2, оскільки для його входу активним є негативний перепад. Отже, стан RS-тригера, а значить і його виходу Q, залишиться незмінним (нульовим).

При подальшому зменшенні вхідної напруги, в разі досягнення останніми значення $U_{ОП1}$, спрацює аналоговий компаратор АК1 і на його виході також буде сформований позитивний перепад напруги. З огляду на те, що цей перепад є активним для входу формувача Ф1, то на виході останнього відбудеться формування короткого позитивного імпульсу, який, вступаючи на вхід S (установки) RS-тригера, викличе перехід останнього в одиничний стан.

Як впливає з наведеного вище опису роботи розробленого "модифікованого" аналогового компаратора, зміна стан його виходу відбувається при двох значеннях вхідної напруги $U_{ВХ}$, що відповідають значенням встановлених опорних (порогових) напруг $U_{ОП1}$ і $U_{ОП2}$. Причому, значення активного порогового рівня, тобто

значення $U_{ВХ}$, при якому відбувається спрацьовування компаратора, залежить від характеру зміни $U_{ВХ}$ (збільшення або зменшення).

Значення різниці $U_{ОП2} - U_{ОП1}$ визначає величину напруги гістерезису $U_{Г}$, наявність якого є однією з найважливіших переваг даного компаратора.

На закінчення слід зазначити, що використання "модифікованих" аналогових компараторів в складі блоків позиціонування системи управління автоматизованої КП вантажного автомобіля КамАЗ дозволить істотно підвищити точність позиціонування МПП коробки, тобто мінімізувати кількість помилкових збоїв при позиціонуванні МПП коробки, при досить жорстких умовах експлуатації останньої.

6. МОДЕЛЮВАННЯ РУХУ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ З МЕХАНІЧНОЮ АВТОМАТИЗОВАНОЮ ТРАНСМІСІЄЮ

6.1. Математична модель транспортного засобу з механічною трансмісією

Для дослідження руху транспортного засобу, який має механічну трансмісію що керується автоматичною системою керування, складемо відповідну систему рівнянь (6.1).

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dV_a}{dt} = \frac{\frac{M_e \cdot u_i \cdot u_0 \cdot \eta}{r_d} - \frac{k \cdot F \cdot V_a^2}{3.6^2} - m_a \cdot g \cdot \psi}{m_a \cdot \delta_j} \\ \psi = f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha \\ V = 0.337 \cdot \frac{n_e \cdot r_d}{u_i \cdot u_0} \\ M_e = f(n_e; \alpha) \\ k = \frac{c_x \cdot \rho}{2} \\ N_e = \frac{M_e \cdot n_e}{9550} \end{array} \right. \quad (6.1)$$

де V_a – швидкість транспортного засобу, км/год; M_e момент двигуна, $H \cdot m$; u_i – передавальне число коробки передач i -тої передачі; u_0 – передавальне число головної передачі; m_a – маса транспортного засобу; g – прискорення вільного падіння, m/s^2 ; δ_j – коефіцієнт що враховує вплив інерції мас що обертаються; ψ – коефіцієнт опору дороги; f – коефіцієнт опору коченню; n_e – оберти двигуна, xv^{-1} ; r_d – динамічний радіус колеса, м; α – положення педалі акселератора, %; c_x – коефіцієнт проточини; ρ – щільність повітря, kg/m^3 ; k – коефіцієнт опору повітря.

У якості початкових даних в моделі закладено такі параметри автомобіля як його маса, параметри необхідні для розрахунку опору повітря та коченню, передавальні числа трансмісії та моменти інерції частин що обертаються. Змінне навантаження із сторони дороги задається шляхом введення в модель відповідних величин уклону дороги i (рис. 6.1), що перераховується у нахил дороги. Таким чином задається повздовжній профіль дороги. Траєкторія руху у плані задається швидкістю автомобіля яка менше або дорівнює безпечній швидкості за перекиданням. А саме виконується рівняння

$$V_a \leq \sqrt{\frac{B}{2 \cdot h_g} \cdot g \cdot R}, \quad (6.2)$$

де B – колія коліс, м; h_g – висота центра мас, м; R – радіус повороту, м.

Залежність крутного моменту від положення рейки подачі палива та обертів двигуна закладено у модель у вигляді таблиці 6.1 та являє собою поле швидкісних характеристик (рис. 6.2)

Таблиця 6.1

Матриця моменту двигуна

Оберти двигуна хв^{-1}	Процент натискання педалі акселератора										
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
600	30	90	112	127	150	200	250	280	320	340	382
800	37	97	133	160	180	230	300	330	390	450	480
1000	0	97	155	193	215	260	340	400	468	535	590
1228	0	74	159	204	272	340	408	476	544	612	680
1400	0	56	148	230.7	307.6	384.5	461.4	538.3	615.2	692.1	769
1600	0	29	131	245.1	326.8	408.5	490.2	571.9	653.6	735.3	817
1800	0	0	106	252	336	420	504	588	672	756	840
2000	0	0	89	244.8	326.4	408	489.6	571.2	652.8	734.4	816
2200	0	0	63	234	312	390	468	546	624	702	780
2400	0	0	33	222	296	370	444	518	592	666	740
2600	0	0	0	204	272	340	408	476	544	612	680
2800	0	0	0	96	128	160	192	224	256	288	320
2930	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

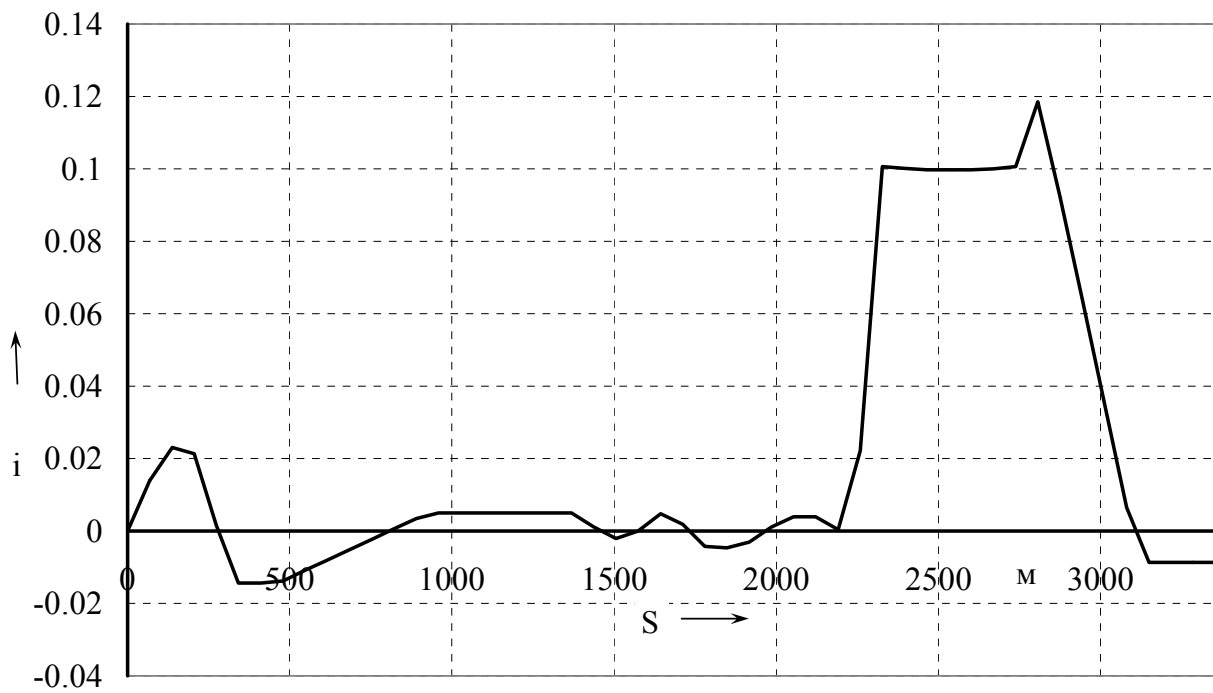


Рис. 6.1. Моделювання ухилу дороги залежно від відстані, що проходить автомобіль

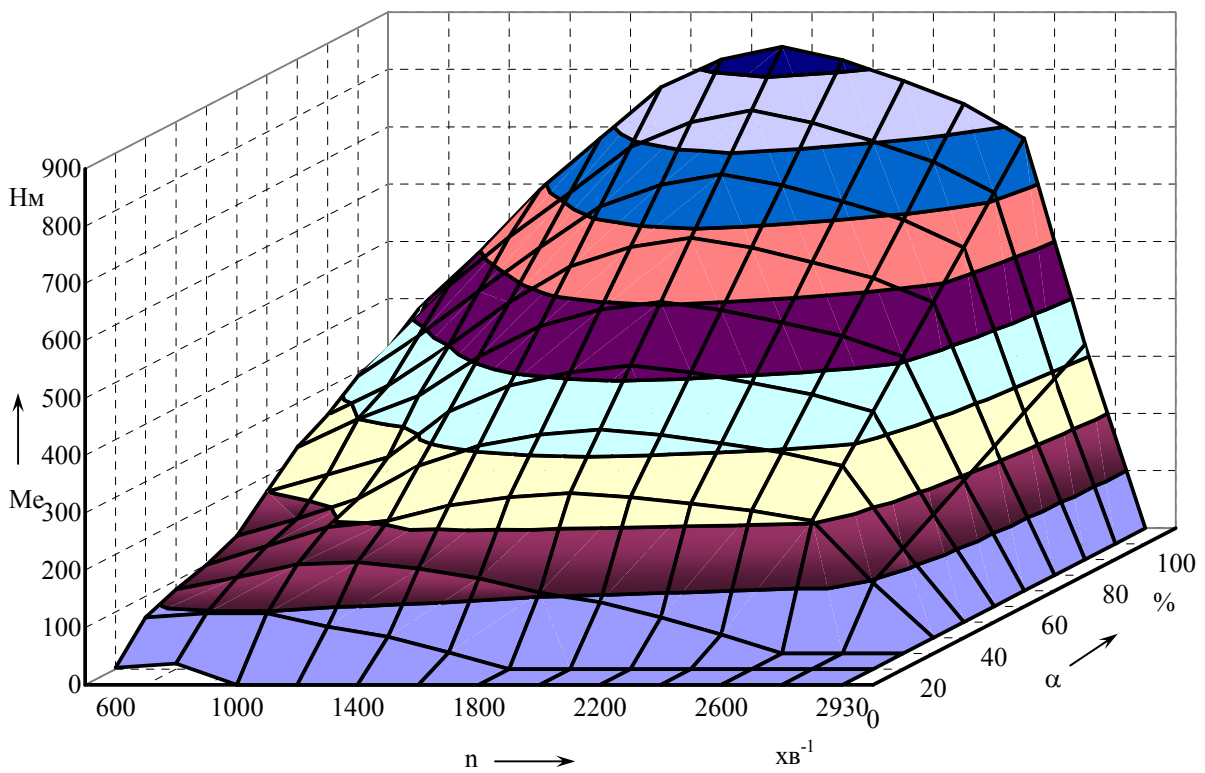


Рис. 6.2. Поле швидкісних характеристик двигуна

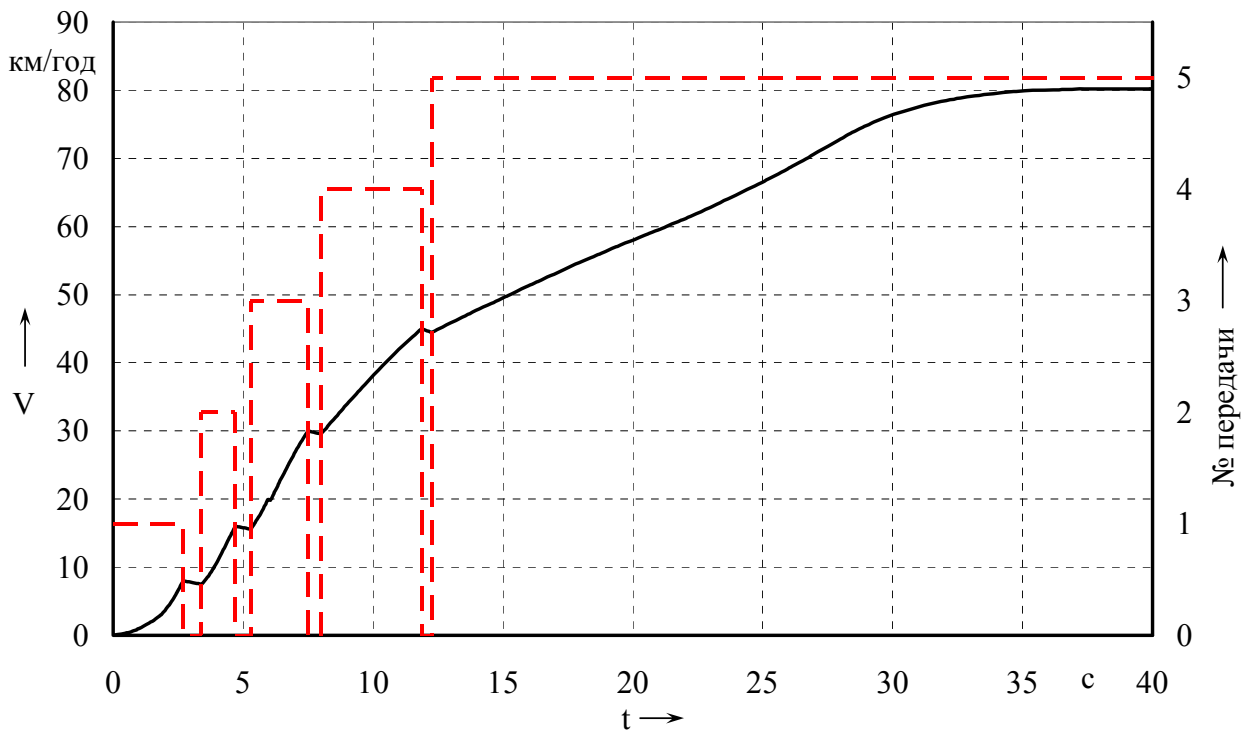


Рис. 6.3. Процес перемикання передач під час розгону транспортного засобу

Моделювання роботи коробки передач та зчеплення відбувається за допомогою моделей, що наведені у підрозділах 2.1, 2.2, 3.2 та 4.1. Завдяки цьому час на який розривається потік потужності відрізняється на різних передачах. Перемикання відбувається як «до гори» так і «до низу» (рис. 6.4) відповідно із законом керування, що закладений.

Згідно закону керування, що відображений у залежності (6.3) перемикання передач у основній коробці відбувається відповідно до положення рейки подачі палива та швидкості руху транспортного засобу.

$$U_{кп} = f(\alpha; V_a; j_a) \quad (6.3)$$

Оскільки під час перемикання з однієї передачі на іншу розривається потік потужності, то швидкість транспортного засобу в цей період зменшується. Наявність у законі керування єдиної швидкості перемикання передач як на нижчі та і на вищі передачі призводить до безкінечного циклічного перемикання тих самих передач під час розгону транспортного засобу.

Виключити циклічне перемикання передач біля швидкості перемикання вдається за рахунок введення в закон керування додаткового обмеження, що забезпечує перемикання на нижчу передачу при меншій швидкості ніж на вищу (рис. 6.5). Режим руху транспортного засобу визначається за значенням його прискорення.

Наприклад у зоні між кривими II->III та II<-III (рис. 6.5) можливий рух як на другій так і на третій передачі відповідно якщо швидкість руху знижується чи зростає. Перемикання на першу передачу відбувається при повній зупинці транспортного засобу оскільки перша передача не має синхронізаторів.

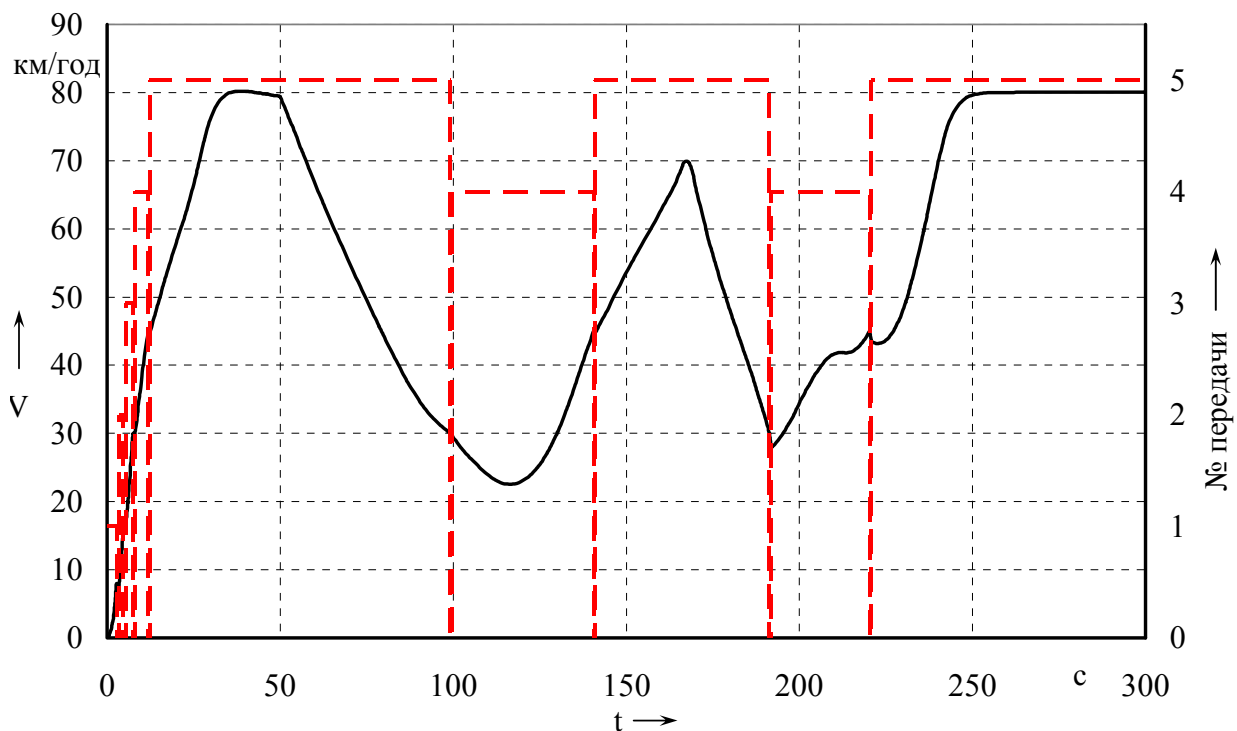


Рис. 6.4. Перемикання передач у основній коробці під час руху транспортного засобу

Керування діапазонами основної коробки передач відбувається за рахунок дільника, який має два фіксовані положення.

Окрім основного закону керування дільник, як і основна коробка, також має алгоритм забезпечення стійкого включеного становища передачі під час незначних зменшень швидкості, особливо за період розриву потоку потужності при перемикання передач.

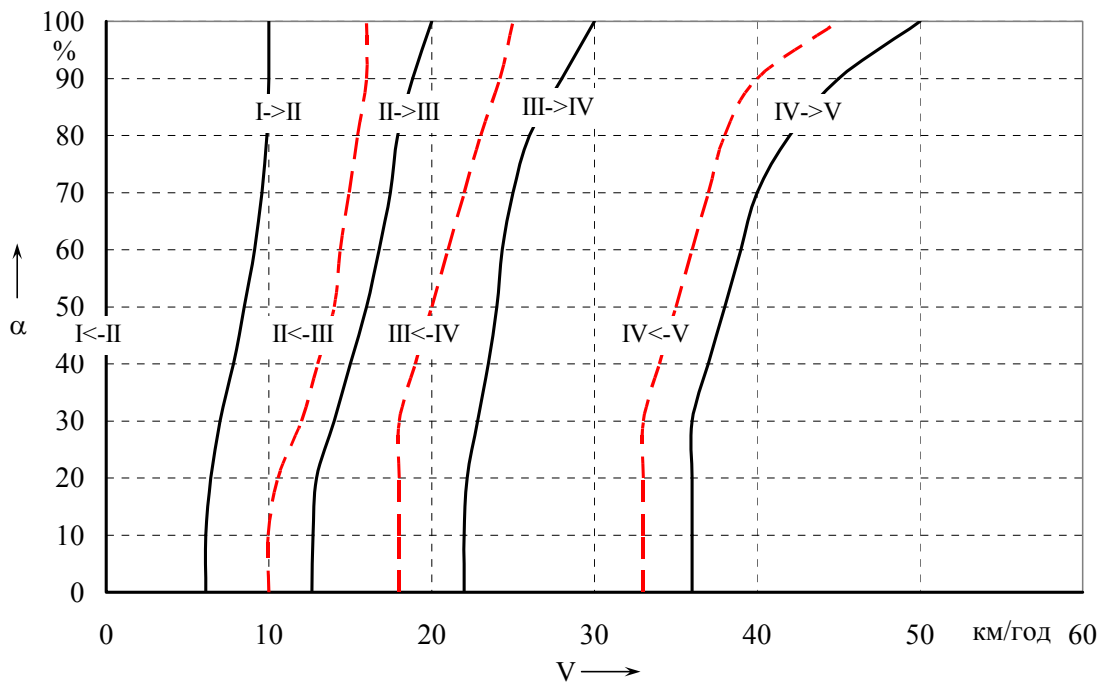


Рис. 6.5. Перемикаччя передач у основній коробці під час руху транспортного засобу

6.2. Аналіз результатів моделювання руху транспортного засобу

Загалом можна виділити два варіанти керування трансмісією:

- на підставі аналізу інформації що надходить з датчиків на транспортному засобі;
- на підставі інформації о місці знаходження транспортного засобу та положенні органів керування транспортним засобом.

Перший спосіб, більш традиційний, передбачає розрахункове визначення дорожнього опору. Його математичний запис наведено у формулі (6.3).

$$U_d = f(j_a; t) \quad (6.3)$$

Недолік цього закону є у тому що практично неможливо передбачити як режим руху зміниться у майбутньому. Тому існують деякі ситуації в яких автоматична трансмісія поводить себе не зовсім коректно. Наприклад під час руху у гору може перейти на вищу передачу замість того щоб залишитись на попередній для реалізації великого крутного моменту або багатократно перемикає суміжні передачі під час руху в гору (рис 6.6 крива 2).

У цьому випадку рух у гору на нижчій передачі призводить до стійкого розгону, а перемикання на наступну передачу не забезпечує на колесах відповіту тягову силу тому призводить до стійкого зменшення швидкості. Для розв'язання цього конфлікту необхідно. Або водію, що рухається на нижчій передачі зменшити швидкість руху або разом із перемиканням передачі у основній коробці також перемкнути її діапазон у дільнику. Рух зі перемиканням на інший діапазон відображає крива 5 (рис. 6.6).

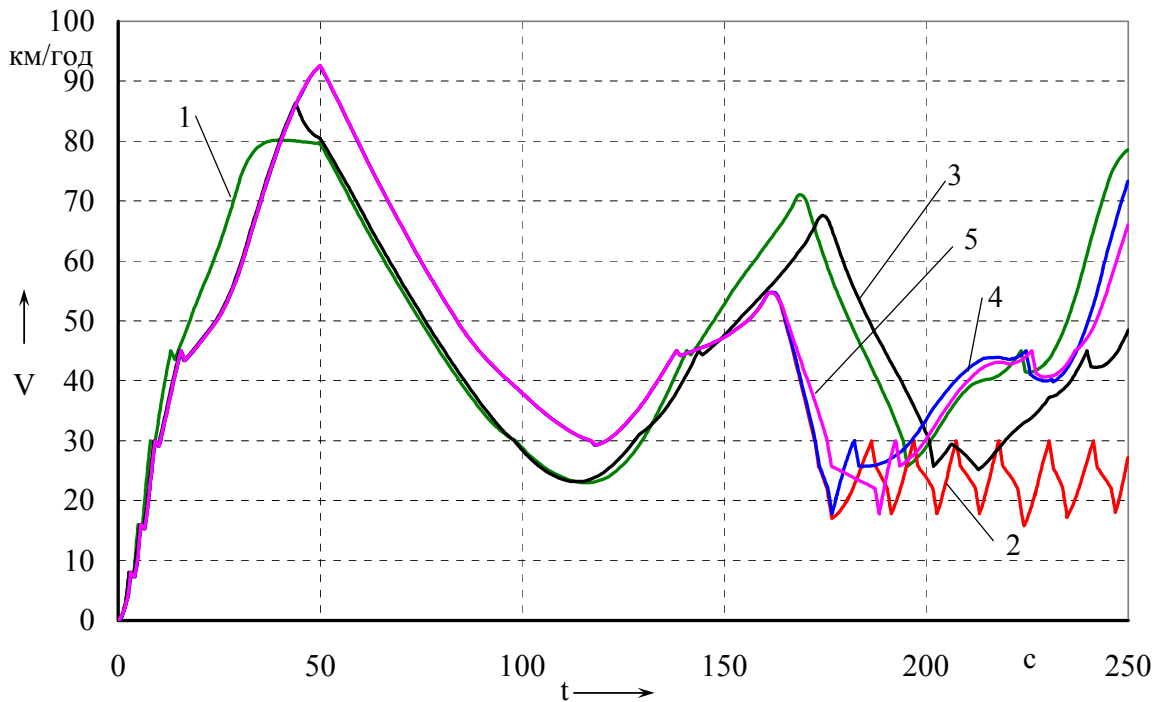


Рис. 6.6. Процес руху автомобіля при різних законах керування трансмісією

Окрім покращення динамічних показників руху своєчасне перемикання діапазону у дільнику сприяє зменшенню кількості перемикань у основній коробці. Як наслідок збільшується строк служби синхронізаторів та зчеплення. Закон керування трансмісією також впливає на шлях, що проходить транспортний засіб.

У залежності від того який режим руху домінує транспортний засіб може проходити різну відстань (рис. 6.7). Другий спосіб передбачає отримання інформації стосовно характеристик дороги по якій рухається транспортний засіб. Ця інформація передбачає знання про повздовжній уклін дороги та радіуси та кількість поворотів. Доступ до зазначеної інформації можливий при застосуванні системи GPS-навігації.

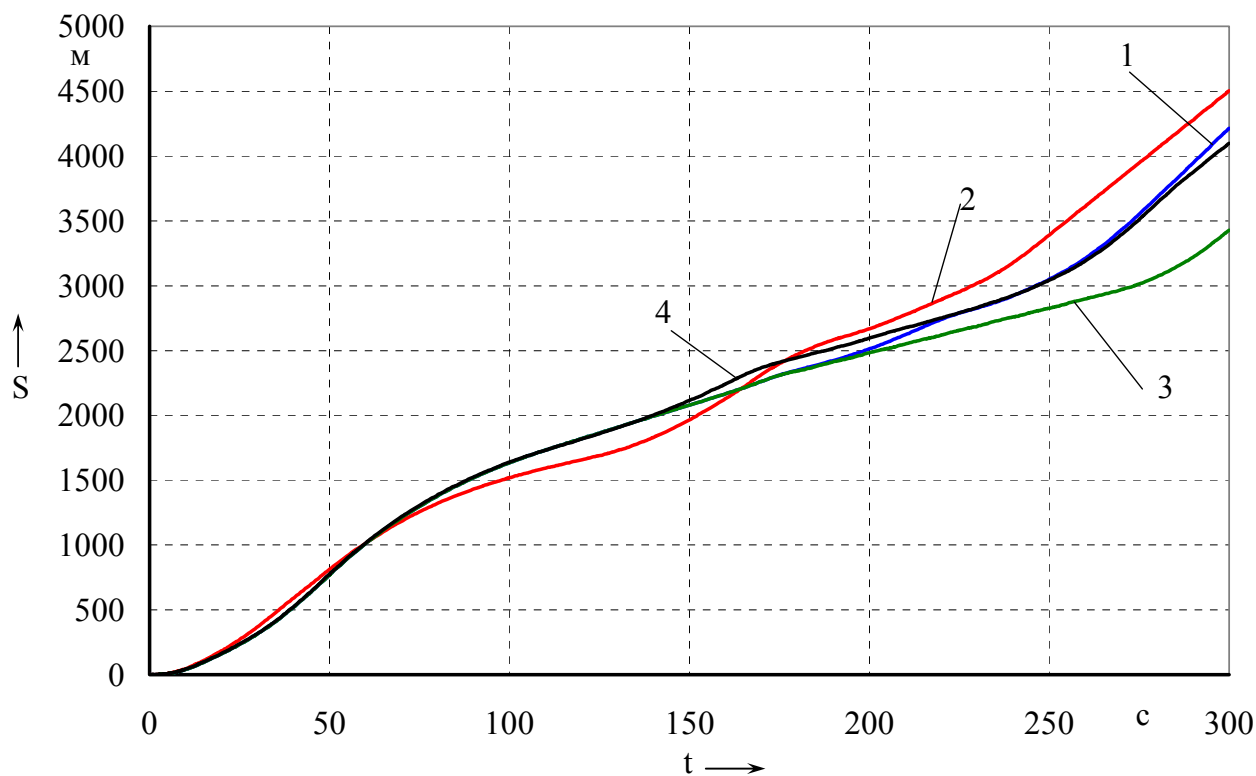


Рис. 7.7. Шлях, що проходить автомобіль при різних законах керування трансмісією

На сьогодні інформація із супутника дозволяє визначити місце знаходження об'єкта із точністю 0,3 – 0,5 м. Математичний запис такого закону наведено у формулі (6.4).

$$U_d = f(i) \quad (6.4)$$

Використання цього закону керування окрім координат зі супутника потребує інформацію стосовно характеристик дороги, яка розташована за координатами із супутника. Така інформація міститься у картах, що заздалегідь запрограмовані у пам'ять блоку керування. У якості допоміжної інформації заноситься швидкість руху по тій чи іншій ділянці траси. Ця інформація динамічно оновлюється при багаторазовому проходженні того ж самого маршруту. У цьому розумінні система керування постійно оновлює данні про режими руху по даній ділянці траси і здатна само налаштуватися. Ця властивість системи керування визначає її інтелектуальність оскільки діє згідно розумінню та принципів дії людини.

7. ПРОВЕДЕННЯ СТЕНДОВИХ ВИПРОБУВАНЬ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ КОРОБКОЮ ПЕРЕДАЧ

Випробування системи керування коробкою передач проводилося на стенді. Для керування процесом перемикавання коробкою передач було змонтоване місце оператора із педаллю керування зчепленням та оборотами двигуна.

Також для контролю за показниками працездатності двигуна була встановлена панель приборів (рис. 7.1).



Рис. 7.1. Обладнання стенду робочим місцем оператора та вимірювальними пристроями

У процесі проведення експериментальних досліджень були виявлені режими керування механізмом коробки передач відповідно до кожної передачі. Згідно з описом коробки передач, що застосована на стенді кожна передача має граничне зусилля на повзуні під час роботи синхронізатора, для забезпечення необхідного строку служби. Регулювання зусилля на синхронізаторі коробки передач відбувається за рахунок зміни величини струму в обмотці електродвигуна. Максимальні допустимі зусилля для кожної передачі, згідно із можливостями коробки передач КамАЗ, наведені у таблиці 7.1.

Таблиця 7.1

Зусилля при включенні передач у коробці КамАЗ

№ передачі	Зусилля, Н
2	1357
3	659
4	595
5	396

Оптимальні зусилля для перемикавання, згідно технічного завдання вказані у таблиці 7.2.

Таблиця 7.2

Зусилля при включенні передачі у коробці КамАЗ 142 у залежності від послідовності включення

Величина	I -> II	II <- III	II -> III	III <- IV	III -> IV	IV <- V	IV -> V
Оберти двигуна $n, \text{хв}^{-1}$	2200	1400	2200	1400	2200	1400	2200
$P_c, \text{Н}$	924	743	448	476	406	353	269

Регулювати момент електродвигуна електронний блок керування може згідно силової характеристики, яку заздалегідь визначено та уведено у пам'ять блоку керування. Залежність моменту на валу електродвигуна від струму в його ланцюгу визначено на стенді під час окремого навантаження електродвигуна.

Для налаштування системи під індивідуальні особливості кожної коробки передач передбачений тестовий режим роботи. Оскільки допуски виготовлення в умовах серійного виробництва досить грубі. Це не дозволить застосувати електромеханічний механізм управління коробкою передач без попереднього налаштування на кожній коробці передач.

Для налаштування механізму перемикавання після встановлення його на коробку запускається тестовий режим роботи. У цьому режимі відбувається запис поточних параметрів в пам'ять електронного блоку управління механізмом перемикавання передач. Як контрольні параметри вибрані сигнали від датчиків положення

силового і селекторного двигуна у всіх штатних положеннях важеля перемикачів передач. Ці положення показані на рис. 7.2.

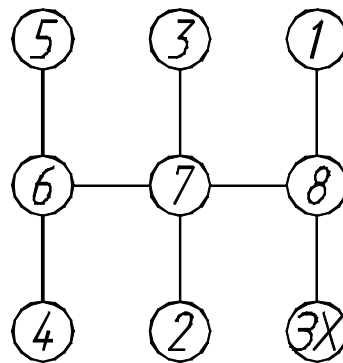


Рис. 7.2. Положення важеля перемикачів передач

Процес настроювання відбувається на автомобілі, при вимкненому двигуні і виключеному зчепленні. При цьому першим починає тестувати положення 6, 7 і 8 (див. рис. 7.2) селекторний двигун. Він переміщається від одного крайнього положення в інше і фіксує показання датчика положення селекторного двигуна. Досягнення крайніх положень 6 та 8 визначається електронним блоком по наростанню струму в ланцюзі електродвигуна тому що в цих положеннях важіль впирається в направляючі і зупиняється. Для визначення середнього положення 7 електронний блок управління обчислює середнє арифметичне між показаннями в положенні 6 і 8. Після цього селекторний двигун черзі встановлює важіль в кожне з положень 6, 7, 8 і починає включати передачі силовим двигуном. Під час цієї операції обов'язково зчеплення має бути вимкнене (педаля зчеплення натиснута). Процес включення передач супроводжується повним ходом повзуна, до упору, що контролюється за трьома подіям:

- по збільшенню струму в обмотці силового – електродвигуна;
- по зміні сигналу датчика положення в очікуваних– межах;
- по спрацьовуванню одного з відповідних датчиків–налагодження, які встановлені над фіксаторами і фіксують їх спрацьовування.

Під час включення і виключення передач повзуни, за допомогою фіксаторів чітко стають в потрібне положення. При цьому невелика оборотність силового двигуна з редуктором сприяє цьому. При виборі необхідного повзуна немає механічної фіксації важеля включення передач. Тому необхідно забезпечити чітке позиціонування в положеннях 6, 7, та 8 (рис. 7.2). Для того щоб

запобіжник включення першої і задньої передачі не створював додаткового опору переміщенню важеля селекторним двигуном, запобіжник був повністю виключений з конструкції. Блокування самовільного включення першої і задньої передачі забезпечується електронним блоком управління, який допускає переміщення важеля в положення 8 тільки при повністю зупиненому автомобілі, що фіксується по датчику частоти обертання вторинного валу коробки передач. Чітке позиціонування важеля в положеннях 6, 7, і 8 досягається за допомогою датчика положення і переведенням селекторної двигуна в режим роботи генератора. У такому режимі роботи забезпечується швидка зупинка двигуна з мінімальним впливом його інерції. Завершальні випробування експериментального зразка електромеханічного механізму управління коробкою передач проводилися на нагрузочному стенді в лабораторних умовах. Тестові включення здійснювалися як на коробці передач з двигуном що не запущений, так і при працюючому двигуні й імітації руху. За результатами досліджень була спрощена конструкція механізму. У конструкції залишили лише один силовий електродвигун, а не два як планувалося при розробці. Зусилля створюваного одним силовим електродвигуном виявилось досить для виконання всіх можливих варіантів перемикавання передач. Імітація виходу з ладу електродвигунів і датчиків положення і частоти обертання не призводить до поломки коробки передач. Система самостійно діагностує несправність і повідомляє водія. В аварійному режимі, якщо дозволяє відмова, є можливість включити одну передачу з можливістю перемикавання на іншу, що знаходиться на тому ж повзуні при цьому електронний блок орієнтується по струмовим уставкам забезпечуючи синхронізацію і вимикання електродвигуна.

Проаналізуємо процес перемикавання передачі з одного положення в наступне на одному повзуні. Весь процес включення займає 0,7 с. Цей процес включення передачі є найбільш тривалим з-за найбільшої різниці частот обертання між вторинним валом і шестірнею передачі. Час переключення в аналогічних конструкцій коливається від 0,3 до 1 с. Час переключення передачі обмежена можливістю електродвигуна і забезпеченням необхідної довговічності роботи синхронізатора. У порівнянні з електропневматичними механізмами управління коробкою передач електромеханічний забезпечує плавніше торкання

конічних поверхонь синхронізатора що сприятливо відбивається на терміні його служби. Ділянка кривої до 51,1 с (рис. 7.3) характеризує процес зняття з фіксатора нейтралі. Подальший рух аж до 51,15 з описує наближення до конічної поверхні синхронізатора, після торкання яких відбувається синхронізація протягом якої повзун залишається нерухомим. У процесі торкання конічних поверхонь помітний невеликий «відскік», який говорить про динамічність процесу. Після синхронізації повзун переміщається далі забезпечуючи включення передачі. Переміщення повзуна на величину трохи більшу 16мм і потім повернення до 16 мм свідчить про скоєння повзуном максимально можливого ходу після чого до штатного положення його повернув фіксатор завдяки оборотності редуктора силового двигуна.

Процес перемикання з третьої передачі на другу (рис. 7.4) характеризує перемикання між передачами що знаходяться на одному повзуні. Включення другої передачі має ті ж фази що і на рис 4, але з дещо меншим часом синхронізації і виключення передачі. Особливостями такого перемикання є зменшення часу синхронізації під час вимикання передачі і більш швидке проходження фіксатора нейтралі за рахунок інерції.

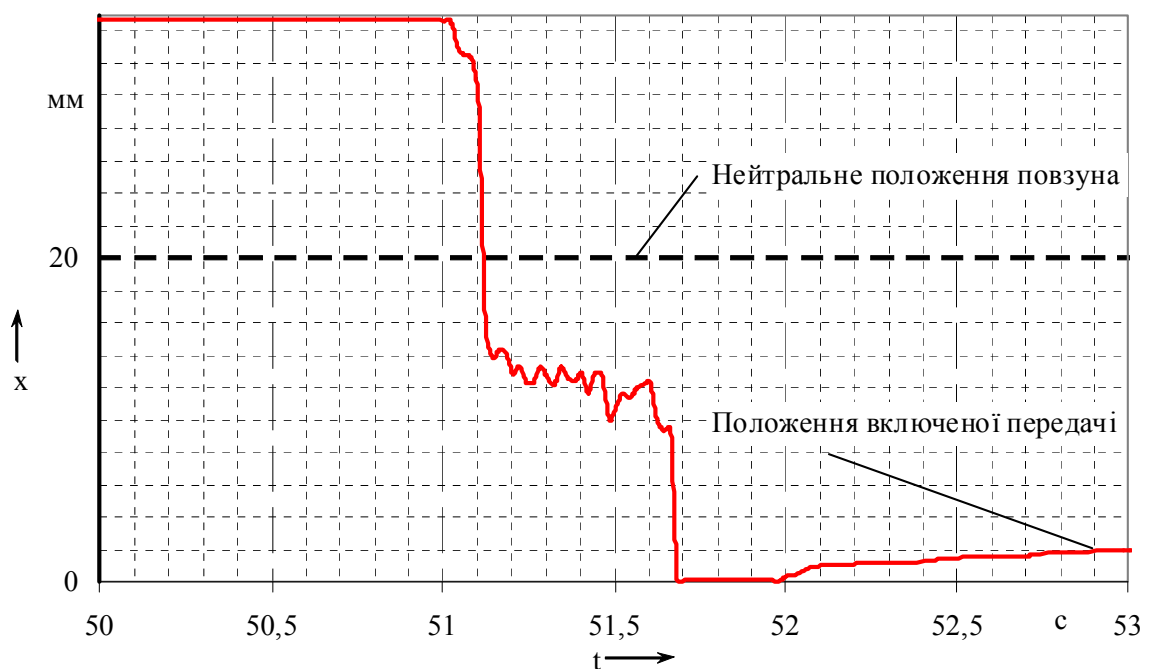


Рис. 7.3. Переміщення повзуна під час процесу включення передачі

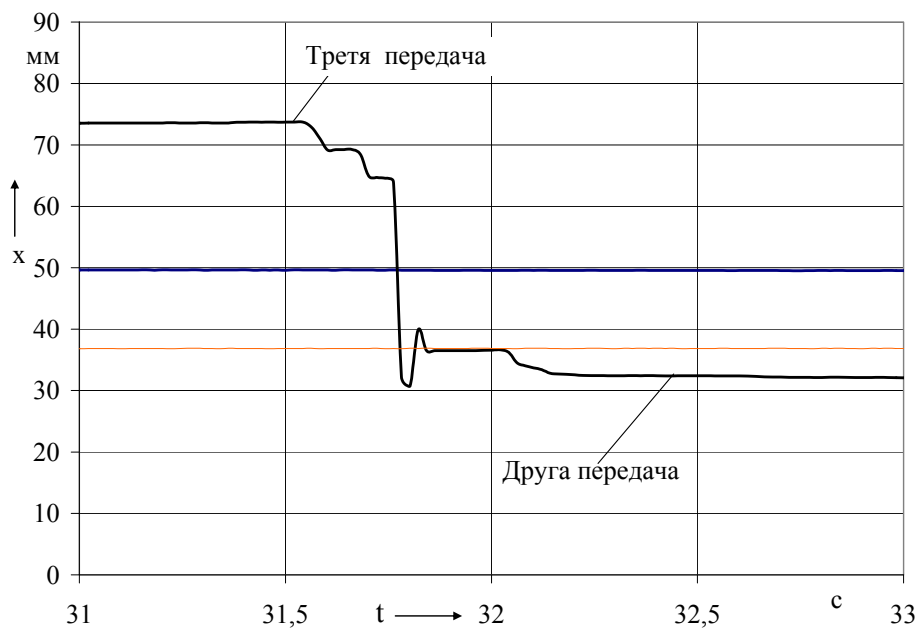


Рис. 7.4. Переміщення повзуна під час процесу перемикання з третьої передачі на другу

Перемикання на передачу що знаходиться на сусідньому повзуні супроводжується включенням селекторного електродвигуна для переміщення важеля від одного повзуна до іншого. Переміщення здійснюється після повного виключення п'ятої передачі (рис. 7.5) після чого реалізується алгоритм включення передачі з нейтрального положення.

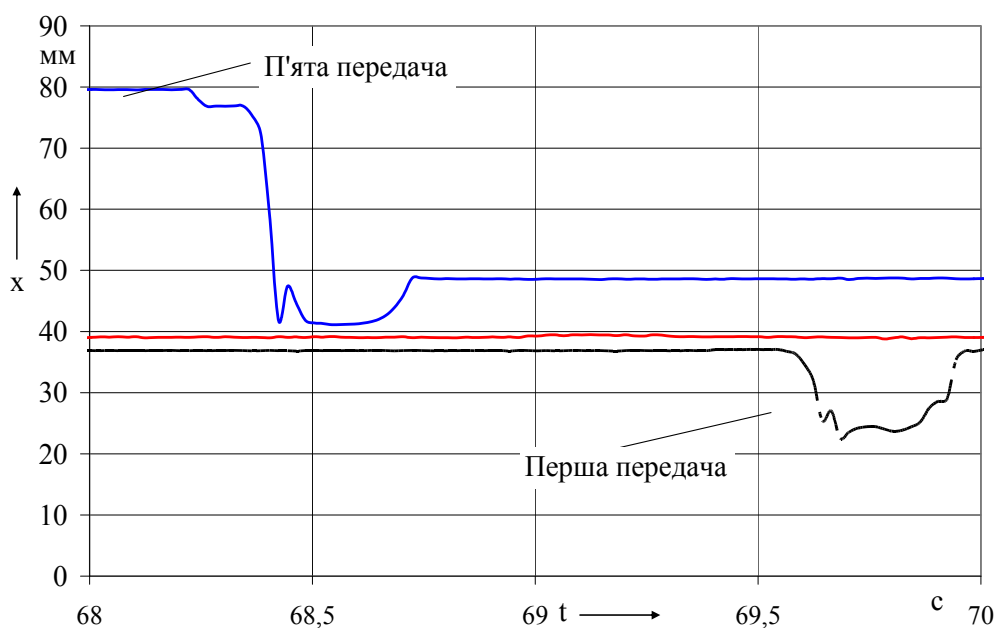


Рис. 7.5. Переміщення повзуна під час процесу перемикання з п'ятої передачі на першу

Скоротити час переміщення важеля між повзунами можна застосувавши селекторний електродвигун з редуктором у якого менше передавальне число. Це дозволить йому переміщатися з більш високою швидкістю оскільки на переміщення важеля по валу необхідно не велике зусилля.

П'ята та четверта передачі знаходяться на одному повзуні, тому цьому процесу притаманні ті ж етапи що і при перемиканні з другої передачі на третю. Весь процес перемикання можна охарактеризувати як м'який і без ударний. Якщо з причин невідповідності частот обертання валів перемикання передачі не відбувалося з першого разу, то на табло висвічувався сигнал неправильного вибору передачі, а повторний процес включення забезпечував надійне включення після зрівнювання частот обертання. У процесі експериментів включення передачі відбувалося «чисто» при цьому відбувається повне вмикання передачі.

8 ПРОВЕДЕННЯ ВИПРОБУВАНЬ НА ПРАЦЕЗДАТНІСТЬ І ШВИДКОДІЮ

При проведенні випробувань встановлювався тиск повітря 0,8 МПа в ресивері з штатної пневматичної системи за допомогою крана по манометру. Для забезпечення проти зусилля 4,0 кН на штоку навантаження пневмоциліндра, встановлювався тиск повітря 0,52 МПа за допомогою крана по манометру з ресивера.

Для забезпечення переміщення штока ЕППЗ, на впускний електропневматичний клапан подавалася напруга від блоку живлення за допомогою вимикачів з різною тривалістю включень. При цьому перевірялася герметичність ЕППЗ через кожні 5 мм до повного ходу штока 70 мм.

Наступним етапом було оцінено швидкодію ЕППЗ. При цьому фіксувався час між моментом включення електропневматичного клапана, і досягненням штока крайнього положення. ЕППЗ, при тиском в живлячій частині 8 атм (0,8 МПа) і наявності належного проти зусилля, виконує переміщення штока 70 мм за час 0,96...1,1 с. При зниженні тиску в живлячій частині до 6,5 атм (0,65 МПа) шток ЕППЗ так само переміщається на 70 мм, при цьому час переміщення складає 1,05-1,15 с. При відробітку такту скидання тиску, шток ЕППЗ повертається в початкове положення за час 0,85...1,05 с., в незалежності від величини тиску в межах 8...6,5 атм (0,8.0,65 МПа) в живлячій частині.

Для оцінки якості слідкуючої дії, в схемі 1.2, замість перемикачів був встановлений прототип блоку керування, як показано на рис. 8.1.

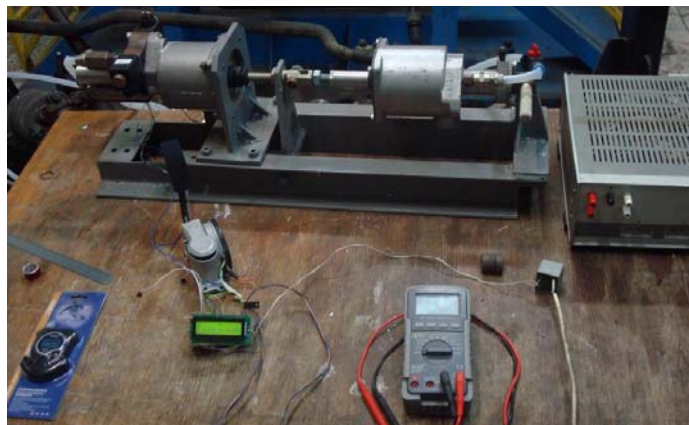


Рис. 8.1. Зовнішній вигляд випробувальної установки

Основною метою виконуваних досліджень, було оцінити працездатність ЕППЗ і відповідність видаваних параметрів закладеним проектованим параметрам.



Рис. 8.2. Зовнішній вигляд випробувальної установки



Рис. 8.3. Цифрове табло положення штока ЕППЗ

При проведенні випробувань на відробіток стежачої дії, було виявлено, що сигнал, що надходить з датчика переміщення СД 115 № 01Э, не стабільний в процесі експлуатації.

При використанні магнітної втулки з намагніченням, уздовж циліндра (рис. 8.4 а) при переміщенні магнітної втулки уздовж датчика була отримана практично лінійна залежність. Так при ході 70 мм вихідний сигнал змінювався з 0,5 В до 4,5 В. Але при провертанні магнітної втулки на 90 град щодо осі, було виявлено зміну початкового сигналу з 0,5 В до 2,2 В.

Для усунення даного недоліку було ухвалено рішення скористатися іншою магнітною втулкою з намагніченням, при якому один полюс знаходиться на зовнішньому діаметрі втулки, другої, - на внутрішньому діаметрі (рис.8.4 б) При переміщенні магнітної втулки уздовж датчика були відмічені зміни вихідного сигналу 1,5...2,3 В. При цьому значення ні як не змінювалося при провертанні магнітної втулки.

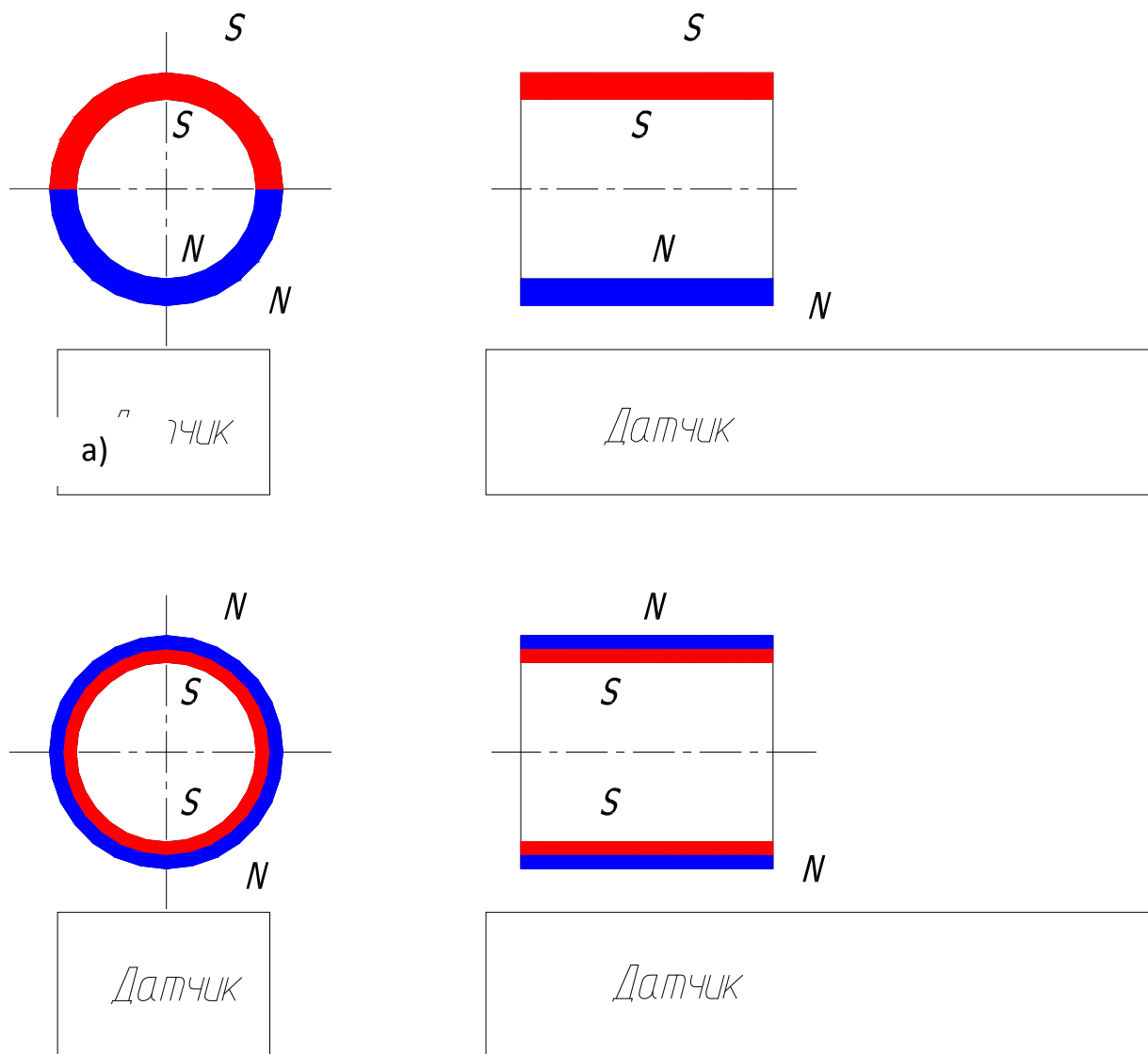


Рис. 8.4– Намагніченість втулок датчика переміщення.

9. РЕКОМЕНДАЦІЇ ПО ДООПРАЦЮВАННЮ

При виконанні попередніх випробуваннях макетного зразка підсилювача приводу зчеплення електропневматичного, було виявлено, що для забезпечення працездатності, потрібне доопрацювання датчика переміщення. Згідно даним отриманим від НВО «ПРИЛАД», магнітну індукцію втулки необхідно забезпечити не менше 1 Тл, розташування магнітного поля повинне відповідати (рис. 8.4, б).

При узгодженні, із споживачами схеми і принципів роботи було відмічено, що згідно запропонованій схемі приводу зчеплення з ЕППЗ за відсутності живлення (у разі несправності), неможливо забезпечити виключення зчеплення. Для усунення даного недоліку потрібна розробка апарату для примусового виключення зчеплення в аварійному режимі. Даний агрегат має бути обов'язково присутнім в приводі керування зчепленням з ЕППЗ.

ВИСНОВКИ

1. Скорочення часу перемикання передач можливо досягнути за рахунок:

- розгону елементів коробки передач двигуном внутрішнього згоряння чи додатковим пристроєм;
- збільшенням площі поверхні тертя, що дозволить збільшити навантаження на синхронізатор;
- виключення синхронізатора з конструкції механічної коробки передач.

2. Застосування гібридної схеми у трансмісії дозволить розганяти елементи коробки передач без застосування двигуна внутрішнього згоряння та у той час коли ще відсутній контакт синхронізуючих кілець.

3. Потужність що потрібна для забезпечення необхідного часу синхронізації із запасом перебивається потужністю електродвигуна, що застосовується у гібридному автомобілі.

4. Зменшення кількості перемикань передач можливо отримати якщо мати інформацію про траєкторію та дорожній опір у найближчій час руху. Таку інформацію можливо отримати якщо систему керування трансмісією додатково обладнати навігаційною системою.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Ветров Ю. BMW:обрезание / Ю. Ветров // Авторевю. – 2011. – № 10 – с. 32 – 33.
2. Гоголоев Л. Группен-тест в Мюнхене / Л. Гоголоев // Комерческие автомобили. – 2010. – №9 – с. 8 – 12.
3. Driving the Future. Driveline Technology In Modern Trucks. [Электронный ресурс]. – Friedrichshafen: ZF Friedrichshafen AG, 2011. – 31 p. – Режим доступа: www.zf.com.
4. Розробка адаптивних систем керування трансмісій транспортних машин. Звіт про науково-дослідну роботу (заключний). – Харків: ХНАДУ, 2009.– 209 с.
5. Михалевич Н. Г. Совершенствование электропневматических аппаратов тормозного привода автотранспортных средств : дис. ... канд. техн. наук: 05.22.02 / Михалевич Николай Григорьевич. – Харьков, 2009. – 219 с.
6. Тер-Акопов А. К. Динамика быстродействующих электромагнитов / А. К. Тер-Акопов. – М. Л.: Энергия, 1965. – 168 с.
7. Румянцев Л.А. Проектирование автоматизированных автомобильных сцеплений. - М.: Машиностроение, 1975. – 176 с.
8. Гируцкий О. И., Есеновский–Лашков Ю. К., Поляк Д. Г. Электронные системы управления агрегатами автомобиля. – М.: Транспорт, 2000. – 213 с.
9. Сцепление транспортных и тяговых машин / Геккер Ф. Р., Шарипов В. М., Щеренкова Г. М. и др. - М.: Машиностроение, 1989. – 344 с.
10. Клименко В. И., Логвинов В. П. О применении в системах управления автотранспортных средств гидропневматического привода // Автомобильный транспорт – 2000. – № 3 – С. 54-56.
11. Филипс Ч., Харбор Р. Системы управления с обратной связью. Перевод с англ. Копылова Б.И. – М. Лаборатория базовых знаний, 2001 – 616 с.
12. Сосин Д.А., Яковлев В.Ф. Новейшие автомобильные электронные системы.- М. СОЛОН-Пресс, 2005.- 240с.
13. Автомобиль-тягач КамАЗ-5320 и его модификации: Техническое описание и инструкция по эксплуатации. – М.: Машиностроение, 1975. – 431 с.

14. ZF-AS TRONIC. The soul of truck / ZF Friedrichshafen AG. – D-88038 Friedrichshafen, 2005. – 42 с.
15. Powertrain Systems for Commercial Vehicles // ZF Sachs AG. – 97424 Schweinfurt, 2007. – 28 с.
16. Shifting Along nicely. International journals Applied pneumatics. Vol. 11. №87. 1987. P. 16-17.
17. 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).
18. JahierF. Gamme, boites, moteur 500ch pour Voivo (Les Officiel des Transports. Франция. 1991, №1667, p. 15-17).
19. Roboshift Electrically operated pneumatic gear shift system for heavy duty vehicles (проспект фирмы Вольво).
20. Microprocessor applied to automobile transmission control. Automotive Engineering. August. 1982. Vol. 90. №8. P. 36-42.
21. Automatic clutch and throttle Systems ACTS (проспект фирмы Borg&Beck). – Великобритания, 1989. – 37 с.
22. BirchS. Semi-automatic gearbox (ACTX). Automotive Engineering, 1998.- 18 с.
23. Elektronisches Kupplungssystem EKS (проспект фирмы SACHS). – Германия, 1996. – 36 с.

Наукове видання

БОГОМОЛОВ Віктор Олександрович
КЛИМЕНКО Валерій Іванович
МИХАЛЕВИЧ Микола Григорович
ЛЕОНТЬЄВ Дмитро Миколайович

**АВТОМАТИЗАЦІЯ МЕХАНІЧНОЇ
ТРАНСМІСІЇ АВТОБУСІВ
ТА ВАНТАЖНИХ
ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ**

Монографія

Відповідальний за випуск *В. І. Клименко*

Авторська редакція

Видавництво

**Харківський національний автомобільно-дорожній університет
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.

Підписано до друку 15.11.2018 р. Формат 60x84 1/16. Папір офсетний.
Гарнітура Times New Roman Суг. Віддруковано на ризографі.
Умовн. друк. арк. 5,75. Обл.-вид арк. 4,18.
Замовлення № 15/11/18. Тираж 300 прим. Ціна договірна.

Віддруковано ПП «Видавничий Будинок «Перлина»
Свідоцтво № 070950 видане Виконавчим Комітетом
Харківської міської Ради 02.03.2006 р.