

Харківський національний автомобільно-дорожній університет
Міністерство освіти і науки України

Харківський національний автомобільно-дорожній університет
Міністерство освіти і науки України

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

МИХАЛЕВИЧ МИКОЛА ГРИГОРОВИЧ

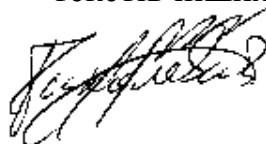
УДК 629.3

ДИСЕРТАЦІЯ
ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ ЗЧЕПЛЕННЯМ
ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ КАТЕГОРІЙ N_3 ТА M_3
З МЕХАНІЧНОЮ ТРАНСМІСІЄЮ

05.22.02 – автомобілі та трактори
27 Транспорт

Подається на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

 М.Г. Михалевич

Науковий консультант Богомолів Віктор Олександрович,
доктор технічних наук, професор

Харків – 2021

АНОТАЦІЯ

Михалевич М.Г. Теоретичні основи систем керування зчепленням транспортних засобів категорій N_3 та M_3 з механічною трансмісією. — Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.22.02 – Автомобілі та трактори (274 — Автомобільний транспорт) — Харківський національний автомобільно-дорожній університет Міністерства освіти і науки України, Харків, 2021.

В дисертаційній роботі теоретично узагальнено і показано розвиток наукових основ актуальної науково-технічної проблеми підвищення ефективності рушання автотранспортних засобів, покращення умов роботи водія та підвищення комфорту під час руху шляхом покращення вихідних параметрів автоматизованих та автоматичних систем керування зчепленням автотранспортних засобів категорій M_3 та N_3 .

Представлені теоретичні основи систем керування зчепленням надають нові властивості автотранспортним засобам із механічною трансмісією. Виключення із процесу керуванням автотранспортним засобом найбільш обтяжливої операції — керування зчепленням, розширює область використання механічної трансмісії з неавтоматичним керуванням за рахунок розвантаження водія та підвищення комфорту. Одночасно, контроль водія над моментом перемикання передач зберігає прогнозованість відгуку автотранспортного засобу на керуючі впливи. Запропоновані теоретичні основи є універсальними та можуть бути використані при керуванні зчепленням у повністю автоматичній трансмісії.

Разом із методами прогнозування вибігу та шляху руху в режимі гальмування двигуном водій може отримати інструмент для планування режиму руху автотранспортного засобу. Результатом раціонального використання кінетичної енергії автотранспортного засобу є зменшення розходу палива, викидів забруднюючих речовин у навколишнє середовище, зношування гальмових накладок та шин.

Представлені теоретичні основи сприяють підвищенню якості конструкторсько-дослідницьких робіт та скорочують час доводки систем керування зчепленням за рахунок використання удосконаленого математичного опису елементів систем керування та віртуалізації опису електронного блоку керування зчепленням.

Основні наукові і практичні висновки дослідження:

В результаті аналізу трансмісій автотранспортних засобів та їх систем керування встановлено, що механічна трансмісія займає 78% ринку. Існує проблема керування зчепленням та рушання автотранспортного засобу категорій M_3 та N_3 . Тому впровадження технологій автоматизації керування процесом рушання автотранспортного засобу з фрикційним зчепленням є актуальною проблемою.

Запропонований математичний опис рушання автотранспортного засобу, особливістю якого є: удосконалений опис сухого тертя в зчепленні, математична модель електронного блоку керування та опис опору коченню при рушанні автотранспортного засобу, дає змогу:

- забезпечити стабільність характеристики моменту зчеплення під дією циклічного крутного моменту двигуна та уникнути зупинки при моделюванні;
- скоротити час налаштування реальної системи керування за рахунок більш швидкого перенесення програми до електронного блоку;
- врахувати процеси затримки та якості фільтрації при моделюванні робочого процесу керування зчепленням;
- визначити опір коченню колеса при рушанні із врахуванням зміни вектору швидкості автотранспортного засобу;
- тестувати закони та алгоритми керування зчепленням та оцінювати їх ефективність.

Отриманий результат доповнює теорію автоматизованого та автоматичного рушання автотранспортного засобу.

Вперше запропоновано формування закону автоматичного керування зчепленням параметричними кривими. Встановлено, що:

- виділено два режими руху після синхронізації: режим руху із сталою швидкістю, режим руху із прискоренням. Розмежування між режимами руху визначається мінімально стійкою швидкістю обертання колінчастого валу двигуна та відношенням сусідніх передавальних чисел в коробці передач.

- опорні точки параметричної кривої Безьє дозволяють адаптувати закон керування зчепленням без складних обчислень у електронному блоці керування;

- визначений фізичний сенс та наведено залежності для визначення координат опорних точок кривих Безьє, що формують закон керування зчепленням.

Отриманий результат є теоретичними основами системи керування зчепленням механічної трансмісії автотранспортних засобів категорій M₃ та N₃.

Імітаційними дослідженнями динаміки рушання автотранспортного засобу із застосуванням автоматичної системи керування зчепленням встановлено, що:

- запропоновані теоретичні основи формування автоматичного закону керування зчепленням забезпечують покращення умов роботи водія;

- використання інерції обертальних мас двигуна внутрішнього згоряння дозволяє скоротити час рушання на 33% та зменшити роботу буксування 27%;

- запропонований закон керування зчепленням дозволяє зменшити ривки автотранспортного засобу, що відчуються водієм під час торкання дисків зчеплення та наприкінці їх синхронізації на 90%;

- часткове розвантаження зчеплення наприкінці синхронізації його дисків дозволяє знизити ривок з 0,7 м/с³ до 0,5 м/с³;

- при рушанні із виходом на сталу швидкість руху вимикання зчеплення перед синхронізацією дозволяє уникнути перерегулювання швидкості руху на 0,8 км/год.

Отриманий результат підтверджує, що розроблені теоретичні основи системи керування зчепленням механічної трансмісії автотранспортного засобу забезпечують підвищення ефективності його рушання, покращення умов роботи водія та підвищення комфорту під час руху.

Встановлено, що похибка моделювання робочого процесу електропневматичного клапану не перевищує 2 % при його відкритті та 5 % при його закритті. Завдяки ідентифікації параметрів передавальних функцій, робочий

процес виконавчого пристрою керування зчепленням описано з точністю 2 % порівняно із експериментальними даними. Опис робочого процесу на двох ділянках характеристики максимально точності відрізняється лише запізненням. Отриманий результат підтверджує коректність запропонованої методології формування стабільних вихідних параметрів системи керування зчепленням з врахуванням реакції її елементів.

Отримала подальший розвиток методологія формування стабільних вихідних параметрів системи керування зчепленням при дії збурюючих факторів. В результаті експериментальних досліджень, в умовах зміни температури навколишнього середовища, було встановлено, що:

- температурний дрейф сигналів, що проходять через аналогово-цифровий перетворювач електронного блоку керування не перевищує 8 % в межах температур $-45^{\circ}\text{C} \dots +30^{\circ}\text{C}$;
- підвищення температури навколишнього середовища на 100°C , так само як і збільшення перепаду тиску на електропневматичному клапані вимагає подовження пілотного керуючого імпульсу на 1 мс для збереження стабільності керуючого впливу;
- температура навколишнього середовища не впливає на час відпускання електромагнітного клапану;
- використання сферичного осердя в індукційному датчику положення покращує лінійність його характеристики на 30 % ... 50 %;
- визначення початкової точки характеристики педалі керування з індуктивним датчиком шляхом шунтування живлення дозволяє в 3,6 рази зменшити дрейф точки положення педалі зчеплення при якому відбувається торкання дисків зчеплення та розпочинається рушення автотранспортного засобу в діапазоні температур навколишнього середовища $-55^{\circ}\text{C} \dots +54^{\circ}\text{C}$.

Отриманий результат підтверджує, що розроблена методологія формування стабільних вихідних параметрів системи керування зчепленням сприяє підвищенню стабільності її вихідних параметрів.

Зіставлення експериментальних даних із прогнозованим вибігом дозволяє стверджувати про похибку у визначенні 2 % для горизонтальної ділянки дороги та про похибку до 10 % при наявності ухилу дороги.

Отриманий результат підтверджує коректність запропонованого методу обрання раціонального режиму руху автотранспортного засобу.

Практичне значення отриманих результатів. Результати дисертаційної роботи можуть використовуватися, як для створення нових зразків техніки, так і для модернізації автотранспортних засобів, що вже знаходяться в експлуатації наділяючи їх якісно новими властивостями в частині керування автомобілем, а саме виключення такої складної та подекуди обтяжливої операції як керування зчепленням.

Випробування елементів системи керування зчепленням у широкому діапазоні температур навколишнього середовища дозволили удосконалити індукційний датчик положення та підвищити його точність.

Запропоновані в дисертації наукові положення, розробки та рекомендації впроваджені:

- у навчальному процесі Харківського національного автомобільно-дорожнього університету при підготовці бакалаврів і магістрів за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування» та при підготовці докторів філософії за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт»;

- у практичній діяльності приватного акціонерного товариства «Вовчанський агрегатний завод». Використовується: методи випробування зразків продукції, що випускається під час проведення тривалих та кліматичних випробувань;

- у практичній діяльності «Запорізького автомобільного заводу». Проведені випробування з метою вивчення властивостей автобусів виробництва «ЗАЗ» із розробленою автоматизованою системою керування зчепленням;

- у практичній діяльності «Полтавський авто-агрегатний завод». Використовується методи забезпечення стабільних характеристик індуктивних датчиків положення.

Ключові слова: автоматична система керування зчепленням, крива Безьє, індукційний датчик, рушання автотранспортного засобу, автотранспортний засіб, вибіг, зчеплення автомобіля, вплив навколишнього середовища.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ РОБІТ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Михалевич, М. Г. (2016). Проблеми фільтрації сигналів у системах керування та збору даних. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету*, 75, 178 – 181.
2. Михалевич, М. Г. (2020). Модель тертя для моделювання робочого процесу сухого фрикційного зчеплення. *Автомобіль і електроніка. Сучасні технології*, 18, 28 – 36.
3. Богомолов, В. А., Клименко, В. И., Ужва, А. В., Михалевич, Н. Г., Сильченко, Н. Н. (2010). Анализ существующих конструкций трансмиссий. *Автомобильный транспорт*, 27, 17 – 21.
4. Богомолов, В. А., Клименко, В. И., Михалевич, Н. Г., Ярита, А. А. (2011). Анализ конструкций исполнительных механизмов управления сцеплением автомобилей. *Автомобильный транспорт*, 29, 52 – 55.
5. Богомолов, В. О., Клименко, В. І., Михалевич, М. Г., Леонтьєв, Д. М., Ярита, О. О., Рябуха, Ю. О., Усков, О. І. (2018). Варіанти реалізації механізму компенсації зносу фрикційних накладок веденого диску зчеплення і його застосування для вантажних автомобілів та автобусів. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*, 14, 51 – 59.
6. Клименко, В. И., Богомолов, В. А., Михалевич, Н. Г., Ярита, А. А. (2013). Пути повышения быстродействия исполнительного механизма электропневматического привода сцепления автомобилей. *Вісник СевНТУ. Серія «Машиноприладобудування та транспорт»*, 142, 73 – 75.
7. Mikhalevich, N., Yarita, A., Turenko, A., Leontiev, D., Gritsuk, I., Bogomolov, V. ... Smieszek, M. (2018). Assessment of Operation Speed and Precision of Electropneumatic Actuator of Mechanical Transmission Clutch Control System. *SAE Technical Paper. 2018-01-1295*. (Scopus, кuartиль Q2).
8. Клименко, В. И., Богомолов, В. А., Михалевич, Н. Г., Ярита, А. А. (2014). Построение статической характеристики механизма выключения сцепления транспортного средства. *Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» (серія: Автомобіле- та тракторобудування)*, 8 (1051), 109 – 113.
9. Клименко, В. И., Богомолов, В. А., Михалевич, Н. Г., Ярита, А. А. (2014). Выбор способа управления рабочим процессом и построение алгоритма управления электропневматическим приводом сцепления. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*, 155, 14 – 20.

10. Yaryta, O. A., Mikhalevich, N. G., Leontiev, D. N., Klymenko, V. I., Bogomolov, V. A., Gritsuk, I. V., Novikova, Y. B. (2018). Features of Controlling Electropneumatic Valves of Actuator to Control its Clutch with Acceleration Valve. *Science and Technique*, 17 (1), 64 – 71. (Web of Science)
11. Клименко, В. І., Михалевич, М. Г., Леонт'єв, Д. М., Ярита, О. О., Рябуха, Ю. О. (2017). Моделювання роботи автоматичної системи керування зчепленням. *Автомобільний транспорт*, 41, 49 – 56.
12. Михалевич, М. Г., Богомолів, В. О., Клименко, В. І., Ярита, О. О., Леонт'єв, Д. М., Рябуха, Ю. О. (2018). Підвищення точності роботи електропневматичного механізму керування зчепленням транспортних засобів категорій N3 та M3 шляхом використання послідовного розташування електропневматичних клапанів. *Наука і техніка Повітряних Сил Збройних Сил України*, 1(30), 130 – 137.
13. Yarita, A., Mikhalevich, N., Leontiev, D., Gritsuk, I., Bogomolov, V., Klimenko, V., Saravas, V. (2019). Selection of Rational Parameters of Automated System of Robotic Transmission Clutch Control on the Basis of Simulation Modelling. *SAE Technical Paper. 2019-01-0029*. (Scopus, кuartиль Q2).
14. Riabukha, Iu. A., Mikhalevich, N. G., Voronova, E. M., Yarita, A. A., Klimenko, V. I., Kolbasov, A. N. (2018). Clutch operating device with friction lining wear compensation analysis of properties and utilization efficiency. *Автомобільний транспорт*, 43, 26 – 30.
15. Zalohin, M. Yu., Liubarskyi, B. A., Schuklinov, S. N., Mychalevych, M. G., Leontiev, D. N. (2018). Study of Proportional Pressure Modulator on the Basis of Electromagnetic-Type Linear Motor. *Science and Technique*, 17 (5), 440 – 446. (Web of Science)
16. Михалевич, Н. Г. (2009). Определение границ равновесия впускного и выпускного мембранного клапана модулятора давления. *Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»*, 47, 133 – 138.
17. Михалевич, Н. Г., Сильченко, Н. Н. (2018). Усовершенствование параметров модели электродвигателя механизма переключения передач в трансмиссии автотранспортных средств. *Автомобіль і електроніка. Сучасні технології*, 13, 42 – 47.
18. Михалевич, Н. Г., Сильченко, Н. Н. (2017). Теоретические исследования рабочих процессов в механизме переключения передач. *Збірник наукових праць Харківського національного університету Повітряних Сил*, 1(50), 88 – 91.
19. Двадненко, В. Я., Михалевич, М. Г. (2016). Режим совместной работы электродвигателя и ДВС в конверсионном гибридном автомобиле. *Автомобільний транспорт*, 39, 80 – 85.
20. Клименко, В. И., Михалевич, Н. Г. (2009). Уточнение методики определения статической точности электропневматического тормозного привода и требований к его статической характеристике. *Автомобільний транспорт*, 24, 27 – 32.

21. Туренко, А. Н., Шуклинов, С. Н., Михалевич, Н. Г. (2012). Моделирование динамики колесной машины с адаптивным электропневматическим приводом тормозов. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету*, 56, 66 – 74.

22. Клименко, В. І., Богомоллов, В. О., Михалевич, М. Г., Леонтьев, Д. М. (2018). *Автоматизація механічної трансмісії автобусів та вантажних транспортних засобів: монографія*. Харків: ХНАДУ.

23. Богомоллов В.О., Клименко В.І., Михалевич М.Г., Леонтьев Д. М. Ярита О.О., Сільченко М.М. (2018). *Розробка адаптивних систем керування трансмісією: монографія*. Харків: ХНАДУ.

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

24. Михалевич, Н. Г., Ярита, А. А. (2016). Обоснование ступенчатости характеристики максимальной точности механизма управления сцеплением. *Совершенствование организации дорожного движения и перевозок пассажиров и грузов. Сборник научных трудов по результатам МНПК «Безопасность дорожного движения»*, 446 – 452.

25. Клименко, В. И., Михалевич, Н. Г., Рябуха, Ю. А. (2017). *Механизм управления сцеплением с компенсацией износа фрикционных накладок*, Анализ свойств и эффективности использования. Перспективы развития дорожно-транспортных и инженерно-коммуникационных инфраструктур. Сборник материалов международной конференции. Ташкент. С. 268 – 272.

26. Богомоллов, В. О., Кліменко, В. І., Михалевич, М. Г., Леонтьев, Д. М., Ярита, О. О., Сільченко, М. М. (2019). *Автоматизована система керування механічною трансмісією спеціальних та військових автомобілів*, Службово-бойова діяльність Національної гвардії України: сучасний стан, проблеми та перспективи, Секція 2. Технічне та тилове забезпечення службово-бойової діяльності Національної гвардії України: сучасний стан, проблеми та перспективи. Збірник тез доповідей науково-практичної конференції. Харків: Національна Академія Національної гвардії України. 14 березня 2019 р. с. 60 – 61.

27. Михалевич, Н. Г., Ярита, А. А. (2014). *Разработка алгоритма для управления электропневматическим приводом сцепления*, Новітні технології розвитку конструкції, виробництва, експлуатації, ремонту та експертизи автомобіля: Міжнародна науково-практична конференція з нагоди Дня автомобіліста та шляховика присвячена 90-річчю проф. Говорущенко М. Я. Харків: ХНАДУ. 15 – 16 жовтня 2014 р. с. 34 – 35.

28. Михалевич, М. Г., Ярита, О. О. (2019). *Дослідження характеристик розробленого датчика положення педалі зчеплення під дією низьких температур*, Сучасні технології на автомобільному транспорті та машинобудуванні. Міжнародна науково-практична конференція. Харків: ХНАДУ. 15 – 18 жовтня 2019 р. С. 37 – 39.

29. Михалевич, М. Г., Дзюбенко, О. А., Ярита, О. О. (2020). *Дослідження впливу температури на роботу електромагнітного клапана*, Сучасні тенденції

розвитку автомобільного транспорту та галузевого машинобудування. Наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції присвяченої 90-річчю Харківського автомобільно-дорожнього університету та 90-річчю автомобільного факультету. Харків: ХНАДУ. 16 – 18 вересня 2020 р. с. 25 – 28.

30. Михалевич, Н. Г., Щербинка, А. В. (2015). *Аналіз динаміки розгону швидкісного автомобіля класу E-8, що оснащено різними варіантами трансмісій, Новітні технології в автомобілебудуванні та на транспорті*. Наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції присвяченої 85-річчю заснування ХНАДУ та 85-річчю автомобільного факультету та з нагоди Дня автомобіліста і дорожника. Харків: ХНАДУ. 15 – 16 жовтня 2015 р. м. Харків. С. 47 – 48.

31. Михалевич, М. Г. (2020). *Модель тертя для моделювання робочого процесу сухого фрикційного зчеплення*, Автомобіль і електроніка. Сучасні технології. VII-міжнародна науково-технічна інтернет-конференція. Харків. 23 – 24 листопада 2020 р. Харків. с. 81 – 82.

32. Михалевич, М. Г. (2020). *Оптимізація керуючих впливів на електропневматичний клапан виконавчого пристрою керування зчепленням*, Всеукраїнська науково-практична конференція здобувачів вищої освіти і молодих учених. Харків. 25 листопада 2020 р. 1.14. с. 1 – 2.

33. Михалевич, М. Г., Гурко, О. Г., Ткачов, Д. І. . *Ідентифікація математичної моделі елементів електромеханічної трансмісії автомобіля*, Всеукраїнська науково-практична конференція здобувачів вищої освіти і молодих учених. Харків. 25 листопада 2020 р. 1.09. с. 1 – 6.

Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:

34. Прискорювальний клапан: пат. 109503 Україна, № а 2014 05006, Клименко В. І., Богомолів В. О., Михалевич М. Г., та ін.; опубл. 25.08.2015. (Патент на винахід)

35. Підсилювач приводу зчеплення автотранспортного засобу: пат. 119918 Україна, № а 2017 09695, Богомолів В. О., Клименко В. І., Михалевич М. Г., та ін.; опубл. 27.08.2019. (Патент на винахід)

ABSTRACT

Mykhalevych M. H. Theoretical bases of clutch control systems for the vehicles of categories N_3 and M_3 with mechanical transmission. — Qualifying scientific work, manuscript copyright.

The dissertation for competition for a scientific degree of the Doctor of Engineering Science on specialty 05.22.02 — automobiles and tractors (274 — Motor transport) —

Kharkiv National Automobile and Highway University, Ministry of Education and Science of Ukraine, Kharkiv, 2021.

The dissertation theoretically generalizes and shows the development of scientific bases of the current scientific and technical problem of increasing the efficiency of driving vehicles, optimizing the working conditions for the driver and improving comfort while driving by perfecting the output parameters of automated and automatic clutch control systems of vehicles of categories M_3 and N_3 .

The presented theoretical bases of clutch control systems give new properties to vehicles with mechanical transmission. Exclusion from the process of driving a vehicle the most burdensome operation - clutch control, expands the scope of mechanical transmission with non-automatic control by unloading the driver and increase comfort. At the same time, the driver's control over the moment of gear change preserves the predictability of the vehicle's response to control effects. The proposed theoretical bases are universal and can be used when controlling the clutch in a fully automatic transmission.

Along with the methods of predicting the run-out and the distance of movement in the engine braking mode, the driver can get a tool for planning the mode of movement of the vehicle. The result of the rational use of the kinetic energy of the vehicle is a reduction in fuel consumption, emissions of pollutants into the environment, wear of brake pads and tires.

The presented theoretical bases help to improve the quality of design and research work and reduce the time of refinement of clutch control systems through the use of advanced mathematical description of the elements of control systems and virtualization of the description of the electronic clutch control unit.

As a result of the analysis of vehicles' transmissions and their control systems it has been established that the mechanical transmission occupies 78 % of the market. There is a problem with the clutch control and the movement of the vehicle of categories M_3 and N_3 . Therefore, the introduction of automation technologies for controlling the process of moving a vehicle with a friction clutch is an urgent problem.

The mathematical description of the vehicle movement is offered, its features being an improved description of the dry friction in the clutch, a mathematical model of the

electronic control unit and a description of rolling resistance when moving the vehicle. It enables:

- to provide stability of the characteristic of the coupling moment under the influence of cyclic torque of the engine and to avoid stopping while modeling;
- to reduce the setup time of the real control system due to the faster transfer of the program to the electronic unit;
- to take into account the processes of delay and quality of filtration when modeling the working process of clutch control;
- to determine the rolling resistance of the wheel when moving, considering the change in the speed vector of the vehicle;
- to test the laws and algorithms of clutch control and evaluate their effectiveness.

The obtained result complements the theory of automated and automatic vehicle movement.

For the first time the formation of the law of automatic clutch control by parametric curves is offered. It has been determined that:

- there are two modes of movement after synchronization: the mode of movement with a constant speed, the mode of movement with acceleration. The distinction between driving modes is determined by the minimum steady speed of the engine crankshaft rotation and the ratio of adjacent gear ratios in the gearbox.
- reference points of the parametric Bézier curve make possible to adapt the law of clutch control without difficult calculations in the electronic control unit;
- the physical meaning is determined and the dependences for determining the coordinates of the reference points of the Bézier curves forming the law of clutch control, are given.

The obtained result is the theoretical basis of the control system of the mechanical transmission clutch of the vehicles of categories M_3 and N_3 .

Simulation studies of the dynamics of the vehicle movement using an automatic clutch control system have proven that:

- the offered theoretical bases of formation of the automatic law of clutch control provide improvement of working conditions for the driver;

- the use of inertia of the rotational masses of the internal combustion engine can reduce the travel time by 33 % and the towing work – by 27 %;
- the proposed law of clutch control allows reducing the jerks of the vehicle felt by the driver when touching the clutch discs and at the end of their synchronization by 90%;
- partial unloading of the clutch at the end of synchronization of its disks allows reducing the jerk from 0.7 m/s^3 to 0.5 m/s^3 ;
- when starting with a constant speed, the clutch disengagement before synchronization helps avoid overriding the speed by 0.8 km/h.

The obtained result confirms that the developed theoretical bases of the clutch control system of the vehicle's mechanical transmission provides increased efficiency of its movement, optimized working conditions of the driver and improved comfort while driving.

It is established that the error at modeling of the working process of the electropneumatic valve does not exceed 2 % when opening and 5 % when closing. Due to the identification of the parameters of the transfer functions, the working process of the executive clutch control device is described with an accuracy of 2 % compared to the experimental data. The description of the workflow in two parts of the maximum accuracy characteristic differs only in the delay. The obtained result confirms the correctness of the proposed methodology for the formation of stable output parameters of the clutch control system considering the reaction of its elements.

The methodology of formation of the stable initial parameters of the clutch control system under the action of perturbing factors was further developed. As a result of experimental studies, under conditions of changes in ambient temperature, it was found that:

- temperature drift of signals passing through the analog-to-digital converter of the electronic control unit does not exceed 8% within temperatures $-45^\circ\text{C} - +30^\circ\text{C}$;
- increasing the ambient temperature by 100°C , as well as increasing the pressure drop on the solenoid valve requires lengthening the pilot control pulse by 1 ms to maintain the stability of the control effect;
- the ambient temperature does not affect the release time of the solenoid valve;

- the use of a spherical core in the induction position sensor improves the linearity of its characteristics by 30% – 50%;
- determination of the starting point of the control pedal with an inductive sensor by shunting the power allows to reduce by 3.6 times the drift of the clutch pedal position at which the clutch discs are touched and the vehicle starts moving in the ambient temperature range $-55\text{ }^{\circ}\text{C} - +54\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Comparison of experimental data with the predicted run-out allows us to state an error in the determination of 2% for the horizontal section of the road and an error of up to 10% in case of a road slope.

The practical significance of the results. The results of the dissertation can be used both to create new models of vehicles and to modernize vehicles that are already in operation, giving them qualitatively new properties in terms of driving, namely the exclusion of such a complex and sometimes burdensome operation as clutch control.

Tests of the elements of the clutch control system in a wide range of ambient temperatures allowed to improve the induction position sensor and increase its accuracy.

The results of the dissertation can be used to create new models of equipment with qualitatively new properties in terms of driving, namely the exclusion of such a complicated and sometimes burdensome operation as clutch control. Also, the results of the work can be used in the modernization of vehicles that are already in operation.

The scientific provisions, developments and recommendations offered in the dissertation are implemented:

- in the educational process of Kharkiv National Automobile and Highway University in training bachelors and masters in specialty 133 Industrial Engineering and in preparing doctors of philosophy in specialty 274 Road Transport;
- in the practical activities of the private joint-stock company Vovchansky Aggregate Plant. The methods of testing the samples of products made during long and climatic tests are used;
- in the practical activities of the Zaporizhzhia Automobile Plant. The tests were conducted to study the properties of ZAZ buses with a developed automated clutch control system;

– in practical activity of Poltava Motor-Aggregate Plant. The methods of providing stable characteristics of inductive position sensors are used.

Keywords: automatic clutch control system, Bezier curve, induction sensor, vehicle movement, vehicle, run-out, vehicle clutch, environmental impact.

LIST OF PUBLISHED PAPERS ON THE TOPIC OF THE DISSERTATION

Scientific works in which the main scientific results of the dissertation are published:

1. Mikhalevich, M. (2016). Problems of signal filtration in systems of control and data monitoring. *Bulletin of Kharkiv National Automobile and Highway University*, 75, 178 – 181.
2. Mykhalevych, M. (2020). The model of friction for dry clutch working process simulation. *Vehicle and Electronics. Innovative Technology*, 18, 28 – 36.
3. Bogomolov, V., Klimenko, V., Uzhva, A., Mikhalevich, N., Silchenko, N. (2010). Analysis of existing constructions of transmissions. *Automobile transport*, 27, 17 – 21.
4. Bogomolov, V., Klimenko, V., Mykhalevych, N., Yaritya, A. (2011). Analysis of actuators constructions for vehicle clutch control. *Automobile transport*, 29, 52 – 55.
5. Bogomolov, V., Klimenko, V., Mikhalevich, M., Leontyev, D., Yaritya, O., Ryabukha, Y., Uskov, O. (2018). Options for realization of the mechanism of compensation for the fixtural accumulation of the drive component discontinuation and its application for cargo cars and vehicles. *Technical service of agriculture, forestry and transport systems*, 14, 51 – 59.
6. Klimenko, V., Bogomolov, V., Mikhalevich N., Yaritya, A. (2013). Ways to increase the operating speed of vehicles clutch electropneumatic actuator power unit. *Journal of the Sevastopol National Technical University. Mechanical Instrumentation and Transport*, 142, 73 – 75.
7. Mikhalevich, M., Yaritya, A., Turenko, A., Leontiev, D., Gritsuk, I., Bogomolov, V. ... Smieszek, M. (2018). Assessment of Operation Speed and Precision of Electropneumatic Actuator of Mechanical Transmission Clutch Control System. *SAE Technical Paper*. 2018-01-1295.
8. Klimenko, V., Bogomolov, V., Mikhalevich N., Yaritya, A. (2014). Building of the steady-state feature of the mechanism of the switching off the traction of the transport facility. *Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding*, 8 (1051), 109 – 113.
9. Klimenko, V., Bogomolov, V., Mikhalevich, N., Yaritya, A. (2014). Method choice of the workflow management and algorithm development for electropneumatic clutch actuator control. *Bulletin Kharkiv National Technique University Agriculture named Petro Vasylenko*, 155, 14 – 20.

10. Yaryta, O. A., Mychalevych, M. G., Leontiev, D. N., Klymenko, V. I., Bogomolov, V. A., Gritsuk, I. V., Novikova, Y. B. (2018). Features of Controlling Electropneumatic Valves of Actuator to Control its Clutch with Acceleration Valve. *Science and Technique*, 17 (1), 64 – 71.
11. Klimenko, V., Michalevich, M., Leontiev, D., Yarita, A., Ryabukha, U. (2017). Simulation of the automatic clutch control system. *Automobile transport*, 41, 49 – 56.
12. Mykhalevych, M., Bogomolov, V., Klimenko, V., Yaryta, O., Leontev, D., Ryabukha, Yu. (2018). Increasing the accuracy of the electron-pneumatic mechanism control of the clutch of vehicles of categories n3 and m3 by using the serial arrangement of electron-pneumatic valves. *Science and Technology Of The Air Force Of Ukraine*, 1(30), 130 – 137.
13. Yarita, A., Mikhalevich, M., Leontiev, D., Gritsuk, I., Bogomolov, V., Klimenko, V., Saravas, V. (2019). Selection of Rational Parameters of Automated System of Robotic Transmission Clutch Control on the Basis of Simulation Modelling. *SAE Technical Paper*. 2019-01-0029.
14. Riabukha, Iu. A., Mikhalevich, N. G., Voronova, E. M., Yarita, A. A., Klimenko, V. I., Kolbasov, A. N. (2018). Clutch operating device with friction lining wear compensation analysis of properties and utilization efficiency. *Automobile transport*, 43, 26 – 30.
15. Zalohin, M. Yu., Liubarskyi, B. A., Schuklinov, S. N., Mychalevych, M. G., Leontiev, D. N. (2018). Study of Proportional Pressure Modulator on the Basis of Electromagnetic-Type Linear Motor. *Science and Technique*, 17 (5), 440 – 446.
16. Mikhalevich, N. (2009). Determination of the equilibrium boundaries of the inlet and outlet diaphragm valve of the pressure modulator. *Bulletin National Technique University «Kharkiv Polytechnic Institute»*, 47, 133 – 138.
17. Mikhalevich, N., Silchenko, N. (2018). Improvement of parameters of the electric motor model of the gearbox mechanism in the transmission of motor vehicles. *Vehicle and Electronics. Innovative Technology*, 13, 42 – 47.
18. Mikhalevich, N., Silchenko, N. (2017). Theoretical research of working process in the gearshift. *Collection of scientific works of the Kharkiv national university of the Air Force*, 1(50), 88 – 91.
19. Dvadnenko, V., Mikhalyevych, N. (2016). Cooperative mode of electric motor and internal combustion engine operation in the conversion hybrid car. *Automobile transport*, 39, 80 – 85.
20. Klimenko, V., Mikhalevich, N. (2009). Clarification of the method for determining the static accuracy of an electro-pneumatic brake drive to its static characteristic. *Automobile transport*, 24, 27 – 32.

21. Turenko, A., Shuklinov, S., Mikhalevich, N. (2012). Design of dynamics of wheeled vehicle with the adaptive electro-pneumatic drive of brakes. *Bulletin of Kharkiv National Automobile and Highway University*, 56, 66 – 74.

22. Klimenko, V. I., Bogomolov, V. O., Mykhalevych, M. H., Leontiev, D. M. (2018). *Automation of mechanical transmission of buses and trucks: monograph*. Kharkiv: KhNAHU.

23. Bogomolov, V. O., Klimenko, V. I., Mykhalevych, M. H., Leontiev, D. M., Yaryta, O. O., Silchenko, M. M. . (2018). *Development of transmission adaptive control systems: monograph*. Kharkiv: KNAHU.

Scientific works that certify the approbation of the dissertation materials:

24. Mikhalevich, N., Yarita, A. (2016). Motivation to jaggig of the feature to maximum accuracy of the mechanism of traction management. *Improvement of the organization of road traffic and transportation of passengers and cargo. Collection of scientific papers based on the results of the ISPC "Road traffic safety»*, p. 446 – 452.

25. Klimenko, V. I., Mikhalevich, N. G., Ryabukha, Yu. A. (2017). *Clutch control mechanism with compensation of friction lining wear*, Analysis of properties and efficiency of use. Prospects for the development of road transport and engineering and communication infrastructures. Collection of materials of the international conference. Tashkent. p. 268 – 272.

26. Bogomolov, V. O., Klimenko, V. I., Mykhalevych, M. G., Leontiev, D. M., Yarita, O. O., Silchenko, M. M. (2019). *Automated control system for mechanical transmission of special and military vehicles*, Service and combat activities of the National Guard of Ukraine: current status, problems and prospects, Section 2. Technical and logistical support of service and combat activities of the National Guard of Ukraine: current status, problems and prospects. Collection of abstracts of reports of the scientific-practical conference. Kharkiv: National Academy of the National Guard of Ukraine. p.60 – 61.

27. Mikhalevich, N. G., Yarita, A. A. (2014). *Development of an algorithm for control of the electropneumatic drive of clutch*, the Latest technologies of development of a design, production, operation, repair and examination of the car. Abstracts of reports of the international scientific-practical conference on the occasion of the Day of the motorist and the road worker. Kharkiv: KhNADU, 15– 16 October 2014. p. 34 – 35.

28. Mykhalevych, M. H., Yaryta, O. O. (2019). *Research of characteristics of the developed sensor of position of a clutch pedal under the influence of low temperatures*, Modern technologies on motor transport and mechanical engineering. International scientific-practical conference. Kharkiv: KhNADU. October 15 – 18, 2019, p. 37 – 39.

29. Mykhalevych, M. H., Dzyubenko, O. A., Yaryta, O. O. (2020). *Research of influence of temperature on work of the electromagnetic valve*, Modern tendencies of development of motor transport and branch mechanical engineering. Scientific works of the International scientific-practical conference dedicated to the 90th anniversary of Kharkiv Automobile and Road University and the 90th anniversary of the Faculty of Automotive Engineering. Kharkiv: KhNADU. September 16 – 18, 2020, P. 25 – 28.

30. Mykhalevych, M. H., Shcherbinka, A. V. (2015). *Analysis of the acceleration dynamics of a racing car class E-8, equipped with different transmission*, The latest technologies in the automotive industry and transport. Scientific works of the International scientific-practical conference dedicated to the 85th anniversary of the founding of KhNADU and the 85th anniversary of the Faculty of Automotive Engineering and on the occasion of the Day of Motorists and Road Workers. Kharkiv: KhNADU. October 15 – 16, 2015, Kharkiv. p. 47 – 48.

31. Mykhalevych, M. H. (2020). *Friction model for modeling the working process of dry friction clutch*, Vehicle and Electronics. Innovative Technology. VII-International Scientific and Technical Internet Conference. Kharkiv. November 23 – 24, 2020 Kharkiv. p. 81 – 82.

32. Mykhalevych, M. H. (2020). *Optimization of control influences on the electropneumatic valve of the executive device of control of clutch*, All-Ukrainian scientific and practical conference of applicants of higher education and young scientists. Kharkiv. November 25, 2020 1.14. p. 1 – 2.

33. Mykhalevych, M. H., Gurko, O. G., Tkachev, D. I. *Identification of a mathematical model of electromechanical transmission elements of a car*, All-Ukrainian scientific-practical conference of higher education seekers and young scientists. Kharkiv. November 25, 2020 1.09. p. 1 – 6.

Scientific works that additionally reflect the scientific results of the dissertation:

34. Acceleration valve: pat. 109503 Ukraine, № a 2014 05006, Klimenko V. I., Bogomolov V. O., Mykhalevych M. H., and others; publ. 25.08.2015.

35. Vehicle clutch booster: pat. 119918 Ukraine, № a 2017 09695, Bogomolov V. O., Klimenko V. I., ., Mykhalevych M. H., and others; publ. 27.08.2019.

ЗМІСТ

Вступ.....	22
Розділ 1 Стан питання і задачі дослідження.....	31
1.1 Вимоги до вихідних параметрів системи керування зчепленням.....	38
1.2 Складові систем керування зчепленням	40
1.2.1 Виконавчий пристрій керування зчепленням	42
1.2.2 Керуючі пристрої.....	44
1.2.3 Датчики зворотного зв'язку	50
1.2.4 Датчик положення педалі	52
1.3 Закони керування зчепленням	53
1.4 Оцінювання якості роботи системи керування зчепленням.....	66
1.5 Огляд і аналіз математичних моделей та теоретичних досліджень складових системи керування зчепленням.....	67
1.6 Огляд та аналіз моделей електромагнітних клапанів в математичних моделях систем керування електропневматичними апаратами	71
1.7 Огляд та аналіз серійних зразків автоматичних систем керування зчепленням ..	73
1.8 Реалізація компенсації зношування фрикційних накладок веденого диску зчеплення.....	81
Висновки за розділом.....	84
Розділ 2 Моделювання двигуна та елементів трансмісії.....	86
2.1 Моделювання двигуна внутрішнього згорання	87
2.2 Моделювання зчеплення	92
2.3 Моделювання інших елементів трансмісії	109
2.4 Моделювання опору коченню при початку руху.....	117
2.5 Моделювання кузова автотранспортного засобу.....	121
2.6 Математична модель виконавчого пристрою керування зчепленням.....	122
2.7 Математична модель електронного блоку керування.....	129
2.8 Моделювання водія	138
2.8.1 Реалізація моделі керуючих впливів на педаль акселератора	138

Висновки за розділом.....	144
Розділ 3 Моделювання керування зчепленням	146
3.1 Класифікація режимів руху автотранспортного засобу	146
3.2 Класифікація режимів рушання з місця.....	149
3.3 Концепція закону керування зчепленням під час його вмикання.....	163
3.4 Концепція керування зчепленням на різних режимах руху	181
3.4.1 Ключові аспекти концепції вимикання зчеплення	181
3.4.2 Ключові аспекти концепції вмикання зчеплення	183
Висновки за розділом.....	184
Розділ 4 Дослідження елементів системи керування зчепленням з врахуванням температури навколишнього середовища	186
4.1 Експериментальні дослідження впливу температури на складові елементи системи керування зчепленням.....	186
4.1.3 Дослідження датчика положення індуктивного типу	187
4.1.4 Експериментальні дослідження впливу температури на електронний блок керування.....	192
4.1.5 Вдосконалення індукційного датчика положення педалі зчеплення	209
4.1.6 Дослідження впливу температури на роботу резистивного датчика зворотного зв'язку	216
4.1.7 Дослідження впливу температури на роботу електромагнітного клапана	219
4.2 Аналіз робочого процесу електромагнітного клапана з врахуванням дії температури	226
4.3 Оптимізація керуючих впливів електропневматичного клапану.....	237
Висновки за розділом.....	249
Розділ 5 Корекція закону керування зчепленням	251
5.1 Вплив реальних властивостей виконавчого пристрою керування зчепленням на робочий процес рушання АТЗ	251
5.2 Адаптація закону керування до різних режимів рушання	253
5.3 Забезпечення плавного торкання поверхонь тертя дисків зчеплення	262

5.4 Забезпечення плавного переходу від точки торкання дисків до положення штоку виконавчого пристрою, що задано законом керування.....	267
5.5 Визначення значення функції параметричної кривої Безьє за її аргументом.....	269
5.6 Фільтрація сигналів в системі керування зчепленням	270
5.6.1 Порівняльний аналіз результатів обробки даних після застосування різних фільтрів.....	271
5.6.2 Вимоги до фільтрації та точності сигналу зворотного зв'язку	276
5.7 Використання вибігу для економії палива	281
5.7.1 Теоретичні засади прогнозування вибігу	281
5.7.2 Розробка інтерфейсу програми для прогнозування вибігу автотранспортного засобу	289
Висновки за розділом.....	292
Розділ 6 Реалізація теоретичних положень	293
6.1 Порівняння ручного та автоматичного керування	293
6.2 Використання режиму мікропроковзування	296
6.3 Вдосконалення виконавчого пристрою керування зчепленням.....	298
6.3.1 Моделювання роботи електропневматичного виконавчого пристрою керування зчепленням з трьома клапанами	298
6.3.2 Порівняння результатів роботи виконавчого пристрою із різними конструкціями прискорювального клапану	314
6.4 Експериментальні дослідження системи керування зчепленням	316
Висновки за розділом.....	320
Висновки	322
Список використаних джерел	326
Додаток А Акти впровадження.....	351
Додаток Б Експериментальні дорожні випробування.....	358
Додаток В Список публікацій за темою дисертації та відомості про апробацію результатів дисертації	363

ВСТУП

Обґрунтування вибору теми дослідження. Сучасна автомобільна промисловість знаходиться на порозі значних змін. З одного боку весь тиск громадськості та законодавчі ініціативи, щодо скорочення шкідливих викидів спонукають нових та відомих автовиробників масово виробляти електромобілі та працювати над зменшенням їх вартості. З іншого боку великі кошти вкладені в розробки двигунів внутрішнього згоряння та супутні агрегати, інфраструктуру станцій технічного обслуговування та навчання персоналу створили той фундамент, який утримує двигун внутрішнього згоряння від швидкого закінчення життєвого циклу. В якості одного з найімовірніших варіантів розвитку гілки автотранспортних засобів із двигунами внутрішнього згоряння і можливість використання синтетичного палива, згоряння якого не генерує стільки шкідливих викидів. Не дивлячись на це найближчі 20...30 років двигуни внутрішнього згоряння залишатимуться основним джерелом енергії для вантажного транспорту та багатьох автобусів. Таким чином, вдосконалення конструкції агрегатів трансмісії та систем керування ними залишається актуальною та надскладною задачею, з огляду на вимоги, що постійно стають більш жорсткими. Крім того, раціоналізація використання технологій викопного палива та зменшення та зменшення шкідливих викидів у навколишнє середовище є одним з пунктів програми ООН з забезпечення стійкого розвитку до 2030 року.

Світова тенденція розвитку конструкції вантажних автомобілів полягає у автоматизації роботи механічної трансмісії та наділення таких систем різноманітними інтелектуальними функціями. Ця тенденція спостерігається як на автомобілях з традиційною силовою установкою так і під час використання гібридної силової установки чи самого електричного двигуна у якості тягового. Україна, на сьогодні, має потребу як у вдосконаленні та модернізації конструкції транспортних засобів, що використовуються для потреби армії, так і для створення нових зразків автомобілів на рівні світових аналогів. Автомобільні заводи КрАЗ, ЗАЗ, Богдан, Еталон мають гаму нових транспортних засобів де безперечно

необхідно застосовувати автоматизовані та автоматичні системи керування трансмісією. Вовчанський агрегатний завод та Полтавський автоагрегатний завод мають можливість виробляти окремі елементи керування трансмісією та поставляти їх виробникам автомобілів як в Україні так і закордонним виробникам.

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

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

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконувалася у відповідності до постанови Кабінету Міністрів України №39 від 26 січня 1994 року «Про організацію виробництва міських автобусів великої місткості»; та є складовою частиною досліджень Харківського національного автомобільно-дорожнього університету:

- комплексної теми досліджень кафедри автомобілів ХНАДУ «Розробка адаптивних систем керування трансмісій транспортних машин» (№ 0108U001282);
- комплексної теми досліджень кафедри автомобілів ХНАДУ «Створення та впровадження інтелектуальної системи управління трансмісією автомобіля» (ДЗ/306-2008);
- комплексної теми досліджень кафедри автомобілів ХНАДУ «Теоретичні основи проектування інтелектуальної автоматизованої механічної трансмісії автобусів та вантажних транспортних засобів» (№0110U001167);
- комплексної теми досліджень кафедри автомобілів ХНАДУ «Теоретичні основи створення автоматизованої системи керування механічною трансмісією спеціальних та військових автомобілів» (№0117U002403);
- комплексної теми досліджень кафедри автомобілів ХНАДУ «Підвищення живучості багатовісних вантажних автомобілів військового призначення шляхом використання автоматичної трансмісії та підвищення надійності гальм» (№0119U001297).

Мета і завдання дослідження. Метою дисертаційного дослідження є підвищення ефективності рушання автотранспортних засобів, покращення умов роботи водія та підвищення комфорту під час руху шляхом покращення вихідних параметрів автоматизованих та автоматичних систем керування зчепленням автотранспортних засобів категорій M_3 та N_3 .

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі **завдання**:

- сформулювати теоретичні основи систем автоматизованого та автоматичного керування зчепленням для автотранспортних засобів категорій M_3 та N_3 із ручним, напівавтоматичним або автоматичним керуванням механічною трансмісією;
- створити методологію формування стабільних вихідних параметрів системи керування зчепленням з врахуванням внутрішніх та зовнішніх факторів;
- сформулювати закон керування зчепленням на основі параметричних кривих;
- запропонувати раціональний режим керування швидкістю руху автотранспортного засобу в режимі накату або гальмування двигуном;
- виконати моделювання та імітаційне дослідження динаміки рушання автотранспортного засобу, із застосуванням автоматичної системи керування зчепленням;
- розробити удосконалені конструкції структурних елементів автоматизованої та автоматичної системи керування зчепленням та виконати їх експериментальні дослідження;
- розробити удосконалені автоматизовану та автоматичну системи керування зчепленням та виконати експериментальні дослідження.

Об'єкт дослідження: — робочий процес автоматизованого та автоматичного керування рушанням автотранспортного засобу.

Предмет дослідження: — визначення шляхів покращення якості керування зчепленням автотранспортних засобів категорії N_3 та M_3 з механічною трансмісією.

Методи дослідження. Теоретичні і експериментальні дослідження, проведені в роботі, базуються на загальнонаукових методах системного аналізу проблем функціонування автоматичних та автоматизованих систем керування. Проведення імітаційного моделювання проводилося із використанням чисельних методів

вирішення систем диференційних рівнянь та складних нелінійних систем засобами середовища MATLAB Simulink®. Обробка експериментальних даних проводилася методами математичної статистики, визначення апроксимуючих поліномів, на основі експериментальних даних, проводилось методом найменших квадратів із застосуванням пакету Microsoft Excell®. При проведенні експериментальних досліджень використовувалися методи планування експерименту. Експериментальні випробування проводилися у дорожніх умовах, стендових та із використанням методу кібер-фізичних систем.

Наукова новизна одержаних результатів полягає у тому, що:

Вперше:

— створено теоретичні основи формування закону автоматичного керування зчепленням, який відрізняється від відомих тим, що формується параметричними кривими, це дозволяє отримати гнучкий інструмент при адаптації закону керування зчепленням;

— розроблено метод обрання раціонального режиму керування швидкістю руху автотранспортного засобу, який відрізняється тим, що керуючий вплив є функцією прогнозованого шляху накату від поточної швидкості, це дозволяє уникнути зайвої витрати палива у міському циклі;

— запропоновано спосіб визначення початкової точки характеристики педалі керування з індуктивним датчиком, який відрізняється додатковим режимом роботи з шунтуванням його живлення, що сприяє підвищенню стабільності вихідних параметрів системи керування зчепленням.

Отримала подальший розвиток:

— теорія автоматизованого та автоматичного керування рушанням автотранспортного засобу за рахунок розвитку теоретичних основ систем автоматизованого та автоматичного керування зчепленням для автотранспортних засобів категорій M_3 та N_3 , із ручним керуванням механічною коробкою передач, які відрізняються методологією узгодження параметрів закону керування із вихідними параметрами виконавчого пристрою керування зчепленням, це дає можливість визначати функціонал системи керування зчепленням на стадії проектування.

Методологія може бути поширена на механічні трансмісії із напівавтоматичним або автоматичним керуванням коробкою передач;

— методологія формування стабільних вихідних параметрів системи керування зчепленням з врахуванням внутрішніх та зовнішніх факторів, яка на відміну від існуючих включає методи врахування температурного впливу навколишнього середовища на реакцію елементів системи керування, що сприяє підвищенню стабільності вихідних параметрів системи керування зчепленням;

— методологія забезпечення характеристик індукційних датчиків переміщення, яка відрізняється від відомих врахуванням впливу варіативності характеристик компонентів системи керування зчепленням, що сприяє підвищенню стабільності сигналу з індуктивного датчика та вихідних параметрів системи керування зчепленням;

Удосконалено:

— математичний опис сухого тертя у частині взаємодії контактуючих тіл за відсутності проковзування, який відрізняється тим, що забезпечує стабільність характеристики моменту зчеплення під дією циклічного навантаження за відсутності проковзування контактуючих тіл, що дає можливість проводити імітаційне моделювання робочих процесів зчеплення під дією циклічного крутного моменту двигуна.

Практичне значення отриманих результатів. Результати дисертаційної роботи можуть використовуватися для створення нових зразків техніки із якісно новими властивостями в частині керування автомобілем, а саме виключення такої складної та подекуди обтяжливої операції, як керування зчепленням. Також результати роботи можуть бути використані при модернізації автотранспортних засобів, що вже знаходяться в експлуатації.

Запропоновані в дисертації наукові положення, розробки та рекомендації впроваджені:

— у навчальному процесі Харківського національного автомобільно-дорожнього університету при підготовці бакалаврів і магістрів за спеціальністю 133

«Галузеве машинобудування» та при підготовці докторів філософії за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт»;

— у практичній діяльності приватного акціонерного товариства «Вовчанський агрегатний завод». Використовується: методи випробування зразків продукції, що випускається під час проведення тривалих та кліматичних випробувань;

— у практичній діяльності «Запорізького автомобільного заводу». Проведені випробування з метою вивчення властивостей автобусів виробництва «ЗАЗ» із розробленою автоматизованою системою керування зчепленням;

— у практичній діяльності «Полтавський авто-агрегатний завод». Використовується методи забезпечення стабільних характеристик індуктивних датчиків положення;

— у практичній діяльності Холдингової компанії «АвтоКрАЗ». Використовується метод обрання раціонального режиму руху автотransпортного засобу на основі функціональної залежності між шляхом руху у режимі накату або гальмування двигуном та початковою швидкістю руху.

Особистий внесок здобувача. Положення та результати, що виносяться на захист дисертаційної роботи, отримані автором самостійно та викладено в роботах [1-35]. Роботи [1, 2, 16, 31, 32] опубліковані без співавторів. Особистий внесок здобувача в колективних публікаціях полягає у наступному: визначено актуальний стан розвитку систем керування агрегатами трансмісії, особливості конструкції сучасного зчеплення та їх проблеми [3, 4, 5]; запропоновано функціональну схему виконавчого пристрою керування зчепленням [5]; визначено особливості робочого процесу виконавчих пристроїв керування зчепленням різних конструкцій [6, 7]; розроблено структурну схему експериментального стенду та створено експериментальну установку для дослідження виконавчого пристрою керування зчепленням [8]; визначено параметри керуючих впливів для різних способів керування виконавчим пристроєм керування зчепленням [9, 10]; запропоновано принципи фільтрації сигналів, що надходять з датчиків системи керування зчепленням [10]; розроблено математичну модель та закон керування зчепленням у автоматичному режимі [11], розроблена функціональна схема запропонованого

виконавчого пристрою керування зчепленням та його математична модель [12]; розроблено математичну модель виконавчого пристрою [13]; розроблено конструкцію виконавчого пристрою керування зчепленням з механізмом компенсації зношування фрикційних накладок [14]; виконано моделювання та налагодження ПД-регулятора в системі керування [15]; запропоновано використання змінних коефіцієнтів в математичній моделі електродвигуна постійного струму [17]; виконано математичне моделювання робочого процесу електромеханічного приводу з кінцевою жорсткістю [18]; виконано моделювання руху автотранспортного засобу [19]; визначено вимоги до контуру електропневматичного приводу, що запобігають виникненню у людини дискомфорту за рахунок обмеження темпу зміни прискорення автотранспортного засобу [20]; розроблено математичну модель контуру електропневматичного приводу [21]; в колективній монографії [22] автору належать розділи 1, 3, 6, 8, підрозділи 4.3, 2.2, в підрозділі 2.1 розроблено математичну модель перемикачів передач; в колективній монографії [23] автору належить розділ 1 та підрозділ 2.2; проаналізовано експериментальні данні роботи виконавчого пристрою керування зчепленням [24]; виконаний аналіз ефективності використання систем компенсації зношування фрикційних накладок [25]; розроблено модернізовану конструкцію електропневматичного виконавчого механізму керування зчепленням [26]; запропоновано спосіб визначення факту натисненого стану педалі керування зчепленням [27]; розроблена конструкція датчика та проведенні експериментальні дослідження характеристик [28]; проведення експериментальних дослідження та обробка даних [29]; математичне моделювання руху швидкісних автомобілів та порівняння результатів моделювання [30]; проведена ідентифікація математичної моделі елементів керування агрегатами трансмісії [33]; запропоновано принцип роботи виконавчого пристрою керування зчепленням із прискорювальним клапаном, що забезпечує розмежування динамічного та квазістатичного режимів роботи [34]; запропонована принципова схема виконавчого пристрою керування зчепленням та принцип його роботи [35].

Апробація результатів дисертації. Основні результати дисертаційної роботи доповідалися, обговорювалися та отримали позитивну оцінку на:

WCX™ WORLD RONGRESS EXPERIENCE. MICHIGAN. DETROIT. April 10 – 12. 2018; Международной конференции "Перспективы развития дорожно-транспортных и инженерно-коммуникационных инфраструктур" Ташкент – 2017; Міжнародній науково-практичній конференції присвяченої 85-річчю заснування ХНАДУ та 85-річчю автомобільного факультету та з нагоди Дня автомобіліста і дорожника. «Новітні технології в автомобілебудуванні та на транспорті». 15 – 16 жовтня 2015 р. м. Харків; Міжнародній науково-практичній конференції «Совершенствование организации дорожного движения и перевозок пассажиров и грузов» Минск, БНТУ, 2016; Службово-бойова діяльність Національної гвардії України: сучасний стан, проблеми та перспективи, Секція 2. Технічне та тилове забезпечення службово-бойової діяльності Національної гвардії України: сучасний стан, проблеми та перспективи 14 березня 2019 р.; Міжнародній науково-практичній конференції "Сучасні технології на автомобільному транспорті та машинобудуванні". 15 – 18 жовтня 2019 р.; Міжнародній науково-практичній конференції присвяченої 90-річчю Харківського автомобільно-дорожнього університету та 90-річчю автомобільного факультету. "Сучасні тенденції розвитку автомобільного транспорту та галузевого машинобудування". 16 – 18 вересня 2020 р.; VII-міжнародній науково-технічній інтернет-конференції «Автомобіль і електроніка. Сучасні технології» 23 – 24 листопада 2020 р. Харків; Всеукраїнській науково-практичній конференції здобувачів вищої освіти і молодих учених. м. Харків 25 листопада 2020 р.; 84-й науково-технічній та науково-методичній конференції університету ХНАДУ.

Дисертаційна робота в повному обсязі доповідалась, обговорювалась і отримала позитивну оцінку на сумісному науковому семінарі кафедри автомобілів ім. А. Б. Гредескула, кафедри автомобільної електроніки, кафедри технології машинобудування та ремонту машин, кафедри організації та безпеки дорожнього руху, кафедри двигунів внутрішнього згорання, кафедри деталей машин та теорії

механізмів і машин, а також кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів ім. Говорущенко М. Я. (м. Харків, ХНАДУ, 21 січня 2021 р.).

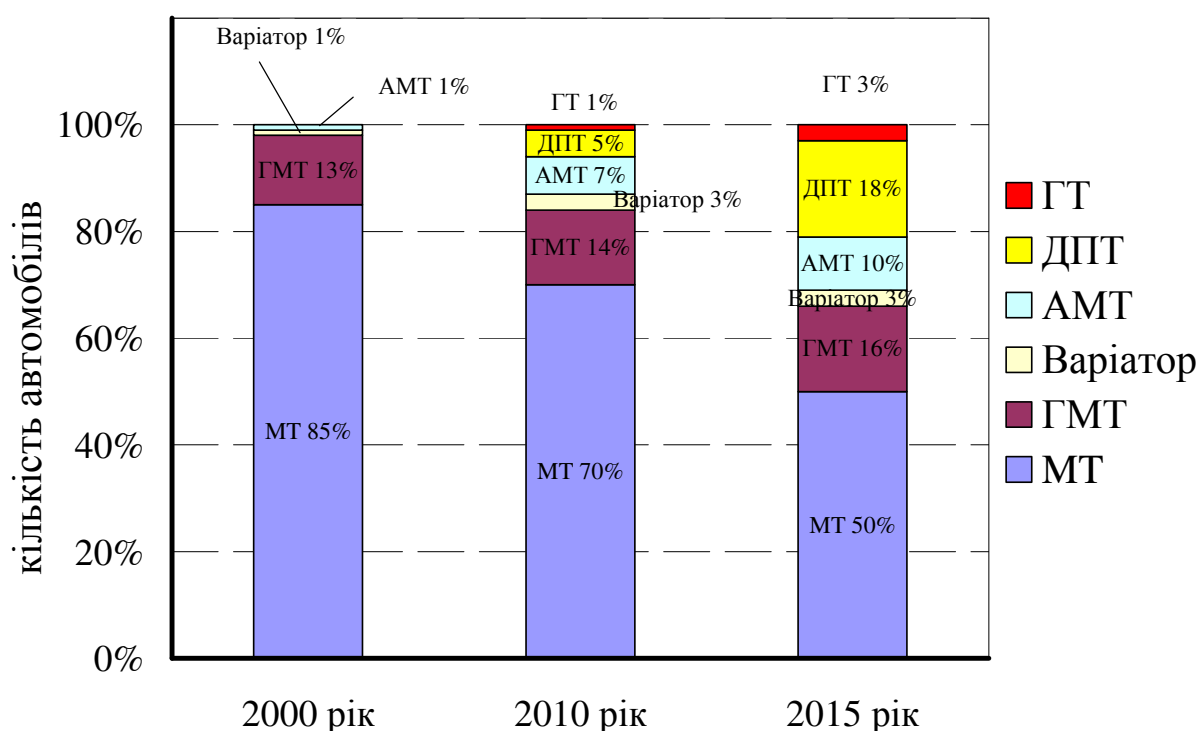
Публікації. Основні результати дисертаційної роботи опубліковані в 35 наукових працях, у тому числі: 2 монографії; 21 публікація у наукових фахових виданнях України та інших держав (з них 16 у виданнях, що включені до міжнародних наукометричних баз, у тому числі 4 публікації у виданнях, що індексуються у Scopus і Web of Science і з них 2 публікації у виданнях, віднесених до квартилів Q2); 10 тез у збірниках доповідей наукових конференцій; 2 патенти на винахід.

Структура та обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається зі вступу, шести розділів, висновків, списку використаних джерел та додатків. Повний обсяг роботи складає 368 сторінки, у тому числі основного тексту 288 сторінок і 16 сторінок, площа яких повністю зайнята рисунками та таблицями. Робота ілюстрована 215 рисунками, наведено 2 таблиці. Додатки розміщені на 18 сторінках. Список використаних літературних джерел складається із 233 найменувань на 25 сторінках

РОЗДІЛ 1

СТАН ПИТАННЯ І ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Розвиток електроніки та теорії автоматичних систем дозволяє різним типам трансмісії конкурувати не тільки використовуючи в якості головного аргументу автоматична чи ні, а й користуючись категоріями ергономіки з огляду на те, що всі типи трансмісій можуть бути автоматичними. На сьогодні в Європі половина з всіх легкових транспортних засобів оснащуються автоматичною трансмісією [36, 37] (див. рис. 1.1). Автоматична трансмісія на базі традиційної коробки передач з розривом потоку потужності складає дві третини від гідромеханічної автоматичної трансмісії, а автоматична двопоточна трансмісія навіть набула ще більшого поширення.



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

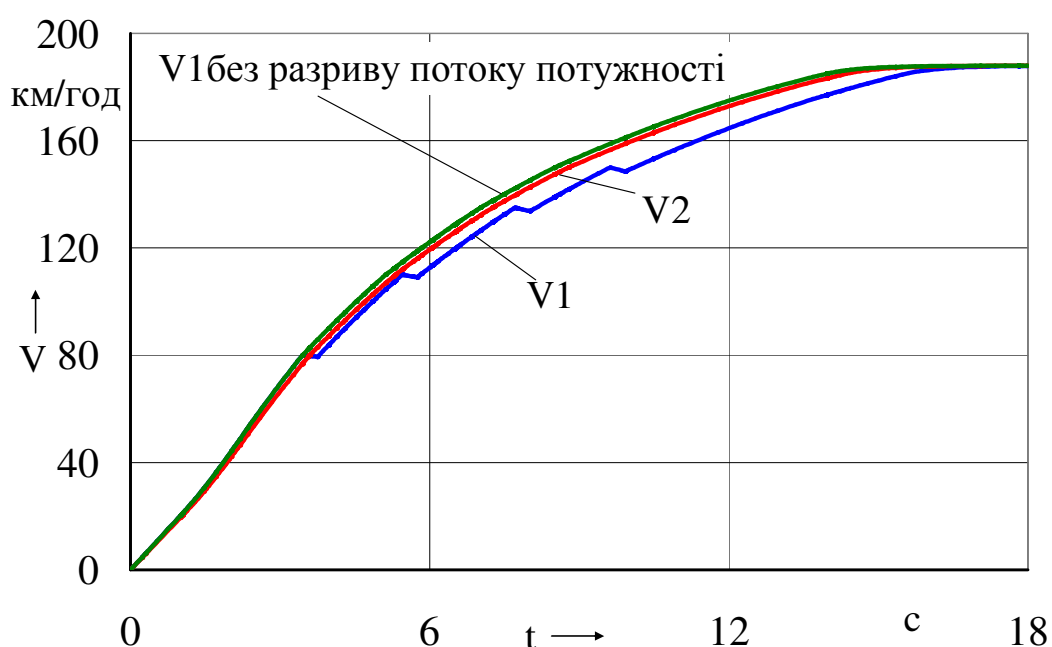
Рисунок 1.1 — Структура парку легкових автомобілів за типами трансмісій [36, 37]

Питання про необхідність трансмісії, практично для будь якого автомобіля, не стоїть [36, 37]. Питання стоїть — яким вимогам повинна відповідати трансмісія відповідного автотранспортного засобу. Як що в ХХ столітті мова про механічну трансмісію йшла здебільшого як про трансмісію з ручним керуванням то сьогодні механічних трансмісій нараховується три типи [38, 39, 40]:

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

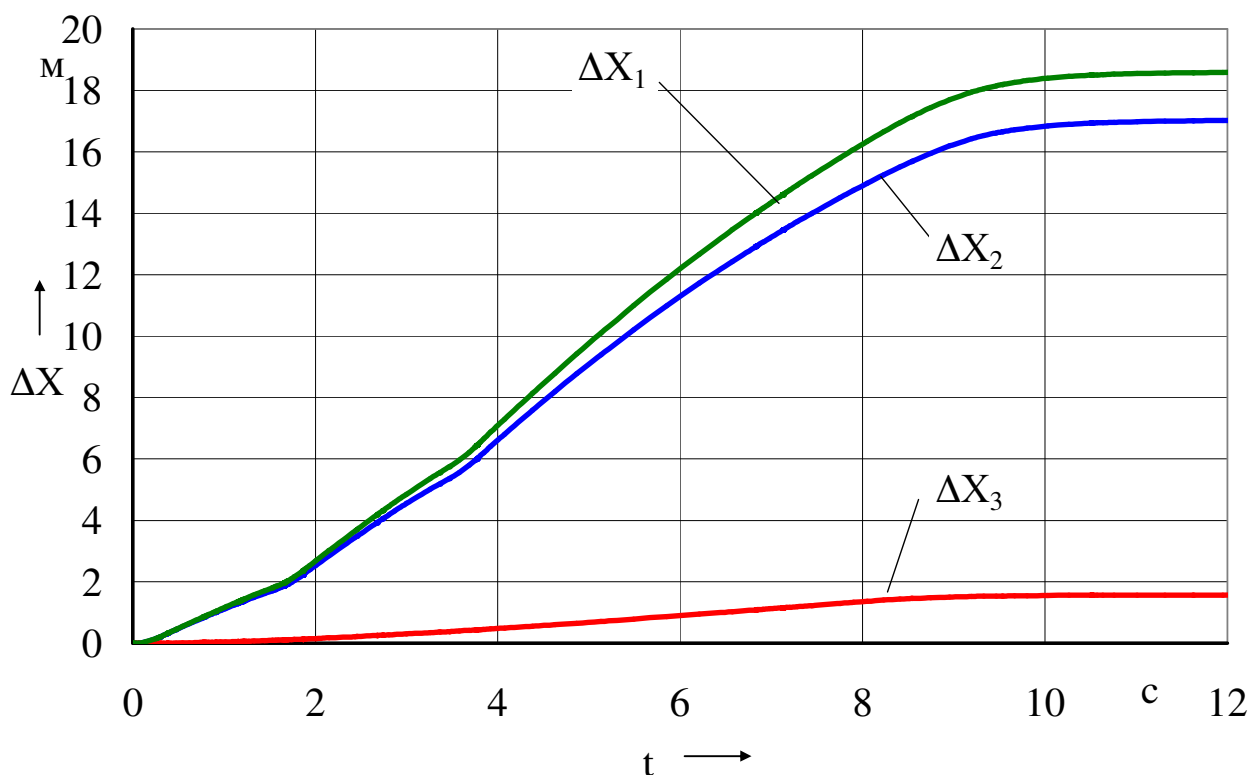
Всі вони є у виконанні з автоматизованим та автоматичним керуванням.

Порівняння результатів динаміки розгону із такими трансмісіями наведено на рисунку 1.2 [41] для швидкісного автомобіля класу Е8. Наглядно помітно запізнення автомобіля із трансмісією з розривом потоку потужності з причини наявності часу перемикавання передач впродовж якого автомобіль рухається за інерцією. Між автомобілями з трансмісією без розриву потоку потужності більшу динаміку розгону забезпечує менші обертові маси одно поточної трансмісії.



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

Рисунок 1.2 — Зміна швидкості автомобілів з одно- та двопоточною трансмісією під час розгону [41]

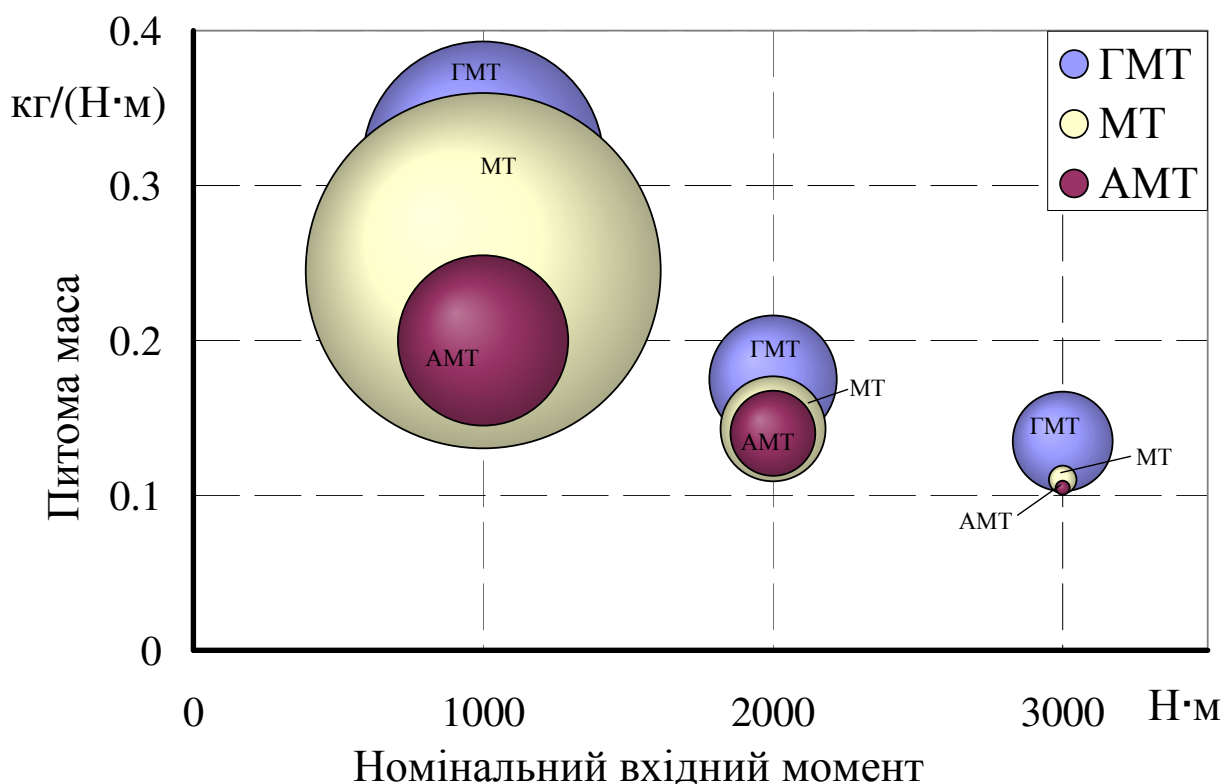


ΔX_1 — відстань між автомобілями з однопоточною трансмісією без розриву потоку потужності та з розривом; ΔX_2 — відстань між автомобілем з двопоточною трансмісією та автомобілем з одно поточною трансмісією з розривом потоку потужності; ΔX_3 — відстань між автомобілями з трансмісіями без розриву потоку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

Рисунок 1.3 — Порівняння відстані між автомобілями із різною трансмісією під час розгону [41]

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

Автоматизація механічних трансмісій дозволяє збільшити ефективність їх використання додатково до таких властивостей як високий коефіцієнт корисної дії (ККД), простота конструкція, більш низька собівартість виготовлення та менша питома маса у відповідному діапазоні вхідних крутних моментів у порівнянні з гідромеханічною трансмісією [42, 43, 44]. Узагальнена інформація про питому масу найбільш поширених трансмісій на основі згаданих літературних джерел представимо у вигляді діаграм (див. рис. 1.4 та рис. 1.5).

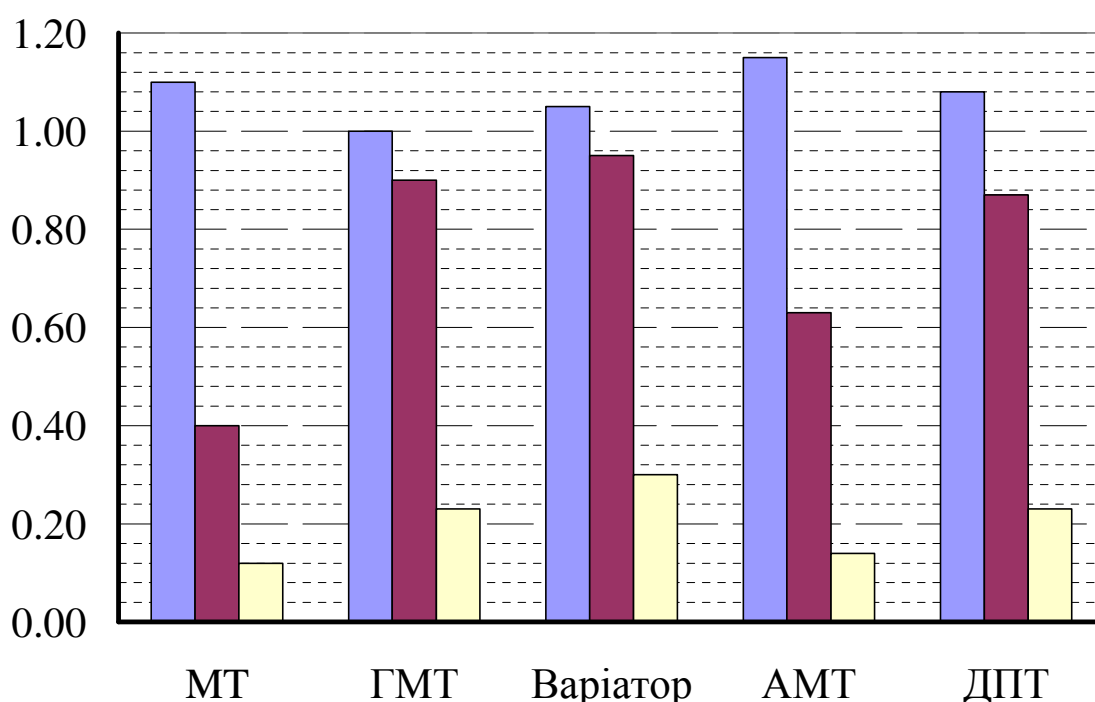


АМТ — автоматична механічна трансмісія (з розривом потоку потужності); ГМТ — гідромеханічна трансмісія; МТ — механічна трансмісія з ручним керуванням; Розмір бульбашки вказує на розбіг питомої маси

Рисунок 1.4 — Залежність питомої маси та її відхилення від номінального вхідного моменту коробок передач різного типу

Відповідно до рисунку 1.5 сучасні автоматичні трансмісії з електронним керуванням мають дуже близькі показники плавності керування за винятком електронно-керованої механічної трансмісії (АМТ). Неможливість забезпечення

високого рівня комфорту під час перемикання передач пов'язана із концепцією розриву потоку потужності та необхідністю рухатися деякий час в режимі накату із уповільненням, яке залежить від дорожніх умов. Оскільки в автоматичному режимі перемикання передач відбувається без контролю водія то й момент перемикання, а й так само розрив потоку потужності настає, для водія, зненацька. Саме це й спричиняє дискомфорт під час перемикання передач.



■ — відносна ефективність дана у порівнянні з ГМТ; ■ — коефіцієнт відносного комфорту перемикання передач від 0,1 до 1; ■ — відносна маса, кг/Н·м; МТ — механічна трансмісія з ручним керуванням; ДПТ — двопоточна автоматична трансмісія; АМТ — автоматична механічна трансмісія (з розривом потоку потужності); Варіатор — варіатор; ГМТ — гідромеханічна автоматична трансмісія;

Рисунок 1.5 — Відносне порівняння різних типів трансмісії [44]

Не дивлячись на сучасні тенденції до переходу на транспортні засоби з електродвигуном та гібридні транспортні засоби, автомобілі з традиційними двигунами внутрішнього згоряння ще довго будуть відігравати вагомую роль у економіці багатьох держав. Навіть у найближчі десять років, за даними Європейської дорожньої карти гібридизації дорожніх транспортних засобів [45],

передбачається покриття електромобілями не більше 20% парку нових автомобілів, а у перспективах до 2050 року плани збільшити цей показник десь до 50%.

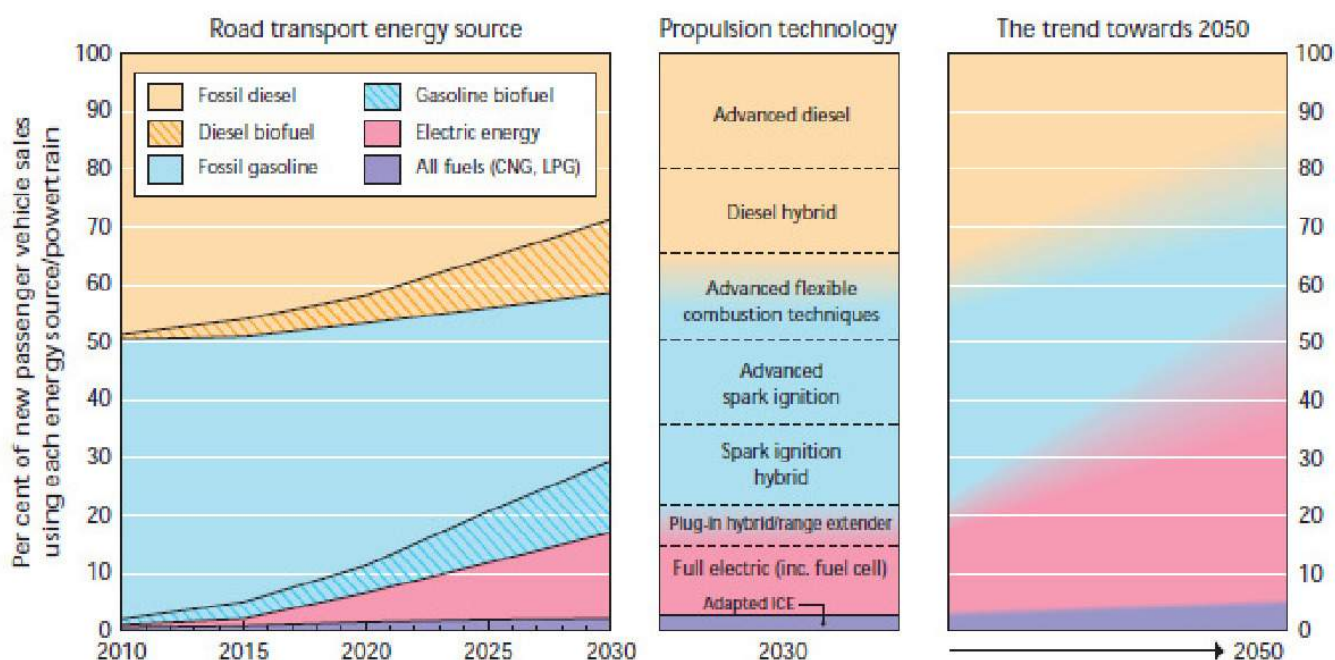


Рисунок 1.6 — Тенденції розвитку силових установок та джерел енергії пасажирських автотранспортних засобів, до 2050 року [45]

Зважаючи на постійний зріст кількості виробництва нових транспортних засобів та збільшення їх загальної кількості, удосконалення силових установок на базі двигунів внутрішнього згоряння залишається вкрай актуальною задачею. Це особливо ясно відчутно, якщо подивитись на орієнтири які поставлені в згаданій вище «Дорожній карті» [45] стосовно екологічності та запасу ходу для різних силових установок (див. рис. 1.7). Досягнення таких результатів можливо тільки за рахунок комплексного підходу. Серед компонентів комплексного підходу застосування гібридних технологій, удосконалення систем керування усіма елементами автомобіля, що відповідають за раціональне використання енергії палива, серед яких і удосконалення системи керування трансмісією. Поняття автоматизованого та автоматичного керування трансмісією передбачає широкий спектр пристроїв до яких відносяться, насамперед, системи керування зчепленням та коробкою передач. Крім них в трансмісії вантажних автомобілів керують

підключенням приводу переднього чи середнього мостів, блокуванням міжосьового диференціалу та режимом роботи ретардеру або іншого трансмісійного чи моторного гальма.

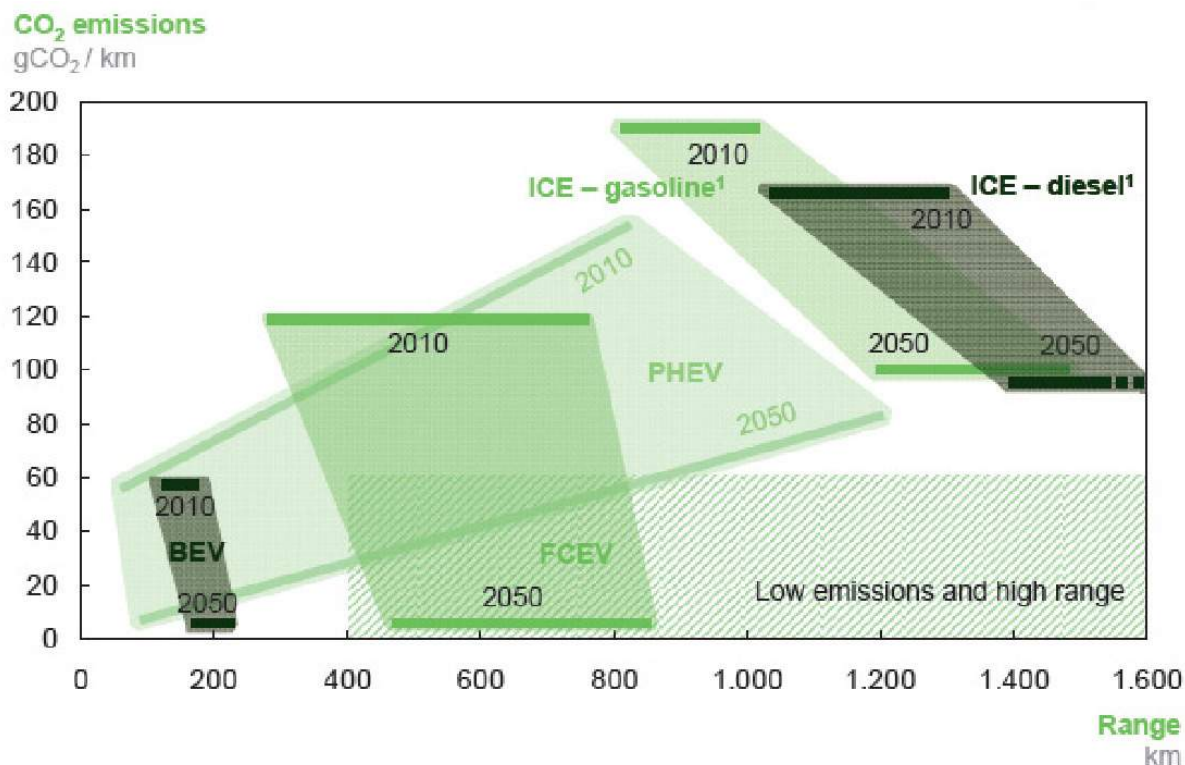


Рисунок 1.7 — Запас ходу та викиди CO₂ для різних силових установок пасажирських автомобілів [45]

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

теоретичні аспекти керування фрикційним зчепленням можуть бути поширені як на системи у складі коробки передач з ручним керуванням так і системи керування повністю автоматичних механічних трансмісій. Тому розробка теоретичних основ проектування автоматичної системи керування зчепленням для фрикційного зчеплення є актуальною задачею.

1.1 Вимоги до вихідних параметрів системи керування зчепленням

Сучасні системи керування фрикційним зчепленням транспортних засобів категорій N_3 та M_3 мають електропневматичні виконавчі пристрої і є як самостійними системами керування зчепленням так і складовою комплексної системи керування силовим агрегатом чи всієї трансмісії. На відміну від легкових автомобілів, де боротьба йде за зменшення спорядженої ваги в умовах обмеженого корисного навантаження, у транспортних засобів категорій N_3 та M_3 використання електромеханічного пристрою у якості виконавчого призводить до значного збільшення ваги виконавчих пристроїв. Це пов'язано із значною потрібною потужністю для вимикання зчеплення. Використання гідравлічних виконавчих пристроїв потребує використання додаткового робочого тіла у вигляді рідини та пов'язаних з нею незручностей. Спираючись на одну з ключових вимог до приводів керування зчепленням [46, 47, 48, 49], а саме час вимикання зчеплення, який не повинен перевищувати 0,15...0,25 с, можливо відтворити необхідну потужність для керування ним. Використовуючи експериментальні данні про робочій процес вимикання зчеплення [50] вирахуємо пікову потужність для реального робочого процесу та позначимо крапкою на рисунку 1.8. Аналізуючи залежність потужності виконавчого пристрою керування зчепленням, яка необхідна для різкого його вимикання можна стверджувати, що для забезпечення зазначеного часу вимикання зчеплення (0,15...0,25 с) потрібно від 250Вт до 1 кВт потужності на виконавчому пристрої. Реальні системи керування передач мають навіть запас потужності (див. крапку «Експеримент» рис. 1.8). Зазначена точка на графіку отримана розрахунком,

спираючись на експериментальні данні про навантаження на штоку виконавчого пристрою та динаміку вимикання зчеплення [50].

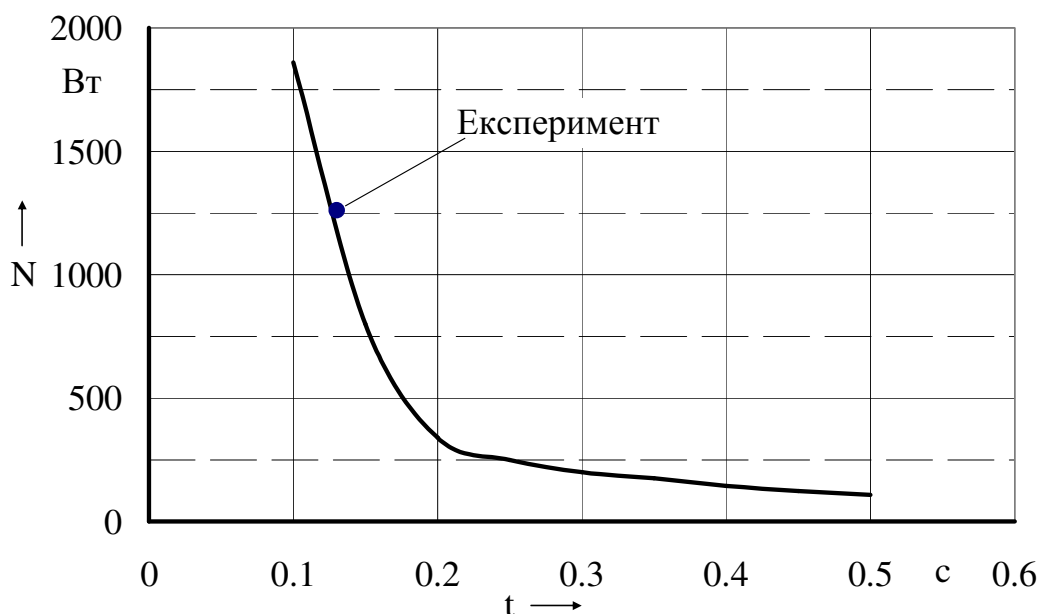


Рисунок 1.8 — Пікова потужність яка потрібна для вимикання сучасного зчеплення в залежності від часу його вимикання (максимальне зусилля на муфті зчеплення 6300...6500 Н)

Час керування зчепленням, як при включенні, так і при виключенні, впливає на час розриву потоку потужності впродовж якого автомобіль рухається накатом. При значних показниках опору руху це може суттєво вплинути на динамічні показники автотранспортного засобу та можливість здійснення процесу перемикання передач [43, 51]. Тому виробники систем керування зчепленням для автотранспортних засобів категорій N_3 та M_3 використовують електропневматичний виконавчий пристрій [52]. Крім того це пов'язано з конструктивною приємністю оскільки раніше зчеплення таких автотранспортних засобів керувалось гідروпневматичним підсилювачем. З огляду на це виробники елементів трансмісії зберігають місце кріплення для фланцевих підсилювачів підвищуючи пристосованість транспортного засобу до можливого використання систем керування зчепленням різних виробників та типів.

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

Вимоги стосовно точності позиціонування штоку виконавчого пристрою керування зчепленням визначалися у [24, 50], які базуються на попередніх дослідженнях про чутливість вестибюлярного апарату людини до стрибкоподібних прискорень [53, 54].

1.2 Складові систем керування зчепленням

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



Рисунок 1.9 — Структурна схема автоматичної системи керування фрикційним зчепленням

Автоматизована система керування зчепленням в своєму мінімальному складі має:

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

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

- положення педалі акселератора;
- інформацію про застосування гальма будь якого виду;
- інформація про увімкнену передачу;
- швидкість руху автомобіля;
- частоту обертання колінчастого валу двигуна внутрішнього згоряння;
- частоту обертання ведених дисків зчеплення або первинного чи проміжного валу коробки передач.

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

Використання електропневматичного керування зчепленням підвищує екологічність транспортних засобів виключаючи використання гальмової рідини в транспортних засобах категорій N_3 та M_3 . У випадку автобуса із заднемоторною компоновкою суттєво її спрощує. В роботі Яроти О.О. [50] достатньо повно розглянуті електропневматичні приводи зчеплення (ЕППЗ). Аналіз його роботи та додаткової літератури [12, 43, 55, 56] дозволив доповнити наведену Яритою О.О. класифікацію ЕППЗ (див. рис. 1.10).

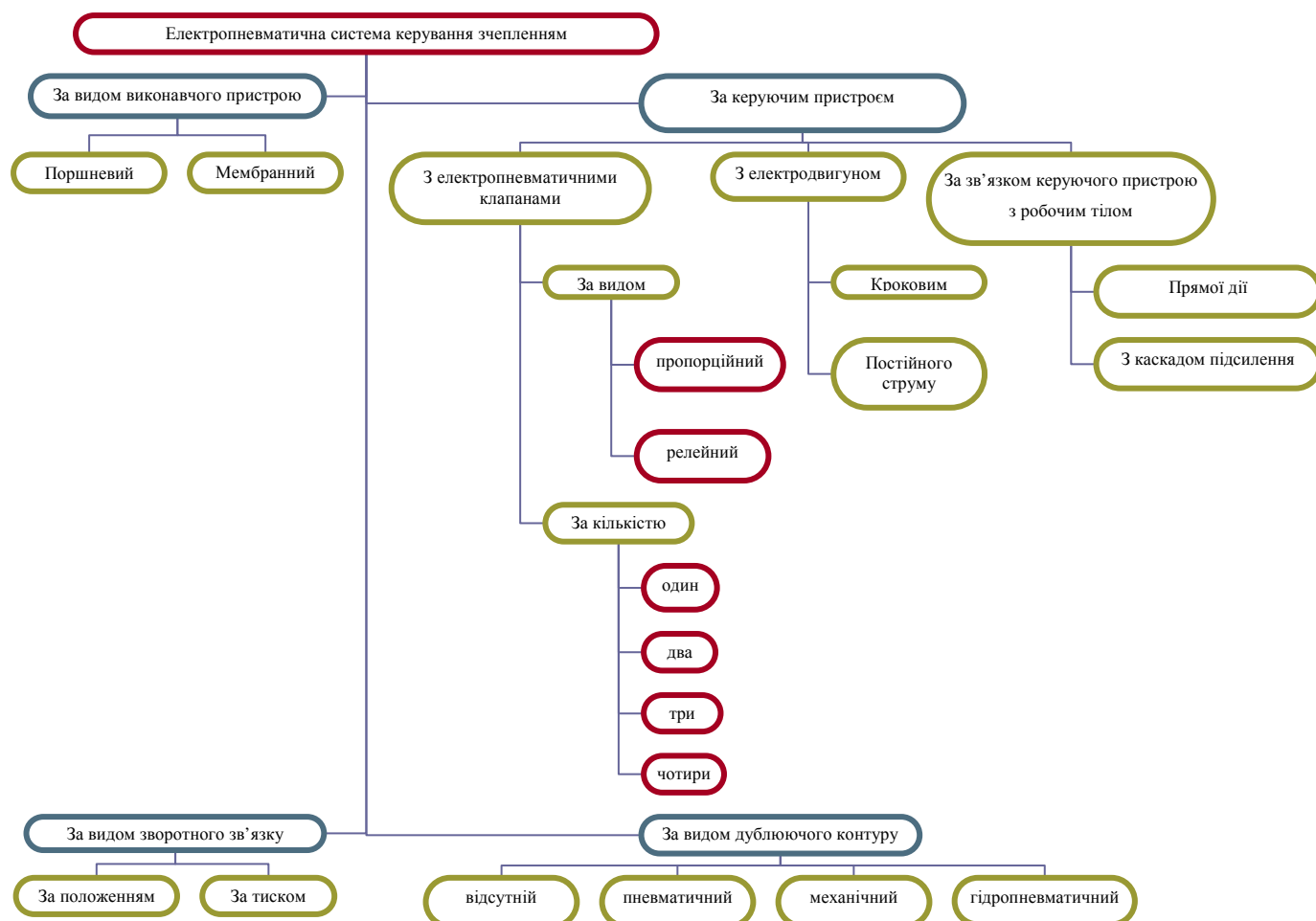


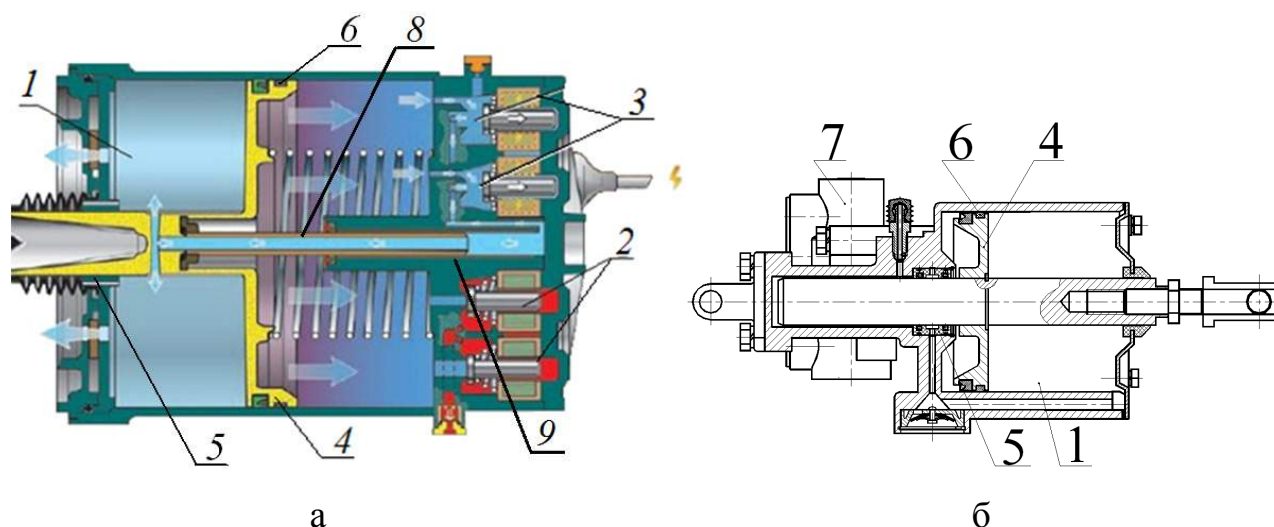
Рисунок 1.10 — Класифікація електропневматичних систем керування зчепленням

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

1.2.1 Виконавчий пристрій керування зчепленням

Не дивлячись на те, що в якості виконавчого пристрою керування зчепленням, мембранні пристрої використовувались, як в серійних [55], так і в дослідних конструкціях [43], на сьогодні найбільш широке розповсюдження отримали поршневі виконавчі елементи. Конструктивно поршковий елемент має дві опори,

одну рухому на поршні, а іншу не рухому на штоку (див. рис. 1.11) саме такі конструкції використовуються серійно [35, 57].



а — електропневматичний виконавчий пристрій; б — гідропневматичний підсилювач; 1 — поршневий елемент; 2 — впускний електропневматичний клапан; 3 — випускний електропневматичний клапан; 4 — поршень; 5 — нерухома опора; 6 — рухома опора; 7 — слідкуючий клапан; 8 — рухоме осердя індукційного датчика; 9 — котушка індуктивності

Рисунок 1.11 — Конструкції поршневих виконавчих пристроїв

На відміну від мембранних, у якості яких зазвичай використовують гальмові пневматичні камери, поршневі мають менші діаметральні габарити, оскільки активна площа мембрани суттєво менша за її діаметральні габарити [58, 59]. Натомість гальмова камера досить проста та дешева. Специфіка роботи гальмової камери передбачає голономне шарнірне з'єднання з важелем гальмового механізму тоді як у системах керування зчепленням шарнірне з'єднання не голономне хоча немає причин для роз'єднання цього шарніру. Ще один недолік гальмової камери це змінна характеристика зусилля залежно від положення штоку [58]. Враховуючи сучасні конструкції приводу, без вільного зазору між підшипником та муфтою, поршень виконавчого елемента змінює своє початкове положення в залежності від зносу фрикційних накладок та притискається пружиною до підшипника, а гальмова

камера навпаки відтискається пружиною у початкове положення. Таким чином у поршневого виконавчого елемента змінюється лише швидкодія приводу [60], а у мембранного крім швидкодії змінюється зусилля на штоку [59, 61, 62].

Недоліком таких конструкцій є збільшення бокових навантажень на поршень та шток при наближенні опор одна до одної. В залежності від розташування опор це може відбуватися на початку терміну служби або в кінці. Існують також і конструкції з двома нерухомими опорами, в них опори не наближаються і бокові навантаження на поршень та шток стабільні [63, 64], але серійно вони не використовуються.

1.2.2 Керуючі пристрої

В силу факторів згаданих в підрозділі 1.1 системи з поєднанням функцій керуючих та виконавчих пристроїв на базі електричних двигунів застосовуються тільки для легкових автомобілів [48, 65, 66, 67, 68,]. Значно частіше для автотранспортних засобів категорій N_3 та M_3 застосовується електропневматичні клапани. В серійних зразках зустрічаються релейні конструкції. Це пояснюється простотою конструкції, значно меншою вартістю та наявністю значного гістерезису у пропорційних електропневматичних клапанів [43, 69, 70, 71, 72].

За кількістю електропневматичних клапанів керування виконавчі пристрої, відповідно до рисунка 1.8, можуть мати від двох до чотирьох клапанів та можуть застосовувати каскади підсилення. На сьогодні найбільш поширена конструкція фірми KNORR-BREMSE має чотири електропневматичні клапани без каскаду підсилення (рис. 1.24) [73]. Її швидкодія сягає однієї секунди (рис. 1.12, 1.13) натомість точність переміщення штока може коливатися в межах 0,07...0,24 мм (рис. 1.14, 1.15) в залежності від параметрів, використаного для керування, клапана. В згаданій конструкції застосовують електропневматичні клапани, що відрізняються умовним діаметром.

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

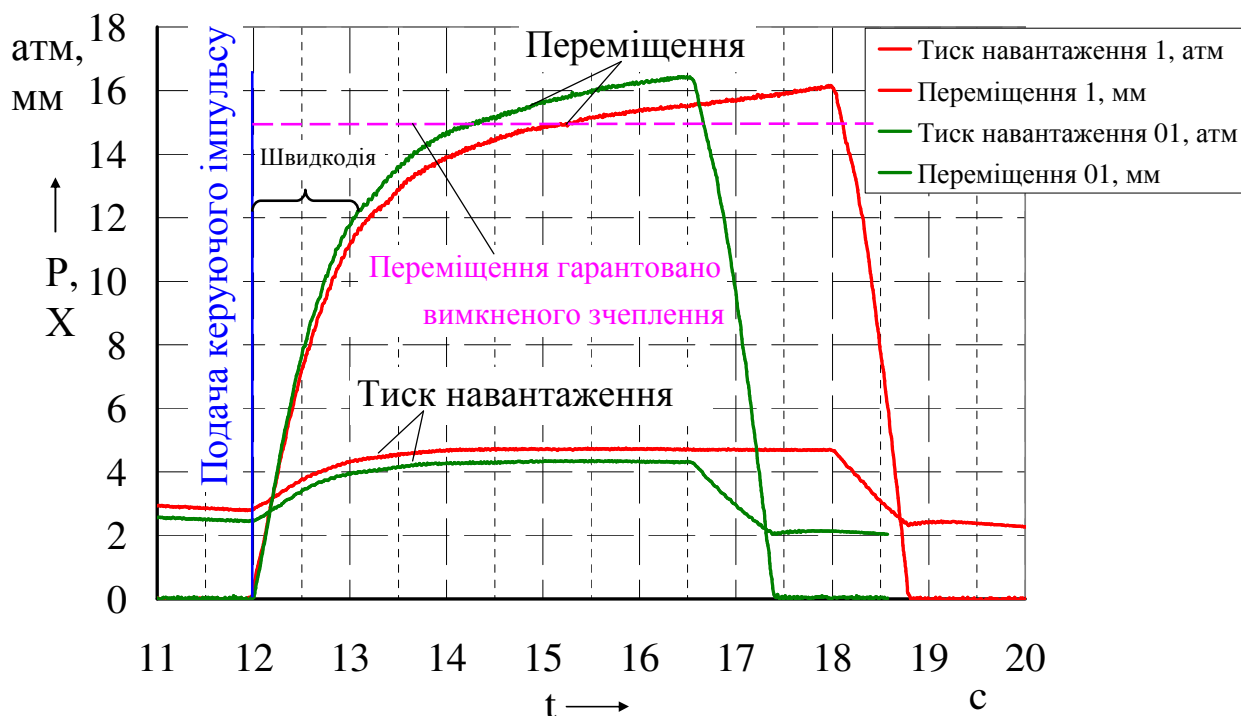


Рисунок 1.12 — Динаміка переміщення штоку електропневматичного виконавчого пристрою керування зчепленням фірми KNORR-BREMSE при паралельному керуванню обома впускними чи випускними клапанами

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

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

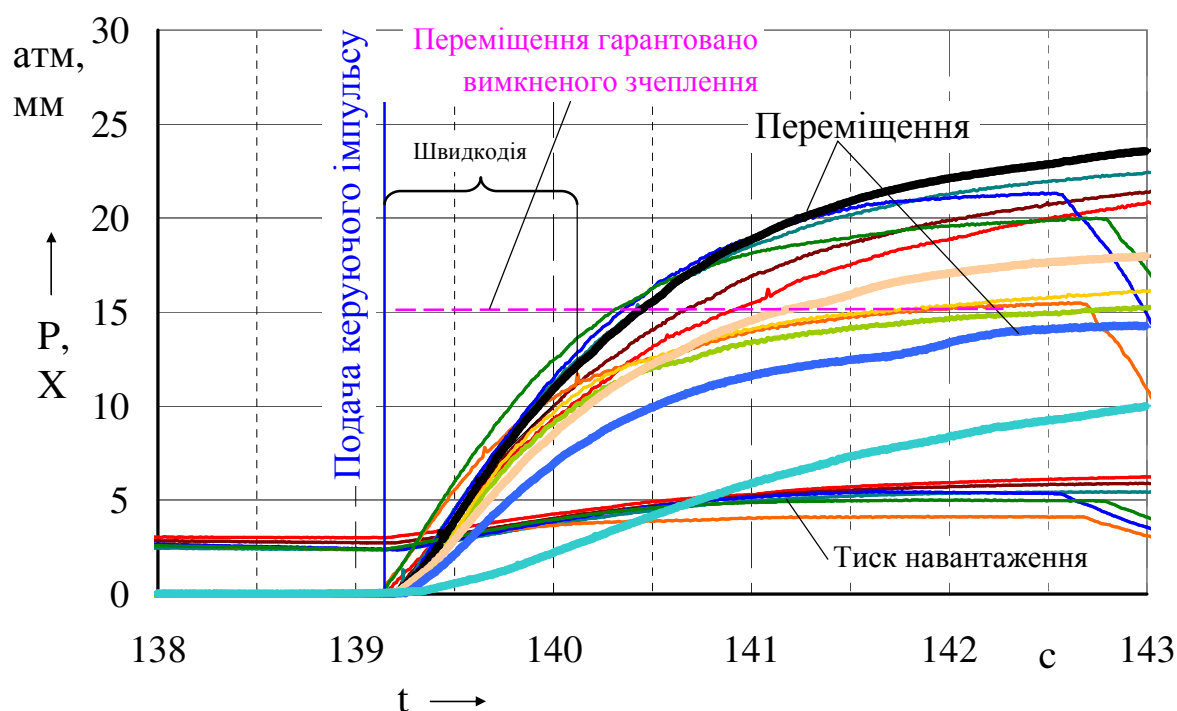


Рисунок 1.13 — Порівняння динаміки переміщення штоку електропневматичного виконавчого пристрою керування зчепленням фірми KNORR-BREMSE при різних комбінаціях навантаження та керуючих впливах.

Визначення точності позиціонування штоку виконавчого пристрою визначалось шляхом фіксації робочого процесу під впливом серії імпульсів фіксованої частоти та тривалості. На відміну від дослідних зразків, що були створені та описані в роботі [50] клапани серійної конструкції фірми KNORR-BREMSE забезпечували набагато менший час спрацювання. Менше за 0.01 с проти 0.03 с у дослідному зразку в [50]. Серія імпульсів зазначеної тривалості і такої самої паузи забезпечило робочий процес переміщення штока виконавчого пристрою керування зчепленням наведеного на рис. 1.14 та рис. 1.15. Можливості генератора імпульсів дозволяли після подачі керуючої команди формувати 99 імпульсів визначених параметрів. Тому для отримання процесу, що зображено на рис. 1.14 доводилося декілька разів подавати керуючий імпульс впродовж 10 с переміщення штоку виконавчого пристрою.

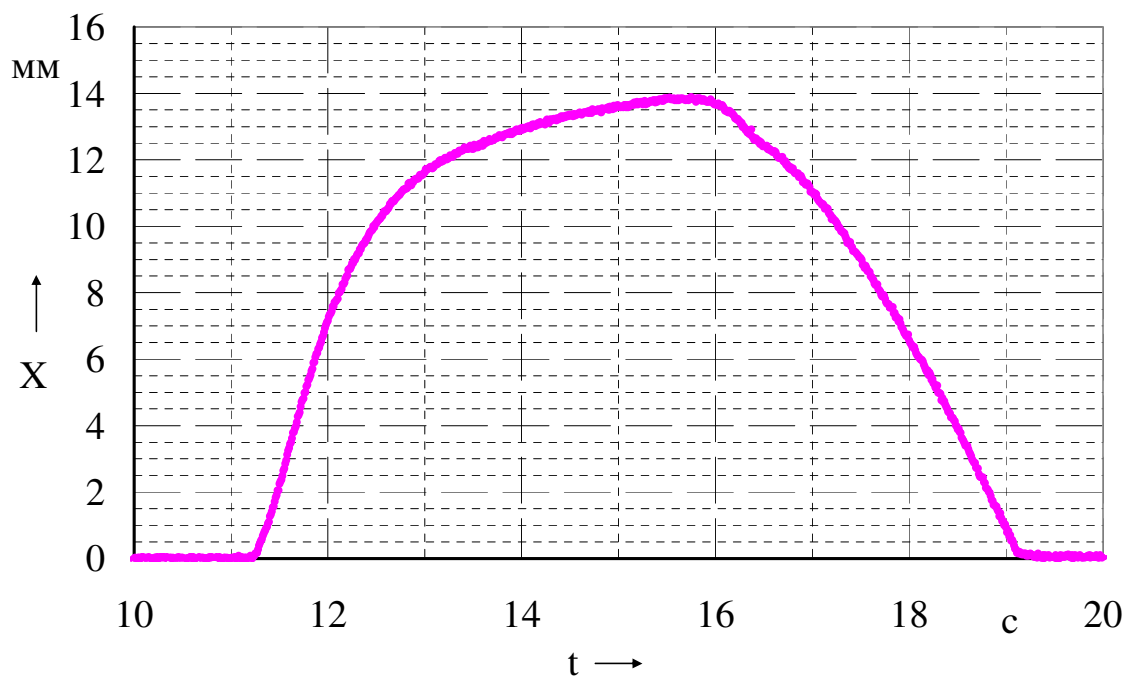


Рисунок 1.14 — Повільне переміщення штоку електропневматичного виконавчого пристрою керування зчепленням фірми KNORR-BREMSE

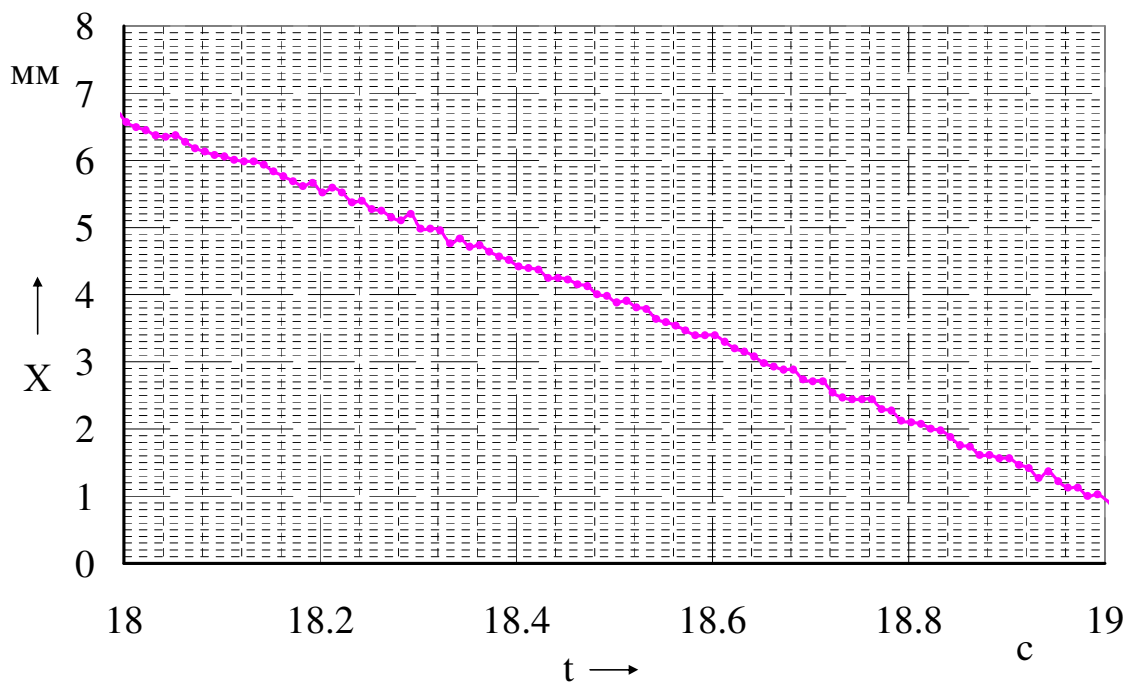


Рисунок 1.15 — Ділянка повільного переміщення штоку електропневматичного виконавчого пристрою керування зчепленням фірми KNORR-BREMSE

Результати дослідження швидкодії та масово-габаритних параметрів інших конфігурацій керуючих пристроїв були розглянуті в роботі [50]. Узагальнені результати досліджень приведені на рисунку 1.16 в тому числі і конструкцій із підсилювачами. Загалом пневматичні підсилювачі застосовують для зменшення розмірів та прохідного перетину керуючого електропневматичного клапану, а так і підвищення швидкодії всього каскаду підсилення. Визначення раціональних параметрів виконавчих електропневматичних пристроїв з мембранними каскадами підсилення розглянуто в роботі [74]. Дослідження та вибір раціональних параметрів електропневматичного пристрою керування зчепленням з поршнеvim підсилюючим елементом розглянуто в роботі [50]. В роботі [75] досліджена конструкція електропневматичного модулятора керування з шаговим електродвигуном (ШЕД) непрямої дії в якості модулятора електропневматичного гальмового приводу. В роботі проілюстровано алгоритми та властивості системи керування шаговим двигуном для керування тиском повітря у порожнині виконавчого пристрою. Слід зазначити, що використання шагових електродвигунів більш коштовне. Для таких пристроїв, необхідні додаткові драйвери керування ШЕД [76]. Такі елементи керування, на даний час, у серійних системах керування трансмісією не застосовується.

Суттєва різниця в швидкодії виконавчих пристроїв серійного зразка фірми KNORR-BREMSE (рис. 1.11 а) та вимог зазначених у [46, 47, 48, 49] дозволяє поставити питання раціонального часу вимкнення зчеплення для повністю автоматичних трансмісій, їх автоматизованих аналогів та для систем автоматичного та автоматизованого керування зчепленням.

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

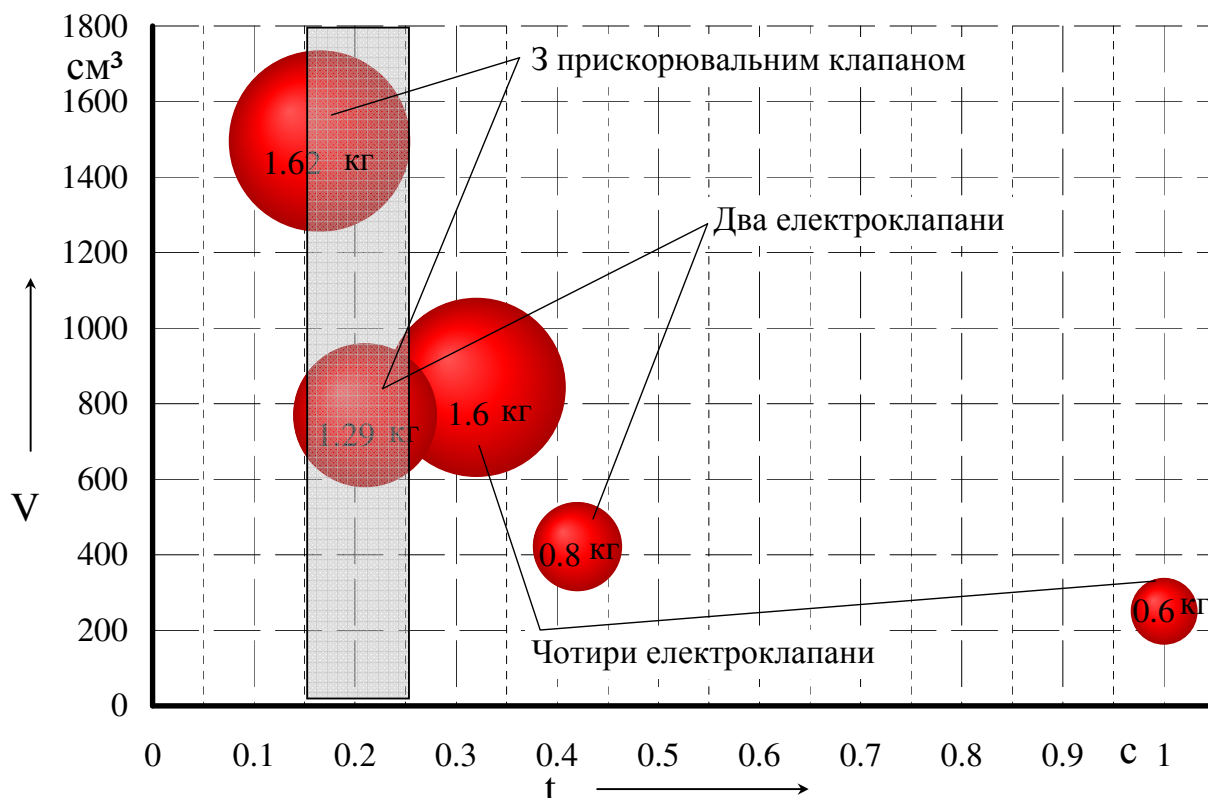


Рисунок 1.16 — Порівняння масово-габаритних параметрів та швидкодії різних конструктивних виконань керуючого пристрою електропневматичного механізму керування зчепленням [50]

Ще одним різновидом системи керування зчепленням є система з пневматичним циліндром, що співвісний з первинним валом коробки передач [77]. Такий механізм більш компактний, більш захищений від впливу навколишнього середовища? але й менш універсальний? бо фактично інтегрований в конструкцію коробки передач. Повздовжній габарит та хід поршня такого виконавчого пристрою менші, оскільки зусилля передається безпосередньо на витискний підшипник зчеплення. Відсутність такої передавальної ланки як вилка вимикання зчеплення з важелем призводить до необхідності збільшити активну площу поршня разом із габаритами циліндра. Збільшенню габаритів, також, сприяє достатньо великий отвір для проходження первинного валу коробки передач із направляючою витискного підшипника.

1.2.3 Датчики зворотного зв'язку

В реальних конструкціях використовується зворотний зв'язок по переміщенню штока виконавчого пристрою. Тиск повітря в якості зворотного зв'язку в серійних конструкціях не використовується, так як ця технологія більш коштовна за рахунок вартості датчика. При використанні в якості зворотного зв'язку тиску, вихідні параметри фрикційного зчеплення можуть бути нестабільні з причини зміни характеристик тертя у виконавчому пристрої або самому зчепленні [22, 78].

В якості датчика зворотного зв'язку, частіше за все, слугують безконтактні датчики переміщення. В серійних зразках для автотранспортних засобів категорій N_3 та M_3 фірми KNORR-BREMSE [73] та Volkswagen [38] застосовуються індукційні датчики положення. Подібний принцип використовується в деяких транспортних засобах категорії M_1 , наприклад, [38]. В системах керування зчепленням фірми WABCO [79] встановлюється магнітострикційний датчик положення. Такі датчики відрізняються високою точністю (0,005...0,01 мм або 0,04% від вимірюваного діапазону), лінійністю, стабільністю температурних характеристик, та роздільною здатністю протягом великого строку служби. Такими датчиками більш ефективно визначати відстані більше 150 мм оскільки для малих відстаней їх точність знижується, а вартість зростає, хоча їх точності цілком вистачає для потреб автовиробників [80, 81, 82, 83, 84, 85]. Принцип його дії оснований на магнітострикційному ефекті, або ефекті Відемана (спроможність деяких феромагнетиків Fe, Ni, Co, Gd, Tb, деяких сплавів та феритів змінювати форму або розміри під дією зовнішнього магнітного поля під час пропускання електричного струму) та на зворотному йому ефекті Віллари (відповідно до якого прикладання сили, що призводить до деформації і напруження тіла з магнітострикційного матеріалу викликає зміну його магнітної проникності). Загальний принцип роботи таких датчиків можна прослідити за рисунком 1.17.

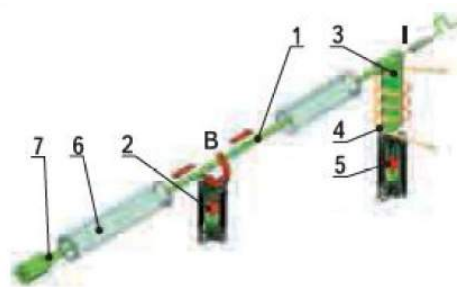


Рисунок 1.17 — Загальний принцип роботи магнітострикційного датчика положення [80]

Датчик складається із стрижня з магнітострикційного матеріалу 1, припаяного до його кінці осердя із магнітострикційного матеріалу 3 навколо якого намотана котушка 4 з магнітом 5 для вимірювання вихідного сигналу. З іншого боку стрижня є демпфер 7. Вздовж стрижня переміщується кільцевий магніт 2 який прикріплено до об'єкту, положення якого визначається. Датчик працює наступним чином. Через стрижень 1 пропускається імпульси електричного струму короткої тривалості 1...2 мкс. Під впливом магнітного поля від постійного магніту 2 при проходженні електричних імпульсів частина стрижня, що знаходиться під дією магнітного поля, скручується. Імпульси току породжують ультразвукову хвилю, яка розповсюджується по стрижню 1 в обидва боки. З одного боку ця хвиля спричиняє деформацію осердя 3 котушки вимірювання 4, а з іншого боку стрижня адсорбується демпфером 7. Для детектування ультразвукової хвилі використовується котушка індуктивності 4 в середині якої вставлено осердя 3 із магнітострикційного матеріалу для вимірювання. В результаті деформації осердя 3 відбувається зміна магнітної проникності осердя і зміна щільності магнітного поля котушки та завдяки ефекту Фарадея на контактах обмотки виникає вихідна напруга. Мікроконтролер датчика вимірює час між генеруючим імпульсом струму та імпульсом, який генерується в котушці вимірювання 4 та за відомою швидкістю розповсюдження ультразвукової хвилі (близько 3000 м/с) визначає положення постійного магніту та об'єкта з великою роздільною здатністю (до 0,005 мм). Слід зазначити, що для вимірювання переміщень на відстані 5...75 мм (це типовий діапазон відстаней для виконавчого пристрою керування зчепленням) імпульси

тривалістю 1...2 мкс необхідно подавати з частотою близько 33 кГц (період близько 30 мкс, що є цілком прийнятним), а для забезпечення роздільної здатності 0,01 мм таймер мікроконтролера повинен забезпечувати відлік на рівні 1×10^{-9} с (порядок наносекунд або 1 ГГц), що є достатньо високою частотою для промислового мікроконтролера. Нажаль вартість таких датчиків відносно висока.

Індукційні датчики лінійного положення також використовуються серійно в системах керування пневматичною підвіскою фірми WABCO [86] та в системі керування зчепленням автомобілів фірми Volkswagen [38], у виконавчих пристроях системи керування зчепленням фірми KNORR-BREMSE [73] та в системах керування механічною коробкою передач фірми Eaton [43]. Індукційний датчик положення штока (рис. 1.11) виконавчого пристрою системи керування зчепленням має рухоме осердя 8, котушку індуктивності 9 та електронний блок обробки інформації. Індуктивність котушки пропорційна положенню осердя. Таким чином вимірювання індуктивності датчика забезпечує систему інформацією про положення штока.

1.2.4 Датчик положення педалі

Для автоматичних систем педаль керування зчепленням зазвичай відсутня. Сигнал на вимкнення або включення зчеплення надходить від електронного блоку керування трансмісією відповідно до заданого джойстиком режиму руху автомобіля та керуючих впливів водія. Натомість для систем напівавтоматичного або автоматизованого керування зчепленням педаль керування зчепленням присутня. Її використовують або тільки в режимі рушання з місця, або користуються так само як і традиційною системою керування зчепленням. Для визначення положення педалі зчеплення використовують чотири способи [87]:

- лінійно розташований масив датчиків Холла з одним вихідним каналом, що реагує на зміну ліній магнітного поля (потребує наявності постійного магніту);
- інтегрована мікросхема з двома вихідними каналами (потребує наявності постійного магніту);

– датчики Холла, що фіксують окремі положення педалі зчеплення (потребує наявності постійного магніту малих розмірів);

– індуктивний датчик (не потребує наявності постійного магніту).

Перші три способи потребують наявності постійного магніту а четвертий ні.

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

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

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

Треба відзначити, що таке конструктивне виконання використовується для безконтактних датчиків із інтегрованими двоканальними мікросхемами Холла [88, 80].

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

Ергономічні показники до педалі зчеплення зазначені у нормативних документах України та світу [89].

1.3 Закони керування зчепленням

За довгий час розвитку автоматичних систем керування агрегатами трансмісії, закони керування зчепленням розвивалися так само, як і їх апаратна частина. В роботі [47] виділяють два закони керування зчепленням. Керування моментом зчеплення в функції кута повороту педалі акселератора

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

та в функції частоти обертання колінчастого валу двигуна

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

де M_C — момент зчеплення, Н·м;

α — кут положення педалі акселератора, град;

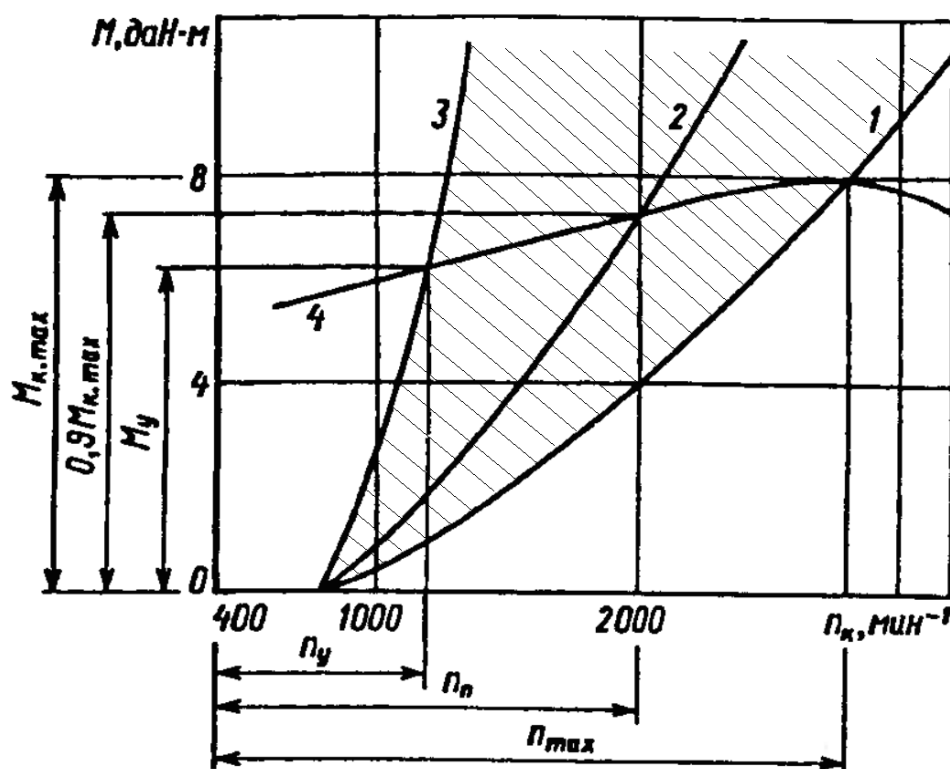
n_K — частота обертання колінчастого вала двигуна внутрішнього згоряння, хв^{-1} .

Останній більш пристосований для адаптації до темпу переміщення педалі акселератора бо реагує безпосередньо на роботу двигуна, а ні на положення педалі акселератора. Оскільки між ними існує затримка відповідна до постійної часу двигуна. Крива 1 (1.18) відповідає найбільш динамічнішому розгону в тяжких умовах, а крива 3 найбільш плавному у найбільш легких дорожніх умовах. Крива 2 відповідає компромісному закону керування, що забезпечує задовільне керування у режимах руху, які зустрічаються найбільш частіше. В період створення систем із жорсткою логікою керування [47] забезпечення адаптації закону керування під відповідні дорожні умови були передбачені різноманітні ручні перемикачі режиму. Тому визначення компромісного закону було актуальним. На сьогодні закони (1.1 та 1.2) модернізувалися у один із можливістю плавної зміни закону керування моментом зчеплення від кривої 3 до кривої 1 (рис. 1.18)

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

Таким чином закон керування (1.3) являє собою поле характеристик, що позначено на рисунку 1.18 заштрихованою ділянкою між кривими 1 та 3. Для реалізації закону (1.3) в електронний блок подається інформація з датчиків частоти обертання колінчастого вала двигуна та з датчика кута повороту педалі акселератора або дросельної заслінки. У сучасних умовах всю додаткову інформацію система керування отримує через шину обміну даними [90, 91, 92], в який відповідно до класу мультимплексної системи, передача даних забезпечується у відповідності до протоколів: J 1850 (10 ... 40 Кбит/с), VAN (Vehicle Area Network,

125 Кбит/с), J 1939/11 (250 Кбит/с), CAN (Controller Area Network) [91]. Для протоколу CAN параметри апаратного забезпечення та структура команд та фреймів визначено стандартами ISO 11898/11519: низькошвидкісна CAN від 40 до 125 кбіт/с [93, 94], високошвидкісна CAN – до 1 Мбіт/с [95, 96, 97].



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

Рисунок 1.18 — Графічний вигляд законів (1.2, 1.3) та їх вплив на режим спільної роботи двигуна та автоматично керованого зчеплення [47]

Слід відзначити, що представлені в роботі [47] закони керування зчепленням підлаштовують момент зчеплення під керуючі впливи водія, спираючись на той факт, що водій прямо керує подачею палива в двигун.

В роботах [98, 99] керування пропонується здійснювати, як органом керування зчепленням (у вигляді керування виконавчим пристроєм керування зчепленням), так і подачею палива в двигун спираючись на відсутність прямого зв'язку між положенням педалі акселератора та кількістю палива, що подається в двигун внутрішнього згоряння. Такий підхід керування паливоподачею забезпечує, як екологічні показники, так і роботу супутніх системи автомобіля [91, 100, 101] (ASR, круїз контроль або адаптивний круїз контроль). Відповідно закон керування зчепленням та двигуном виглядає наступним чином.

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

де T_e — крутний момент двигуна, Н·м;

T_c — момент зчеплення, Н·м;

s — проковзування коліс;

J_e — момент інерції двигуна, кг·м²;

v_e — швидкість двигуна;

v_{sl} — швидкість проковзування;

$G(s)$ — функція, яка визначається за формулою (1.5).

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

де J_v — приведений момент інерції транспортного засобу, кг·м²;

J_c — момент інерції зчеплення, кг·м²;

J_t — момент інерції елементів трансмісії, кг·м²;

J_w — момент інерції ведучих коліс, кг·м²;

r — передавальне число трансмісії;

b_w — жорсткість ведучих коліс, Н·м.

У модифікованому вигляді цей закон подано в роботі [99] що, за дослідженнями авторів, надає деякі переваги в керуванні крутним моментом. Порівняння роботи системи керування за законами, що використовують проковзування коліс представлено на рисунку 1.19. Автори пропонують керування параметрами системи керування зчепленням та двигуном здійснювати за допомогою пропорційно-інтегрального регулятора (ПІ-регулятор). Для реалізації такого закону необхідно закладати достатньо велику кількість параметрів, які стосуються транспортного засобу, що не зручно. Особливу складність може створити такі параметри як J_v та b_w . Якщо для легкового автомобіля (для якого здійснювалося моделювання (рис. 1.19)) зміна маси автомобіля в експлуатації не є вирішальною бо складає до 20...30 % максимальної маси транспортного засобу [102, 103], то для автобуса цей показник сягає 50% [104], а для вантажного транспортного засобу цей показник набуває критичних значень 200...250% [105] і для деяких автопоїздів сягає 300% [106].

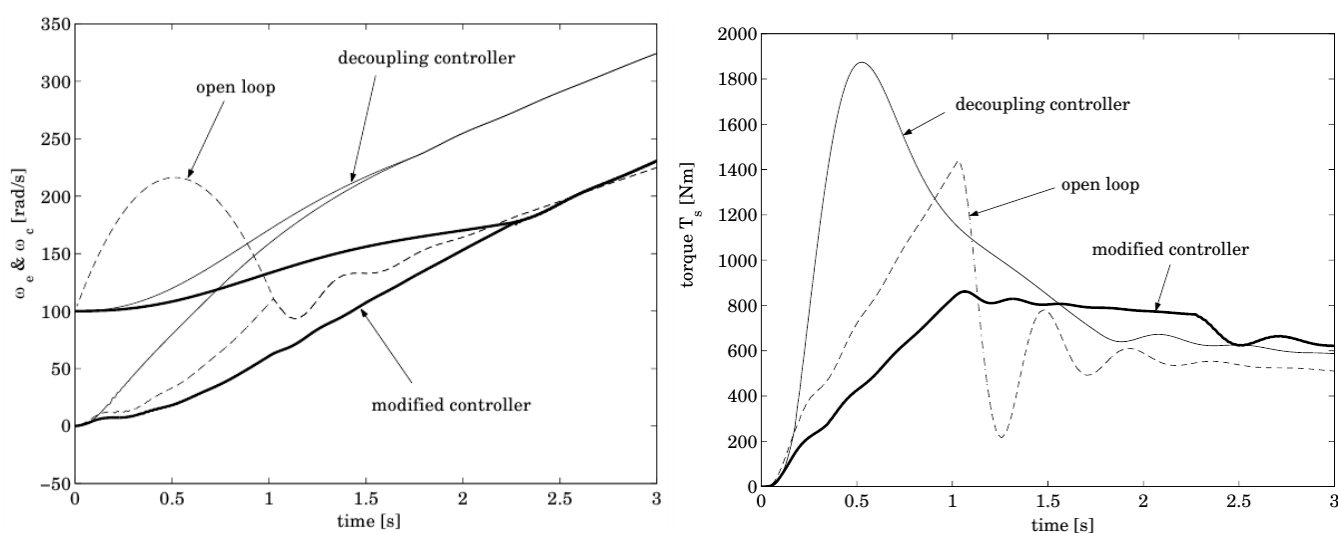


Рисунок 1.19 — Порівняння різних законів керування, що використовують проковзування ведучих коліс у якості зворотного зв'язку [99]

Крім того рушання вантажного автомобіля може здійснюватись з різних передач. Зазвичай вантажівки рушають з другої передачі при малому завантаженні та з першої при максимальних навантаженнях або важких умовах руху. Так все сказане спричиняє значну зміну параметру J_v яку можливо передбачити, але вже після початку руху транспортного засобу [107]. Звісно що перше рушання після завантаження може проходити зовсім не так, як передбачено законом керування. Жорсткість шин хоча і не змінюється так суттєво як маса автотранспортного засобу, але й не є постійною і змінюється відповідно до температури, ступеня їх зносу, тиску в них, конструкції та виробника. Тому це вносить похибки.

Крім того в роботі [108] зазначається що закон керування, що базується на зворотному зв'язку по швидкості обертання зчеплення або інших валів трансмісії спричиняє значні стрибки крутного моменту та прискорення автотранспортного засобу після замикавання дисків зчеплення. Ці стрибки характеризуються таким параметром як перша похідна прискорення автотранспортного засобу за часом [109, 110, 111]. Так в [108] пропонується для зменшення стрибків використовувати закон який базується на контролюванні крутного моменту в трансмісії та має вигляд

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

де μ — коефіцієнт тертя між ведучими та відомими дисками зчеплення,

R_c — середній радіус тертя, м;

F_n — нормальна притискна сила, що стискає диски зчеплення, Н;

J_{t2} — сумарний момент інерції ведених елементів зчеплення та трансмісії, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

i_t — передавальне число коробки передач;

T_0 — крутний момент на карданному валу, $\text{Н} \cdot \text{м}$;

λ_t та K_t — коефіцієнти;

i_f — передавальне число головної передачі;

S_t — визначається за формулою (1.7);

ω_{tor} — відносна кутова швидкість скручування елементів трансмісії, s^{-1} ;
(визначається за формулою (1.8)).

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

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

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

де ω_t — кутова швидкість первинного валу коробки передач, s^{-1} ;

ω_w — кутова швидкість ведучих коліс автомобіля, s^{-1} .

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

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

де $\omega_r = (\omega_e - \omega_c)$ — кутова швидкість прослизання між ведучими та веденими дисками зчеплення, s^{-1} ;

$\Delta\omega_{low}$ та $\Delta\omega_{high}$ — відповідно нижня та верхня межа різниці кутових швидкостей.

За межами $\Delta\omega_{low}$ та $\Delta\omega_{high}$ автори [108] пропонують використовувати закон керування з зворотнім зв'язком за швидкістю прослизання дисків зчеплення подібний до (1.4) [98, 99]. Натомість автори роботи [108] подають його лише для визначення нормальної сили притискання дисків зчеплення.

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

де J_e — момент інерції рухомих частин кривошипно-шатунного механізму двигуна, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

λ_d та K_d — коефіцієнти;

b_t — коефіцієнт демпфування в елементах трансмісії, $\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$;

J_{c1} — момент інерції, який складається з наступних компонентів

$$J_{c1} = J_c + J_t + \frac{J_v}{i_t^2 \cdot i_f^2}, \quad \text{кг} \cdot \text{м}^2;$$

J_{c2} — момент інерції, який визначається як $J_{c2} = \frac{J_{c1} + J_e}{J_{c1} + J_e}$, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$.

Для реальних умов передбачається, що значення крутного моменту на карданному валу буде розраховуватися виходячи з відомих констант та даних які можливо виміряти. До констант автори роботи [108] відносять μ , R_c , b_t , J_e , i_t , J_{c2} та ще чотири коефіцієнта для забезпечення фільтрації даних. До параметрів, які можуть бути виміряні відносять ω_e , ω_c , ω_w , T_e . Причому, якщо T_e та ω_e можуть бути отримані по шині обміну даними CAN то швидкості обертання зчеплення та коліс потребують спеціальних датчиків, що розрізняють зміну положення елемента за яким стежить датчик, оскільки мова йде про достатньо точні вимірювання на відносно низькій швидкості обертання. Мабуть з цим і пов'язано обмеження (1.9). Не дивлячись на позитивний результат тестування закону на математичній моделі слід зазначити, що цей закон не враховує температурний вплив на такі параметри як μ , R_c та b_t . Крім того, це притаманне багатьом публікаціям, немає оцінки впливу завад в сигналах, які вимірюються, на похибку керування. Наприклад, як це зроблено в [112]. Перевагою цього закону можна вважати вплив лише на один канал керування — виконавчий пристрій керування зчепленням, так само як і в законах (1.1, 1.2, 1.3).

Роботи білоруських дослідників [43, 113, 114] направлені на створення системи із законом керування, який базується на зворотному зв'язку по кутовому прискоренню ведених частин зчеплення із розділенням алгоритму керування на два можливих прискорення, що підтримуються алгоритмом під час рушання з місця. Перемикання між гілками алгоритму відбувається в залежності від перевищення граничної швидкості переміщення педалі подачі палива. Особливістю системи, що пропонується в зазначених роботах є незалежне керування двигуном внутрішнього згоряння, яке направлене на попередження заглохання двигуна та підтримання відповідної частоти обертання колінчастого валу в процесі рушання з місця. Таким чином закон керування зчепленням в режимі рушання з місця, який витікає із блок-схеми адаптивного алгоритму рушання авто потягу з місця в автоматичному режимі [43, рис. 2.5], можна представити наступним виразом.

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

де ω_c — кутова швидкість ведених частин зчеплення, с^{-1} ;

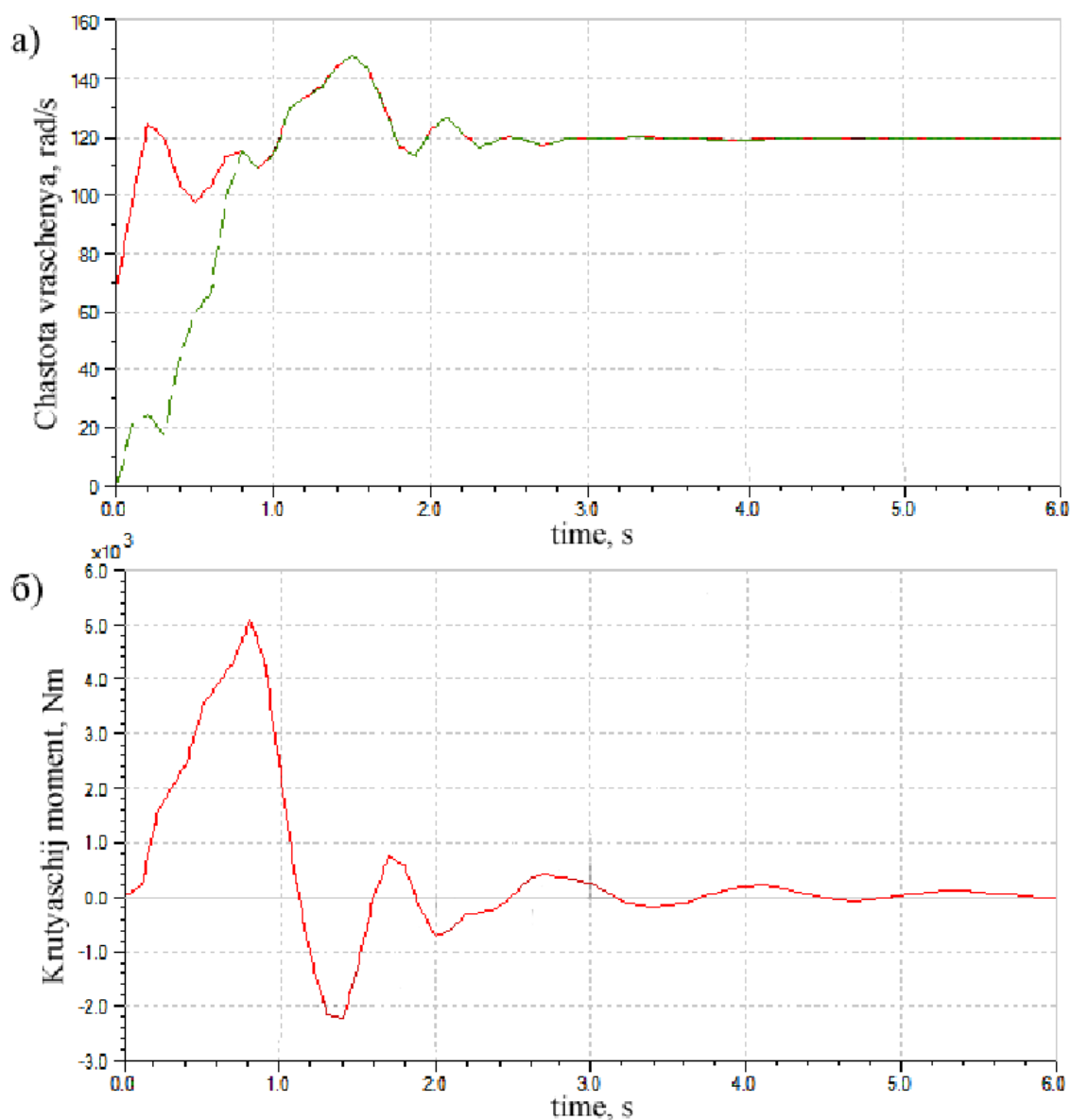
α — кут повороту педалі керування подачею палива, градуси;

$\dot{\omega}_{c1}$ та $\dot{\omega}_{c2}$ — постійні, що відповідають значенням прискорення веденого диску зчеплення, яке підтримується під час рушання з місця с^{-2} ;

$\dot{\alpha}^{\text{гран}}$ — гранична кутова швидкість переміщення педалі керування подачею палива, $^\circ/\text{с}$.

Таким чином наведений закон забезпечує два можливих режими рушання з місця із жорсткою зміною цих режимів. Такі різкі зміни режимів не бажано використовувати в системах керування з необхідністю забезпечення плавного

рушання з місця. Це призводить до коливань в трансмісії та всього автомобіля після замикання зчеплення, що відображено в роботі [43, рис. 2.12] (див. рис. 1.20).



а — осцилограма зміни кутових швидкостей ведучих та ведених частин зчеплення;

б — осцилограми зміни крутного моменту на півосі автомобіля [43, рис. 2.12]

Рисунок 1.20 — Результати математичного моделювання вмикання зчеплення

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

акселератора зазвичай швидше змінюються ніж настає відгук двигуна на поведінку водія. Так у дослідженні [115] було виявлено, що під час рушання з місця водій достатньо швидко переміщує педаль акселератора та впродовж рушання її положення залишається не змінним, тобто швидкість зміни сигналу положення педалі акселератора близька до нуля чи дорівнює нулю (рис. 1.21).

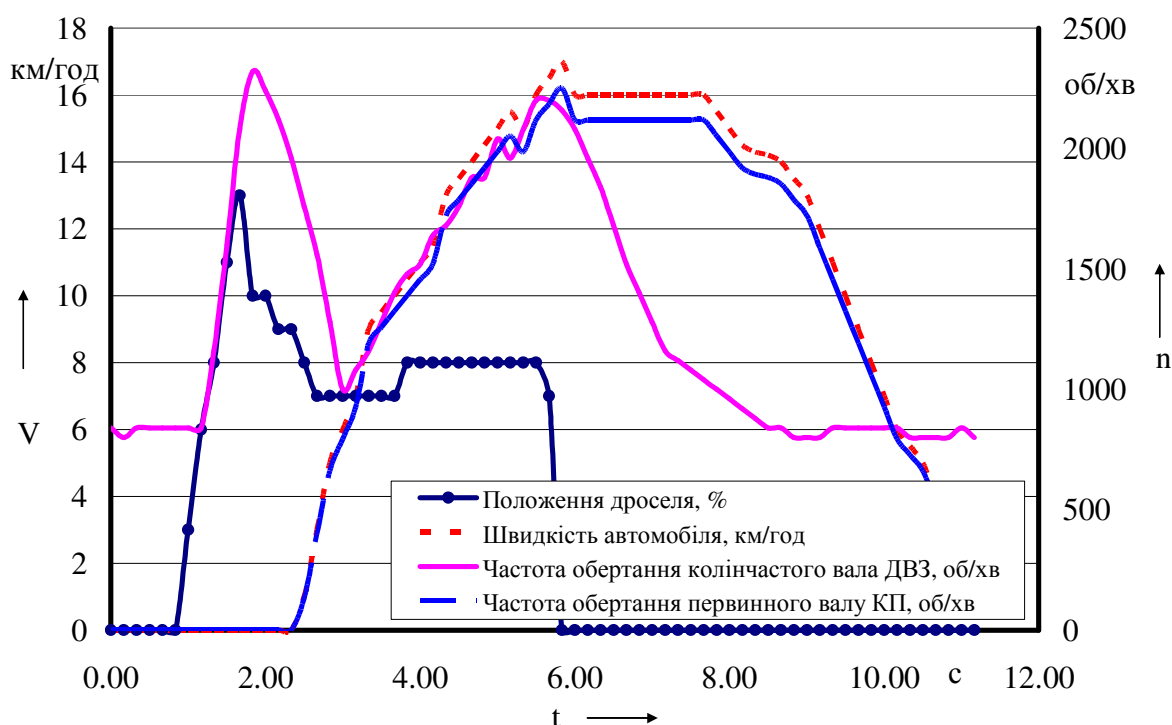


Рисунок 1.21 — Робочій процес рушання з місця транспортного засобу у спокійному темпі

В роботі [116] пропонується закон керування зчепленням представити у вигляді функції (1.12). Графічно цей закон наведений на рисунку 1.22 та виділений в якості штрихованої області.

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

де S — характеристика, що регулюється законом керування;

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

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

де α_d та α_{Π} — відповідно значення кута переміщення педалі керування двигуном та його граничне значення, обране із умови забезпечення рівності;
 ψ — коефіцієнт сумарного дорожнього опору.

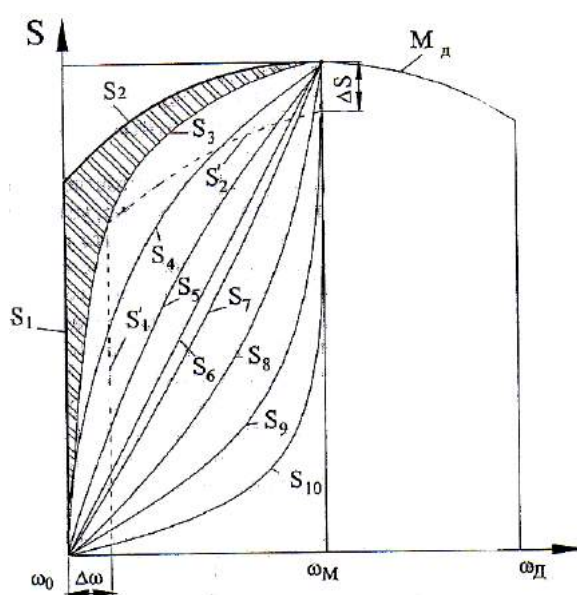


Рисунок 1.22 — Закон керування, що пропонується у [116] на фоні можливих варіантів

Граничні значення α_d та α_{Π} обрано із умови забезпечення рівності

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

де ω_d — кутова швидкість обертання колінчастого валу двигуна, c^{-1} ;

ω_{xx} — швидкість обертання колінчастого валу двигуна на холостому ході, c^{-1} ;

$\Delta\omega$ — допустимий діапазон зміни швидкості обертання колінчастого валу двигуна під час рушання автомобіля.

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

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

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

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

де M_c — момент зчеплення, Н·м;

k — константа, що характеризує темп включення зчеплення;

t — час, с;

$\dot{\alpha}_d$ та $\dot{\alpha}_n$ — відповідно швидкість та гранична швидкість зміни кута положення педалі керування двигуном.

Нажаль в роботі [116] деякі вирази, в тому числі і кінцевий закон, а саме його складову (1.16) записано некоректно, тому оцінити цей закон повноцінно не має можливості. Але не дивлячись на це обговоримо деякі його особливості. Автор під час визначення параметрів закону керування зчепленням прирівнює швидкість обертання на холостому ході двигуна та мінімально стійку швидкість обертання колінчастого валу за зовнішньою швидкісною характеристикою. У зв'язку з цим оптимальна (за запевненнями автора [116]) характеристика зображена вертикальною лінією, що означає рушання з місця при постійній і мінімально можливій швидкості обертання колінчастого валу. Рушання за такої швидкості виправдовується забезпеченням мінімально можливої роботи буксування але й розгін автотранспортного засобу під час руху з постійною швидкістю обертання колінчастого валу потребує адекватного керування подачею палива в двигун, але в публікації цей аспект не розкритий. Також після замикання дисків зчеплення буде створюватися так званий ривок (Jerk) із-за відмінності похідних процесів зміни

частоти обертання колінчастого валу та ведених частин зчеплення, які пропорційні швидкості автомобіля. Крім того, другий доданок закону (1.17) являє собою передаточну функцію, яка ніяк не адаптується до зміни умов процесу рушання з місця. Крім того використання таких законів ускладнюються процесами керування педаллю акселератора, які вже були згадані та досліджувалися в [115] стосовно швидкості переміщення педалі акселератора.

1.4 Оцінювання якості роботи системи керування зчепленням

На сьогодні виділяють близько шести параметрів, що характеризують завантаженість та якість роботи зчеплення [116]. До них відносяться робота буксування, потужність буксування, коефіцієнт динамічності навантажень, похідна повздовжнього прискорення автомобіля, питома витрата палива та рівень шуму під час рушання з місця та під час перемикування передач.

Одним з основних параметрів завантаженості зчеплення є робота буксування [117].

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

де N_{δ} — потужність буксування, Вт;

t_0 та t_{δ} — відповідно час початку рушання з місця та час закінчення буксування зчеплення, с;

$M_c(t)$ — момент який передає зчеплення, Н·м;

ω_e та ω_c — відповідно кутова швидкість колінчастого валу двигуна та ведених частин зчеплення, s^{-1} .

Існує два способи виміру роботи буксування, безпосередній (за результатами вимірів фізичних параметрів складових формули (1.18)) та опосередкований [118]. Такий підхід спрощує систему вимірювання моменту зчеплення, але дає похибку до

7...8% [118], що при порівнянні різних законів цілком допустимо. Потенційно цей параметр враховує ступінь зношування фрикційних дисків.

На коефіцієнт динамічності навантаження впливає не тільки робота системи керування, а й насамперед, система демпфування коливань в трансмісії. В частині роботи системи керування динамічні навантаження пов'язані із похідною повздовжнього прискорення автомобіля або ривком (Jerk). За різними дослідженнями загальновідома його величина, що є комфортною для сприйняття людиною залежить від рівня діючого прискорення. Її мінімальна величина складає $0,2 \text{ м/с}^3$ [24, 50, 54].

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

Математичне моделювання складових системи керування сухим фрикційним зчепленням механічної трансмісії з електронним керуванням дозволяє перевірити працездатність законів керування та алгоритмів їх реалізації. Частіше за все дослідники, під час вивчення законів керування спираються на спрощені математичні моделі зчеплення та трансмісії для зосередження на відмінностях законів керування. Такий підхід дозволяє отримати порівняльні характеристики, що не залежать від особливостей трансмісії конкретного транспортного засобу. Так само момент інерції приймається постійним, а крутний момент двигуна внутрішнього згоряння визначається моделлю без врахування нерівномірності обертання його колінчастого валу [98, 99, 108, 119].

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

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

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

Під час моделювання демпфера крутних коливань часто спрощують модель до вигляду [108]

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

де J_c — момент інерції веденого диску зчеплення, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

T_d — крутний момент на демпфері крутних коливань, що інтегрований в фрикційний диск зчеплення, $\text{Н} \cdot \text{м}$;

b_c — коефіцієнт демпфування, $\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$.

Крутний момент, що виникає на фрикційному диску зчеплення

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

де i — кількість поверхонь тертя.

Судячи з публікацій [98, 99, 108, 119] нормальна притискна сила в законі керування (1.6, 1.10) прямо підставляється до рівняння (1.22) без врахування особливостей протікання процесів, що обумовлюють функцію її наростання за рахунок податливості ведених дисків, маси веденого, натискного та проміжного дисків, а також тертя під час їх стискання в осьовому напрямку [120, 121, 122]. Крім того не враховуються особливості відтворення закону керування виконавчим пристроєм (актуатором), з врахуванням затримок в роботі електропневматичних клапанів та точності переміщення штоку виконавчого пристрою [50].

Існують дослідження про вплив температури на характеристики зчеплення та процес рушання з місця [123]. Дослідження про вплив зношування фрикційних накладок зчеплення [50, 60] обмежуються тільки аналізом впливу на швидкодію виконавчого пристрою, бо направлені на прогнозування ресурсу (наприклад [124]) і не торкається процесу рушання з місця.

Класична модель тертя між фрикційними накладками та ведучими дисками зчеплення, що описана у [125, 126, 127], передбачає дві фази моделювання, прослизання та замкнений стан.

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

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

де T_{fd} та T_{fs} — крутний момент тертя у динамічному та статичному стані відносного прослизання відповідно, Н·м;

com — командний сигнал на керування зчепленням, який визначає долю максимального крутного моменту, що задіяний в конкретний проміжок часу.

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

Визначення моменту, що передає зчеплення визначається як

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

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

Рівняння (1.23), (1.24), (1.25) мають ряд суттєвих недоліків, які не тільки не відтворюють реальність процесу тертя, а й можуть провокувати ривки під час зміну станів зчеплення. До таких недоліків відносяться різкий перехід між динамічним та статичним станом у моменті тертя, незалежність моменту тертя від відносної кутової швидкості ковзання та точка невизначеного стану під час $\omega_r = 0$. виправити ці недоліки можливо застосувавши моделі в'язкого тертя. Найбільш вдала з них відтворюється функцією

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

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

Значення отримані за формулою (1.26) відповідають деяким експериментальним дослідженням тертя між дисками зчеплення [128]. Класичний вигляд залежності сили тертя від швидкості відносного руху двох контактуючих поверхонь забезпечується рівнянням (1.27), що здатне відтворити не тільки в'язкий характер нарощування сили тертя, а й ефект Штрібека (Stribeck effect) [125, 129], як класичний ефект сухого тертя.

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

Всі перераховані моделі ні як не враховують деформацію контактуючих поверхонь і зміну сили у контактній парі при цьому, а так, під час фази моделювання, коли відносна швидкість дорівнює нулю, маємо або невизначеність, або момент (силу) тертя рівну нулю. Для зчеплення цей ефект настає коли відбувається зміна напрямку дії крутного моменту під час переходу на гальмування двигуном. Із зазначеними проблемами стикалися достатньо давно тому, на сьогодні, з'явилися декілька моделей тертя які покликані вирішити їх. До них відносяться моделі тертя Карноппа (Karnopp model) [130], модель ЛуГре (LuGre Lund-Grenoble) [131], та еласто-пластична модель [132]. Остання, на відміну від моделі ЛуГре, не має ефекту сповзання під дією сили, що менша за максимальну статичну силу тертя під час покою системи, але достатньо складна за описом та має багато змінних стану.

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

Дослідження робочого процесу електропневматичних апаратів не можливе без моделювання електропневматичного клапана, яке враховує сумісну динаміку електромагнітних сил, сил опору руху осердя (серед яких і тиск в пневматичній порожнині) та динаміку наповнення пневматичних порожнин. В роботі [74] використовувалась модель (1.28) на основі рівнянь динаміки електромагнітного клапану, яка пропонується авторами [133, 134, 135].

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

де Φ — магнітний потік, Вб;

x — переміщення осердя, м;

U — напруга живлення, В;

n — число витків в обмотці електромагніта;

R_a — опір, Ом;

i — сила струму, А;

m — маса рухомих частин, кг;

P_{np} — сила протидії, Н;

δ_0 — початковий робочий зазор, м;

$k_c = \frac{1}{2 \cdot \mu_0 \cdot S}$ — постійна, що залежить від конфігурації магнітного кола

електромагніта.

Моделювання динаміки електромагнітного клапана в роботі [74] сумісно з рівняннями динаміки зміни тиску в підсилюючій порожнині мембранного клапана,

дозволило виявити раціональні параметри об'єму підсилюючої порожнини, та умовного діаметру електромагнітного клапану для забезпечення мінімального часу відкритого стану мембранного клапану. Не дивлячись на гарну кореляцію з експериментальними даними такий збіг спостерігався в сталих температурних умовах. Слід відзначити, що математична модель (1.28) не дозволяє врахувати зміну параметрів електромагнітного клапану при зміні температурних умов його роботи.

В багатьох роботах [133, 134, 136] параметри електромагнітів визначаються в сталому режимі, частіше за все в режимі рушання осердя чи в режимі повністю замкнутому осерді, коли сила магніту максимальна.

Вираз для розрахунку миттєвого значення електромагнітної сили (1.29) наведено у [137]. Вивід цієї формули спирається на енергетичний баланс та має фізичні параметри, що можуть бути визначені у різних умовах роботи електромагніта.

$$F_{\text{э}} = \frac{1}{2} \cdot i^2 \cdot \frac{dL}{d\delta}, \quad (1.29)$$

де L — індуктивність, Гн;

δ — хід осердя, м.

Сучасний підхід у дослідженні електромагніту передбачає використання програмних модулів заснованих на методі кінцевих елементів [138]. В свою чергу, програмні комплекси, в основі яких використовують методи кінцевих елементів, складно інтегрувати до аналітичних моделей. Зазвичай попередньо аналізують всі можливі стани магнітної системи для формування матричної аналітичної моделі електромагніту [139] та вже у такому вигляді використовують у складі аналітичних моделей системи керування. Програмні комплекси, що дозволяють здійснювати міждисциплінарні розрахунки дуже дорого коштують [140]. Тому, науковці та дослідники пропонують вдосконалені аналітичні моделі, що найбільш пристосовані для вирішення окремих задач електродинаміки [136].

1.7 Огляд та аналіз серійних зразків автоматичних систем керування зчепленням

Сучасні системи керування трансмісіями розглядаються фірмами виробниками як комплексні системи керування. В таких системах більше уваги приділяється коробці передач. Роботу підсистеми керування зчепленням висвітлюють не достатньо хоч вона керує першим елементом трансмісії. Такі виробники автомобільних компонентів як WABCO [141, 142], KNORR-BREMSE [73], ZF [143, 144, 145] віддають перевагу цілковитій автоматизації силового агрегату, що оснащено сухим фрикційним зчепленням та механічною коробкою передач. Такий підхід дозволяє виключити водія з процесу керування трансмісією. Слід зазначити, що такий підхід має як переваги так і недоліки. Звичайно, в якості переваг зазначається економія палива, зберігання традиційної конструкції зчеплення та коробки передач, можливість інтелектуального керування трансмісією на основі даних про рельєф місцевості, форму дороги, затори та інше [141]. Зазначається навіть деяке спрощення конструкції коробки передач за рахунок відмови від синхронізаторів та використання центральної синхронізації [146, 147]. Недоліком такої автоматизації є дуже висока вартість не стільки системи керування трансмісією, скільки програмного забезпечення та інфраструктурного обладнання для забезпечення зазначених інтелектуальних функцій. Крім того під час керування такою трансмісією, система керування неминуче перериває потік потужності на колеса під час перемикання передач (що обумовлено властивостями одно-потоківій трансмісії) [148]. В цей момент водій відчуває дискомфорт від несподіваного втручання в процес керування автомобілем, який погіршується із збільшенням динаміки розгону [39]. Цей ефект є одним із домінуючих факторів, що впливають на негативне ставлення до такого типу трансмісій та посилення позицій дво-поточних трансмісій (рис. 1.1).

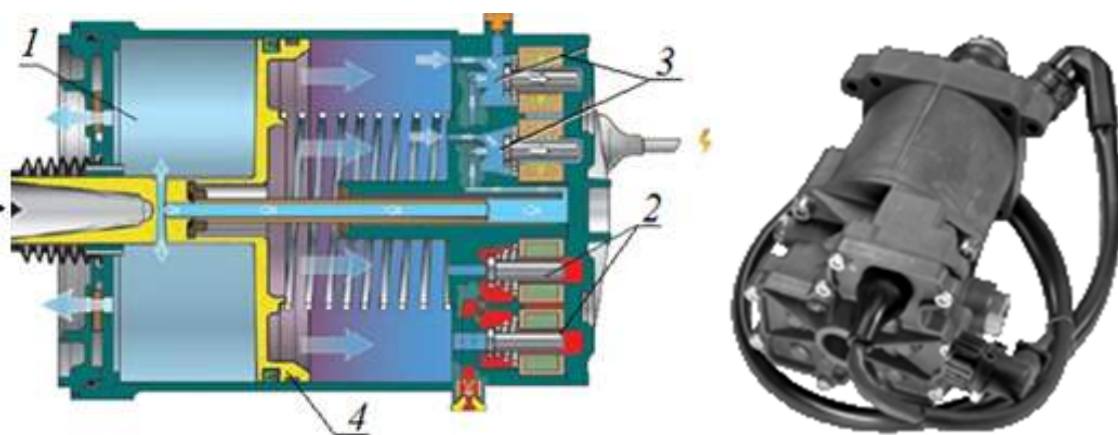
Фірма WABCO створила систему «OptiDrive» [141, 142] (рис. 1.23) яка забезпечує комплексне керування силовим агрегатом з механічною трансмісією.



Рисунок 1.23 — Система автоматизації трансмісії фірми WABCO [141, 142]

Вона складається з електропневматичного виконавчого пристрою керування зчепленням, електропневматичного виконавчого пристрою керування коробкою передач, електропневматичних пристроїв керування додатковими приладами, селектора режимів руху, електронного блоку керування та набору датчиків. Застосування електропневматичного виконавчого приводу коробкою передач має певні недоліки, на які звертали увагу в науковій літературі [3].

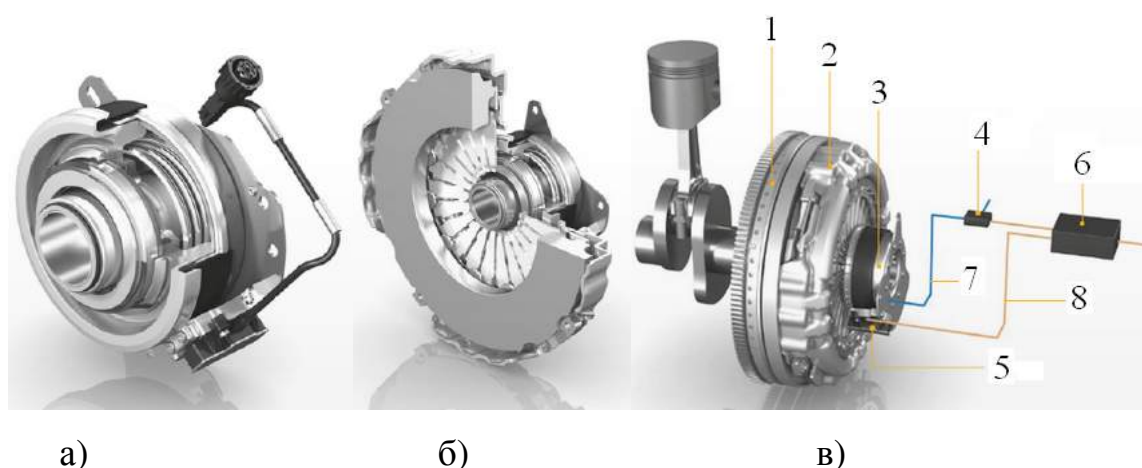
Електропневматичний виконавчий пристрій керування зчепленням фірми KNORR-BREMSE [73] (рис. 1.24), використовується у якості складової комплексної системи керування трансмісією фірми ZF [143] та інших виробників.



1 — поршневий елемент; 2 — впускний електропневматичний клапан;
3 — випускний електропневматичний клапан; 4 — поршень

Рисунок 1.24 — Електропневматичний виконавчий пристрій керування зчепленням фірми KNORR-BREMSE [73]

На відміну від фірм WABCO та KNORR-BREMSE, які виготовляють виконавчі пристрої керування зчепленням що монтуються зовні коробки передач та впливають на витискний підшипник через вилку вимикання зчеплення, спеціалісти фірми ZF [77] пропонують виконавчий пристрій керування зчепленням інтегрувати в конструкцію коробки та зробити його співвісним із первинним валом коробки передач виключивши із ланцюга вилку зчеплення (рис. 1.25).



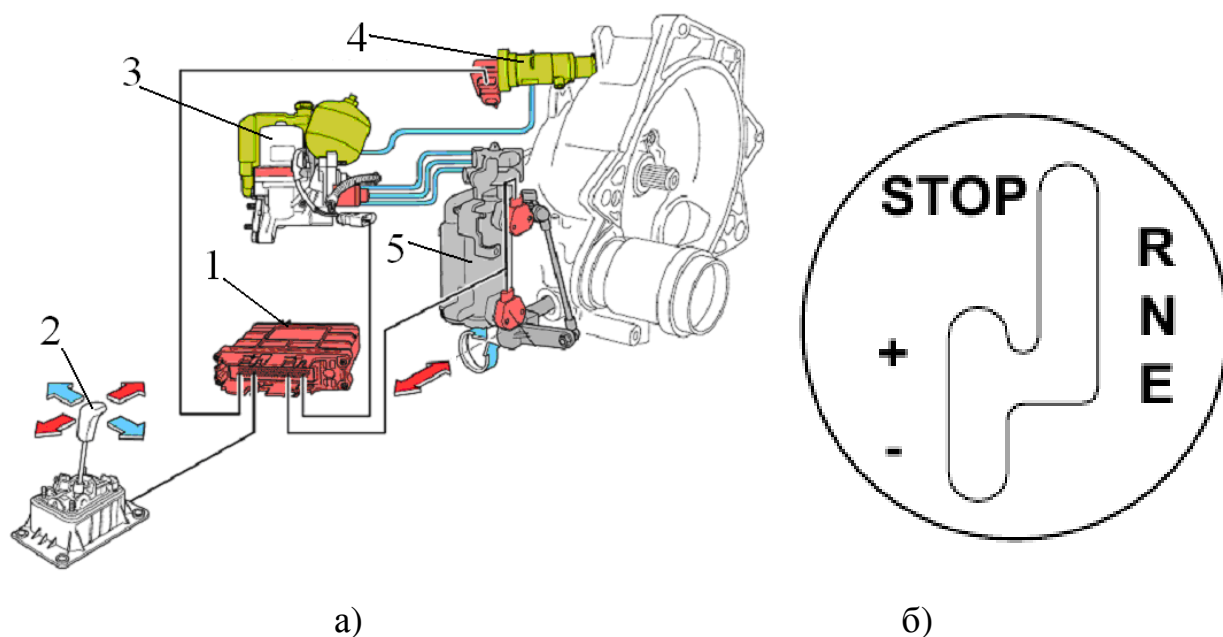
а) — загальний вигляд виконавчого пристрою керування зчепленням, що має конструкцію співвісну з первинним валом коробки передач; б) — взаємне розташування виконавчого пристрою та зчеплення; в) — склад системи керування зчепленням (ConAct®); 1 — маховик; 2 — зчеплення; 3 — співвісний виконавчий пристрій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

Рисунок 1.25 — Конструкція співвісного виконавчого пристрою керування зчепленням ZF [77]

Така конструкція має меншу кількість деталей, меншу довжину, більш компактна та захищена від зовнішніх впливів. Натомість система керування із таким виконавчим пристроєм має меншу гнучкість до зміни місця установки. Тому адаптувати її у конструкцію інших виробників більш складно з-за необхідності мати достатньо вільного місця в картері зчеплення. Оскільки поршень виконавчого

пристрою впливає безпосередньо на натискну пружину зчеплення, то його хід менший приблизно у півтора рази, а довжина всієї конструкції у два рази менша у порівнянні з виносними конструкціями. Недоліком конструкції із застосуванням співвісного виконавчого пристрою є спроможність працювати тільки із зчепленнями, що мають натискну пружину, яка вштовхується у напрямку двигуна під час вимикання зчеплення [149]. Такі пружини чинять більше навантаження на витискний підшипник ніж пружини, що витягуються у напрямку коробки передач під час вимикання зчеплення. Виносні конструкції (рис. 1.23 та рис. 1.24) спроможні працювати з обома типами зчеплень.

Комплексна система керування механічною трансмісією фірми Volkswagen розроблена для легкового автомобіля Лupo 3L [40] (рис. 1.26).



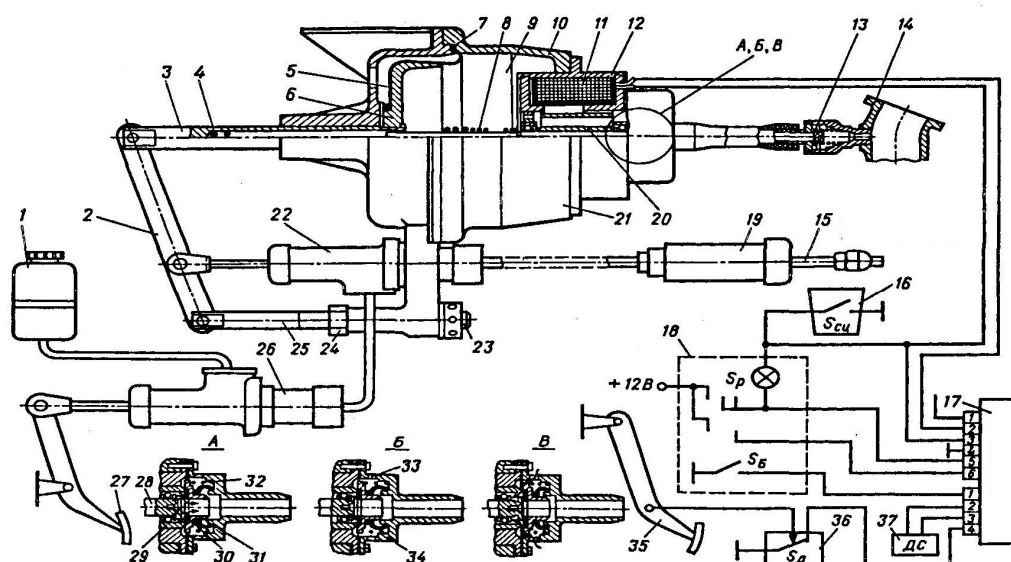
а) — система керування зчепленням; б) — схема вибору режимів руху транспортного засобу; 1 — електронний блок керування; 2 — джойстик вибору режиму руху автотранспортного засобу; 3 — гідравлічна насосна станція з гідроаккумулятором; 4 — виконавчий пристрій керування зчепленням із датчиком положення вилки;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

Рисунок 1.26 — Електрогідравлічна система керування трансмісією фірми Volkswagen [40]

Система складається з гідравлічного блоку (гідронасос та гідроаккумулятор), селектора вибору передач та режимів руху, електрогідравлічних виконавчих пристроїв керування зчепленням та коробкою передач, електронного блоку керування та датчиків. В цій системі керування зчепленням відбувається за допомогою гідроциліндра, тиском в якому керує електрогідравлічний розподільник. Впродовж керування зчепленням передбачено як повне вимкнення зчеплення так і часткове під час перемикання передач. Таким чином зменшують ривки при перемикання передач під час розриву потоку потужності. Всі автоматичні системи керування трансмісією мають ручний режим перемикання передач (рис. 1.26). Наявність цього режиму наочно підтверджує неспроможність будь якої автоматичної системи керування трансмісією задовольнити потреби водія у ситуаціях, що не передбачені під час створення системи керування.

Під час керування автоматичною трансмісією в так званому ручному режимі насправді система керування стає автоматизованою системою керування трансмісією. Це означає, що система лише виконує команди водія щодо керування окремими агрегатами трансмісією. Наприклад, в системі, що зображена на рисунку 1.26 керування коробкою передач відбувається у автоматизованому режимі за командою секвентального переміщення селектору, а керування зчепленням в цей самий момент відбувається в автоматичному режимі. При цьому дії системи керування трансмісією цілком зрозумілі водію, бо вони узгоджуються з його командами і бажанням та не викликають дискомфортних відчуттів. Автоматичний режим керування забезпечував єдиний, економічний стиль руху, завдяки чому витрата палива не перевищувала 3 літри на 100 км [40].

В якості самостійних систем, що забезпечують автоматичне чи автоматизоване керування зчепленням можна навести декілька прикладів. Такі системи застосовувалися для керування зчепленням в автомобілях призначених для водіїв з особливими потребами [47] (рис. 1.27) та встановлювались на автомобілях запорізького автомобільного заводу (ЗАЗ) [150]. Технічний рівень електронних блоків керування того часу не дозволяв створити достатньо гнучку систему керування.

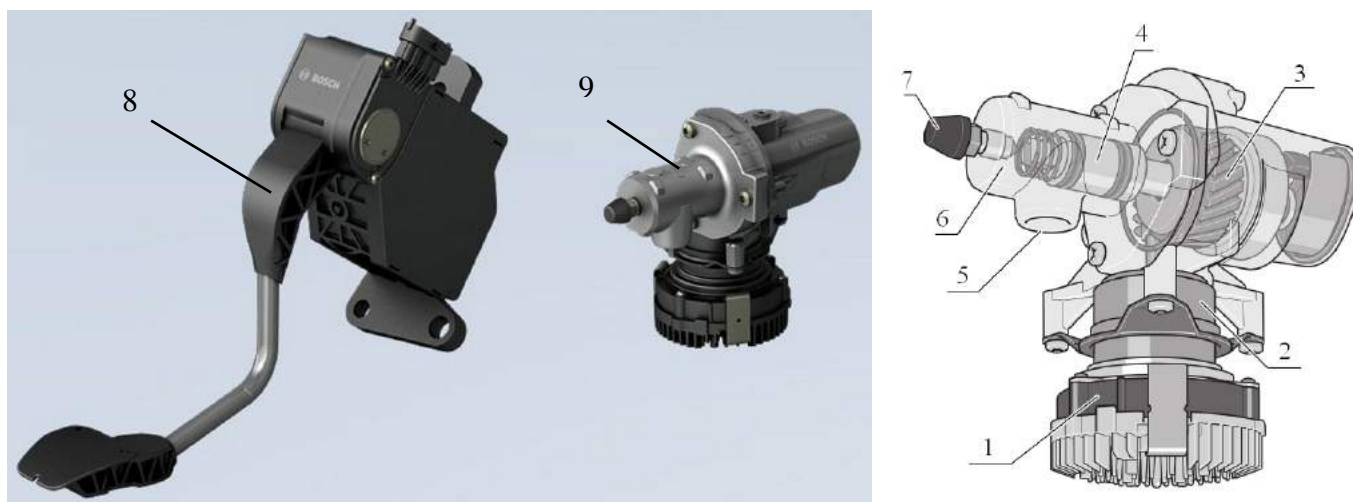


1 — бачок системи гідроприводу; 2 — важіль сервокамери; 3 — шток; 4. 8 — пружини; 5 — порожнина атмосферного тиску; 6 — поршень; 7 — діафрагма; 9 — порожнина регульованого тиску; 10 — корпус сервокамери; 11 — обмотка електромагніту; 12 — електромагніт; 13 — зворотній клапан; 14 — впускний колектор двигуна;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

Рисунок 1.27 — Схема системи автоматичного електровакуумного приводу керування зчепленням [47]

Тому електронний блок керування мав два режими роботи: для звичайних умов руху та для важких умов рушання з місця. Ці режими відрізнялись характером зміни сили струму в обмотках електромагніту від обертів двигуна внутрішнього згоряння. Завдяки цьому досягалася необхідна характеристика зміни моменту зчеплення від частоти обертання колінчастого валу двигуна. Таким чином, система керування зчепленням реалізовувала закон керування (1.2) у двох режимах (криві 1 та 2 на рис. 1.18) відповідно звичайному та важкому. Слід зазначити, що для керування виконавчим пристроєм, використовувався пропорційний електропневматичний клапан. Пропорційний клапан керував величиною вакууму пропорційно струму, що подавався електронним блоком на обмотку 11 клапана 12 (рис. 1.25).

Сучасним аналогом такої системи можна вважати нову систему фірми BOSCH, яка має назву Electronic Clutch System або eClutch® [151] (рис. 1.28).



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

Рисунок 1.28 — Автоматична система керування зчепленням для автомобілів з механічною трансмісією від фірми BOSCH [151]

Ця автоматична система призначена для керування зчепленням автомобілів, що оснащено механічною трансмісією з повністю ручним керуванням. Разом із системою старт-стоп цей пристрій допомагає економити паливе та спрощує рушання з місця на першій передачі. Система керування зчепленням розмикає його при натисканні на педаль гальма та посилає сигнал на зупинку двигуна. Після відпускання педалі гальма двигун запускається, а після натискання на педаль акселератора починається рух автомобіля завдяки автоматичному керуванню зчепленням та двигуном.

Подібну до розробки фірми BOSCH створила фірма RAICAM [152]. По обом системам в загальному доступі тільки новини про розробку такої системи та рекламна інформація про загальні характеристики. Розробка фірми LuK має таку само ідеологію та структуру [153] та розкриває різноманіття функцій на перспективних конструкціях для реалізації принципу керування зчепленням по проводам [154]. Також крім систем, які аналогічні тим, що наведено на рисунках 1.26 та 1.28 спеціалісти фірми LuK пропонують напівавтоматичну систему MTplus[®] (рис. 1.29) [68].

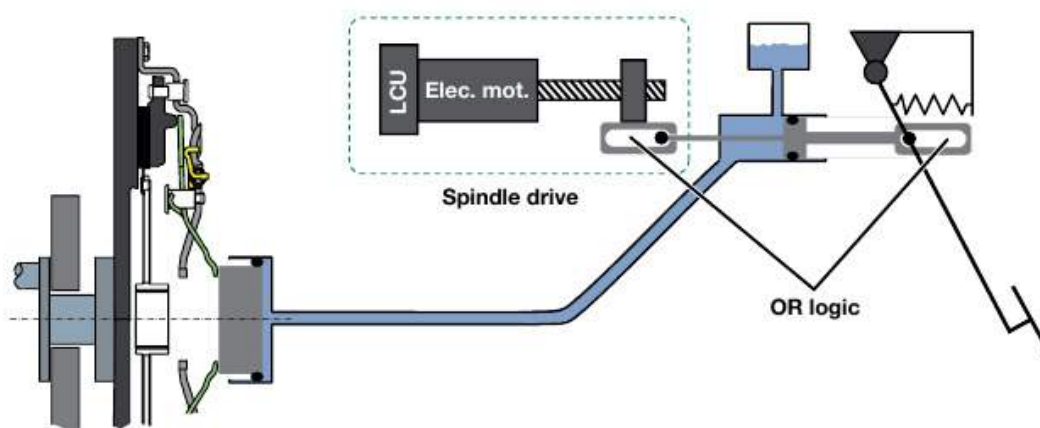


Рисунок 1.29 — Принципова схема системи MTplus[®] [68]

На завершення слід зазначити, що сучасні системи керування зчепленням у складі механічної трансмісії пропонують велику кількість функцій. Найбільший ступінь автоматизації досягнуто в системі ECM[®] [68]. За таким самим принципом побудована система, що наведено на рис. 1.26 [40]. Автомобілі з системою ECM[®] не

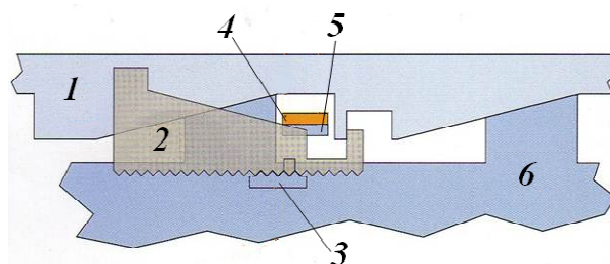
мають педалі керування зчепленням, у їх складі використовуються виконавчі пристрої з високою швидкістю, у автоматичному режимі відбувається рушання та перемикання передач [68]. В системах CbW[®] (Clutch-by-wire) [68] також рушання та перемикання передач може бути виконано в автоматичному режимі. Але на відміну від системи ЕСМ[®] зберігається педаль керування зчепленням. Оскільки керування коробкою передач в таких трансмісіях відбувається в ручному режимі, можливі ситуації не передбачені логікою системи керування. Відповідно вартість такої системи нижча. В системах MTplus[®] [68] зберігається навіть гідравлічний зв'язок між педаллю зчеплення та робочим циліндром керування зчепленням (1.29). Виконавчий пристрій не потребує високої швидкодії і за рахунок механічного зв'язку з поршнем головного циліндру забезпечує лише рушання з місця на першій, другій та задній передачі. Перемикання передач вимагає втручання водія.

1.8 Реалізація компенсації зношування фрикційних накладок веденого диску зчеплення [5]

В роботі [155] вказується про вплив зношування фрикційних накладок веденого диску зчеплення на вихідні параметри системи керування зчепленням, а саме на його динамічні показники. Також приведено результати експериментальних досліджень динаміки виконавчого механізму електропневматичного приводу зчеплення та показано, що зношування фрикційних накладок веденого диску зчеплення призводить до зміни початкового положення поршня виконавчого механізму приводу. Крім того це призводить до збільшення навантаження на елементи приводу та виконавчого пристрою керування зчепленням у зчепленні із діафрагмовою пружиною. У зчеплення із периферійними пружинами зношування фрикційних накладок веденого диску зчеплення зменшує притискне зусилля.

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

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



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

Рисунок 1.30 — Схема роботи системи Xtend

Діафрагмова пружина впливає на натискний диск не безпосередньо (через виступ), як у звичайному зчепленні, а через установче кільце. Один бік кільця контактує з натискним диском по похилій площині, а на інший спирається діафрагмова пружина. При зношуванні накладок кільце 1 повертається відносно диску 6 та за рахунок похилої площини натискний диск наближується до веденого диску. Таким чином діафрагмова пружина залишається у незмінному початковому

стані зберігаючи характеристики зчеплення. Такий підхід використовується для зчеплень легкових автомобілів.

Інша група — пропонується для використання у приводі вантажних автомобілях та автобусах. Принцип їх дії заснований на зменшенні довжини штоку виконавчого пристрою керування зчепленням, який складається з двох секцій [5, 14, 25]. Це може бути як механічна так гідромеханічна система. Передача зусилля між двома секціями штоку здійснюється за рахунок замкнутої порожнини А (рис. 1.31). Доступ рідини у порожнину А контролюється зворотним клапаном 5. Завдяки системі компенсації зносу фрикційних накладок циліндр 1, виконаний коротше традиційних конструкцій, і забезпечує тільки хід, необхідний для вимикання зчеплення. Механізм автоматичної компенсації зносу складається з двох штоків: внутрішнього 3 і зовнішнього 11. Між ними знаходиться порожнина А з гальмівної рідиною, яка відокремлена від контуру приводу вимикання зчеплення кулькою зі зворотнім клапаном 5.

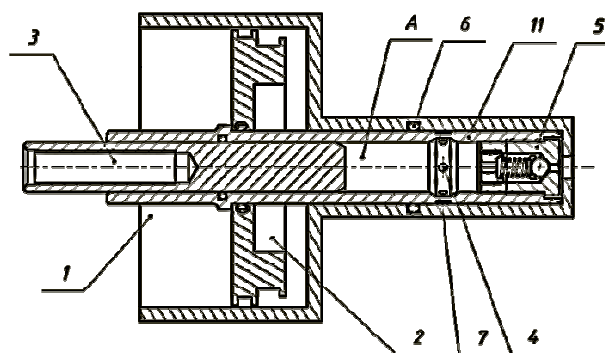


Рисунок 1.31 — Схема зміни довжини штока пневмогідравлічного підсилювача

Принцип роботи механізму аналогічний гідравлічному компенсатору зазору, що використовується у газорозподільному механізмі. Під час натискання на педаль зчеплення тиск гальмівної рідини надходить у порожнину між двома штоками через зворотній клапан і виштовхує внутрішній до упору. Крім цього, тиск впливає на чутливий елемент прискорювального клапана, забезпечуючи тим самим, подачу повітря в силову порожнину Б циліндра 1. Рухаючись вперед, поршень 2 штовхає зовнішній шток 11, при цьому завдяки заблокованому зворотному клапану 5

гідравлічна порожнина А між поршнями 11 і 3 виявляється замкнутою і забезпечує передачу зусилля від поршня 2 зі штоком 11 до штоку 3. При вимиканні зчеплення відбувається випуск повітря з порожнини Б і повернення всього механізму до вихідного стану під дією зворотних пружин. При багаторазовому вимиканні зчеплення відбувається знос накладок, що призводить до поступового невеликого зсуву штока 3 всередину штока 11, зайвий тиск, який залишається в замкнутій гідравлічній порожнині після вимикання зчеплення з плином часу (при русі без виключення зчеплення) стравлюється через нещільності в клапані 5.

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

Висновки за розділом

1. Аналіз розвитку дорожнього транспорту, дозволяє стверджувати, що автотранспортні засоби, які вже експлуатуються з двигунами внутрішнього згоряння та з традиційними типами трансмісій будуть актуальні ще принаймні не менше 30 років. Встановлені цілі щодо витрати палива, запасу ходу та викидів забруднюючих речовин спонукають на вдосконалення всіх елементів автотранспортних засобів, в тому числі і систем керування трансмісією.

2. В результаті аналізу трансмісій автотранспортних засобів та їх систем керування встановлено, що механічна трансмісія займає 78% ринку. Існує проблема керування зчепленням та рушання автотранспортного засобу категорій M_3 та N_3 . Тому впровадження технологій автоматизації керування процесом рушання автотранспортного засобу з фрикційним зчепленням є актуальною проблемою.

3. Механічна трансмісія із розривом потоку потужності, що керується автоматично, демонструє зменшення темпів поширення на ринку. Це пов'язано із недостатнім комфортом при перемиканні передач по відношенню до вартості таких систем.

4. Параметри, що регламентуються стосовно систем керування зчепленням, обмежені вимогами щодо часу вимикання зчеплення та точністю

позиціонування штоку виконавчого пристрою керування зчепленням. Швидкодія вимикання зчеплення встановлена експериментально та не має теоретичного обґрунтування. Інші параметри або не встановлені зовсім або обґрунтовані для окремих випадків із припущеннями.

5. Для транспортних засобів категорій N_3 та M_3 традиційно використовуються електропневматичні пристрої керування зчепленням незалежно від типу механізму керування коробкою передач. Потребують вдосконалення датчики положення елементів системи керування зчепленням щодо впливу зовнішньої температури.

6. Виконані раніше теоретичні дослідження, щодо законів керування при рушанні з місця, не враховують реальних характеристик виконавчих пристроїв та сформовані у вигляді аналітичного виразу. Немає як наведені закони керування зчепленням адаптуються до зміни навантаження та бажання водія.

7. Зменшення вартості системи керування трансмісією та розширення меж її використання, майже у 2,5 рази, можливе за рахунок впровадження автоматичних систем керування зчепленням, як окремого елементу трансмісії. Це дозволить навіть модернізувати трансмісії автотранспортних засобів в експлуатації. Даних про такі системи крайнє недостатньо.

8. Потребують розвитку закони керування зчепленням в частині адаптації роботи виконавчих пристроїв до зміни умов з боку бортової мережі, пневматичних магістралей, механічних елементів та навколишнього середовища. Для врахування цих змін потребують систематизації математичні моделі, що використовуються для дослідження роботи електропневматичних апаратів, математичні моделі тертя та моделі шини при рушання з місця.

Основні результати досліджень по даному розділу опубліковані в роботах [3, 4, 5, 6, 7, 14, 23, 24, 25, 30, 34].

РОЗДІЛ 2

МОДЕЛЮВАННЯ ДВИГУНА ТА ЕЛЕМЕНТІВ ТРАНСМІСІЇ

Складність математичних моделей елементів трансмісії визначається метою, яку ставиться перед цими моделями. Загалом відомі двох масова, трьох масова, чотирьох масова [125] та багато масові моделі трансмісії [43, 161]. Для реалізації моделі з метою тестування закону керування зчепленням в режимі рушання з місця та порівняльного аналізу властивостей системи керування із різними законами керування складемо структурну схему математичної моделі (рис. 2.1). Ця математична модель може бути поділена на декілька блоків, які можуть бути досліджені у будь якій робочій комбінації.

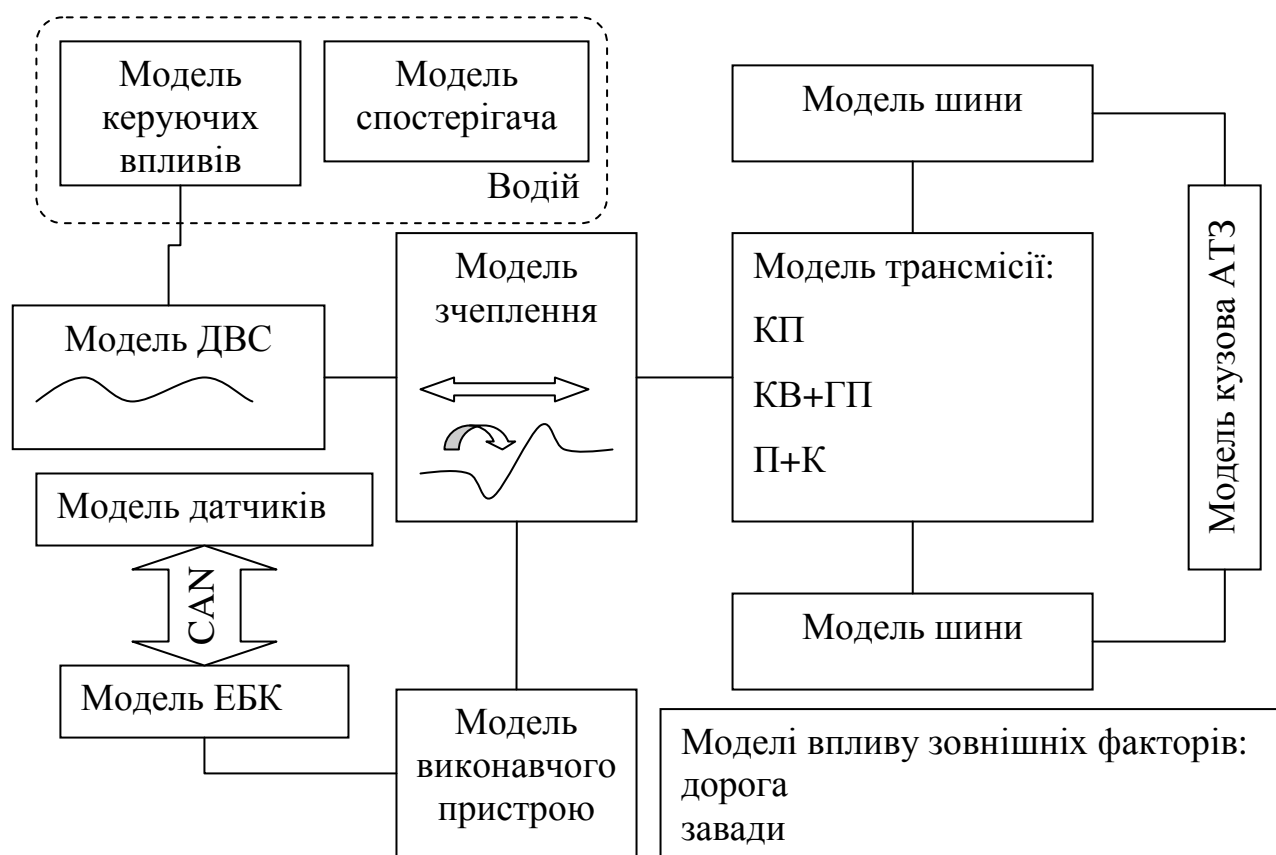


Рисунок 2.1 — Структурна схема математичної моделі

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

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

2.1 Моделювання двигуна внутрішнього згоряння

У загальновідомих наукових джерелах [156, 157, 158, 159, 160] відзначається, що система рівнянь, яка описує рух деталей двигуна внутрішнього згоряння може бути представлена у вигляді залежностей (2.1, 2.2, 2.3) виходячи зі схеми, зображеної на рисунку 2.2.

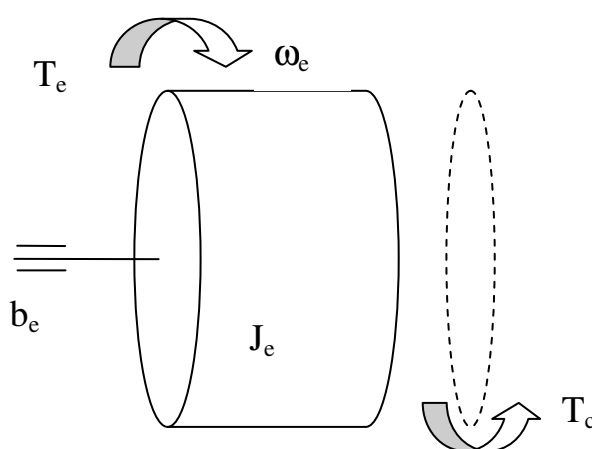


Рисунок 2.2 — Розрахункова схема деталей двигуна, що обертаються

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

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

де T_e — момент на маховику двигуна, Н·м;

T_c — момент на ведених дисках зчеплення, Н·м;

J_e — інерційний момент обертових мас двигуна, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

φ_e — кут повороту колінчастого валу двигуна, рад;

b_e — коефіцієнт в'язкого тертя, $\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$.

В роботах [161, 162] пропонується враховувати нерівномірність крутного моменту двигуна за цикл для розрахунку демпфуючих елементів трансмісії.

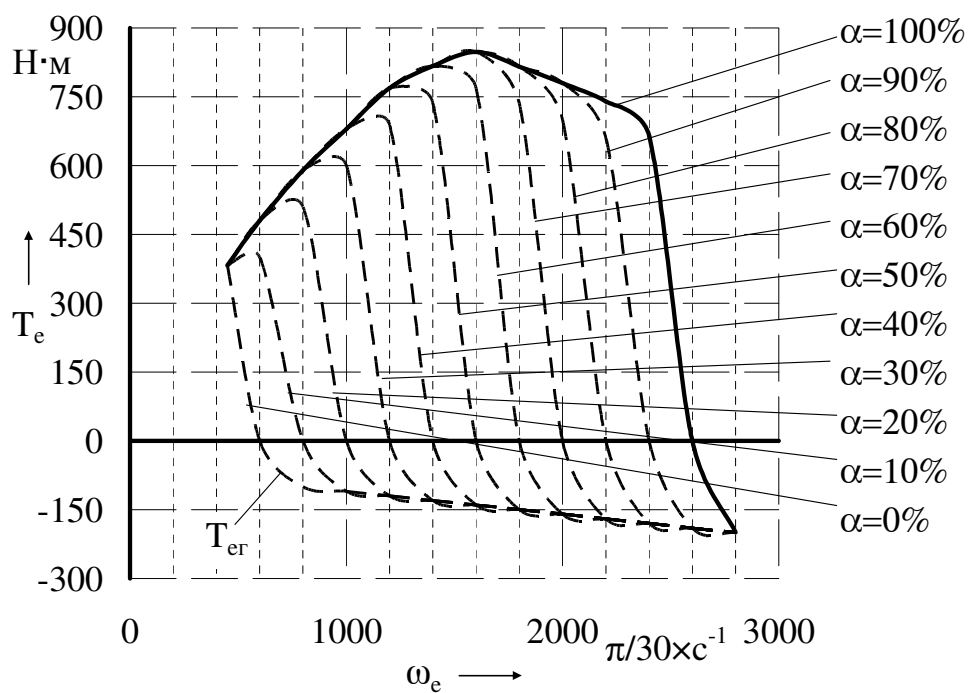
Крутний момент двигуна внутрішнього згоряння залежить від частоти обертання колінчастого валу та положення рейки подачі палива [163, 164]. У дизельному двигуні водій безпосередньо не керує подачею палива, а між педаллю акселератора та рейкою подачі палива присутній регулятор. Зв'язок між положенням педаль акселератора та рейкою подачі палива забезпечується моделлю регулятора. Враховуючи характеристику регулятора залежність крутного моменту задають від ступеня натискання на педаль акселератора (2.2) у вигляді масиву даних.

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

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

Графічно, залежність (2.2) для дизеля з всережимним регулятором побудовано за аналогією з такою характеристикою в роботі [43] та представлено на рисунку 2.3. Від'ємні значення крутного моменту, що позначені T_{eg} формують поле крутного моменту в режимі гальмування двигуном.

Залежністю (2.2) користуються більшість авторів [163, 164]. Крутний момент представляється ідеалізовано у вигляді середнього крутного моменту за цикл [163, 164]. В дійсності крутний момент двигуна має коливальний характер, який залежить від кількості циліндрів, тиску в циліндрі, подачі палива та частоти обертання. Приклад характеру зміни крутного моменту для шестициліндрового двигуна наведено на рисунку 2.4.



$T_{\text{ег}}$ — гілка крутного моменту на колінчастому валу в режимі гальмування двигуном

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

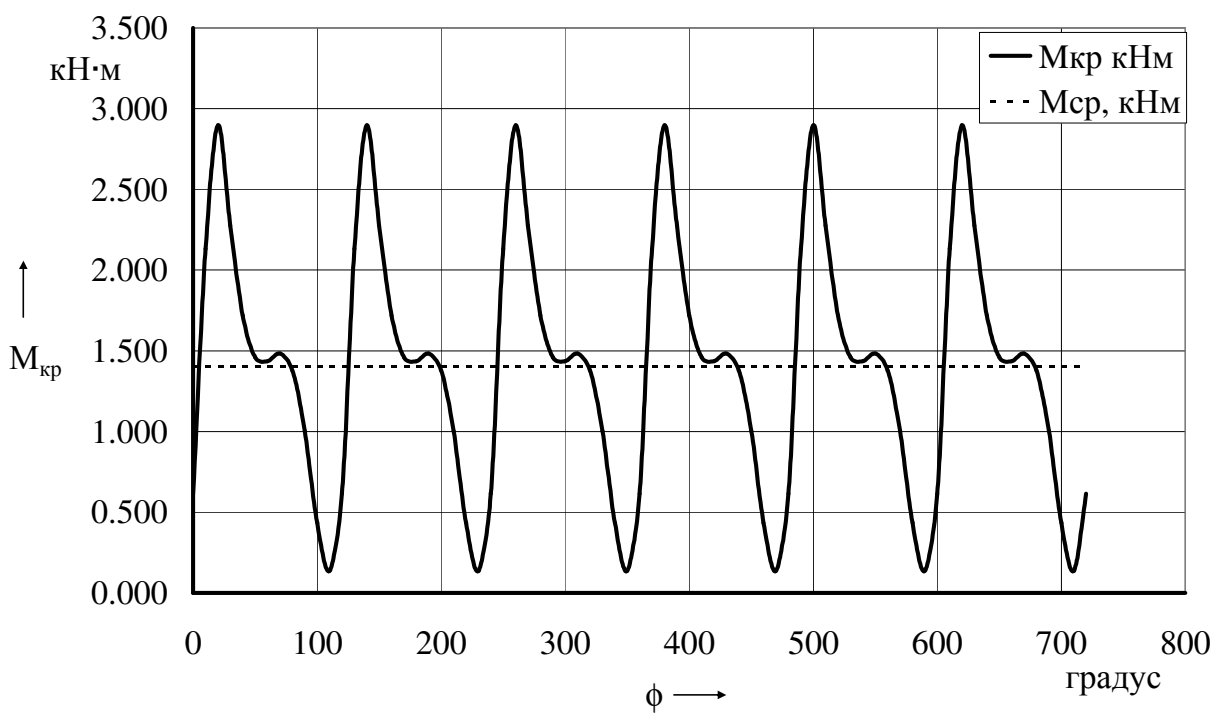


Рисунок 2.4 — Характер зміни крутного моменту ДВЗ за цикл

Момент інерції в (2.1) доцільно залишити постійною величиною оскільки розраховуючи, за відомими формулами [163, 165], його зміну відносно махової маси колінчастого валу з маховиком, можна визначити діапазон, який складає $\pm 0,75\% \dots \pm 1,5\%$. Таким чином доцільно нерівномірність викликану зміною інерційних сил від деталей, що рухаються поступально включити до сумарного моменту двигуна.

Задля моделювання нерівномірності крутного моменту автомобільного двигуна у [161] згадується часова залежність, що також залежить від кутової швидкості колінчастого валу. Поліном наведений у [161] призначений для відтворення зміни крутного моменту тільки за зовнішньою швидкісною характеристикою двигуна. У [162] та [111, 166, 167] зазначається про коливальний характер крутного моменту але не наведено рішення для реалізації такого підходу при моделюванні. Для моделювання таких режимів роботи зчеплення як мікропроковзування, або слідкування за крутним моментом двигуна [168, 169] необхідно враховувати реальні, коливання крутного моменту. Таким чином, для втілення в математичну модель особливостей зміни крутного моменту двигуна запропонуємо рівняння, що забезпечує згаданий коливальний характер крутного моменту, який би міг змінюватися відповідно до зміни частоти обертання двигуна та подачі палива. З цією метою пропонується сумісне використання поля швидкісних характеристик (2.2) (рис. 2.3) та рівняння (2.3). Яке являє собою дуже просту залежність з мінімальною кількістю параметрів (на відміну від методики, яка об'єднує до двох десятків рівнянь та пропонується у [161]). Зважаючи на точність апроксимації теоретичними залежностями реальної функції зміни крутного моменту двигуна найбільш важливу роль відіграє частота коливань та їх амплітуда. Саме на контроль цих двох параметрів націлено модель (2.3).

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

де i_c — кількість циліндрів двигуна;

k_e — коефіцієнт розмаху коливань.

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

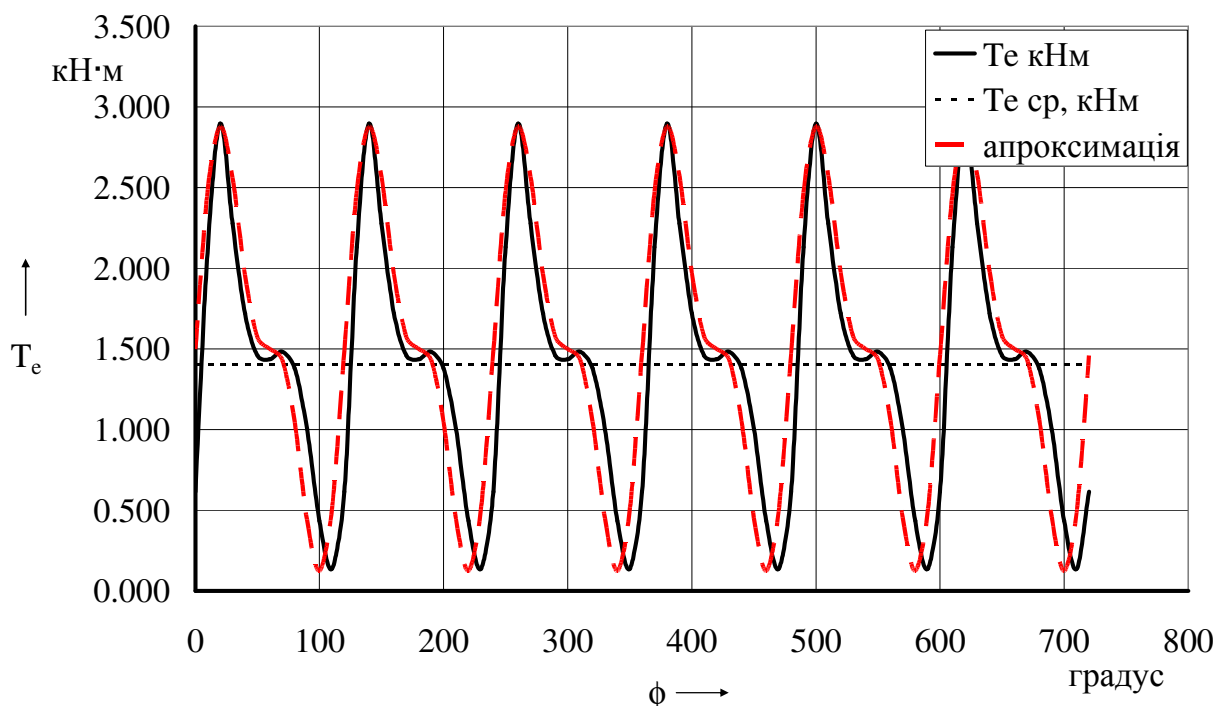


Рисунок 2.5 — Апроксимація крутного моменту за моделлю (2.3)

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

Система рівнянь (2.2) та (2.3) разом із рівнянням зв'язку $\phi = \int \omega_e dt$ дозволяє отримати динаміку крутного моменту впродовж моделювання роботи двигуна відповідно до положення дроселя. В якості прикладу на рисунку 2.6 відображено такий процес для двигуна з $T_{e \max} = 840$ Н·м. Зміна амплітуди коливань відбувається прямо пропорційно збільшенню куту відхилення педалі акселератора. Зміна частоти коливань крутного моменту прямо пропорційна збільшенню частоти

обертання колінчастого валу, яка визначається з рівняння (2.1). На збільшеному фрагменті, у проміжку часу $0 \dots 0,6$ с, можна спостерігати збереження форми коливань крутного моменту.

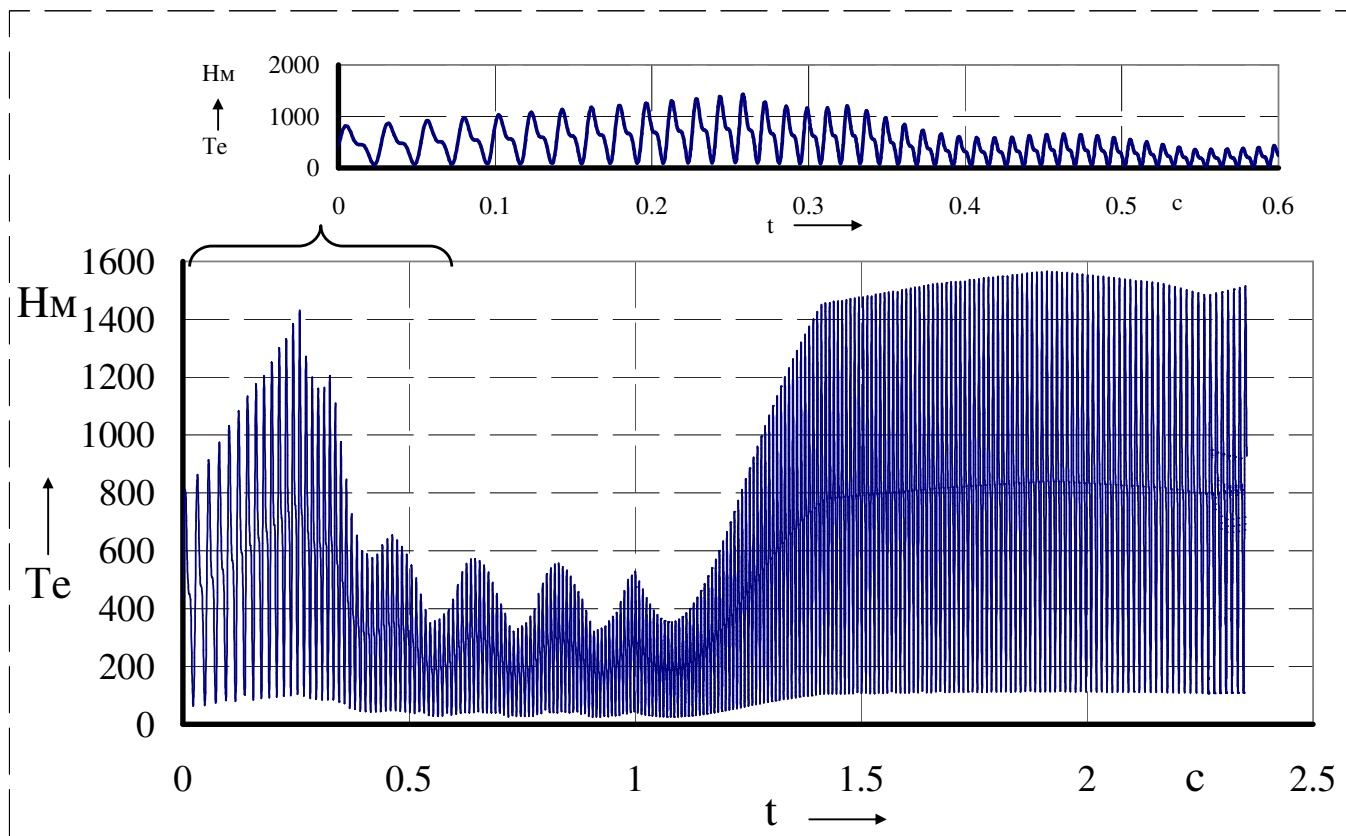


Рисунок 2.6 — Динаміка крутного моменту двигуна впродовж моделювання

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

2.2 Моделювання зчеплення

Основним елементом моделі зчеплення є модель тертя у контакті між ведучими та веденими дисками. Враховуючи проблемність простих моделей [170] та

складність більш сучасних [171] пропонується вдосконалити математичні моделі тертя [170, 172] шляхом доопрацювання формули, яка описує ефект Штрибіка [173, 174, 170], та виключення ефекту «сповзання» [175]. Систему рівнянь за якою визначається момент тертя між дисками зчеплення запишемо у вигляді системи рівнянь (2.4). Базове, перше, рівняння цієї системи структурно складається з двох доданків. Другий доданок схожий на рівняння, що відтворюють ефект Штрибека в багатьох моделях, таких як LuGre або еласто-пластичної моделях [132, 171], пропорційна відносній швидкості ковзання контр тіл та відповідає за відтворення сили тертя в режимі ковзання. Перший доданок забезпечує зміну сили тертя в режимі пружних деформацій, в якому сила тертя пропорційна відносному зсуву контр тіл пари тертя.

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

де T_c^{stat} — момент тертя зчеплення у разі відсутності відносного проковзування його дисків, Н·м;

T_c^{din} — момент тертя зчеплення у разі наявності відносного проковзування його дисків, Н·м;

k_ω — коефіцієнт впливу внутрішнього тертя;

k_{din} — коефіцієнт зниження моменту зчеплення в динаміці;

ϕ_0 — відносний кут повороту дисків зчеплення в межах якого спостерігається пружна деформація контактних пар, м;

ω_s — відносна кутова швидкість дисків зчеплення, яка розмежовує статичний та

динамічний режим тертя, с^{-1} ;

μ — коефіцієнт тертя;

$R_{\text{ср}}$ — середній радіус тертя веденого диску зчеплення, м;

i — кількість поверхонь тертя.

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

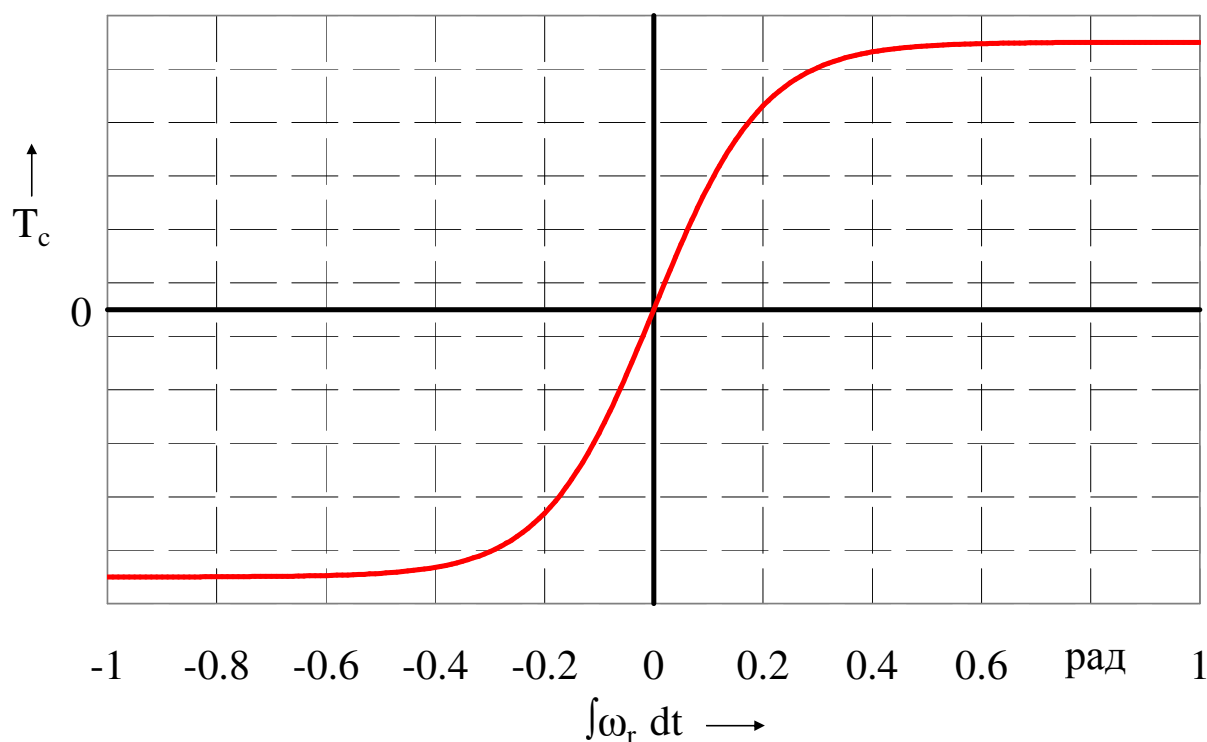


Рисунок 2.7 — Характер зміни моменту тертя моделі (2.4) за умови $\omega_r < \omega_s$

Таким чином особливістю запропонованої моделі є спроможність враховувати пружну деформацію на початку нарощування моменту тертя, наявність ефекту Штрібека при збільшенні відносної кутової швидкості дисків зчеплення [161] та повернення до пружного стану при зниженні швидкості проковзування за рахунок обнуління інтегратора. Крім того така модель має дуже простий вигляд на відміну від відомих моделей Карноппа, LuGre, еласто-пластичної [132, 175]. Для верифікації моделі (2.4) проведемо тест на «сповзання» який наводиться в [175]. Суть тесту полягає у тому, що до тіла, яке знаходиться в стані спокою прикладається змінна

сила (рис. 2.9 а). На першому етапі сила, що прикладається, перевищує силу тертя спокою F_s .

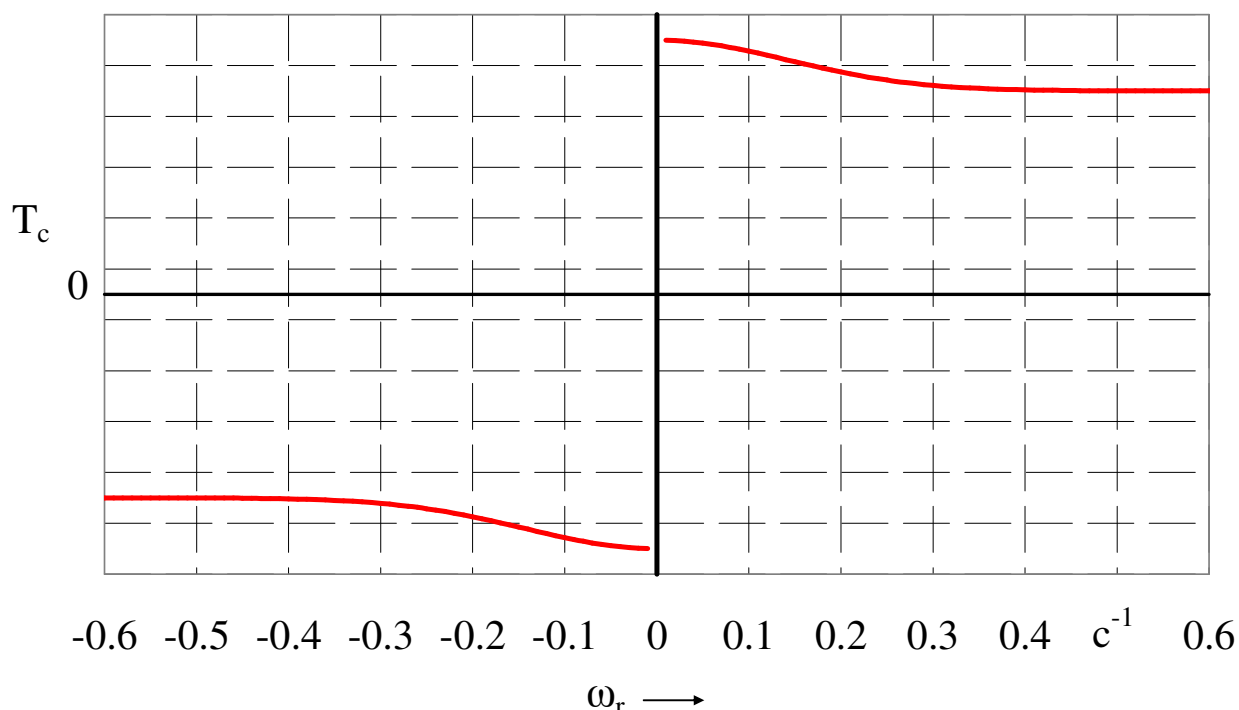
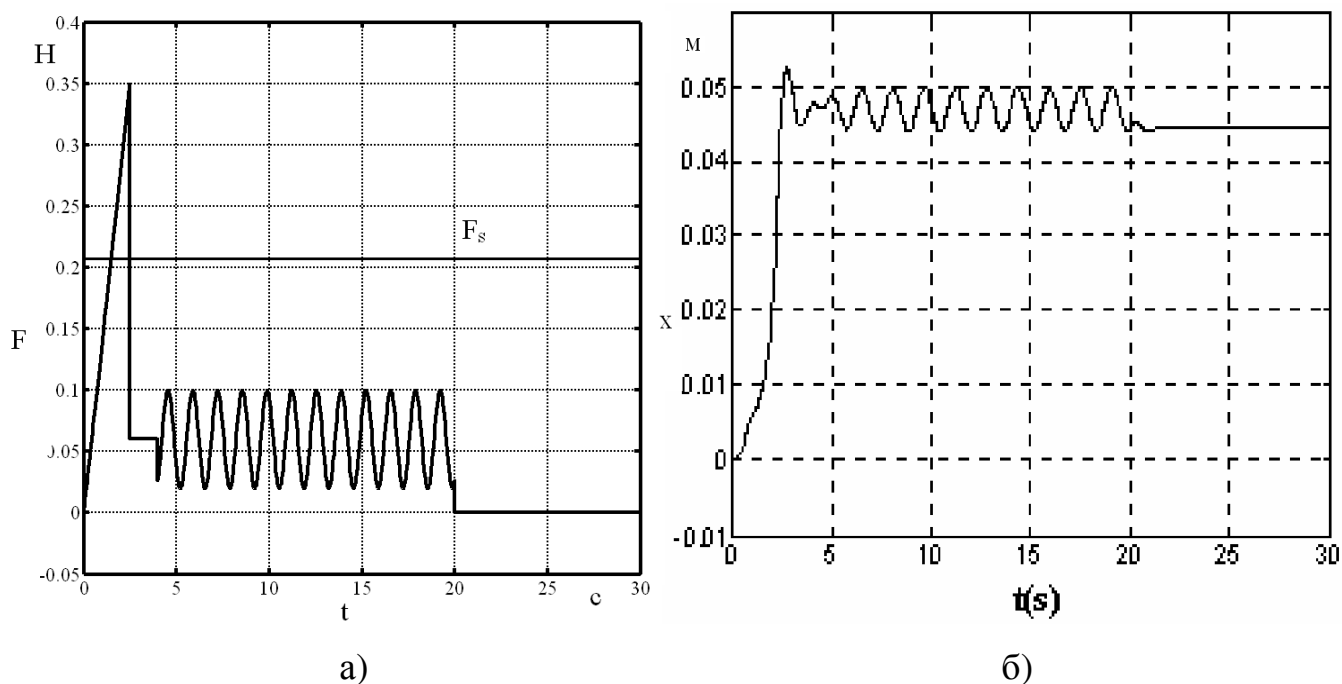


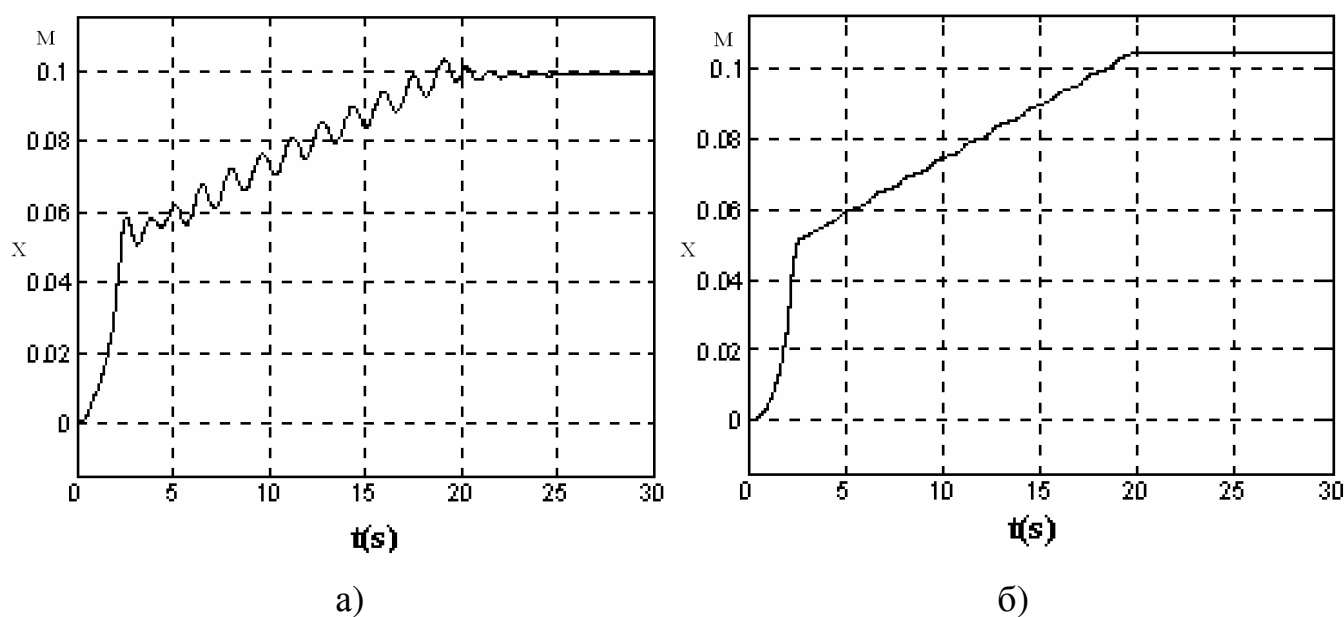
Рисунок 2.8 — Характер зміни моменту тертя моделі (2.4) за умови $\omega_r \geq \omega_s$

Це повинно привести до зміщення контр тіл одне відносно одного відповідно до закону Ньютона. Потім діюча сила зменшується та приймає вигляд синусоїди. На цьому етапі значного зміщення контр тіл не відбувається оскільки максимальна сила тертя спокою, яка утримує їх від переходу до фази ковзання більша за силу збурення. Після двадцятої секунди сила збурення відсутня і контр тіла залишаються у тому стані в якому вони залишилися після переміщення у першій фазі сили збурення. результати якого наведені на рисунку 2.11. У [175, 176] наводяться результати реакції на збурення еласто-пластичної моделі (рис. 2.9 б), моделі LuGre [175] (рис. 2.10 а) та статичної моделі (рис. 2.10 б). Як видно, статична модель та модель LuGre демонструють «сповзання» під дією сили коливального характеру, що менша за силу статичного тертя на відміну від еласто-пластичної моделі. Модель Лойвен [177] більш точно відображає гістерезисну залежність, але має складний опис бо передбачає велику кількість змінних внутрішнього стану.



а — сила що збурює тіло, б — реакція на збурення еласто-пластичної моделі [175]

Рисунок 2.9 — Результати реакції на збурення еласто-пластичної моделі [175]



а — реакція моделі LuGre [175], б — реакція статичної моделі [175]

Рисунок 2.10 — Реакція на збурення моделей, які демонструють «сповзання» [175]

Натомість модель LuGre та еласто-пластична модель мають лише одну змінну стану, яка являє відносну швидкість проковзування між контактуючими тілами [132].

Під час одноразового циклу рушання з місця зміна температури не так сильно впливає на робочій процес бо зазвичай диски зчеплення проектуються таким чином щоб температура деталей, за один цикл рушання, не зростала більш ніж на 10...20 °С [161]. Натомість модель (2.4) має можливість врахування впливу температури на коефіцієнт тертя. Для цього в моделі (2.4) момент тертя T_c^{stat} необхідно представити у вигляді функції температури дисків ϑ . $T_c^{\text{stat}} = f(\vartheta)$ [116]. Крім того слід додати рівняння зміни температури фрикційних накладок та ведучих дисків зчеплення [123].

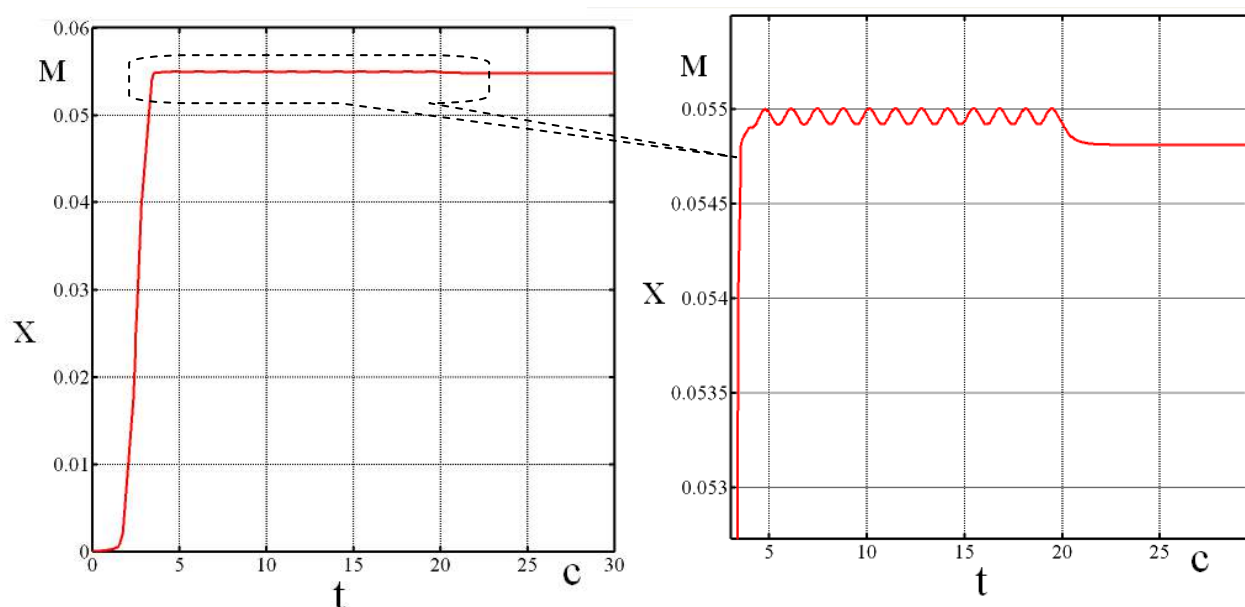
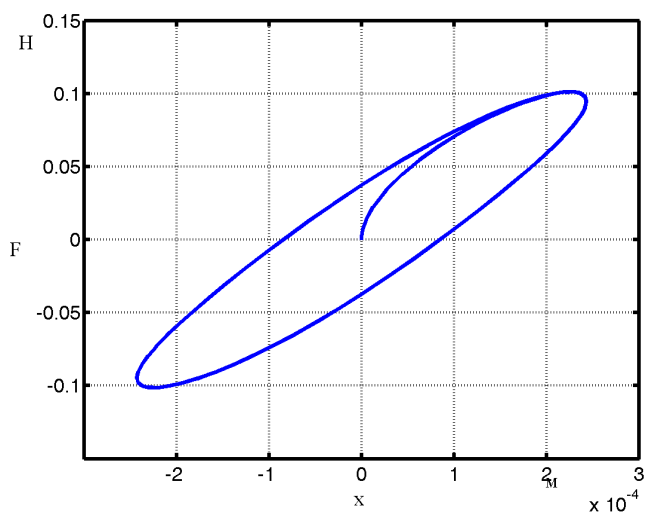
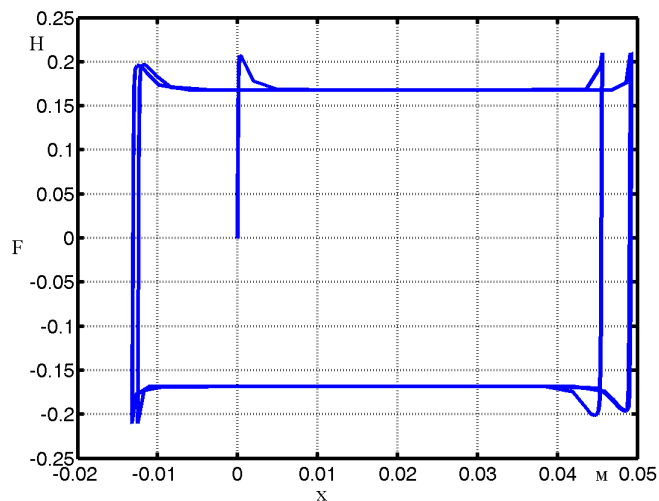


Рисунок 2.11 — Реакція моделі (2.4) на дію сили, що зображена на рис. 2.9 а

Під дією циклічного навантаження модель (2.4) демонструє гістерезис, що характеризує втрату енергії на деформацію та нагрівання поверхонь тертя (рис. 2.12 та 2.13).



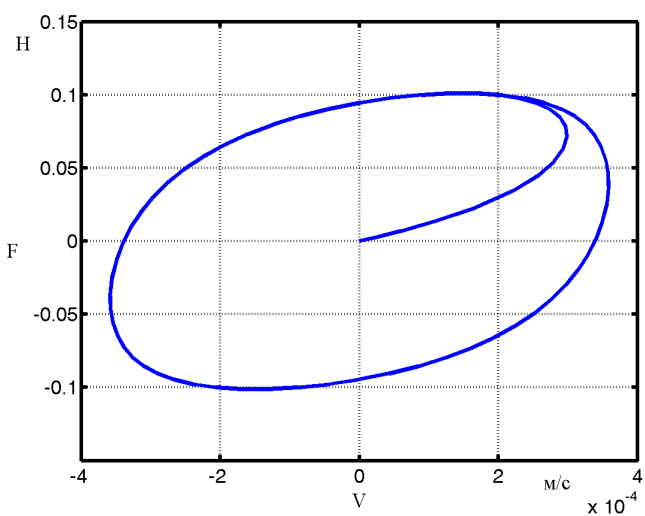
а)



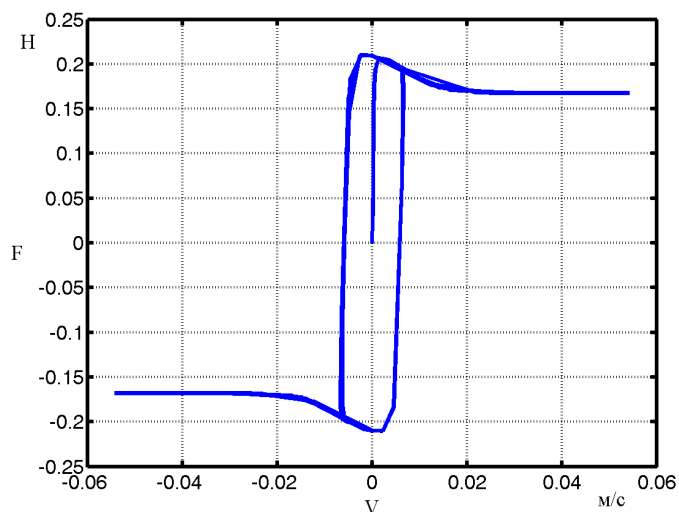
б)

а — фаза пружних деформацій, б — фаза ковзання

Рисунок 2.12 — Гістерезис моделі (2.4) при циклічному збуренні у функції відносного переміщення контактуючих тіл



а)



б)

а — фаза пружних деформацій, б — фаза ковзання

Рисунок 2.13 — Гістерезис моделі (2.4) при циклічному збуренні у функції відносній швидкості проковзування

Відмінністю моделі (2.4) є суттєво спрощена математична структура та наявність лише однієї змінної. Реалізація моделі тертя (2.4) у середовищі Simulink® зображена на рисунку 2.14.

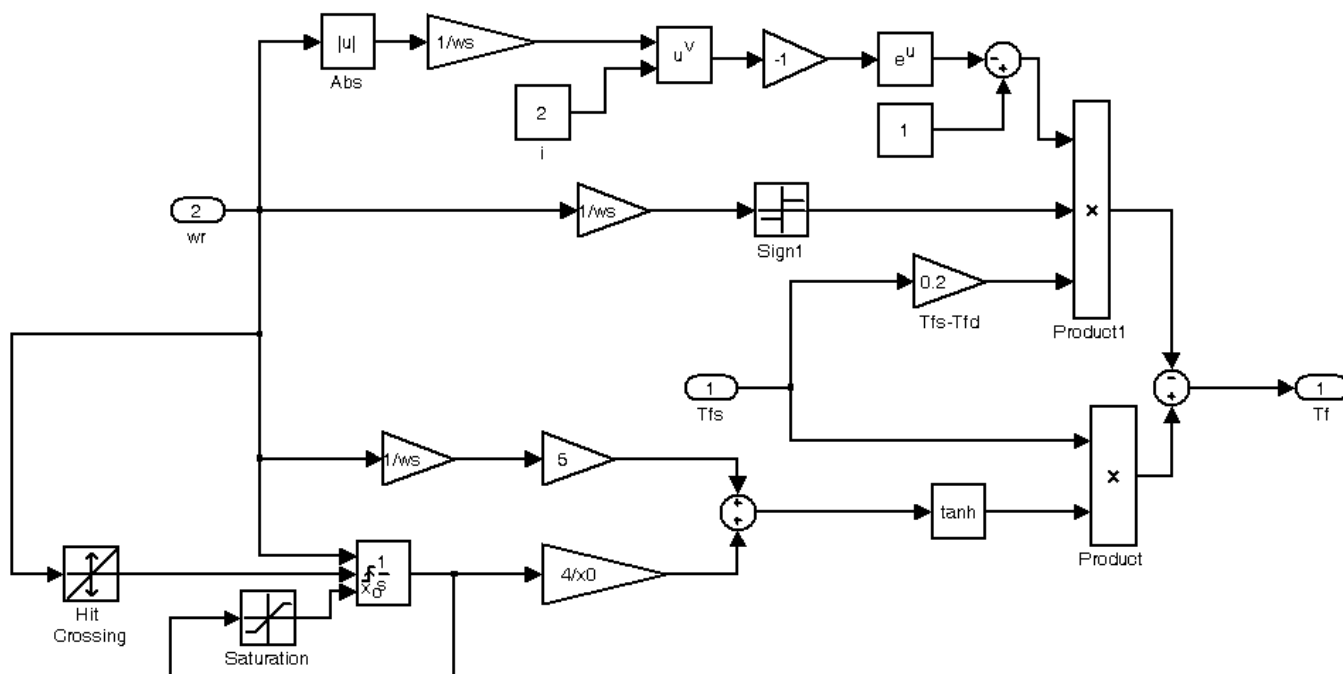


Рисунок 2.14 — Реалізація моделі тертя (2.4) у середовищі Simulink®

Скидання інтегратора до початкового значення, формується сигналом у відповідному порту інтегратора, та забезпечує визначення кута повороту для першого доданку основного виразу моделі (2.4), . Завдяки блоку «Hit Crossing» формується сигнал, що приймає значення одиниці у випадку коли відносна швидкість ω_r дорівнює нулю або змінює знак. У всіх інших випадках сигнал приймає значення нуль. Завдяки режиму «rising» параметру «External reset» інтегратора, скидання інтегратора відбувається при переході прямокутної функції тільки з нуля на одиницю (при зростанні сигналу). Таким чином, разом із сформованою прямокутною функцією скидання інтегратора ($\int \omega_r dt = \phi_0$) під час зниження керуючого сигналу відповідає умові $\omega_r = 0$. При моделюванні тертя у контексті більш глобальної моделі, використання моделі (1.25) призводить до зупинки обчислень в момент переходу від режиму ковзання до режиму передачі крутного моменту без ковзання дисків зчеплення (рис. 2.15).

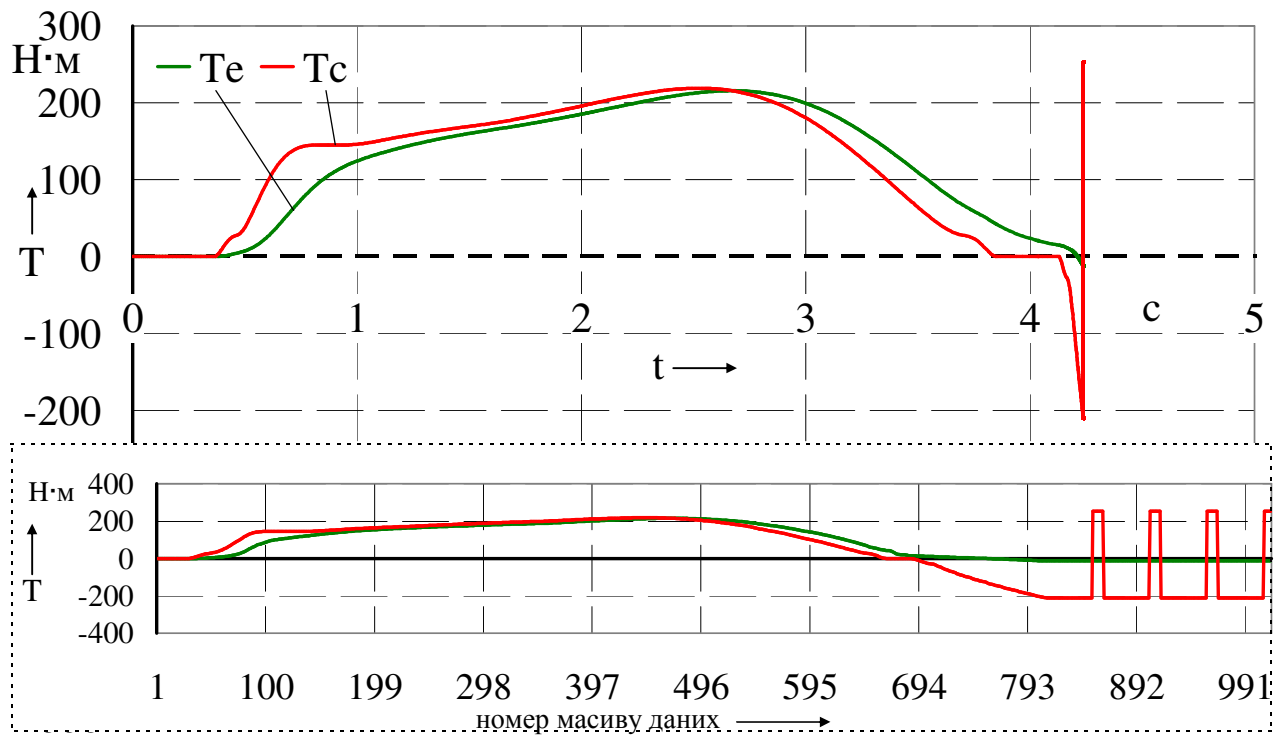


Рисунок 2.15 — Відображення процесу моделювання із використанням моделі (1.25)

Для вирішення цієї проблеми на практиці використовують відмінні системи рівнянь на різних режимах моделювання забезпечуючи своєчасний перехід між ними та передачу початкових даних. Зупинка моделювання відбувається за рахунок нескінченного коливального процесу, який можна виявити розклавши усі дані масиву, що формується під час розрахунку, за елементами (рис. 2.15). Натомість використання моделі (2.4) звільняє від необхідності вирішувати окремо дві математичні моделі для моделювання окремо режимів проковзування дисків зчеплення та передачі крутного моменту без проковзування (рис. 2.16).

Використання моделі (2.4) для моделювання тертя забезпечує плавну зміну сили без затримок у моделюванні (рис. 2.16). Представлення процесу моделювання, із використанням моделі (2.4) у вигляді розгорнутого масиву даних дає змогу оцінити плавність зміни моменту тертя. У часовому відтворенні робочого процесу спостерігається швидкий перехід від режиму проковзування до передавання крутного моменту із відсутністю проковзування. В момент переходу між зазначеними режимами передавання крутного моменту відбувається збільшення сили тертя відповідно до ефекту Штрібека. Різниця у моментах тертя після

синхронізації кутових швидкостей дисків зчеплення обумовлено від'ємним кутовим прискоренням елементів трансмісії та автотранспортного засобу.

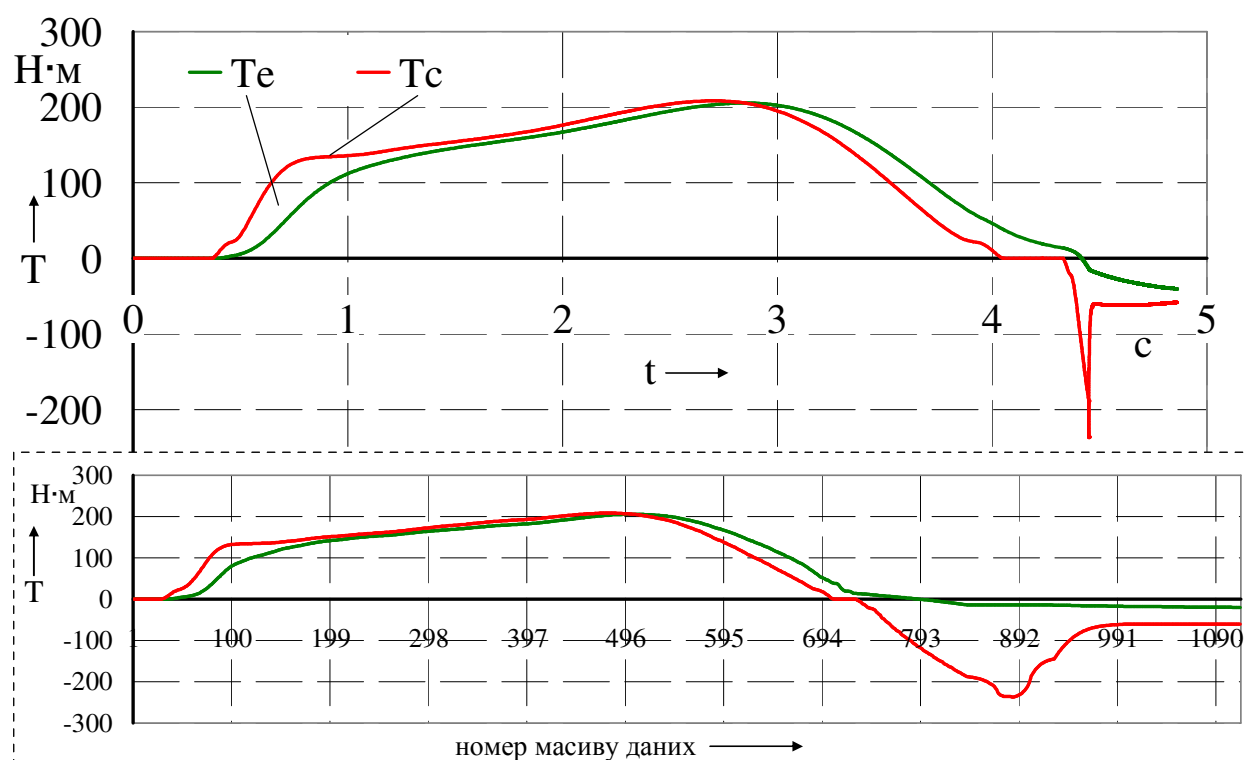


Рисунок 2.16 — Відображення процесу моделювання із використанням моделі (2.4)

Крім моделі тертя якісне відтворення робочого процесу впродовж рушання з місця неможливе без врахування осьової податливості ведених дисків зчеплення, про що наголошується в роботах [161, 178]. Для моделювання приймемо характеристику, яка рекомендується в роботах [161, 178], як найбільш поширена та бажана (рис. 2.17).

Відповідно до розрахункової схеми (рис. 2.18), для визначення нормальної притискної сили між поверхнями тертя враховується динаміка осьового переміщення натискного диску з врахуванням пружних властивостей під дією сили натискної пружини та сили тертя. Від врахування коливальних процесів в самому веденому диску відмовимося та визначальним критерієм для функції $F_n = f(x_c)$ візьмемо положення натискного диску $x_{нд}$.

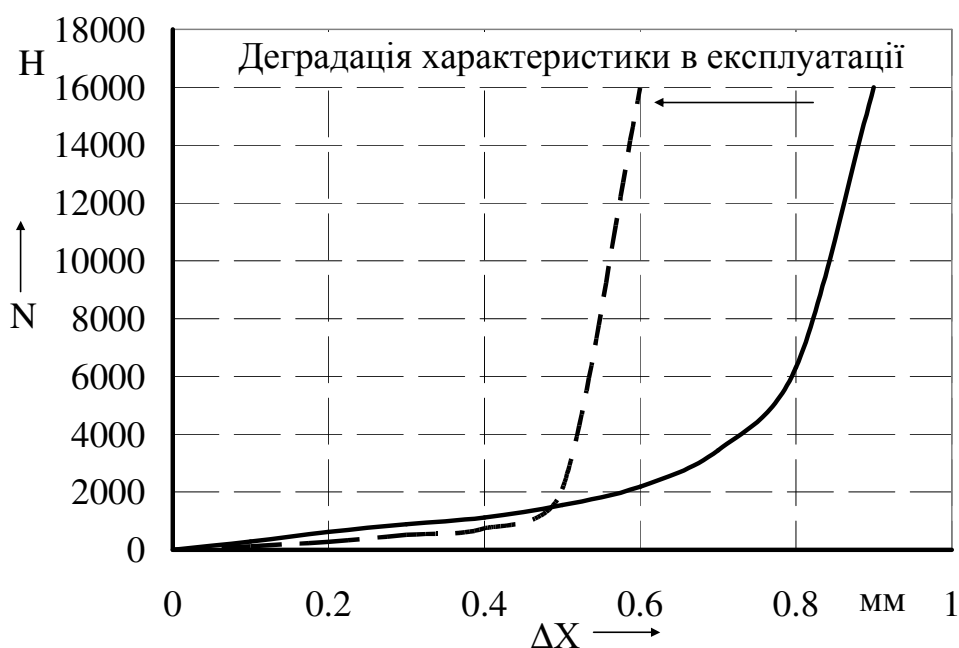


Рисунок 2.17 — Пружна характеристика веденого диску зчеплення у осьовому напрямку та її деградація впродовж експлуатації [161 ,178]

З врахуванням узагальненої координати прийнятої в розрахунковій схемі (рис. 2.18), математична модель пружної характеристики $F_n = f(x_c)$ для веденого диску у новому стані відображується системою (2.5)

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

де x — деформація веденого диску, м.

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

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

У сучасних зчепленнях зусилля на натискному диску, з боку кожуху, формується діафрагмовою пружиною. Як відомо характеристика розрізної діафрагмової пружини є нелінійною. Багато авторів працювали над розробкою та вдосконалення теорії розрахунку розрізних діафрагмових пружин [161, 179, 180, 181, 182, 183]. Формули для визначення зв'язку між зусиллям та переміщенням на натискному диску та муфті вимикання зчеплення дуже складні, мають багато компонентів та результати, обчислені за ними, дуже чутливі до діапазону обраних параметрів. Таким чином використання багатьох виразів, що пропонуються в згаданих роботах дуже важливі при проектуванні та вдосконаленні конструкції зчеплення. Натомість під час моделювання процесу рушання АТЗ така деталізація процесу зміни зусилля зайва. Оскільки діафрагмова пружина поєднує в собі функції пружного елементу та важеля, що відводить натискний диск від фрикційних дисків зчеплення зробимо еквівалентне заміщення та представимо розрізну діафрагмову пружину у вигляді еквівалентного важеля з пружним елементом із жорсткістю C_B , що сприймає навантаження муфти вимикання зчеплення. Для одного з поширених конструктивних виконань зчеплення у трансмісії вантажних автомобілів (рис. 2.19) пропонується еквівалентна розрахункова схема зазначеного зчеплення (рис. 2.20).

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

Для практичних розрахунків використовують різноманітні функції, які відображають характеристику у безрозмірних координатах, в залежності від безрозмірної лінійної або кутової деформації. Використання цих виразів розглянуті в [161, 184]. Прикладом такої функції може бути залежність (2.8) безрозмірної сили від безрозмірної лінійної деформації пружини.

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

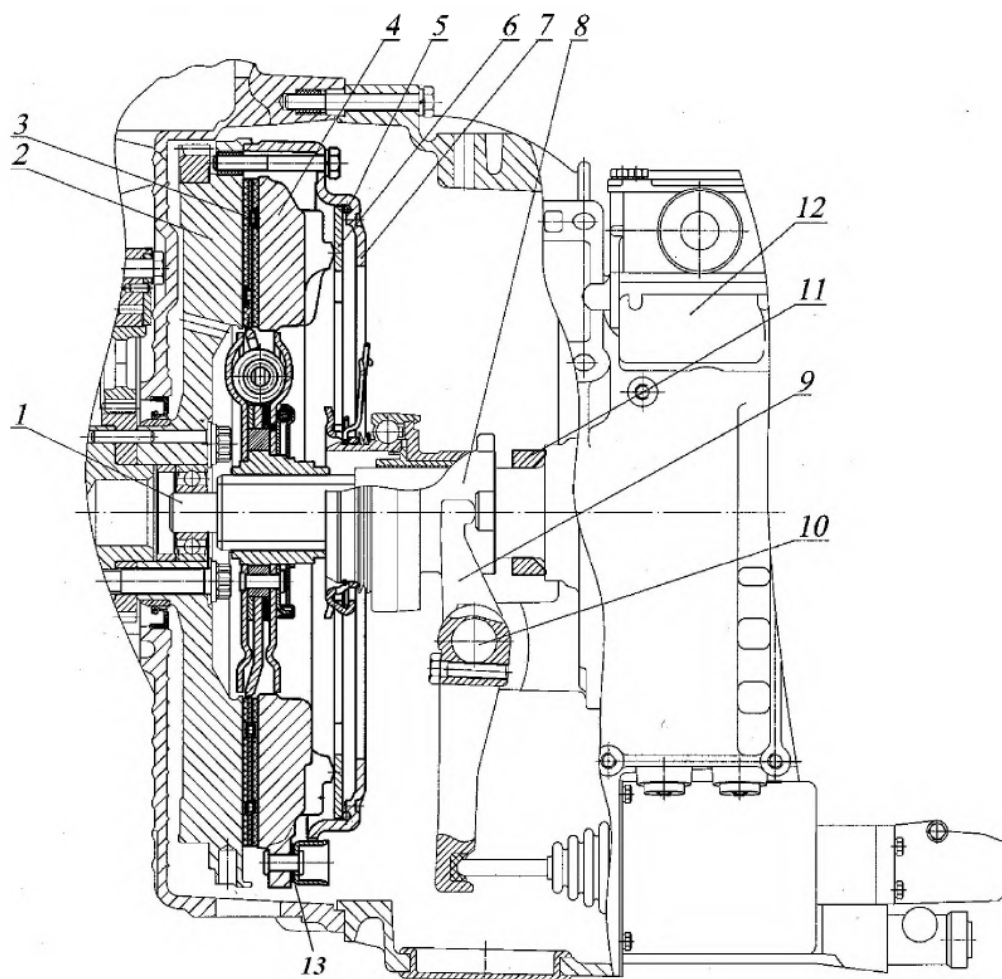
де h — товщина стінки діафрагмової пружини, м;

H — висота нерозрізної частини діафрагмової пружини у вільному стані, м;

λ — деформація нерозрізної частини пружини, м;

N — номінальне зусилля пружини при повністю увімкненому зчепленні, Н;

P — зусилля, що відповідає деформованому стану нерозрізної частини пружини, Н.



1 — первинний вал коробки передач; 2 — маховик; 3 — ведений диск зчеплення;

4 — натискний диск зчеплення; 5 — опорне кільце; 6 — діафрагмова пружина;

7 — кожух зчеплення; 8 — муфта вимикання зчеплення; 9 — вилка вимикання зчеплення; 10 — вал вилки вимикання зчеплення; 11 — кільце обмежувальне;

12 — картер коробки передач; 13 — тангенціальна пластина.

Рисунок 2.19 — Конструктивне виконання зчеплення, для вимикання якого потрібно витягувати пелюстки пружини у напрямку коробки передач

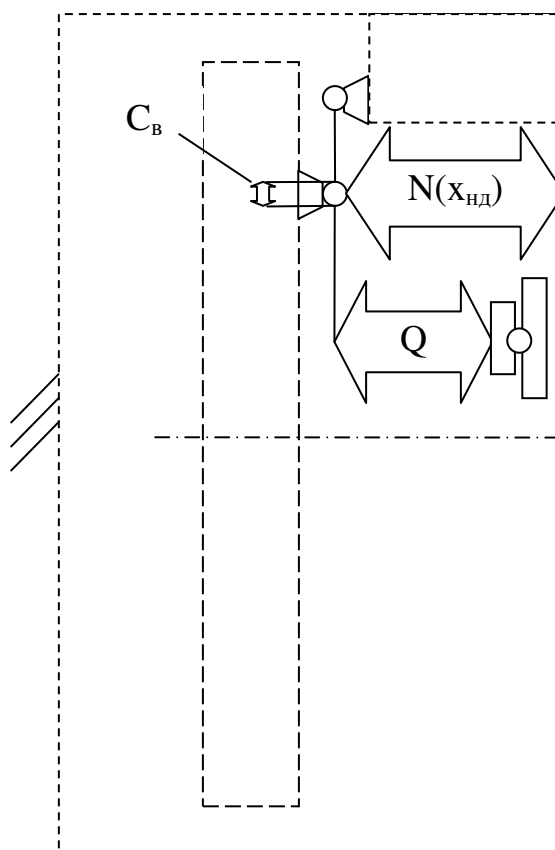


Рисунок 2.20 — Розрахункова схема діафрагмової пружини

Графічно залежність (2.8) зображено на рисунку 2.21.

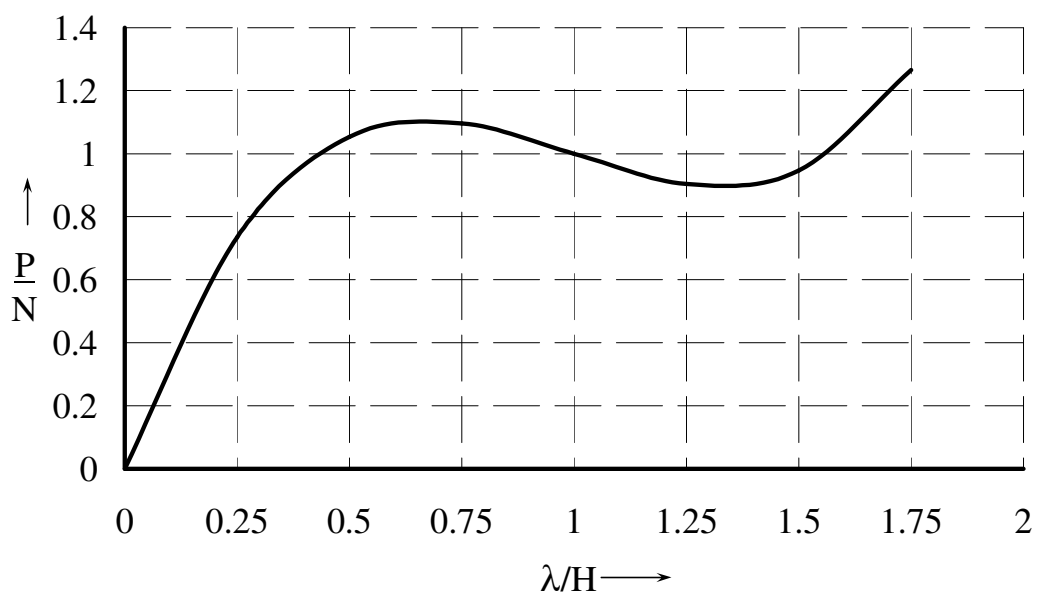


Рисунок 2.21 — Характеристика діафрагмової пружини у безрозмірних координатах

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

$$U_{\text{в}} = \frac{N}{Q}, \quad (2.9)$$

де Q — зусилля на муфті вимикання зчеплення, Н,
та визначитися із жорсткістю еквівалентного важеля за формулою (2.10)

$$C_{\text{в}} = \frac{Q}{X_{\text{м}}}, \quad (2.10)$$

де $X_{\text{м}}$ — максимальне переміщення муфти вимикання зчеплення, м.

Наприклад, для зчеплення MZF-430, за даними виробника [185], згадані параметри становлять $N=28000\text{Н}$, $N=25000\text{Н}$, $Q=600\text{Н}$, $U_{\text{в}} = 4,84$ цей показник, розрахований за формулою (2.9) становить 4,67. Робочій хід муфти вимикання зчеплення 12 мм, що відповідає ходу натискного диску біля 2,5 мм. Таким чином на ході 12 мм зусилля на муфті вимикання зчеплення змінюється від $Q=0\text{ Н}$ до $Q=6000\text{ Н}$. Жорсткість еквівалентного важеля, за формулою (2.10), становить $C_{\text{в}} = 500 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$ або $C_{\text{в}} = 500000 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$.

Динаміка переміщення веденого диску, що визначається рівнянням (2.7) та відображено на рисунку 2.22.

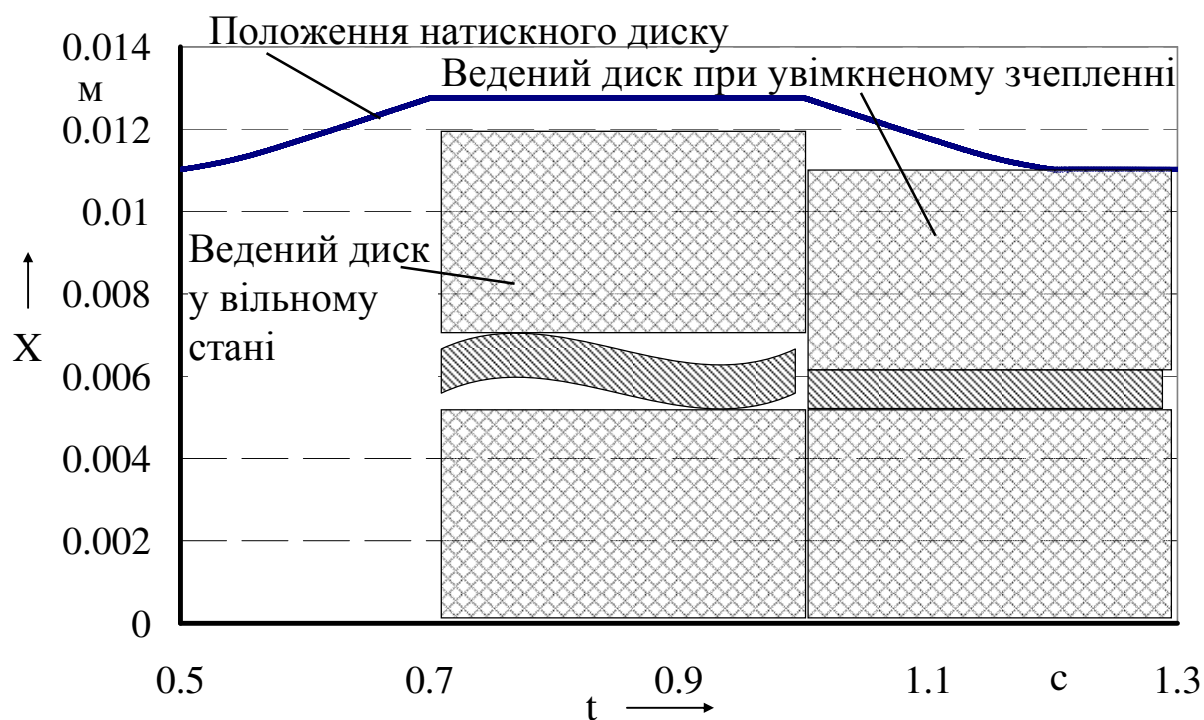


Рисунок 2.22 — Результати моделювання динаміки переміщення натискного диску

Зміна сили на пелюстках натискної пружини при натисканні та відпусканні пружини зображена на рисунку 2.23. Зміна зусиль на різних елементів механізму зчеплення представлено на рисунку 2.24.

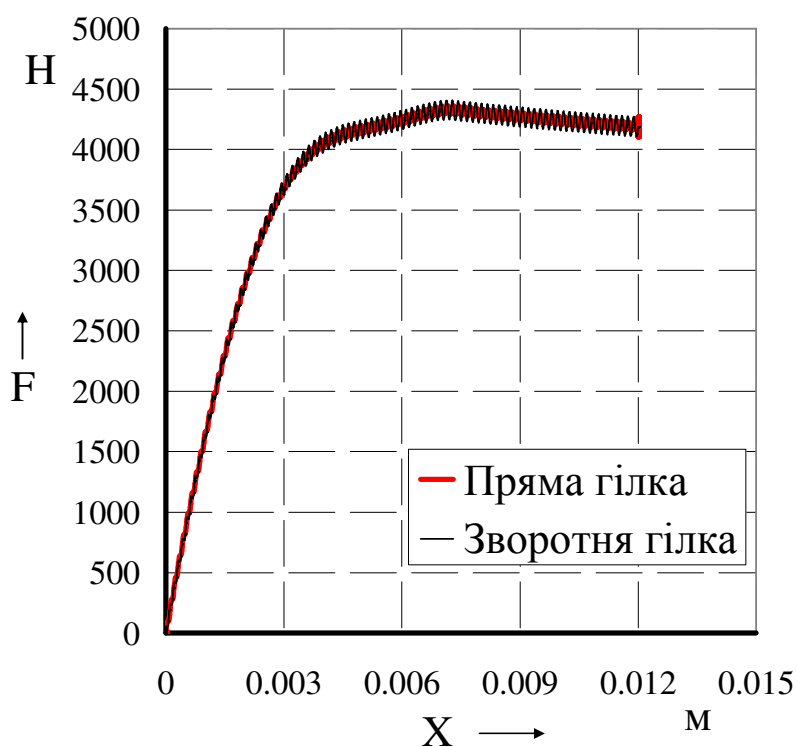
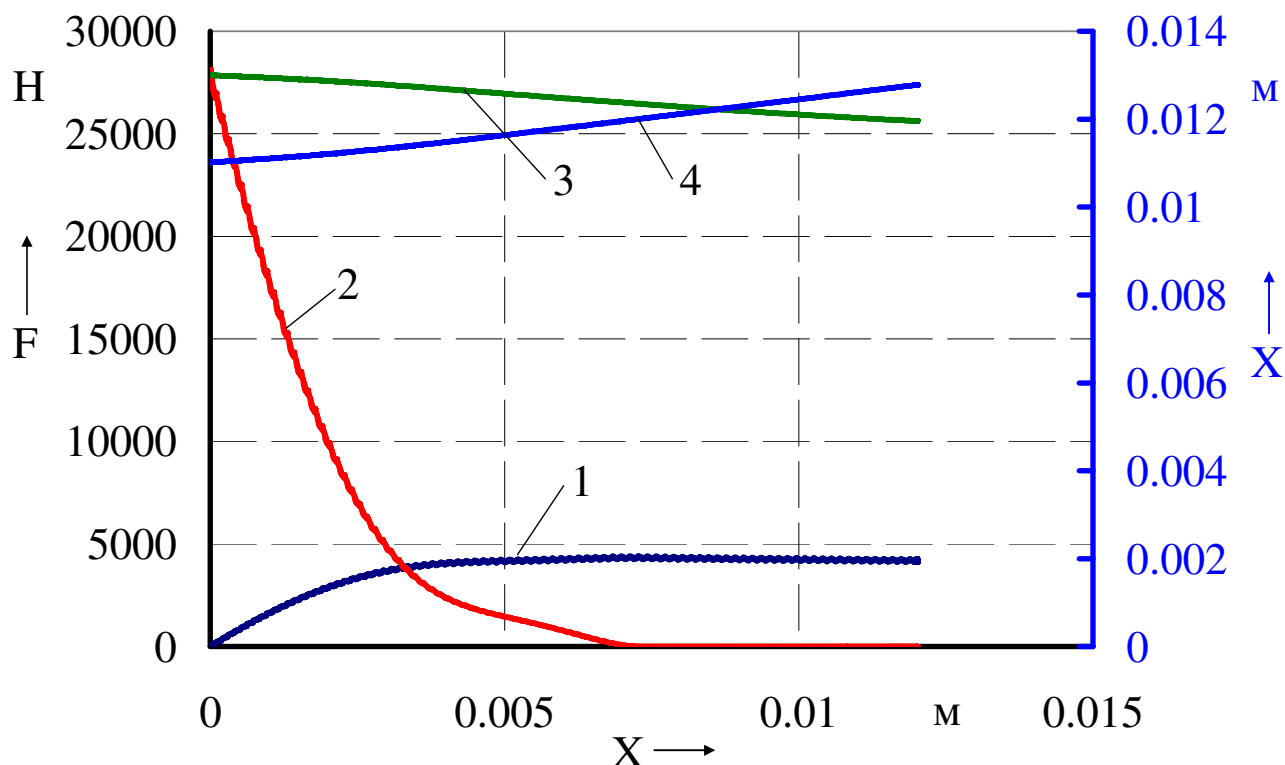


Рисунок 2.23 — Зміна сили на пелюстках діафрагмової пружини



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

Рисунок 2.24 — Робочий процес вимикання зчеплення

Після натискання на пелюстки діафрагмової пружини вони вигинаються та передають зусилля на кільцеву частину натискної пружини разом з цим вона деформується. Деформація кільцевої частини сприяє зміщенню натискного диску та зменшенню притискного зусилля між веденим та ведучим дисками. На рисунку 2.24 всі криві, що характеризують зміну навантаження приведені в залежності від переміщення муфти вимикання зчеплення.

2.3 Моделювання інших елементів трансмісії

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

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

Відповідно до розрахункової схеми (рис. 2.25), залежність для визначення кутового прискорення веденого диска зчеплення записується у вигляді (2.11).

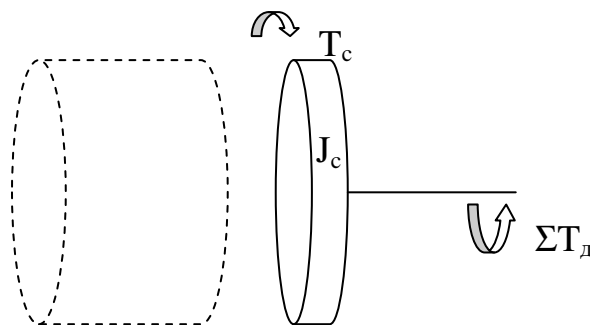


Рисунок 2.25 — Розрахункова схема веденого диска зчеплення

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

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

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

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

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

В (2.11) ΣT_d представляє собою суму двох складових. Перший доданок це момент тертя на поверхні веденого диска зчеплення, а другий доданок це функція сили пружності пружин, моменту тертя фрикційних накладок демпферу та жорсткого упору в штифти маточини веденого диска (рис. 2.26). Зазвичай пружна частина демпфера може мати симетричну або несиметричну одно, двох або багато ступеневу характеристику. Сучасні пружно фрикційні демпфери частіше мають несиметричну двоступеневу характеристику [161].

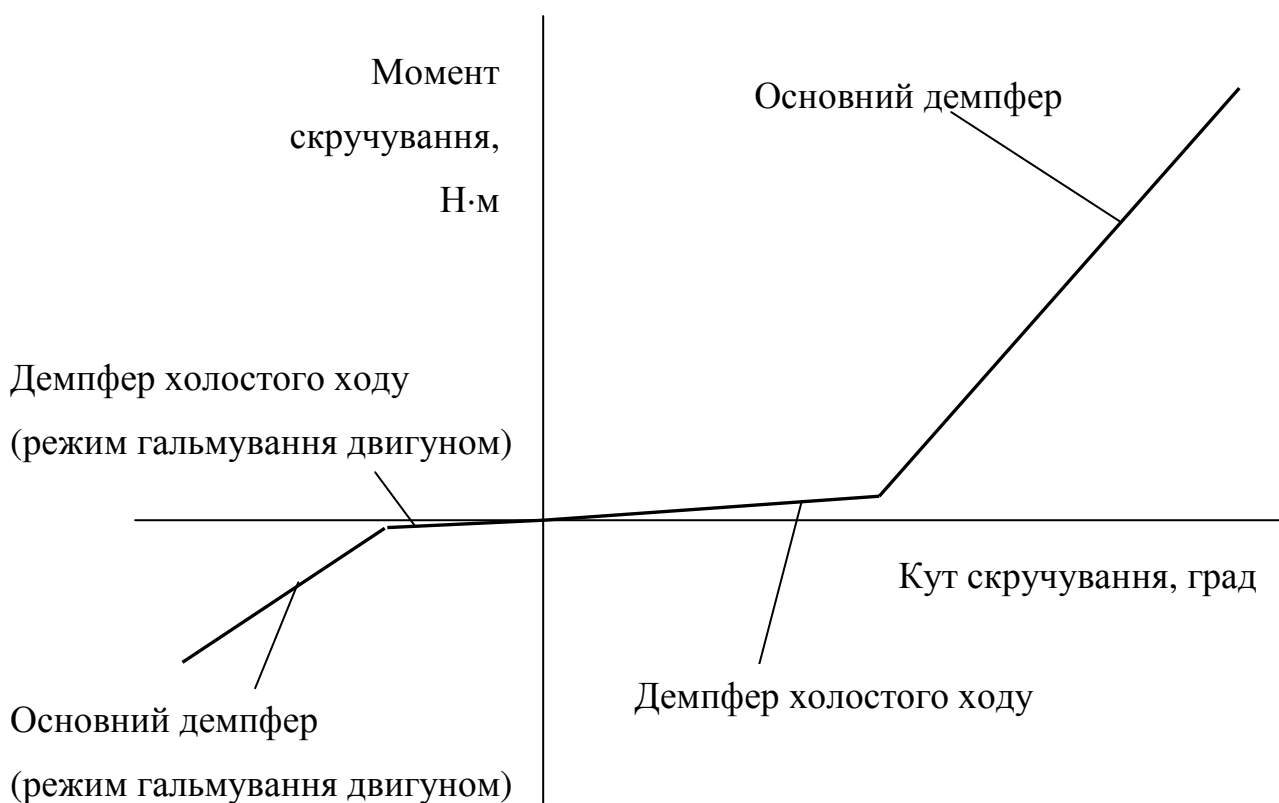


Рисунок 2.26 — Схема характеристики пружно-фрикційного демпфера крутних коливань

Відповідно до розрахункової схеми наведеної на рисунку 2.25 для знаходження моменту на демпфері складемо рівняння (2.12), в якому враховуються жорсткість пружини демпфера C_d та коефіцієнт в'язкого демпфірування b_d .

$$\Sigma T_d = \{\varphi_{d_i}, C_{d_i}\} - b_d \cdot \omega_{r_d}, \quad (2.12)$$

де $\{\varphi_{d_i}, C_{d_i}\}$ — вектор жорсткості ділянок пружинного демпфера, $\frac{H \cdot m}{rad}$;

φ_c — кут повороту веденого диску зчеплення, рад;

$\varphi_{кп I}$ — кут повороту первинного валу коробки передач, рад;

b_d — коефіцієнт в'язкого демпфірування, $H \cdot m \cdot s$;

ω_{r_d} — відносна кутова швидкість в демпфері, s^{-1} .

$$\omega_{r_d} = (\omega_c - \omega_{кпI}), \quad (2.13)$$

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

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

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

де T_d^{stat} — момент тертя демпферу у разі відсутності відносного проковзування його дисків, Н·м;

T_d^{din} — момент тертя у разі наявності відносного проковзування дисків демпферу, Н·м;

k_{ω_d} — коефіцієнт впливу внутрішнього тертя;

k_{din_d} — коефіцієнт зниження моменту демпферу в динаміці;

ϕ_{0_d} — відносний кут повороту дисків демпферу в межах якого спостерігається пружна деформація контактних пар, м;

ω_{s_d} — відносна кутова швидкість дисків демпферу яка розмежовує статичний та динамічний режим тертя, c^{-1} ;

μ_d — коефіцієнт тертя пар демпферу;

$R_{\text{ср}_д}$ — середній радіус тертя дисків демпферу, м;

$i_д$ — кількість поверхонь тертя демпферу;

$F_{\text{н}_д}$ — притискне зусилля між дисками демпферу, Н.

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

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

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

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

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

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

$$\{\varphi_{д_i}, C_{д_i}\} = \begin{bmatrix} \varphi_{д1} < \left[\begin{array}{l} \varphi_c - \varphi_{кпI} \\ \varphi_c - \varphi_{кпI} \end{array} \right] < \varphi_{д1} & C_{д1} \\ \varphi_{д2} < \left[\begin{array}{l} \varphi_c - \varphi_{кпI} \\ \varphi_c - \varphi_{кпI} \end{array} \right] < \varphi_{д2} & C_{д2} \\ \varphi_{д3} < \left[\begin{array}{l} \varphi_c - \varphi_{кпI} \\ \varphi_c - \varphi_{кпI} \end{array} \right] < \varphi_{д3} & C_{д3} \\ \varphi_{д4} < \left[\begin{array}{l} \varphi_c - \varphi_{кпI} \\ \varphi_c - \varphi_{кпI} \end{array} \right] < \varphi_{д4} & C_{д4} \\ \varphi_{д5} < \left[\begin{array}{l} \varphi_c - \varphi_{кпI} \\ \varphi_c - \varphi_{кпI} \end{array} \right] < \varphi_{д5} & C_{д5} \end{bmatrix}, \quad (2.17)$$

де $C_{д1}, C_{д2}, C_{д3}, C_{д4}, C_{д5}$ — жорсткості відповідної ділянки характеристики демпферу, $\frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{рад}}$;

$\varphi_{д1}, \varphi_{д2}, \varphi_{д3}, \varphi_{д4}$ — відносний кут скручування демпферу до за діяння відповідної ділянки жорсткості, рад.

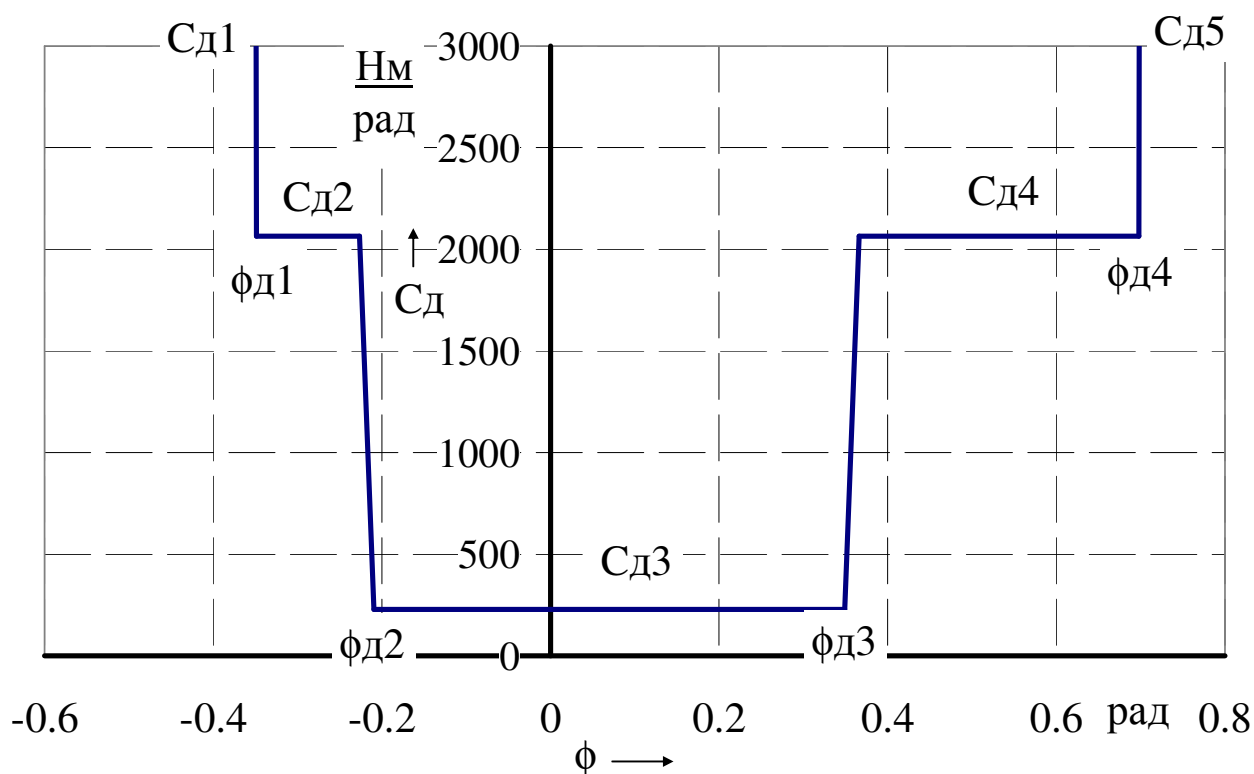


Рисунок 2.27 — Залежність жорсткості демпфера від відносного кута скручування

Модель коробки передач, відповідно до розрахункової схеми (рис. 2.28) враховує такі параметри як інерцію обертальних мас, приведену жорсткість валів коробки передач, передавальне число коробки передач та в'язке тертя.

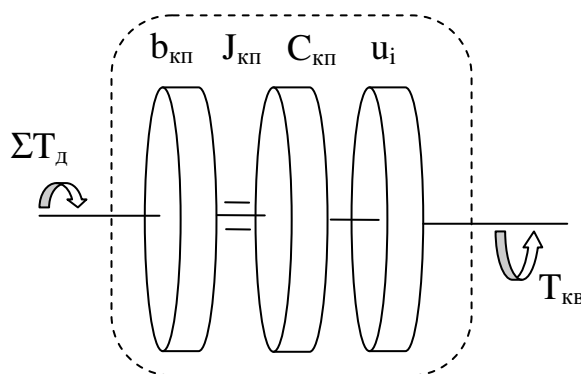


Рисунок 2.28 — Розрахункова схема коробки передач

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

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

де $b_{\text{кп}}$ — коефіцієнт в'язкого демпфірування, $\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$;

$\varphi_{\text{кпII}}$ — кут повороту вторинного валу коробки передач, рад;

u_i — передавальне число i -ї передачі в коробці передач;

$J_{\text{кп}}$ — сумарний момент інерції складових коробки передач приведений до її вторинного валу, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$

$T_{\text{кв}}$ — крутний момент карданного валу, $\text{Н} \cdot \text{м}$.

Модель карданного валу разом із головною передачею має розрахункову схему (рис. 2.29) та вираз (2.19).

Із припущенням, що рушання з місця будемо розглядати в умовах прямолінійного рух можна допустити, що тертя в диференціалі відсутнє. Звідси рівняння динаміки карданної передачі та півосі із колесом виглядатиме, відповідно до розрахункових схем (рис. 2.29) та (рис. 2.30), наступним чином.

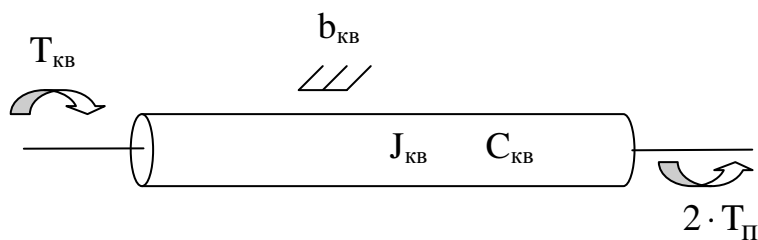


Рисунок 2.29 — Розрахункова схема карданного валу разом із головною передачею

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

де J_{KB} — сумарний момент інерції складових карданного валу та головної передачі

приведений до веденої шестерні головної передачі, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

ω_{KB} — кутова швидкість карданного валу, с^{-1} ;

φ_{KB} — кут повороту карданного валу, с^{-2} ;

T_{Π} — крутний момент півосі, $\text{Н} \cdot \text{м}$;

b_{KB} — коефіцієнт в'язкого демпфірування, $\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$.

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

де u_0 — передавальне число головної передачі;

C_{KB} — жорсткість карданної передачі, $\text{Н} \cdot \text{м}$;

φ_0 — кут повороту веденої шестерні головної передачі, рад.

$$J_K \cdot \frac{d^2 \varphi_K}{dt^2} = T_{\Pi} - T_K(\omega_K) - T_f - b_K \cdot \frac{d\varphi_K}{dt}, \quad (2.21)$$

де J_K — момент інерції колеса з піввіссю та покришкою, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

φ_K — кут повороту колеса, рад;

b_k — коефіцієнт в'язкого демпфірування, $\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$;

$T_k(\omega_k)$ — момент, що виникає завдяки силі зчеплення в плямі контакту колеса з дорогою, $\text{Н} \cdot \text{м}$;

T_f — момент опору кочення колеса, $\text{Н} \cdot \text{м}$.

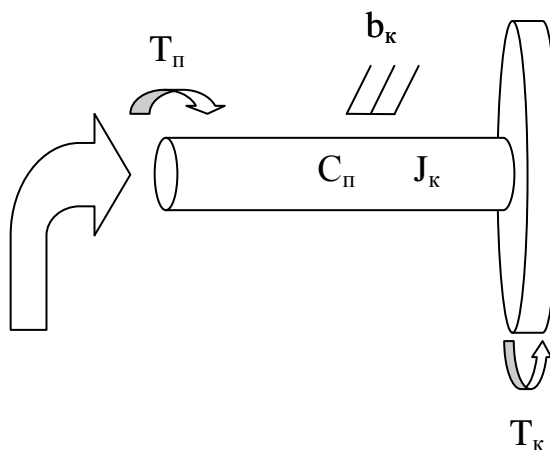


Рисунок 2.30 — Розрахункова схема півосі з колесом

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

2.4 Моделювання опору коченню при початку руху

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

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

де f_{sh} — коефіцієнт опору кочення шини;

m_a — маса автотранспортного засобу, кг;

g — прискорення вільного падіння, $\frac{\text{м}}{\text{с}^2}$.

Існуючі моделі колеса [186, 187, 188, 189, 190] описують процеси ковзання шини та опір її коченню в умовах руху автотранспортного засобу. Статичні моделі

мають залежність лише від швидкості руху АТЗ, і так само як і постійний коефіцієнт опору дають зворотний рух АТЗ на початку моделювання. Відомі моделі тертя (такі як LuGre) [162] часто використовують для опису шини, але їм притаманні вже згадані недоліки у вигляді «сповзання». Враховуючи концепцію прийняту для моделювання крутного моменту двигуна раціонально модель (2.4) із змінами запровадити для моделювання опору коченню шини. Її властивості на початку руху зможуть описати початок руху АТЗ із мінімальною кількістю вхідних змінних.

Враховуючи рекомендації фірми Michelin [187]

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

де C_r — коефіцієнт опору коченню;

$C_{r_{ISO}}$ — значення коефіцієнту виміряне відповідно за вимогами [187, 191, 192];

V_{ISO} — швидкість вимірювання за вимогами [187, 191], км/год;

V — швидкість АТЗ, км/год (у контексті формули 2.23 [187]);

a та b — константи визначені у [187].

Цей вираз можна використовувати у діапазоні швидкостей 0...90 км/год. При чому результат отримаємо у $\frac{\text{кг}}{\text{т}}$ [187].

Спираючись на розрахункову схему колеса під час початку руху (рис. 2.31) та модель (2.4), викладемо залежність (2.23) у вигляді (2.24).

$$f_{sh} = f_s \cdot \tanh\left(\frac{\int \omega_k dt}{0,2 \cdot \phi_{0_k}} + k_{\omega_k} \cdot \frac{\omega_k}{\omega_{0_k}}\right) + (a \cdot (V^2 - V_{ISO}^2) + b \cdot (|V| - V_{ISO})) \cdot \tanh(V), \quad (2.24)$$

де f_s — коефіцієнт опору коченню при швидкості руху, що визначена у [191];

ϕ_{0_k} — половина кута, що обмежує пляму контакту шини з дорогою, рад;

ω_k — кутова швидкість обертання колеса автомобіля, с^{-1} ;

ω_{0_k} — швидкість обертання колеса нижче якої відбувається перехід до пружної деформації навколо рівноважного стану плями контакту, c^{-1} ;
 k_{ω_k} — коефіцієнт впливу внутрішнього тертя в шині;
 V — швидкість АТЗ, м/с.

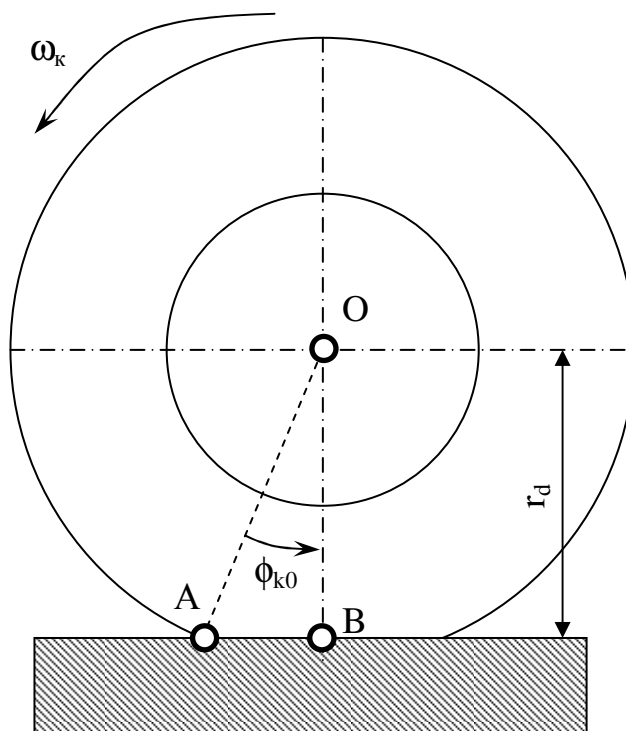


Рисунок 2.31 — Розрахункова схема колеса під час початку руху

Відповідно до [187] коефіцієнти a та b в (2.23) дорівнюють $a=5,64e-5, \frac{\text{кг}}{\text{т}} \cdot \frac{1}{(\text{км/год})^2}$; та $b=-5,8e-3, \frac{\text{кг}}{\text{т}} \cdot \frac{1}{(\text{км/год})^2}$. Оскільки результат формули

(2.24) отримаємо у долях від ваги, а швидкість автомобіля входить у $\frac{\text{м}}{\text{с}}$, то для

можливості використання цих коефіцієнтів у (2.24) кожен коефіцієнт набуває

відповідного вигляду $\frac{a \cdot 3,6^2}{1000}$ та $\frac{b \cdot 3,6}{1000}$.

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

$$\left\{ \begin{array}{l} T_K(\omega_K) = T_K^{\max} \cdot \tanh\left(\frac{\int \omega_K dt}{\phi_{K0}} + k_V \cdot \frac{s_K \cdot \omega_K \cdot r_d}{V}\right) - \tanh\left(\frac{s \cdot \omega_K \cdot r_d}{V}\right) \cdot (T_K^{\max} - T_K^{\text{din}}) \cdot \left(1 - e^{-\left(\frac{s_K \cdot |\omega_K| \cdot r_d}{V}\right)^2}\right) \\ T_K^{\text{din}} = k_K^{\text{din}} \cdot T_K^{\max} \\ \int \omega_K dt = 0 \quad \text{якщо} \quad |\omega_K| \leq \frac{V}{s \cdot r_d} \wedge \frac{d|\omega_K|}{dt} < 0 \\ T_K^{\max} = R_Z \cdot \phi_{\max} \cdot r_d \end{array} \right. , (2.25)$$

де s_K — критичне проковзування шини;

s — проковзування шини;

$T_K^{\max}$ — максимальний момент зчеплення шини з дорогою у разі ковзання меншого за критичне, Н·м;

T_K^{din} — момент зчеплення шини з дорогою у разі ковзання більшого за критичне, Н·м;

k_V — коефіцієнт впливу внутрішнього тертя;

k_K^{din} — коефіцієнт зниження зчеплення шини з дорогою в динаміці;

ϕ_{K0} — відносний кут повороту колеса в межах якого спостерігається пружна деформація шини, рад;

r_d — динамічний радіус кочення колеса, м;

$\phi_{\max}$ — максимальний коефіцієнт зчеплення шини з дорогою;

R_Z — вертикальна реакція дороги, Н;

ω_K — кутова швидкість обертання колеса, с^{-1} .

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

2.5 Моделювання кузова автотранспортного засобу

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

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

де P_w — сила опору повітря, Н;

C_x — коефіцієнт аеродинамічного опору;

ρ_w — щільність повітря, $\text{кг}/\text{м}^3$;

F_A — площа міделя АТЗ, м^2 ;

V_w — швидкість повітря, $\text{м}/\text{с}$.

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

де P_γ — сила опору від ухилу дороги, Н;

γ — кут ухилу дороги, рад.

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

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

баланс моментів на зчепленні та на колесі з врахуванням моменту опору коченню колеса, який також залежить від режиму кочення колеса.

2.6 Математична модель виконавчого пристрою керування зчепленням

Детальне моделювання робочого процесу виконавчих пристроїв керування зчепленням вантажних автомобілів добре описано в роботах [50, 193, 123]. Зазначені моделі враховують газодинамічні, електродинамічні процеси та динаміку переміщення елементів електропневматичних апаратів керування зчепленням вантажних автомобілів та автобусів. Такі моделі добре підходять для дослідження режимів роботи виконавчих пристроїв, а також вивчення процесів, що відбуваються в них та в окремих їх елементах. При моделюванні системи керування зчепленням зручніше використовувати імітаційну модель виконавчого пристрою із відтворенням його ключових особливостей. До таких особливостей відносяться швидкодія та точність позиціонування штоку виконавчого пристрою. Для ідентифікації математичної моделі електропневматичного виконавчого пристрою керування зчепленням використаємо дані експериментальних досліджень динаміки переміщення штоку виконавчого пристрою керування зчепленням.

Будемо розглядати електропневматичний виконавчий пристрій керування зчепленням, як деяку чорну скриньку (рис. 2.32).

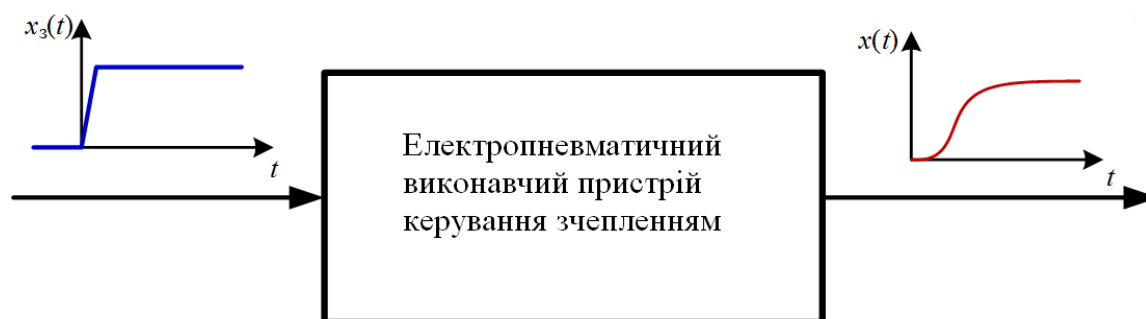


Рисунок 2.32 — Представлення виконавчого пристрою керування зчепленням у вигляді чорної скриньки

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

В результаті проведення експериментів над реальним виконавчим пристроєм керування зчепленням отримана залежність між його входом $x_3(t)$ і виходом $x(t)$ у вигляді динамічної характеристики (рис. 2.33) та у вигляді динаміки переміщення штока виконавчого пристрою при режимі повільного переміщення штоку (рис. 2.34).

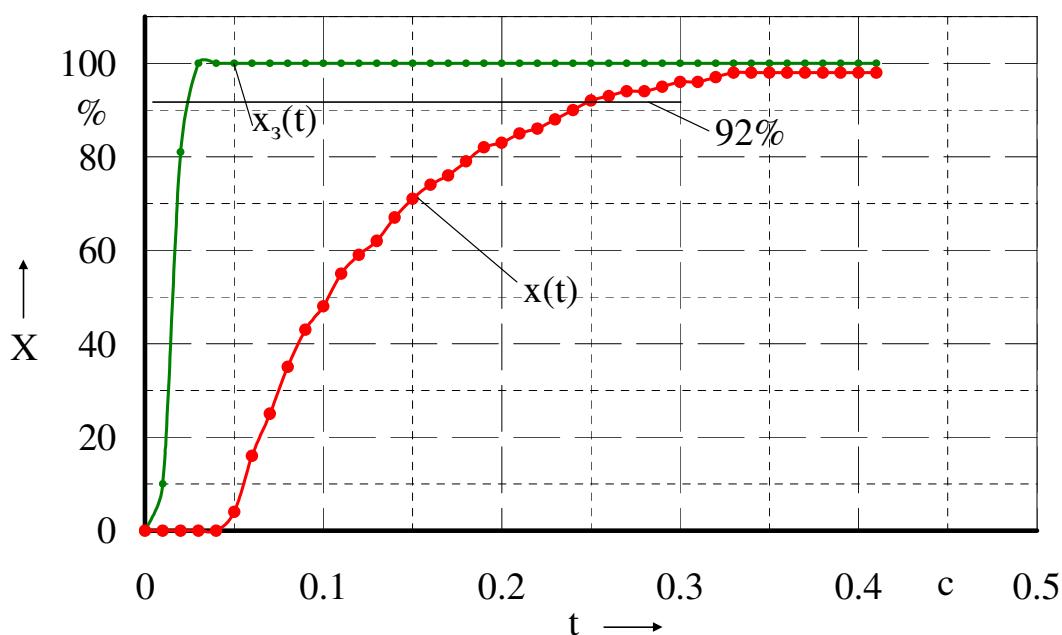


Рисунок 2.33 — Результати експериментальних випробувань виконавчого пристрою керування зчепленням в режимі реакції на стрибкоподібний вплив

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

Як впливає з форми вихідного сигналу на рис. 2.33, розглянуту систему можна в першому наближенні описати у вигляді послідовного з'єднання аперіодичної ланки 1-го порядку і ланки запізнювання, тобто

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

де k — коефіцієнт посилення;

T_1 — постійна часу, с;

τ — час запізнювання, с,

Складові формули (2.29) підлягають ідентифікації.

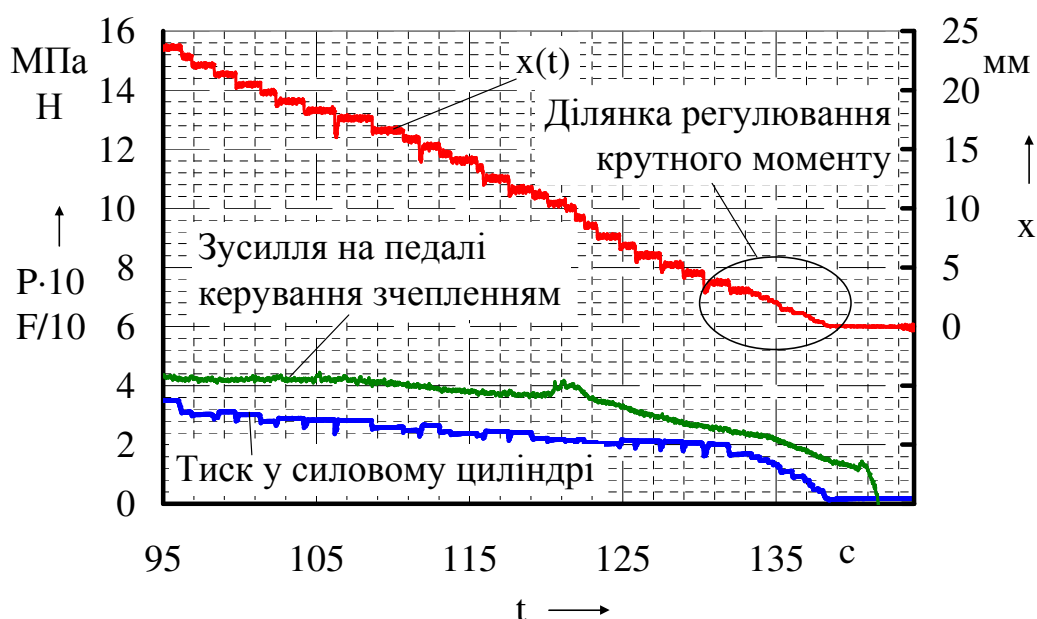


Рисунок 2.34 — Результати експериментальних випробувань виконавчого пристрою керування зчепленням в режимі повільного переміщення штоку

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

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

де T_2 та T_3 — коефіцієнти, що підлягають ідентифікації.

Розглянемо спочатку варіант (2.29), оскільки саме така модель широко використовується на практиці при наближеному описі динаміки аперіодичних систем навіть досить високого порядку [194]. За результатами експериментальних досліджень (рис. 2.33) можна визначити наближені значення $k = 0,98$, $T_1 = 0,06$ с (за критерієм 2% точності) та $\tau = 0,04$ с.

Ці значення можна уточнити за допомогою числових методів оптимізації, що дозволяють мінімізувати різницю між виходами реальної системи і її моделі на основі відомої інформації про входи і виходи реальної системи. Автоматизувати цю процедуру дозволяє додаток до пакета MATLAB System Identification Toolbox [195]. Результат порівняння перехідних функції системи 1-го та 2-го порядків із експериментальними даними наведено на рисунку 2.35.

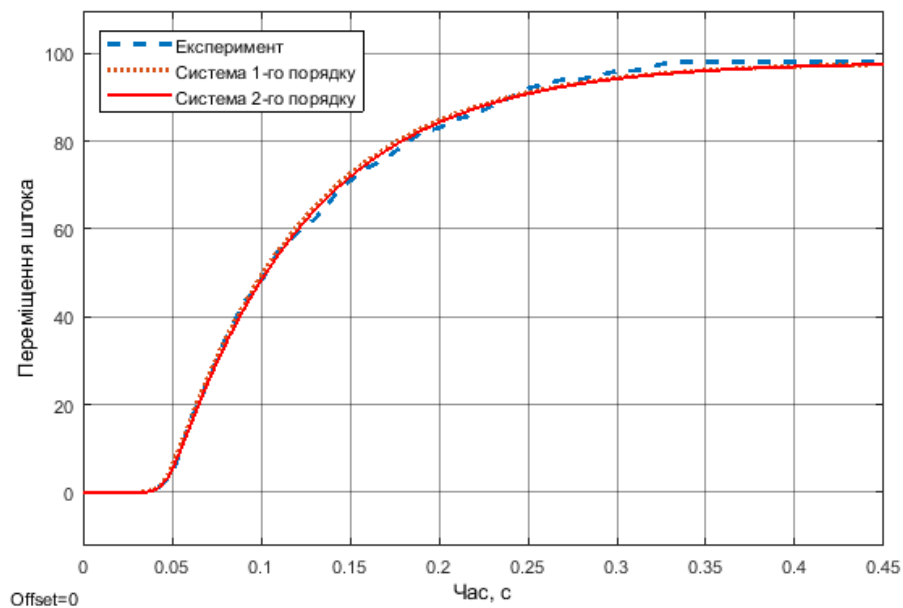


Рисунок 2.35 — Порівняння перехідних функцій системи 1-го та 2-го порядків

В результаті ідентифікації отримані наступні параметри передавальної функції: $k = 0,98$, $T_1 = 0,077$ с, $\tau = 0,03$ с. При описі системи за допомогою залежності (2.30) отримані наступні значення параметрів: $k = 0,98$, $T_2 = 8,52 \cdot 10^{-5}$, $T_3 = 0,079$, $\tau = 0,03$ с. Як бачимо (див. рис. 2.35), значення параметрів k та τ не змінилися, значення T_3 незначно відрізняється від T_1 у (2.29), а значення T_2

достатньо мале, тому перехідна функція системи (2.30) практично не відрізняється від перехідної функції системи (2.29). Таким чином, оскільки значення T_2 дуже мале у порівнянні з T_3 і ним можна знехтувати, та $T_3 \approx T_1$, то можна вважати, що система має 1-й порядок, тобто описується залежністю (2.29) та має кінцевий вигляд (2.31).

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

Для випадку повільного переміщення штоку виконавчого пристрою є дві характерні ділянки роботи. Перша ділянка на якій відбувається регулювання крутного моменту при переміщенні штоку. Ця ділянка припадає на зону переміщення штоку виконавчого пристрою керування зчепленням, яка відповідає деформації веденого диску зчеплення. Її розмір залежить від конструкції зчеплення та розміру деформації веденого диску. На цій ділянці, як видно з експериментальних досліджень, дискретність переміщення штоку електропневматичного виконавчого пристрою керування зчепленням складає близько 0,2 мм, [50] (див. рис. 2.36).

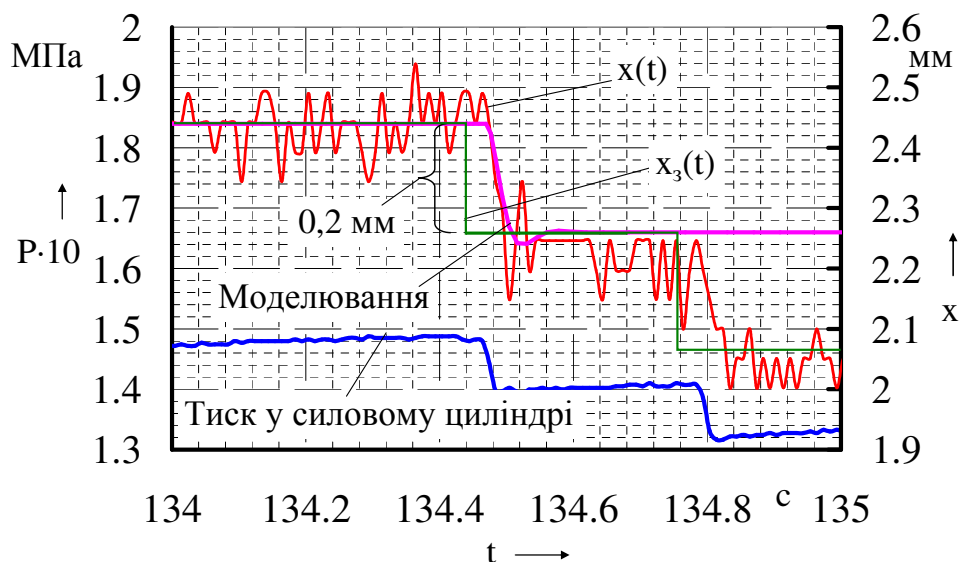


Рисунок 2.36 — Реакція на стрибкоподібний вплив при повільному переміщенні штока у зоні регулювання крутного моменту

Друга ділянка, на який переміщується шток не призводить до зміни крутного моменту. Його наявність обумовлена необхідним запасом для гарантованого вимикання зчеплення у разі зміни розмірів елементів зчеплення під дією температури та природним зношування поверхонь тертя, в першу чергу веденого диску. На цій ділянці дискретність позиціонування електропневматичного виконавчого пристрою керування зчепленням складає близько 1 мм (див. рис. 2.37) [50].

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

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

Відтворення руху штоку виконавчого пристрою поза ділянки регулювання крутного моменту також забезпечується використанням ланки другого ступеня виду (2.30) та має вигляд (2.33). Вирази (2.32) та (2.33) відрізняються лише параметром запізнення τ . Таким чином, для відтворення руху штоку електропневматичного виконавчого пристрою на цих двох режимах можливо використовувати блок Variable Transport Delay з пакету MATLAB Simulink.

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

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

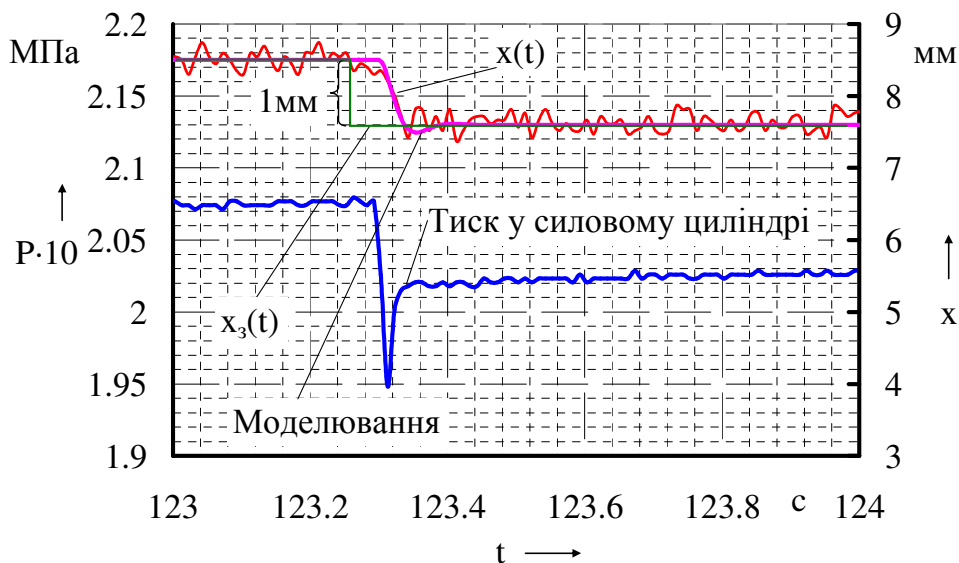


Рисунок 2.37 — Реакція на стрибкоподібний вплив при повільному переміщенні штока поза зоною регулювання крутного моменту

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

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

Розрізнення режимів руху доцільно ідентифікувати за таким параметром як переміщення натискного диску зчеплення, що є вихідним параметром моделі зчеплення (див. рис. 2.22 та рис. 2.24). Слід зазначити, що розміри цих ділянок залежать від ступеню деградації осьової характеристики веденого диску (рис. 2.17). На новому зчепленні ділянка, яка відповідає за вмикання зчеплення (ділянка із високою точністю позиціонування за рисунком 2.36) більша за ділянку із відносно низькою точністю позиціонування (рис. 2.37).

2.7 Математична модель електронного блоку керування

Роботу системи керування разом із електронним блоком керування (ЕБК), датчиками та виконавчими пристроями можливо відтворити завдяки можливостям системи MATLAB у середовищі Simulink®. Інструмент системи S-Function Builder дозволяє вмонтовувати блок з програмним кодом на мові програмування «С». Це дуже зручно оскільки після налаштування програми у середовищі Simulink® її можливо перенести до мікроконтролера майже у незмінному вигляді. Загалом система керування складається з математичної моделі об'єкта керування, виконавчих пристроїв, датчиків зворотного зв'язку, моделі електронного блоку керування (рис. 2.38). В свою чергу модель електронного блоку керування складається з простору програми, а також вхідних та вихідних каналів.

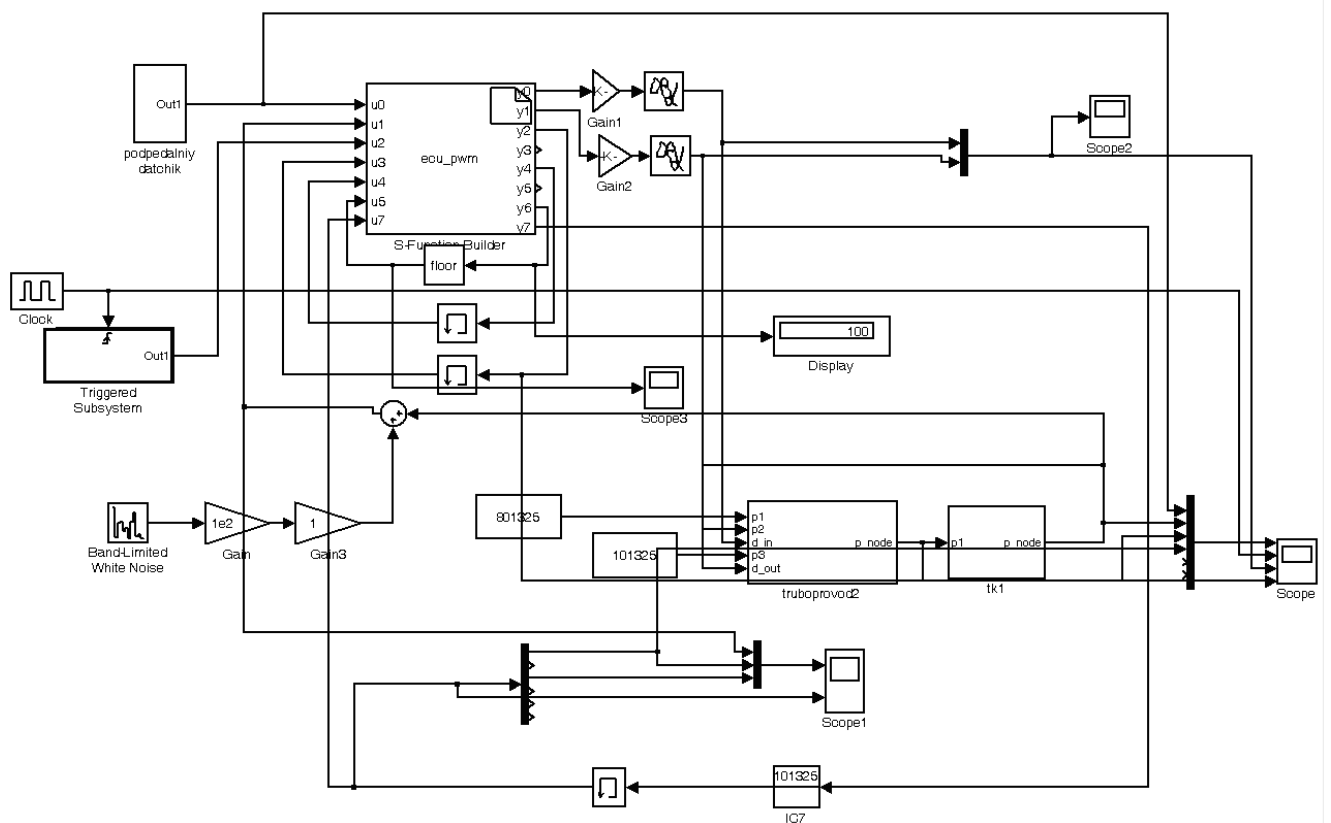


Рисунок 2.38 — Реалізація математичної моделі ЕБК у середовищі Simulink®

Під час налаштування вхідних та вихідних параметрів моделі електронного блоку керування, фактично задаються налаштування змінних в керуючій програмі та

кількість вхідних та вихідних каналів реального блоку керування. На відміну від реального електронного блоку його модель має допоміжні входи та виходи для реалізації роботи таймерів та запам'ятовування змінних та їх масивів. Так вхідні канали u0 та u1 є каналами отримання інформації із датчиків положення педалі та датчику зворотного зв'язку (рис. 2.38 та рис. 2.39).

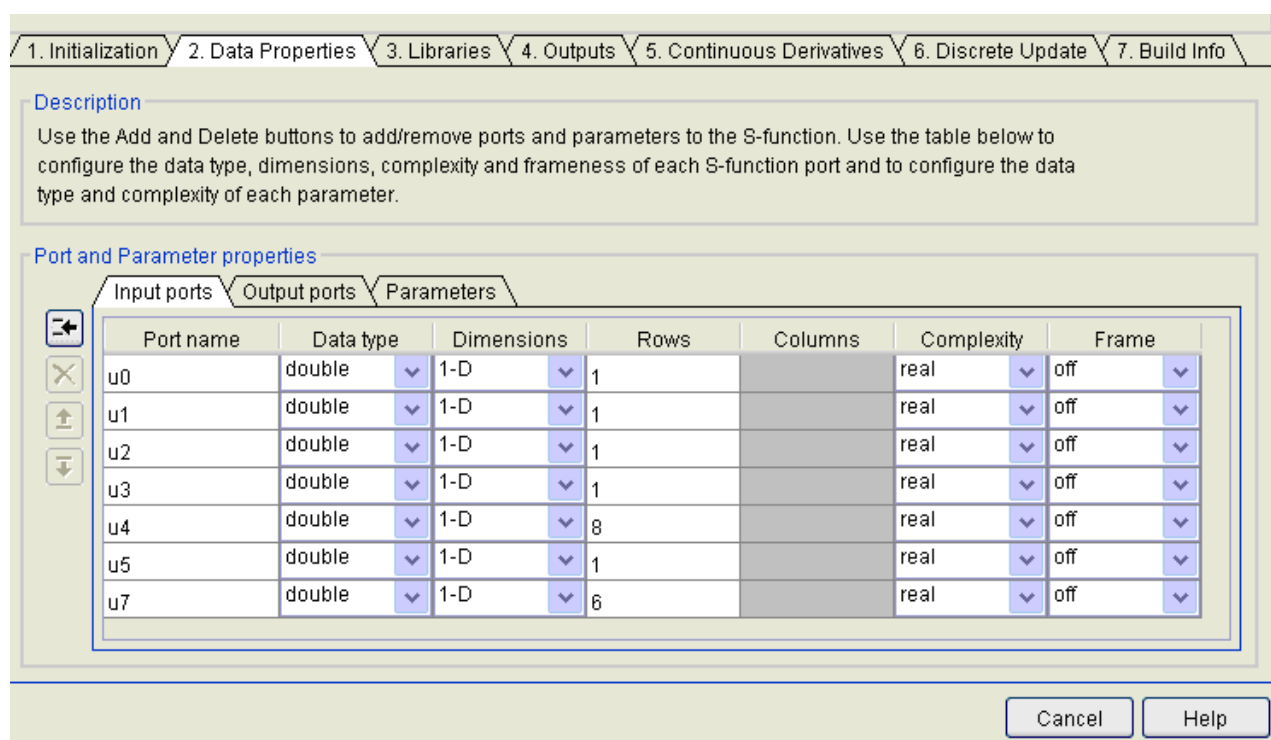


Рисунок 2.39 — Вигляд вкладки для визначення властивостей вхідних параметрів вікна S-Function Builder

Вхідні канали u2 та u3, разом із додатково створеною підсистемою, що імітує роботу таймерів, забезпечують дискретне виконання керуючої програми в просторі безперервної середовищі функціонування математичних моделей об'єкта керування (рис. 2.40). Відлік часу ведеться завдяки генератору прямокутних імпульсів та отримання добутку лічильника на кожному кроку відліку генератора (рис. 2.41). Перевірка умови, на гілці затримки, для входження до керуючої програми відповідно до частоти роботи таймера забезпечується на початковому етапі керування блоком S-Function Builder та не є складовою керуючої програми оскільки сама специфіка реального електронного блоку забезпечує такий режим роботи.

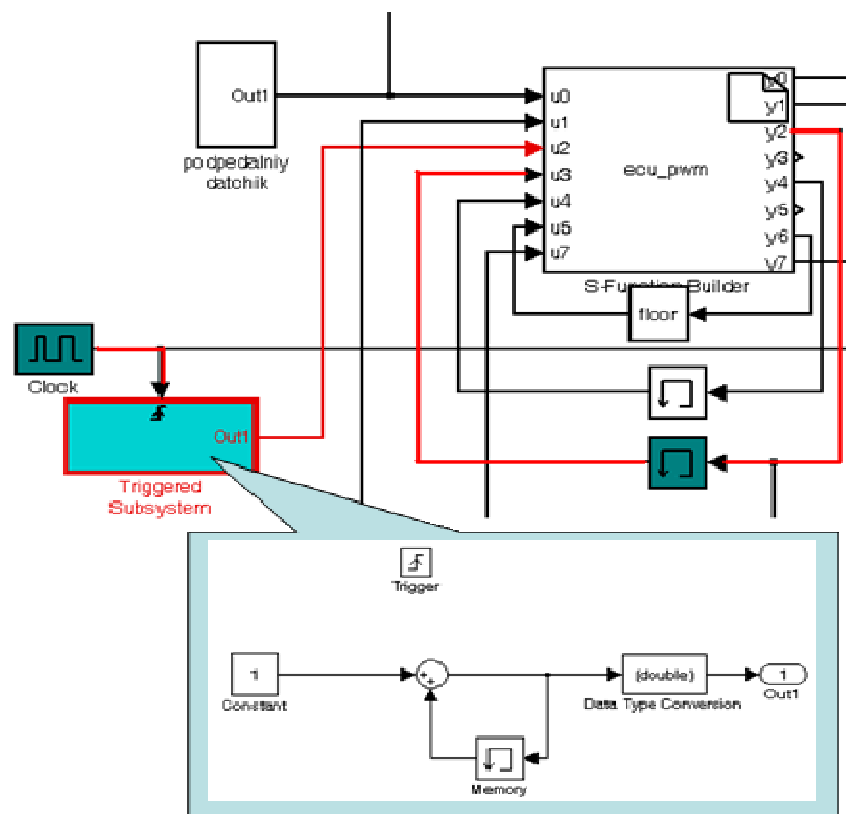


Рисунок 2.40 — Забезпечення дискретного виконання керуючої програми

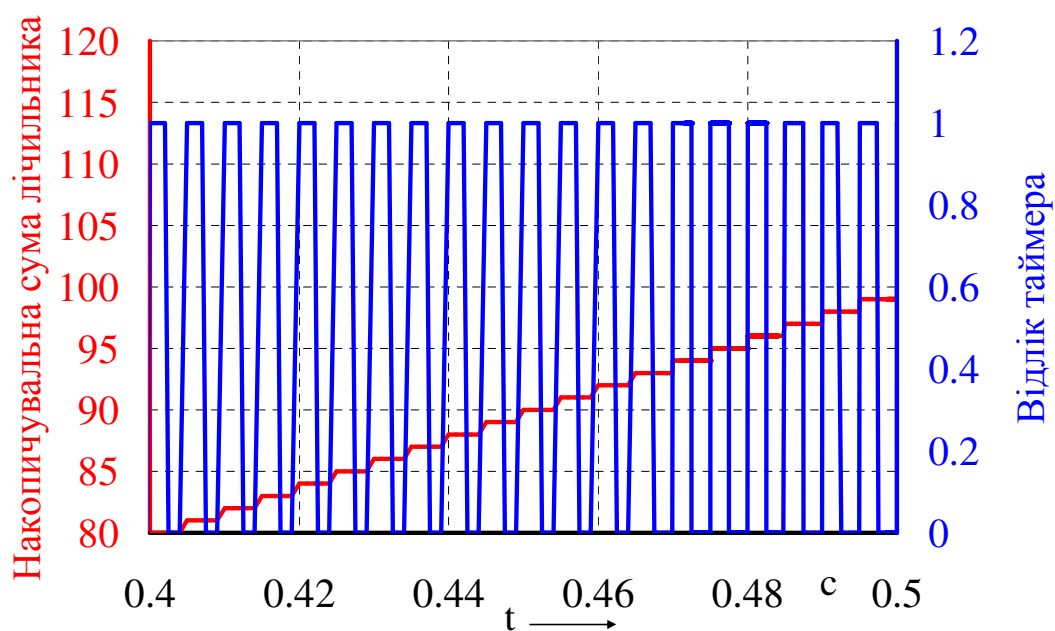


Рисунок 2.41 — Інтерпретація роботи таймера

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

Структура забезпечення роботи керуючої програми наведена нижче.

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

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

.....

Текст керуючої програми

.....}

У першій строчці програми відбувається порівняння поточного та попереднього значення на каналі таймера. Тільки після набуття таймером нового значення керуюча програма проходить свій один цикл. Ця дія відбувається тільки після спливання часу відліку таймера впродовж математичного моделювання безперервної системи. Це забезпечується блоком Clock (рис. 2.40). Для можливості порівняння попереднього та поточного значень таймера його поточне значення присвоюється вихідному каналу $y2$ який поєднано із входом $u3$ через блок Memory, який забезпечує затримку на один крок розрахунку (рис. 2.40). Таким чином в момент зміни значення таймера на входах $u2$ та $u3$ мають місце різні значення. Реалізація таймера забезпечена збільшенням на одиницю попереднього значення таймера шляхом ініціалізації виконання дії додавання за сигналом, що надходить від блоком Clock (рис. 2.41).

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

Вихідні канали $y0$ та $y1$ (рис. 2.42) є каналами керування електропневматичними клапанами. Разом із блоками Gain та Transport Delay формують сигнал відкритого стану електропневматичного клапану з необхідним умовним діаметром та затримкою спрацювання.

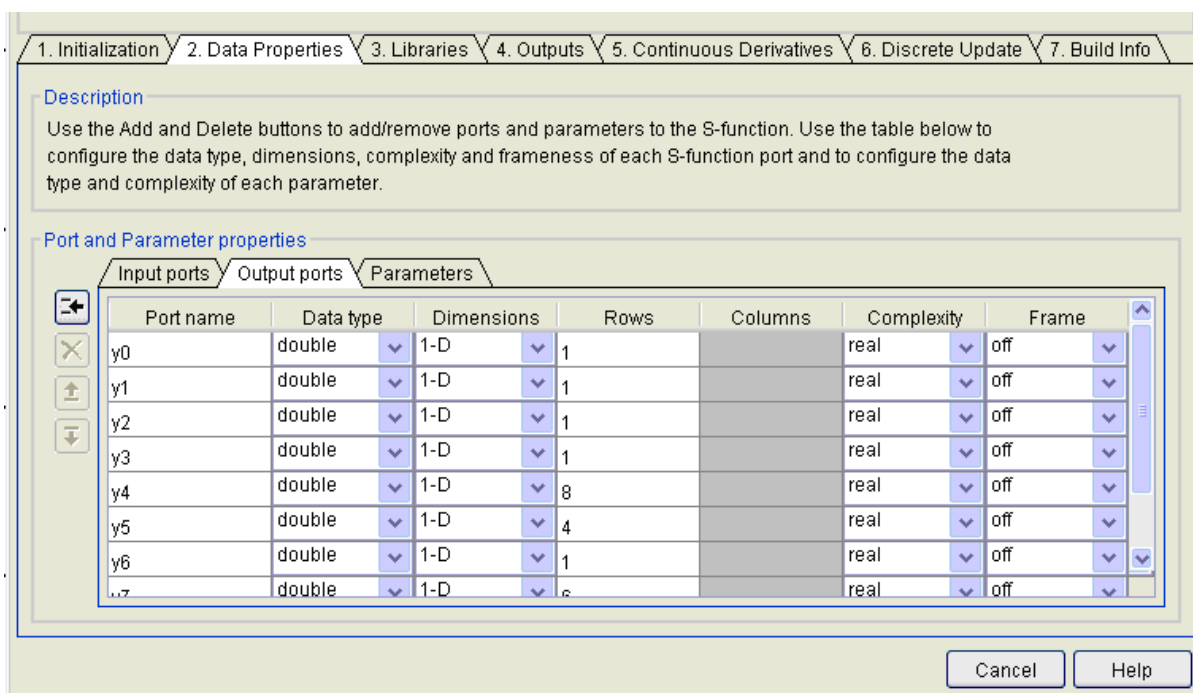


Рисунок 2.42 — Вигляд вкладки для визначення властивостей вихідних параметрів вікна S-Function Builder

Текст керуючої програми та програмного коду, що забезпечує сервісні функції та допомагає моделювати роботу електронного блоку керування вноситься у вкладку Outputs вікна S-Function Builder (рис. 2.43).

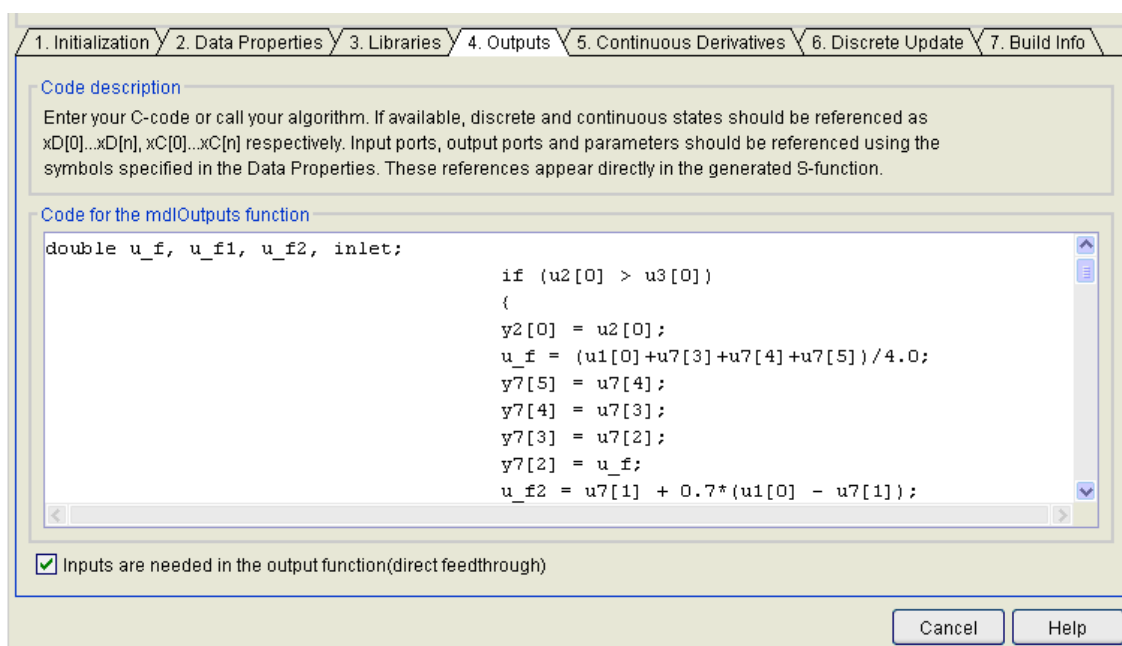


Рисунок 2.43 — Вигляд вкладки для розміщення програми на мові програмування «C» вікна S-Function Builder

У якості мови програмування використано мову «С». Це дає змогу з мінімальними затримками переносити керуючу програму до мікроконтролера, бо ця мова також підтримується більшістю мікроконтролерів. Після компіляції програмного коду, шляхом натискання на кнопку Build, вбудованими засобами відбувається перевірка коду на наявність синтаксичних помилок, невизначеності змінних та ін. Після перевірки видається діагностичне сповіщення (рис. 2.44).

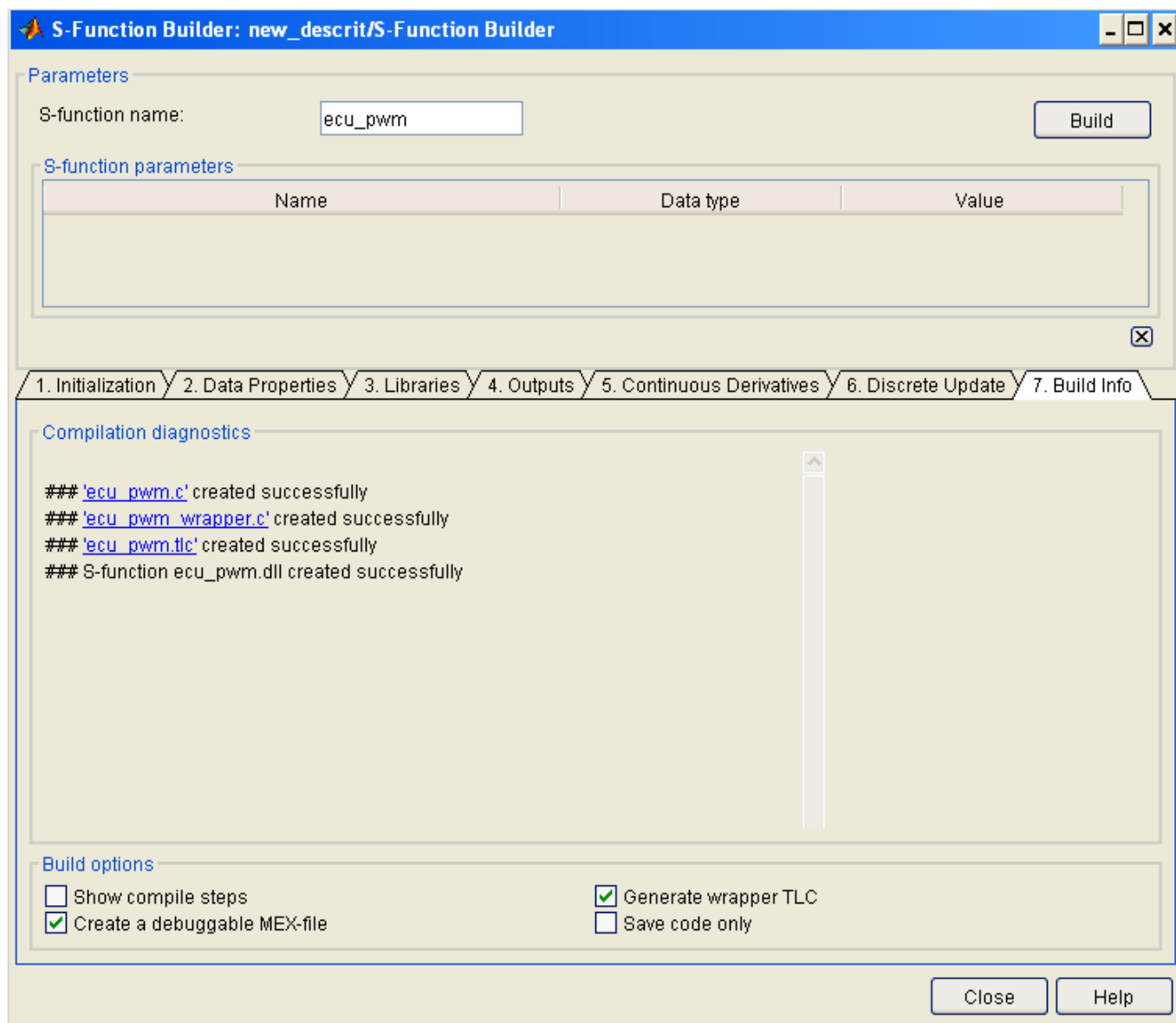


Рисунок 2.44 — Вигляд вкладки діагностичних сповіщень під час компіляції програми вікна S-Function Builder

Робочій процес з врахуванням дискретності роботи електронного блоку керування та алгоритму, що закладений для керування системою відображено на рисунку 2.47. Приклад тексту керуючої програми виглядає наступним чином.

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

```

inlet=0;
y1[0] = 0;
}

y5[0] = u_f;
y5[1] = u_f1;
y6[0] = u2[0]/3;
y4[7] = u5[0];
y0[0]=inlet;

}

```

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

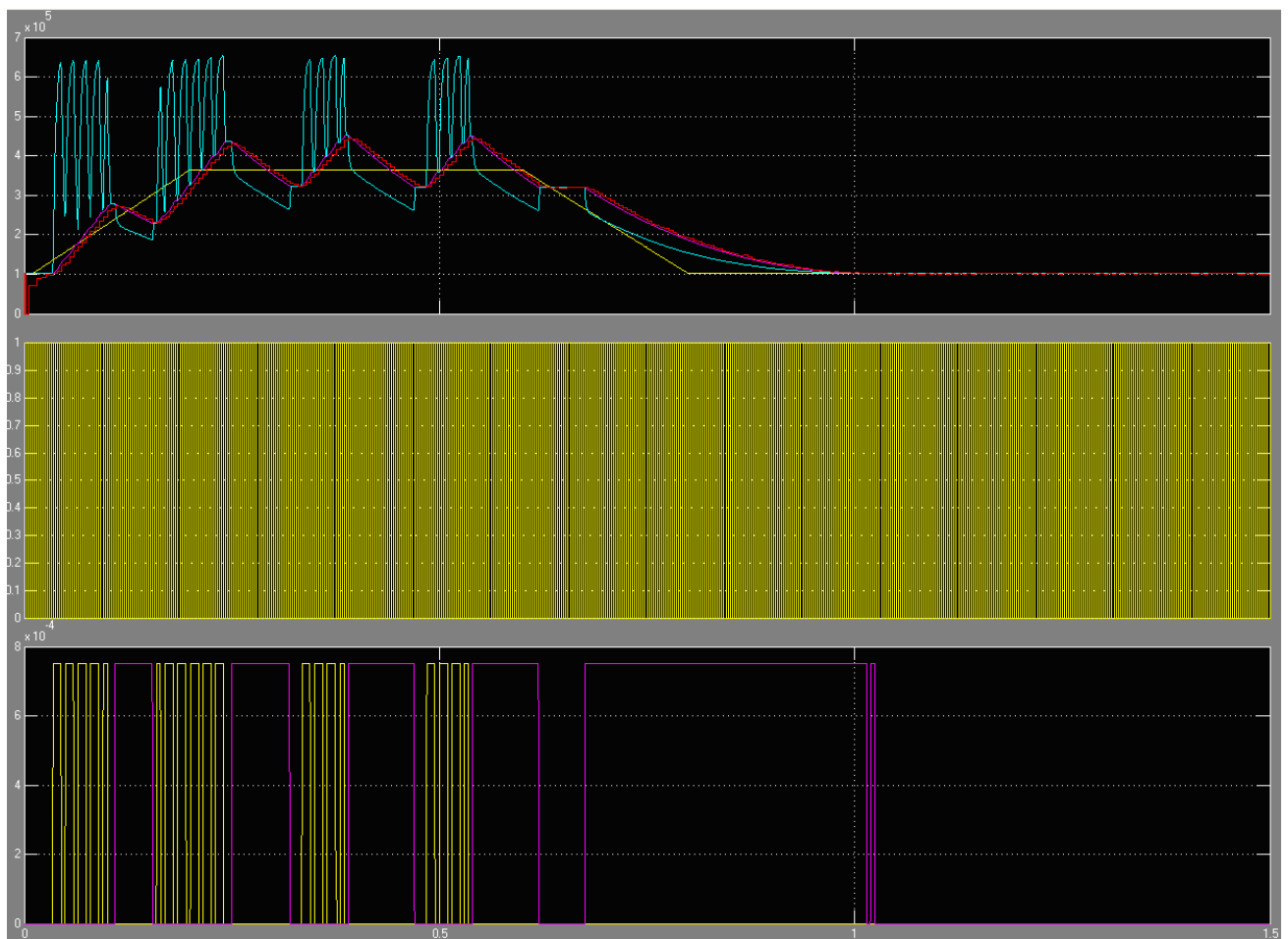


Рисунок 2.47 — Робочий процес, що відбувається у пневматичному приводі з урахуванням роботи електронного блоку керування

2.8 Моделювання водія

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

2.8.1 Реалізація моделі керуючих впливів на педаль акселератора

Ряд авторів [43], для моделювання функції впливу на педаль акселератора використовують залежності (2.35) та (2.36) для визначення переміщення педалі акселератора α_d із поточного положення α_d^T в початкове (нульове) чи в максимальне $\alpha_d^{\max}$ [43].

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

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

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

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

Проведені експерименти рушання АТЗ з місця показали реальний процес керування педаллю акселератора. Процес рушання було зафіксовано для легкового автомобіля по протоколу OBD [115].

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

- рушання у спокійному темпі (рис. 2.48);
- рушання з місця на ухил (2.50);
- різке рушання з інтенсивним розгоном (2.49).

Типова осцилограма, що отримана під час рушання з місця наведена на рисунку 2.48. На цій діаграмі відтворено звичайний старт на горизонтальній ділянці дороги на першій передачі. Впродовж всіх заїздів передача була увімкнена, навіть за вимкненого зчеплення тому можливо було за знятими з бортового контролера даними відтворити залежність частоти обертання первинного валу коробки передач з веденим диском зчеплення.

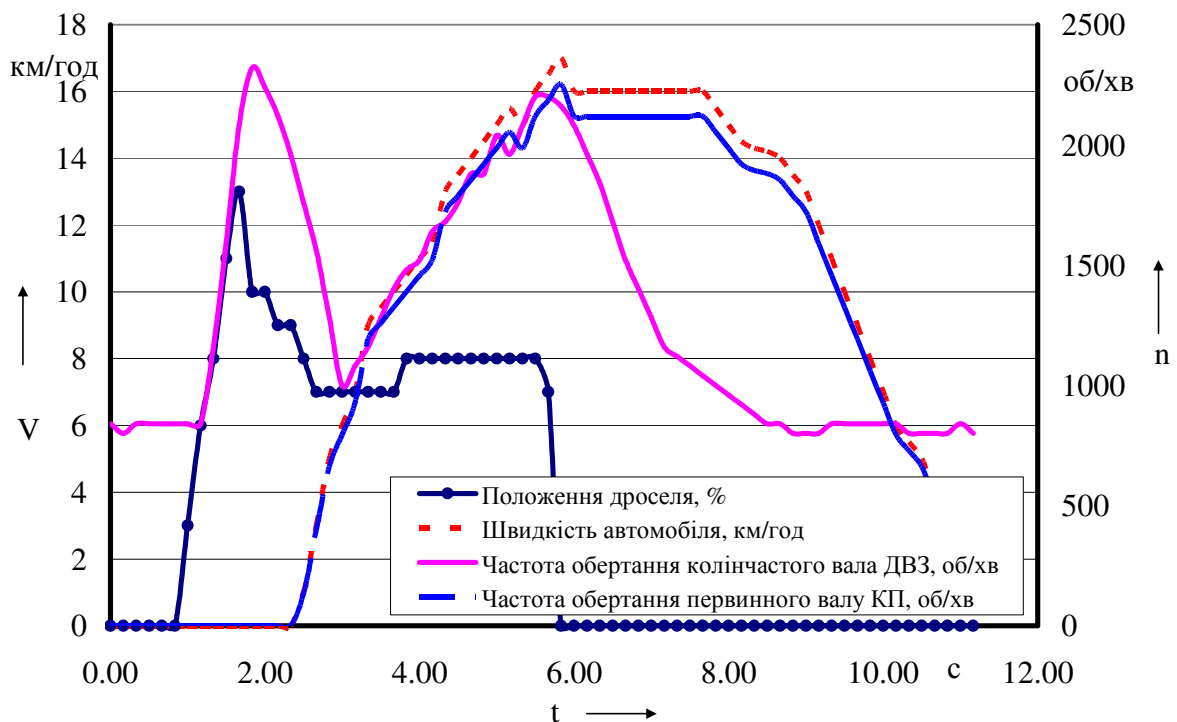


Рисунок 2.48 — Робочій процес рушання з місця АТЗ у спокійному темпі

На рисунку 2.49 відображено різкий старт з інтенсивним розгоном на рівній ділянці дороги. Цей процес супроводжує набір частоти обертання колінчастого вала двигуна, початок руху з пробуксовкою зчеплення у період з другої по третю секунди та подальше прискорення без буксування зчеплення. Наявність пробуксовки

зчеплення визначалася по різниці частот обертання колінчастого валу двигуна та первинного валу коробки передач.

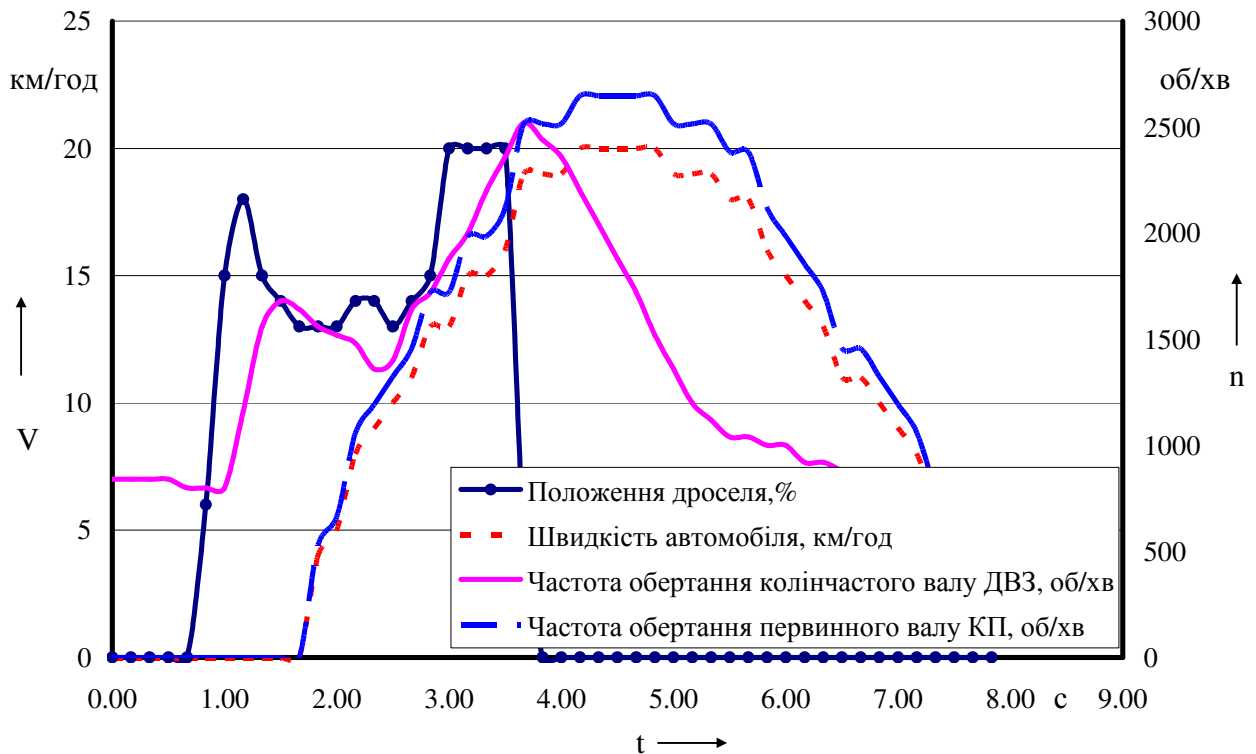


Рисунок 2.49 — Робочій процес різкого рушення з місця з інтенсивним розгоном

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

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

де V — швидкість руху автомобіля, км/год;

n_I — частота обертання первинного валу коробки передач, хв^{-1} ;

U_1 — передавальне число першої ступені коробки передач;

U_0 — передавальне число головної передачі;

r_k — радіус колеса, м.

Отримані у згаданих режимах руху параметри робочого процесу рушання з місця допоможуть забезпечити налаштування автоматичної системи керування зчепленням для реалізації адаптації керуючих впливів автоматичної системи під стиль керування водія. Під час рушання на ухилі (рис. 2.50) водій інстинктивно підтримує високу частоту обертання колінчастого валу двигуна задля забезпечення запасу потужності та стійкості обертання колінчастого валу.

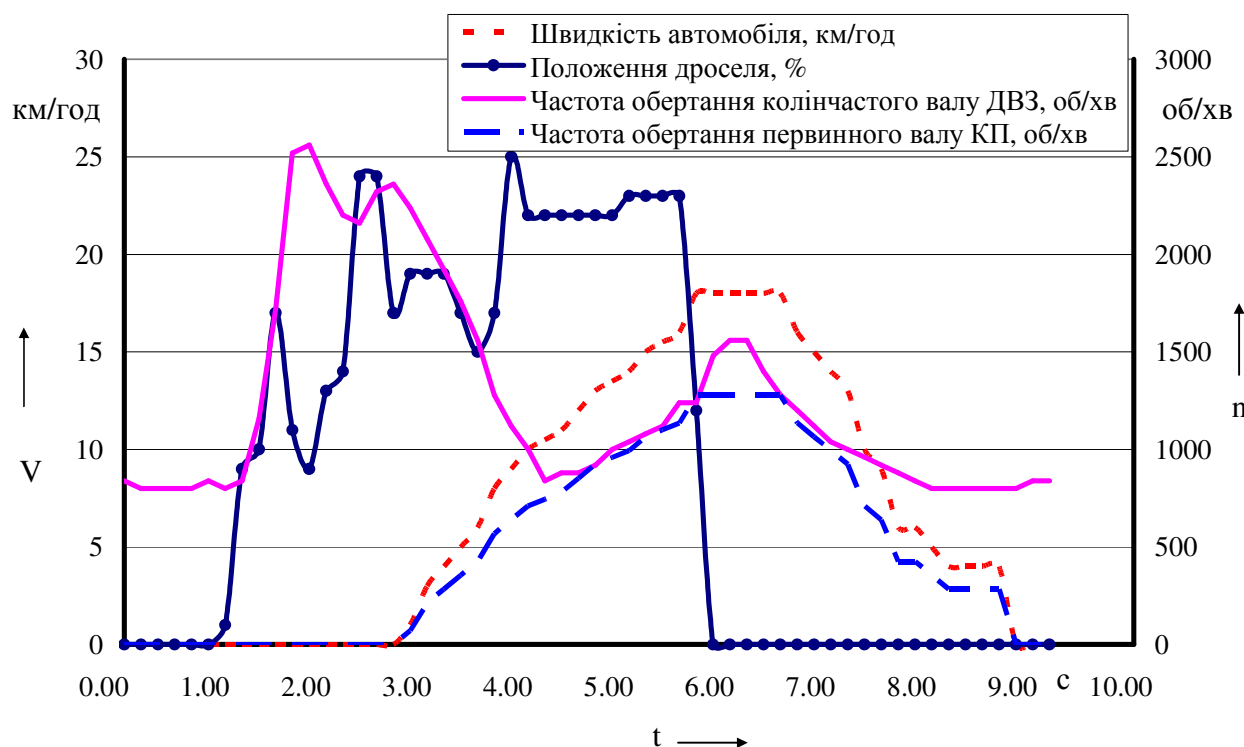


Рисунок 2.50 — Робочій процес рушання з місця на ухилі

Впродовж всіх експериментів спостерігалася постійна зміна положення педалі акселератора під час рушання, що в парі із педаллю керування зчепленням забезпечувало необхідний режим рушання АТЗ. Додатково, за даними експериментальних досліджень визначено затримку перенесення ноги водія з педалі гальма на педаль акселератора. Ця затримка складає від 0,5 до 1 с. При цьому, (див. рис. 2.49) можна побачити зниження частоти обертання колінчастого валу ще до натискання педалі акселератора, що свідчить про початок навантаження трансмісії тільки за рахунок відпускання педалі керування зчепленням. Теоретично, ця затримка могла б складати нульове значення, але (як показують експериментальні

дослідження [115]) для задіяння зчеплення після відпускання педалі гальма витрачається до 0,5 с. Цей час пов'язаний з пошуком положення педалі зчеплення, яка відповідає точці торкання поверхонь тертя ведучих та ведених дисків зчеплення. Саме після цього моменту починається осьова деформація веденого диску зчеплення та забезпечується плавний початок рушання АТЗ з місця.

Також слід зазначити особливості старту з критичним падінням частоти обертання колінчастого валу ДВЗ (рис. 2.51). Критичне зниження частоти обертання колінчастого валу двигуна призводить до різкого натискання на педаль акселератора із перерегулюванням та наступним встановленням його постійного значення.

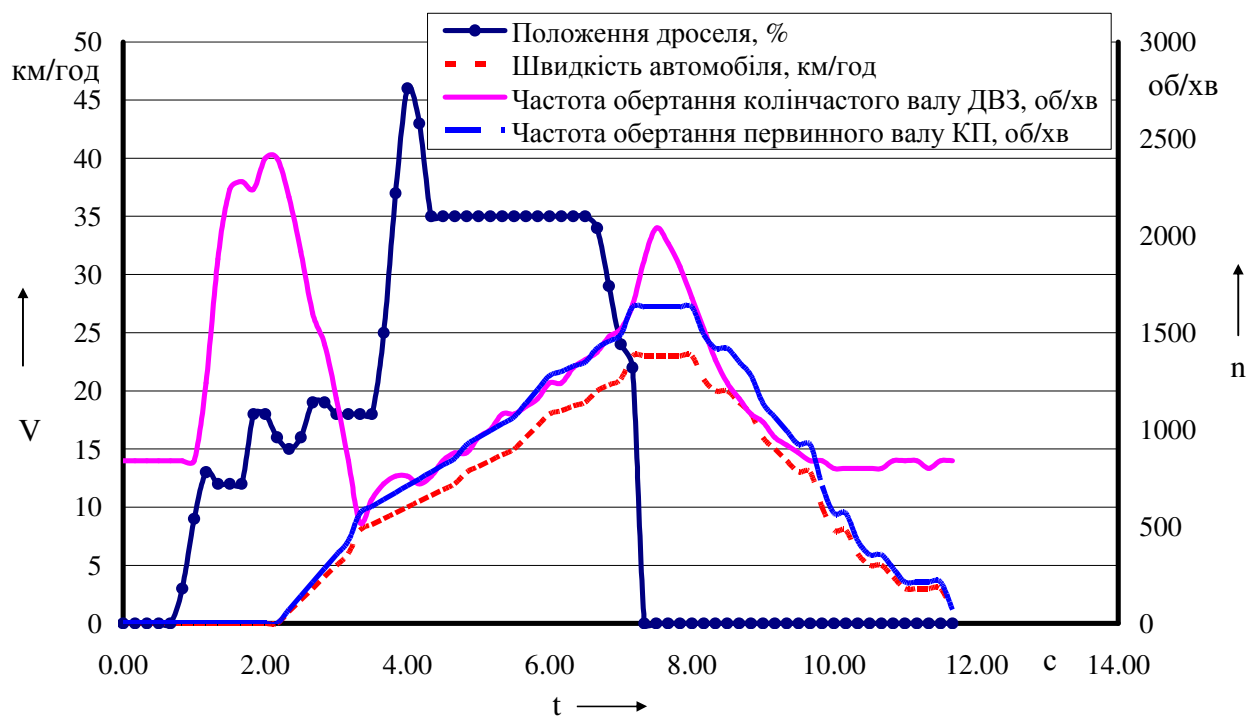


Рисунок 2.51 — Робочій процес рушання з місця на ухил при критичному зниженні частоти обертання колінчастого валу

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

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

Таким чином моделювання впливу на педаль акселератора пропонується здійснювати базуючись на передавальну функцію (2.38). Якою імітується плавність натискання, затримка впливу на педаль та перенесення ноги водія з педалі гальма на педаль акселератора. Цільове значення задається східчастою функцією (рис. 2.52). Використовуючи підхід, що описаний у підрозділі 2.6 визначимо коефіцієнти ланки другого порядку (2.30) для відтворення впливу на педаль акселератора.

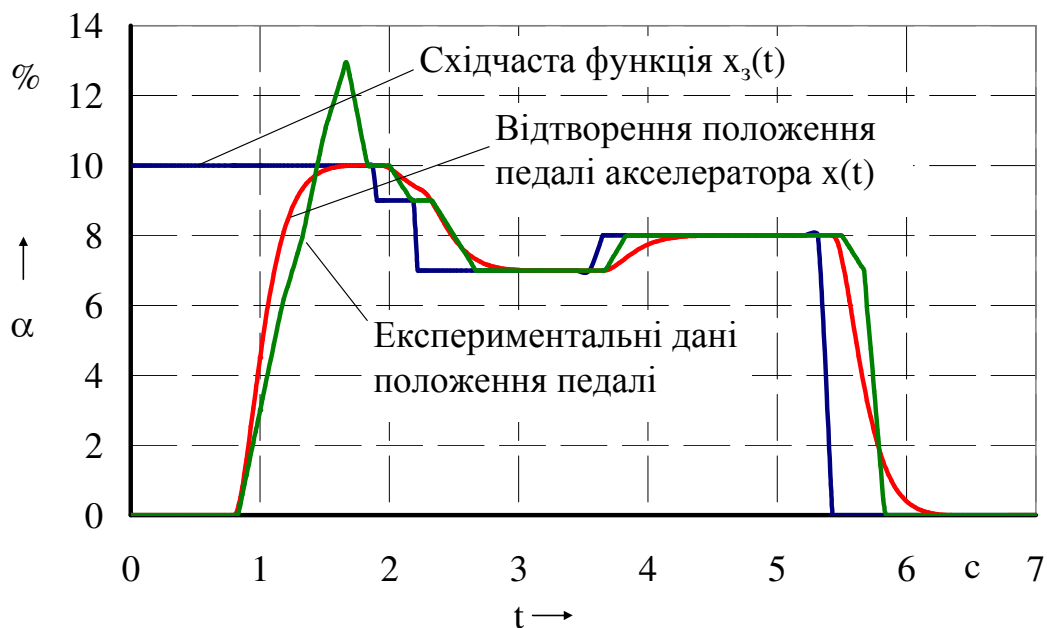


Рисунок 2.52 — Порівняння моделювання впливу на педаль акселератора із експериментальними даними

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

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

де τ — змінний параметр затримки.

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

Висновки за розділом

1. Запропонований вираз для моделювання коливального характеру крутного моменту двигуна дає змогу моделювати роботу зчеплення у режимі мікропроковзування, обрати параметри демпферу обертових коливань, визначати коефіцієнт запасу зчеплення та оцінювати вплив вібрацій, що спричинені коливаннями моменту двигуна.

2. Модель тертя, що пропонується, дозволяє відтворювати робочий процес із визначною роллю тертя єдиною системою рівнянь, відображаючи робочий процес істотно, та виключити точку невизначеності при знаходженні тіл у стані відносного спокою. Тестування моделі тертя показало: спроможність моделювати гістерезис, спроможність відтворювати ефект Штрібека, забезпечувати врівноваженість сили дії під час відносного спокою у зоні пружних деформацій контр-тіл, відсутність сповзання при тестуванні класичним тестом на сповзання. У перспективі, функціонал наведеної математичної моделі може бути розширений шляхом доопрацювання в частині впливу температури навколишнього середовища та контактуючих поверхонь контр тіл.

3. Запропонована модель опору кочення покриття дозволяє моделювати зростання сили опору при початку руху автотранспортного засобу із врахуванням зміни вектору швидкості автотранспортного засобу. Модель має зв'язок із класичною моделлю опору під час руху тому після рушання АТЗ приймає значення, як і в класичній моделі.

4. Математична модель електронного блоку керування дозволяє моделювати роботу системи керування зчепленням із врахуванням дискретності роботи мікроконтролера. Враховувати роботу таймерів, формувати завади в

сигналах з датчиків. Моделювання керуючої програми мовою програмування мікроконтролера дозволяє тестувати програму та алгоритми використовуючи математичні моделі об'єктів керування. Такий підхід скорочує час створення реальної системи керування зчепленням.

5. Ідентифікація параметрів імітаційної модель виконавчого пристрою керування зчепленням дозволила встановити, що використання передавальної функції 2-го порядку дозволяє її уніфікувати для відтворення робочого процесу в різних режимах роботи виконавчого пристрою керування зчепленням за виключенням параметра запізнення.

Основні результати досліджень по даному розділу опубліковані в роботах [2, 19, 20, 21, 22, 31, 33].

РОЗДІЛ 3

МОДЕЛЮВАННЯ КЕРУВАННЯ ЗЧЕПЛЕННЯМ

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

3.1 Класифікація режимів руху автотранспортного засобу

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

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

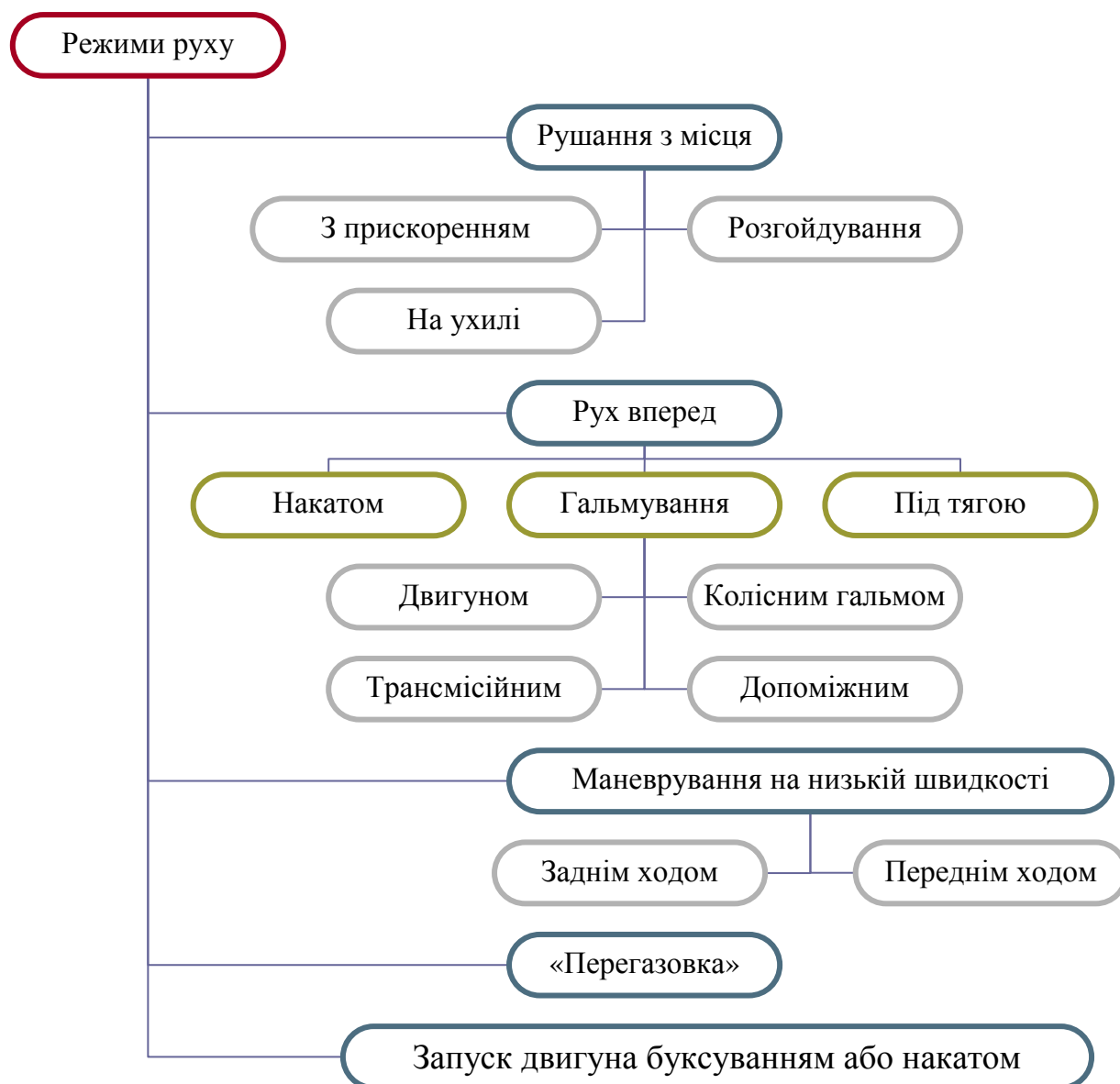


Рисунок 3.1 — Класифікація режимів руху АТЗ

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

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

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

На ухилі процес рушання стикається з таким небажаним явищем як відкочування АТЗ протягом часу перенесення ноги з педалі гальма на педаль акселератора. У сучасних АТЗ для запобігання цьому явищу використовується система допомоги при старті на підйомі HSA (Hill-start Assist) [196]. Її дія основана на короткостроковій затримці гальмування (на 1...2 с.) [197] після відпускання педалі гальма. Також ведуться дослідження обґрунтуванню часу затримки гальмування [198].

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

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

Рух накатом застосовується як довгостроково, так і короткочасно. Короткочасно його використовують під час перемикання передач, а довгостроково

для зменшення витрати палива у випадку наближення до ділянки на якому буде необхідно зупинитися або знизити швидкість. Як варіант у подібному випадку використовують режим гальмування двигуном і обирають відповідний в залежності від дистанції до згаданої ділянки та умов руху.

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

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

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

3.2 Класифікація режимів рушання з місця

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

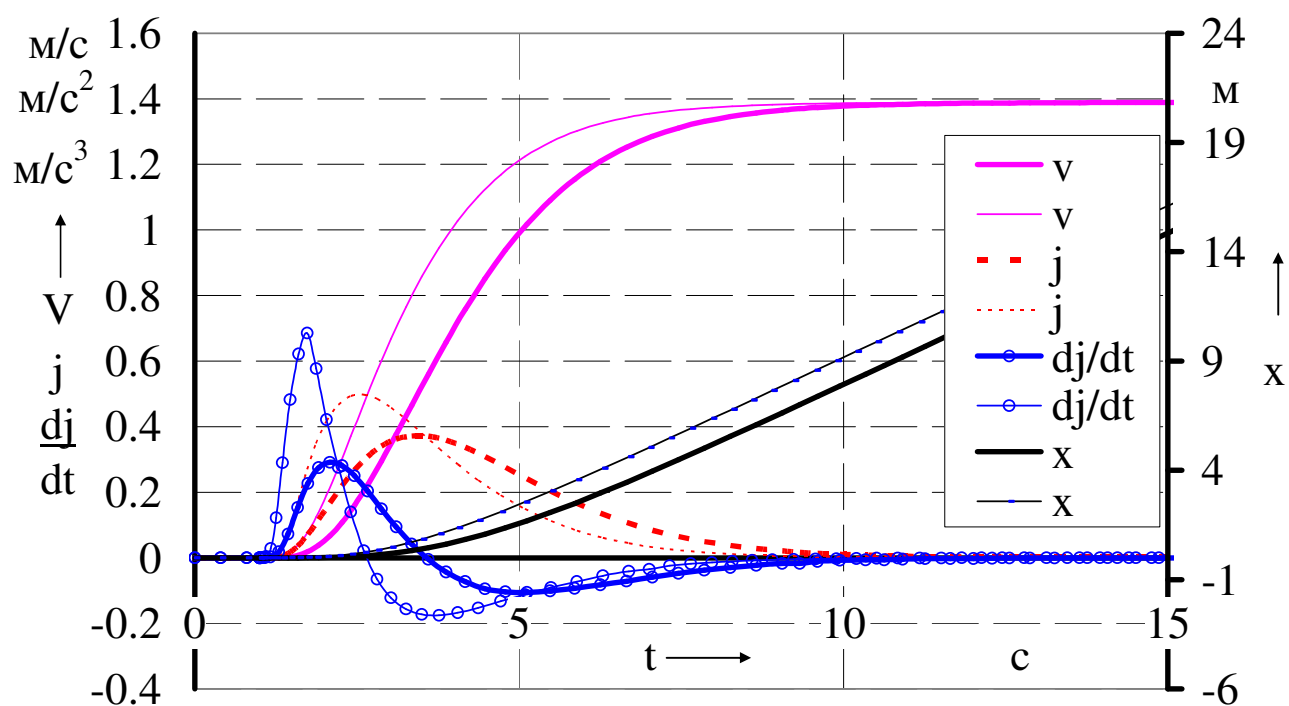


Рисунок 3.2 — Аперіодичний рух АТЗ

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

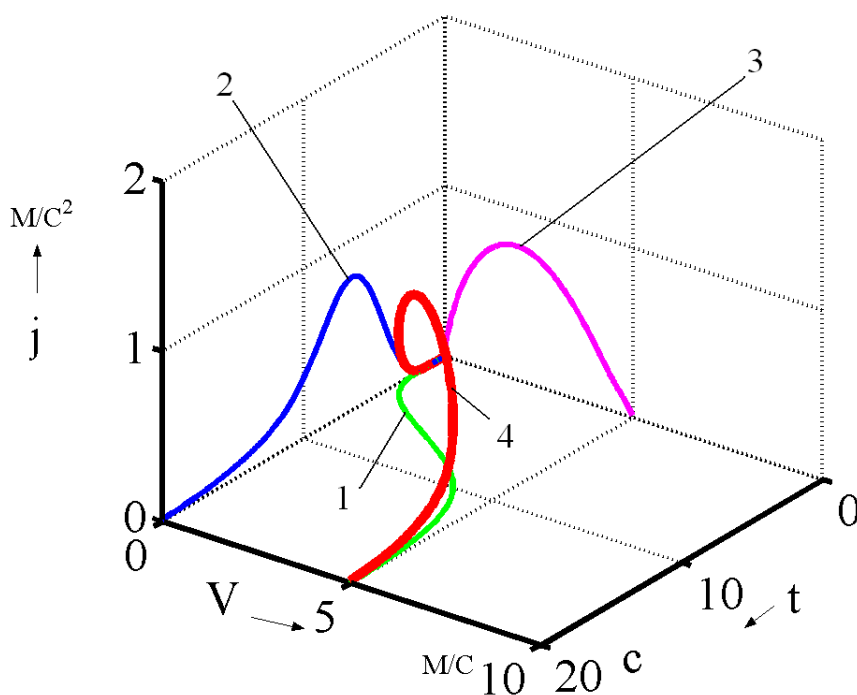


Рисунок 3.3 — Тривимірне представлення аперіодичного руху АТЗ

Тут крива 1 відображає динаміку зміни швидкості руху в часі (координати t - V), крива 2 динаміку зміни прискорення у часі (координати t - j), а крива 3 відображає квазістатичну зміну прискорення у залежності від швидкості руху (координати V - j). Таким чином просторова крива 4 є узагальненою залежністю руху, яка враховує всі проекційні складові. Таке представлення дає можливість наглядно відтворити незалежність кривої 3 від часу, а так є можливість використання такого підходу у якості закону керування рухом АТЗ.

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

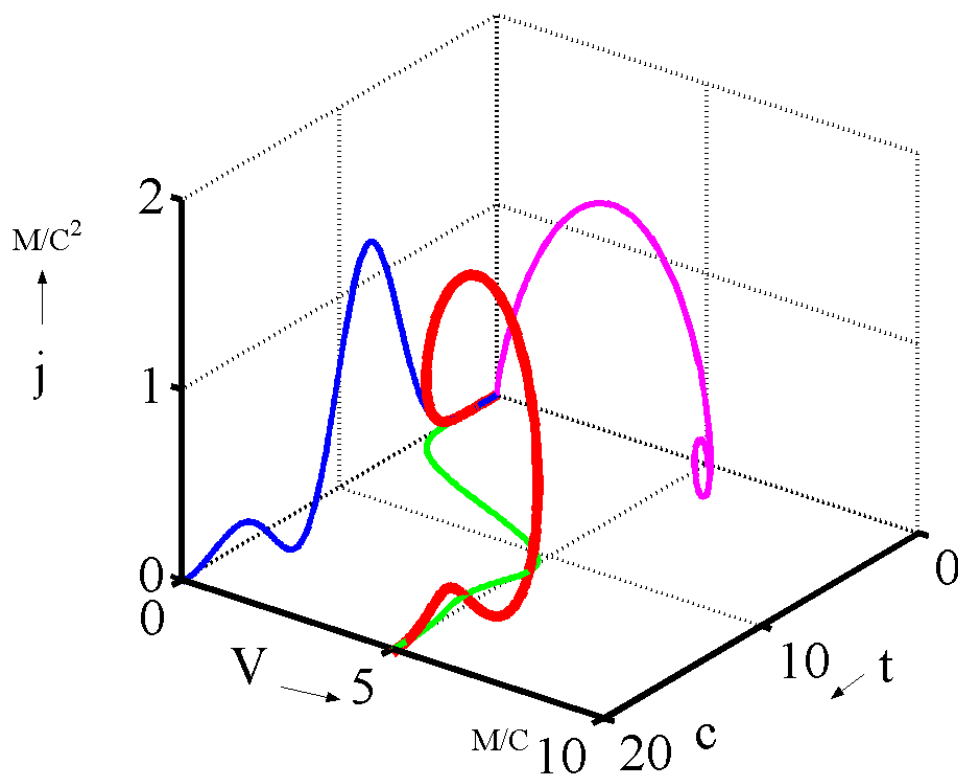


Рисунок 3.4 — Коливальне наближення до бажаної швидкості

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

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

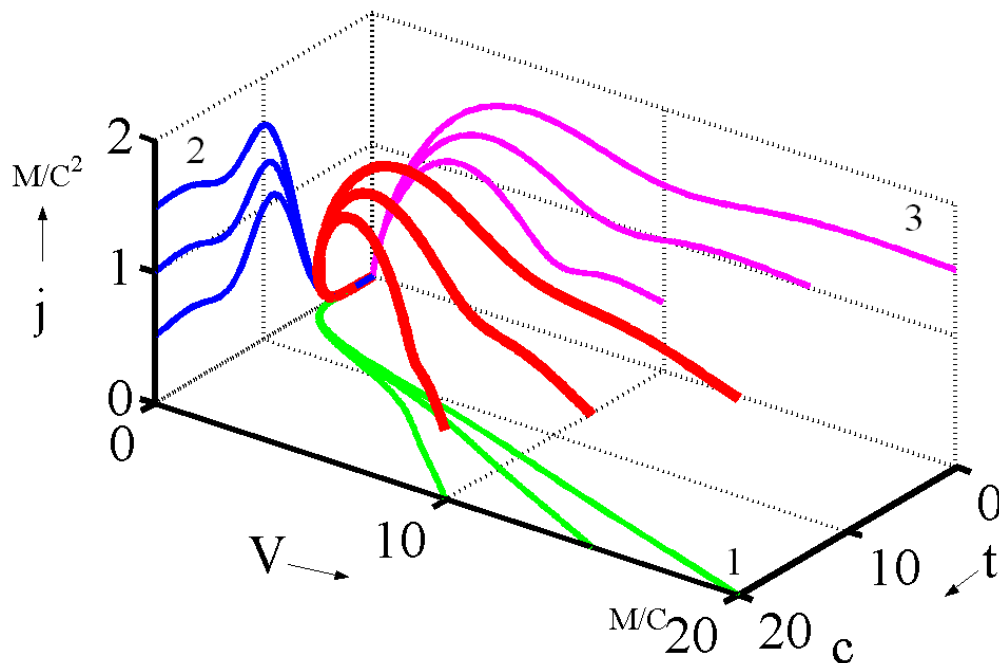


Рисунок 3.5 — Рушання з прискоренням різної інтенсивності

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

Кожен з цих режимів рушання зіставимо із положенням педалі акселератора з метою формалізації процесу рушання під керуванням водія. Мають право на існування два підходи під час керування рушанням з місця АТЗ. Перший полягає у керуванні лише виконавчим пристроєм керування зчепленням, а другий полягає у керуванні як зчепленням, так і подачею палива. Цілком зрозуміло, що перший підхід більш універсальний, бо існують АТЗ в яких педаль акселератора пов'язана з органом керування подачею палива напям, важелями з тягами та не має електромеханічного зв'язку. Однак, слід зазначити, що обидва підходи потребують інтерпретації положення педалі акселератора як органа, що керує швидкістю руху та

бажаним прискоренням АТЗ. До вирішення цієї задачі проаналізуємо робочій процес синхронізації кутових швидкостей колінчастого валу ДВЗ та первинного валу коробки передач під час рушання з місця. Відповідно до рисунків 3.3, 3.4 та 3.5 наведемо типові робочі процеси узгодження швидкостей зазначених валів.

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

Виходячи з графіку сил навантаження та силового балансу автомобіля існує постійна швидкість автомобіля на який буде здійснюватися рух АТЗ після вмикання зчеплення. Ця швидкість залежить, насамперед, від дорожнього опору. Виходячи з рівняння силового балансу (3.1) [186] та поля швидкісних характеристик двигуна представимо принцип пошуку цієї швидкості руху (рис. 3.6).

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

де P_K — сила на колесах, Н;

P_w — сила опору повітря, Н;

P_ψ — сила опору дороги, Н.

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

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

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

де G_a — вага АТЗ, Н;

$f(V)$ — функція зміни коефіцієнту дорожнього опору [186, 187];

i — ухил дороги;

C_x — коефіцієнт опору повітря;

ρ_w — щільність повітря, кг/м^3 ;

F_a — площа міделя, м^2 ;

V_a — швидкість АТЗ, м/с ;

V_w — швидкість повітря, м/с .

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

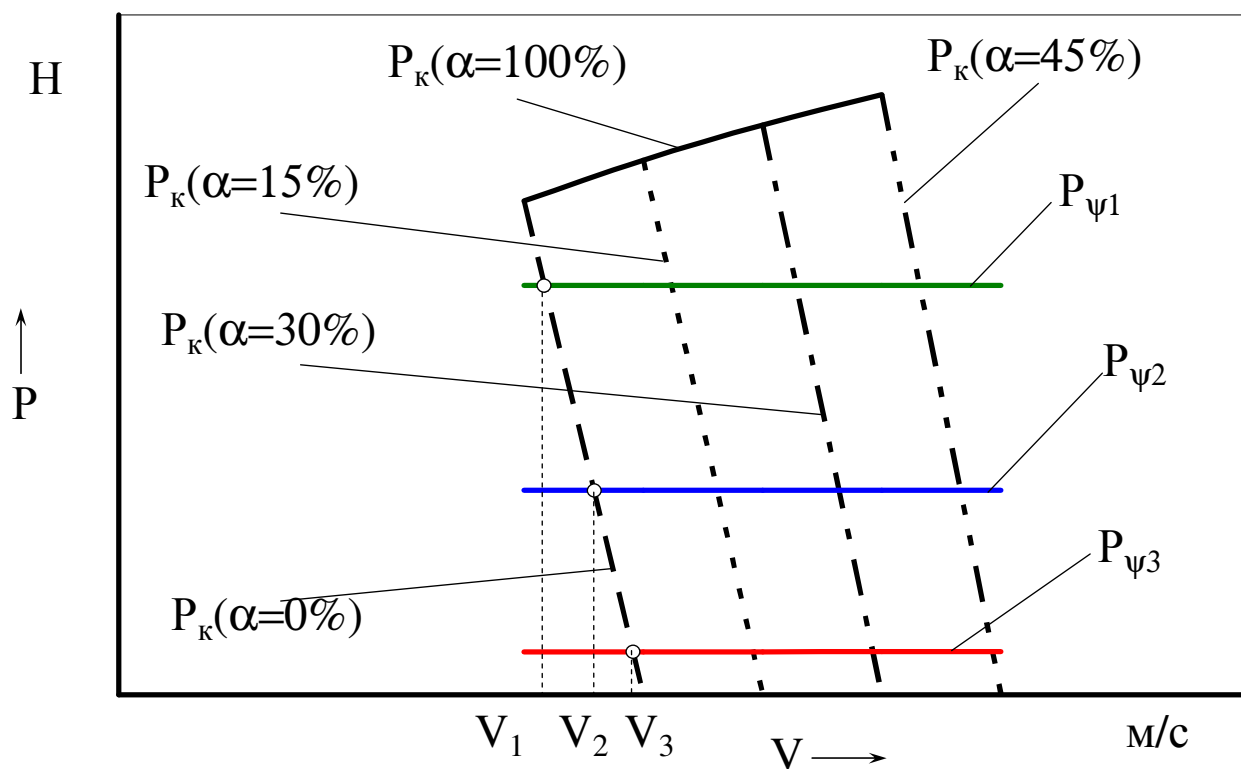
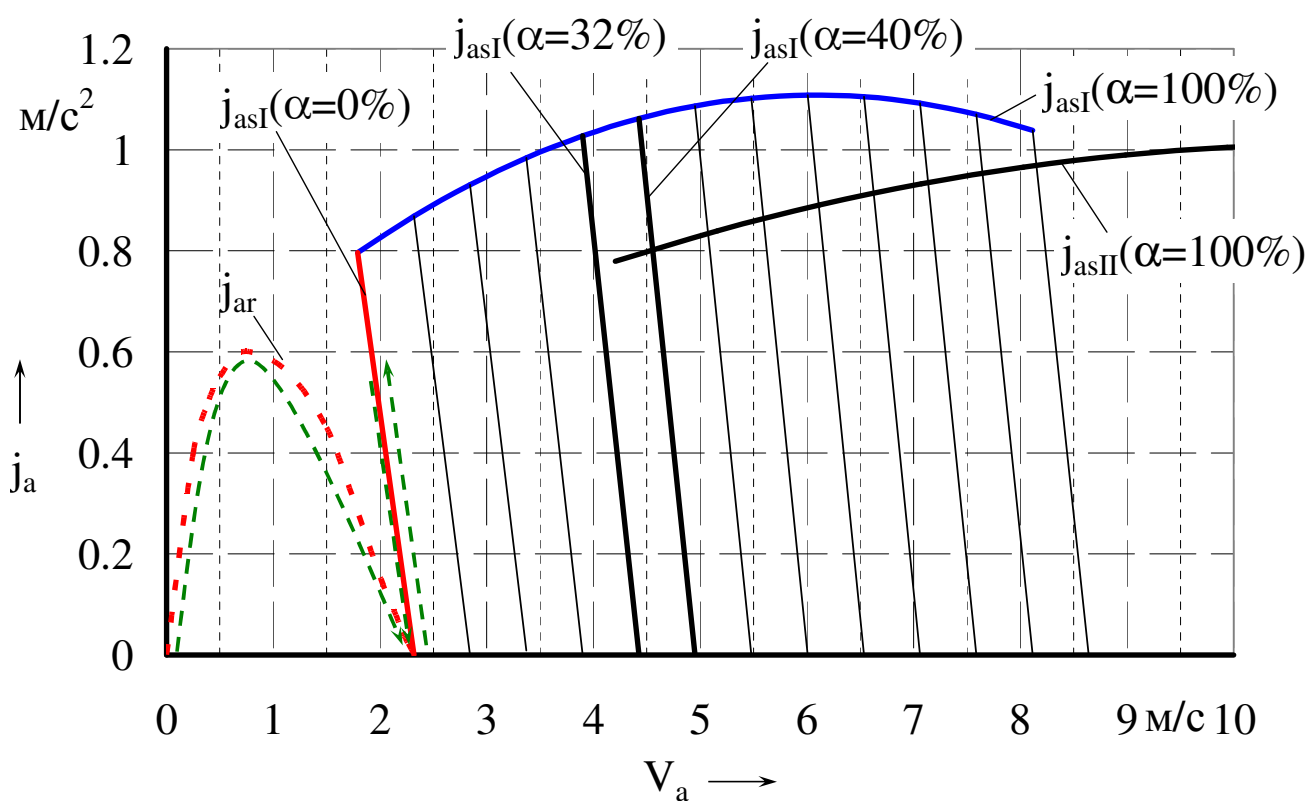


Рисунок 3.6 — Типовий графік балансу сил для однієї передачі

При нерухомій педалі акселератора двигун адаптується до навантаження та забезпечує збільшення подачі палива тому користуючись точкою перетину графіку сили , що відтворена за частковою характеристикою двигуна та значенням сили опору дороги отримаємо значення швидкості руху у відповідних дорожніх умовах. Силу опору повітря за низької швидкості руху можна не враховувати. Слід зазначити, що рух з цією швидкістю буде рівномірний (на горизонтальній ділянці дороги) тому прискорення на момент виходу на згадану швидкість повинно дорівнювати нулю (рис. 3.7).



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

Рисунок 3.7 — Орієнтовний характер зміни прискорення під час рушання без впливу на педаль акселератора

Аналізуючи експериментальні данні плавного рушання вантажного автомобіля з місця (рис. 3.8) [161] можемо зазначити, що синхронізація кутових швидкостей колінчастого валу (n_d) та ведених частин зчеплення (n_n) відбувається з різкою зміною швидкості обертання колінчастого валу. Це пов'язано з тим що криві n_d та n_n в точці набуття однакових значень мають суттєві відмінності у похідних. Цей факт призводить до ефекту «ривка» під час рушання та до помітних коливань під час подальшого руху. Результатом моделювання розгону автомобіля за таким принципом початку руху є коливальний характер наближення швидкості руху АТЗ до сталого значення (рис. 3.9). У порівнянні із аперіодичним законом наближення швидкості перерегулювання складає 0,2 м/с або 0,8 км/год. Абсолютне значення перерегулювання не значне, але в час закінчення буксування зчеплення спостерігається стрибок першої похідної прискорення на рівні 0,7 м/с³. Цей стрибок людина відчуває під час початку руху коли водій не достатньо плавно відпускає педаль зчеплення.

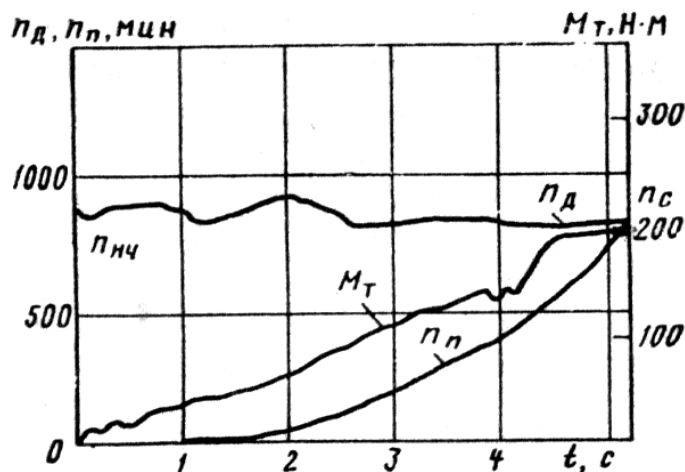


Рисунок 3.8 — Осцилограма плавного рушання вантажного автомобіля [161]

Зменшити величину першої похідної прискорення можливо за умови меншої різниці між похідними кутових швидкостей в момент набуття однакових значень. Цього можна досягти, як що в момент закінчення буксування зчеплення вимкнути його і дати веденим частинам вільно рухатися під дією інерції автотранспортного

засобу, а колінчастому валу двигуна досягати свого максимального значення при даній подачі палива.

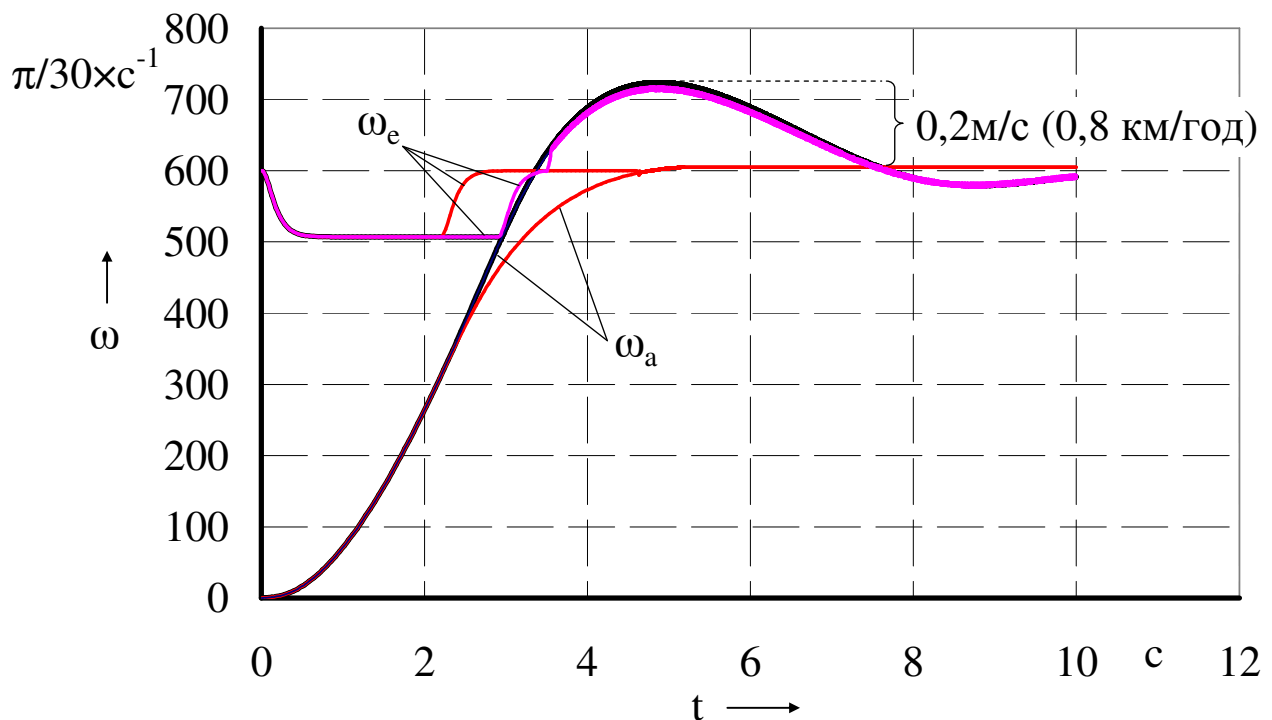


Рисунок 3.9 — Порівняння показників розгону аперіодичного та коливального характеру зміни швидкості

Так вдасться закінчити процес буксування зчеплення в умовах гальмування двигуном, а ні в умовах навантаження тягою (рис. 3.10). Такий підхід забезпечує меншу різницю в похідних швидкостей обертання колінчастого валу та ведених частин зчеплення. Крім того такий спосіб синхронізації дозволяє зовсім не суттєво зменшити пере регулювання в швидкості руху АТЗ, за рахунок гальмування двигуном. Такий спосіб керування зчепленням можна зменшити ривок під час вмикання зчеплення з $0,7 \text{ м/с}^3$ до $0,5 \text{ м/с}^3$.

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

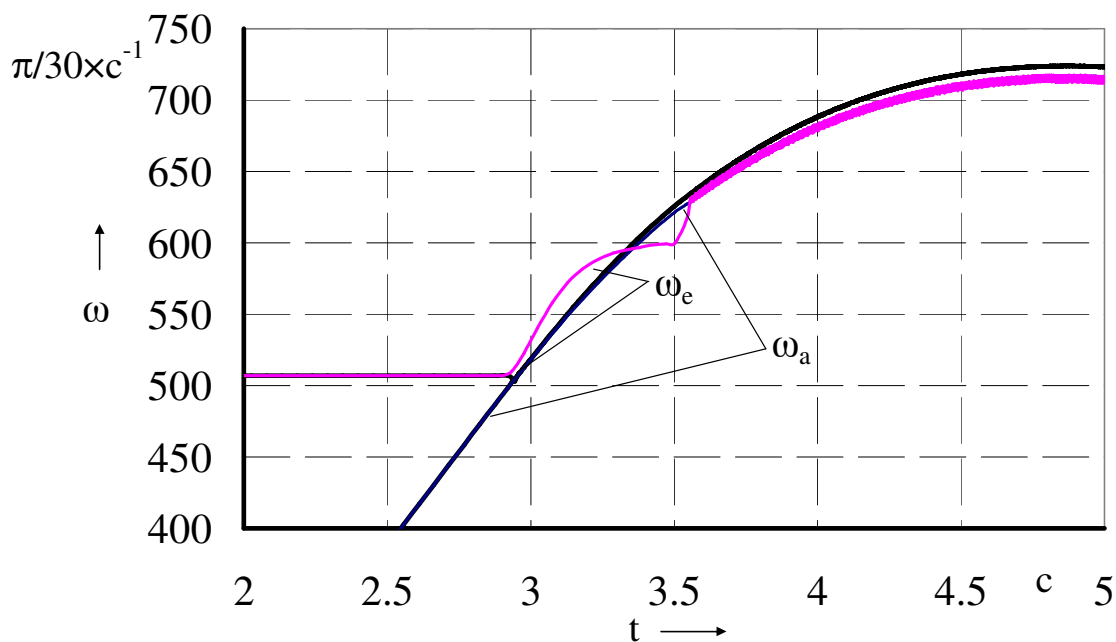


Рисунок 3.10 — Порівняння способів синхронізації частоти обертання колінчастого валу та ведених частин зчеплення

Проілюстрована на рисунку 3.9 картина протікання робочого процесу рушання з місця характерна для малих переміщень педалі акселератора (до 40% відповідно до рис. 3.7). При таких положеннях педалі акселератора частота обертання колінчастого валу не належить діапазону допустимих частот на наступній передачі. При переміщенні педалі акселератора на величину більшу за 40% ходу водій, частіше за все, має намір отримати бажане прискорення для продовження розгону на наступній передачі. Тому після значення положення педалі акселератора 40% має сенс переводити розгін АТЗ в режим, що ілюструється на рисунку 3.5 із збільшенням прискорення відповідно до положення педалі акселератора. Обмеження використання режиму досягнення сталої швидкості (відповідають рисункам 3.3 та 3.4) під час рушання з місця обумовлено неможливістю переходу на наступну передачу згідно з прикладом наведеним на рисунку 3.7. Так для перемикавання на наступну передачу необхідно досягти відповідної швидкості руху яка відповідає мінімальній швидкості, що узгоджена з мінімальною частотою обертання колінчастого валу на наступній передачі. Відповідно граничну швидкість

переходу з однієї передачі на іншу, а так відповідні частоти обертання колінчастого валу можливо обчислити за формулами (3.4 та 3.5).

Для переходу з першої передачі на другу можна записати:

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

де $V_{a \min 2}$ — мінімальна стійка швидкість руху на другій передачі, м/с,

$\omega_{e \min}$ — мінімально стійка кутова швидкість обертання колінчастого валу двигуна, s^{-1} ;

$\omega_{e \Gamma}$ — гранична кутова швидкість обертання колінчастого валу двигуна за якої можливий перехід на наступну передачу, s^{-1} ;

u_1 та u_2 — передавальні числа першої та другої передачі відповідно.

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

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

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

Можливе прискорення автомобіля визначається з динамічного аналізу автомобіля [186] в умовах квазісталого руху. Оскільки під час замкненого зчеплення при розгоні АТЗ інерційні складові обертальних мас зменшують крутний момент як на зчепленні так і на колесах для врахування впливу обертальних мас вводиться поняття коефіцієнту врахування обертальних мас. Впродовж рушання з місця, коли спостерігається буксування зчеплення обертальні маси ведучих частин зчеплення та маховика можуть як збільшувати частоту обертання так і зменшувати. За рахунок цього ефекту, відповідно до рівняння (2.1) момент на ведених деталях зчеплення може дорівнювати крутному моменту двигуна (при $\frac{d\omega_e}{dt} = 0$), бути більшим за крутний момент двигуна (при $\frac{d\omega_e}{dt} < 0$), або меншим за нього (при $\frac{d\omega_e}{dt} > 0$). Величина кутового прискорення колінчастого валу двигуна залежить від моменту інерції маховика, навантаження на двигун та положення педалі акселератора (яка визначає кількість палива, що подається). На відміну від графіка прискорень [186], який використовується для аналізу тягово-швидкісних властивостей автомобіля, неможна представити можливі прискорення АТЗ під час рушання із буксуванням зчеплення. Це пов'язано з відносно плавним зростанням моментів з-за наявності пружності елементів трансмісії та покритишки. Для визначення функції залежності бажаного прискорення АТЗ від положення педалі акселератора проаналізуємо потенційні можливості реалізації крутного моменту двигуна з врахуванням (2.1) (див. рис. 3.11).

Як видно з рисунку 3.11, за умови протікання процесу рушання при постійному положенні педалі акселератора швидкість обертання колінчастого валу двигуна змінюється згідно закону, що відповідає регуляторній гілці при кожному постійному положенні педалі акселератора. Так, наприклад при повністю відпущеній педалі акселератора ($\alpha = 0\%$) зміна швидкості відбувається по гілці АВ, при педалі акселератора, що натиснута на 70% зміна швидкості відповідає гілці CD, а при повністю натиснутій педалі акселератора ($\alpha = 100\%$) по гілці EF.

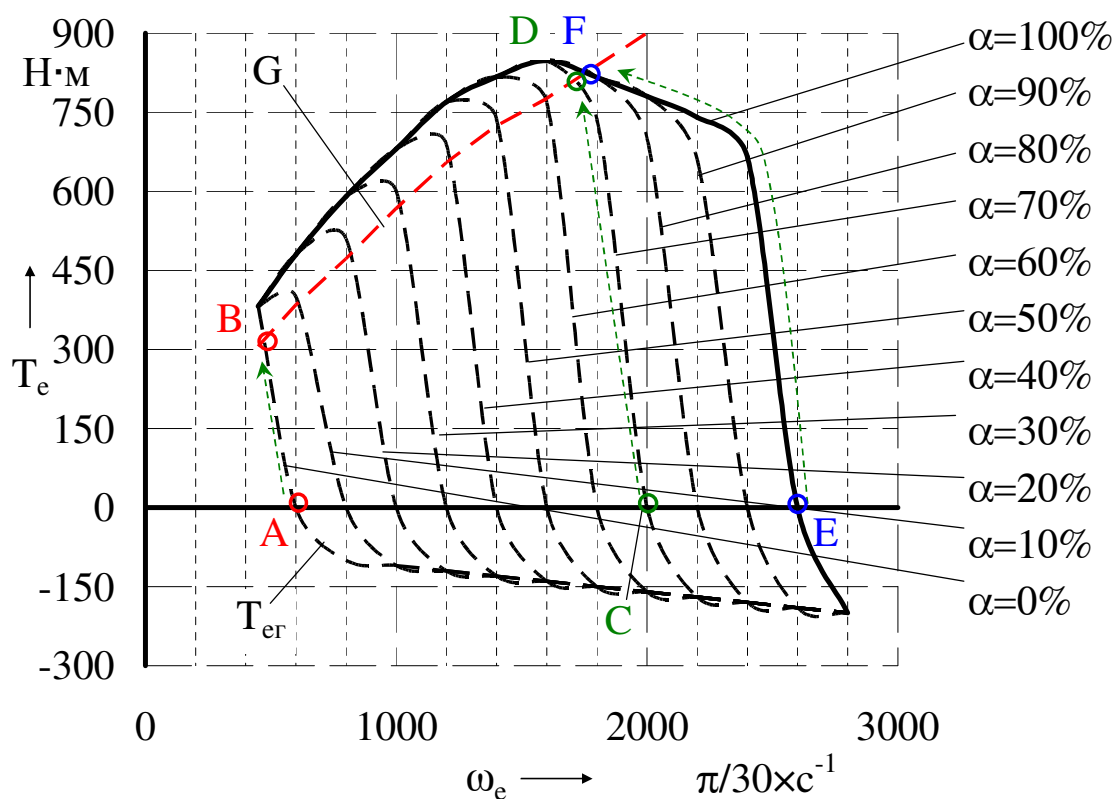


Рисунок 3.11 — Потенційні діапазони стійкої зміни швидкості обертання колінчастого валу двигуна

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

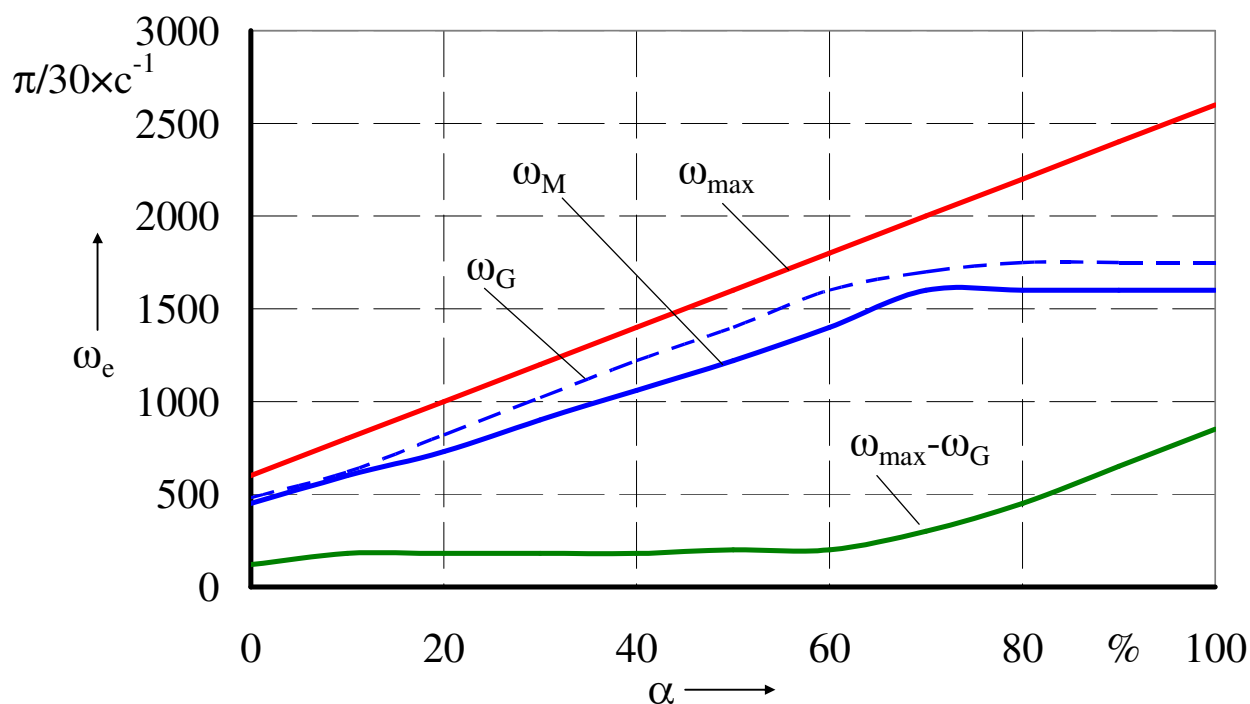


Рисунок 3.12 — Співвідношення між швидкістю обертання двигуна та положенням педалі акселератора

Якщо точки А, В, С, D, Е, F, а також точки перетину кривої G з регуляторними гілками позначити у функції положення педалі акселератора отримаємо робочий діапазон зміни кутової швидкості колінчастого валу під час рушання АТЗ. Аналіз графіків на рисунках 3.11 та 3.12 дозволяє стверджувати, що максимальне прискорення впродовж буксування зчеплення можливо досягти на ділянці EF за рахунок не тільки досягнення максимального крутного моменту, а й можливості довготривалого ($\Delta\omega \approx 850 [\pi/30 \times \text{с}^{-1}]$) використання кінетичної енергії маховика при зменшенні швидкості обертання колінчастого валу. Для порівняння, на ділянці CD можна використати кінетичну енергію маховика, при падінні швидкості обертання колінчастого валу лише на $\Delta\omega \approx 300 [\pi/30 \times \text{с}^{-1}]$, а на ділянці АВ при падінні швидкості зовсім на несуттєву величину $\Delta\omega \approx 120 [\pi/30 \times \text{с}^{-1}]$. Спираючись на проведений аналіз наведемо залежність цільового прискорення від положення педалі акселератора. Обидві величини виражені у відсотках свого максимального значення (рис. 3.13). Наведена залежність відтворює зміну цільового прискорення

для системи керування зчепленням до якого необхідно наблизитися наприкінці процесу синхронізації дисків зчеплення.

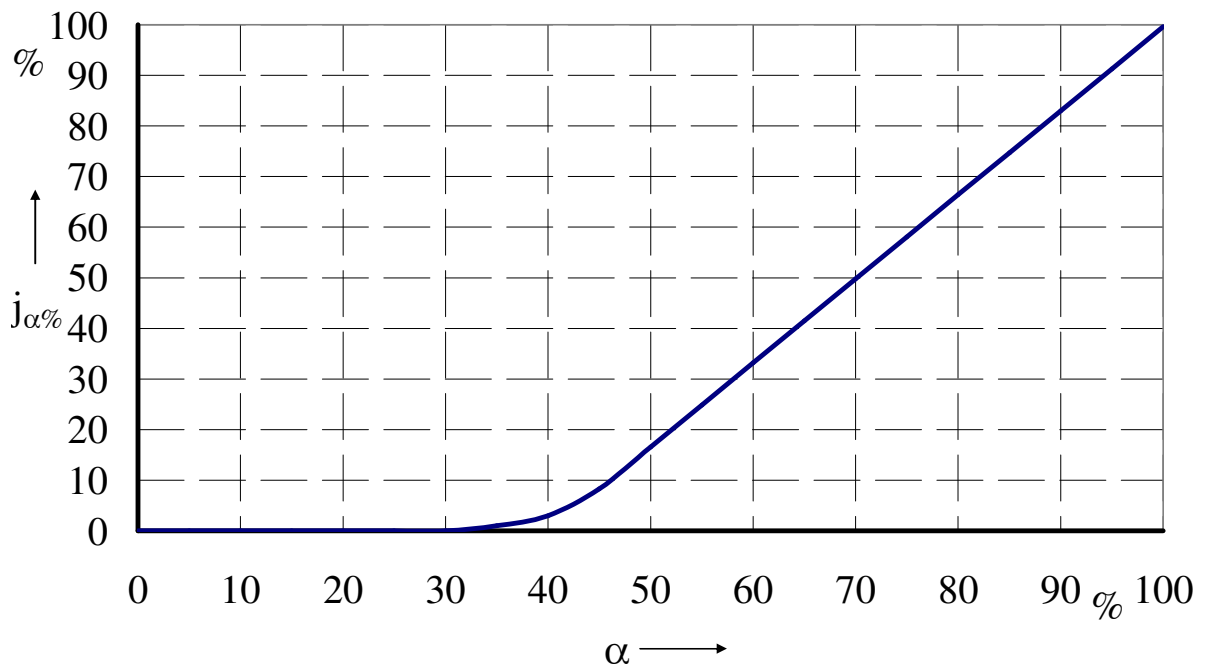


Рисунок 3.13 — Залежність бажаного прискорення від положення педалі акселератора

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

3.3 Концепція закону керування зчепленням під час його вмикання

Так само як і на сучасних автоматичних трансмісіях процес рушання повинен починатися одразу після відпускання педалі гальма, при увімкненій передачі, та за умови неактивованих допоміжного та стоянкового гальма. Таким чином рушання з місця можливе без корегування цього процесу водієм на мінімальній стійкій швидкості обертання колінчастого валу двигуна. В цьому режимі автотранспортний

засіб зрушить з місця та буде рухатися з постійною мінімальною швидкістю, яка відповідає увімкненій передачі. Подальше прискорення можливо за умови впливу на педаль акселератора та збільшення крутного моменту двигуна. Це може відбуватися як під час процесу буксування зчеплення так і при повністю увімкненому зчепленні. Цілком істотно, що таке рушання з місця можливе за умови відповідних дорожніх умов, які характеризуються коефіцієнтом опору дороги ψ . Таким чином на цьому етапі рушання закон керування зчепленням має загальний вигляд

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

де S — положення штоку виконавчого пристрою керування зчепленням, %;

Z — комплексний сигнал про забезпечення вимкненого стану зчеплення.

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

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

де E — ступінь подачі палива, %.

Комплексний сигнал про забезпечення вимкненого стану зчеплення може бути генерований системою керування зчепленням у випадку за діяння будь якого гальма, необхідності переходу в режим накату та ін. Керування положенням штоку виконавчого пристрою керування зчепленням здійснюється за допомогою регулятора PID-регулятора [199] пропорційно до сигналу, що імітує бажане положення штоку S виконавчого пристрою керування зчепленням.

Як можна зробити висновок з багатьох досліджень [98, 99, 119, 200, 201] запобігання ефекту «ривка» під час замикання зчеплення можливо досягти при достатньо плавному, майже по дотичній, набутті одних значень швидкості обертання колінчатого валу та ведених дисків зчеплення (рис. 1.19, рис. 1.20). Такий робочий процес, при керуванні зчепленням водієм, відображено на рисунку 3.14.

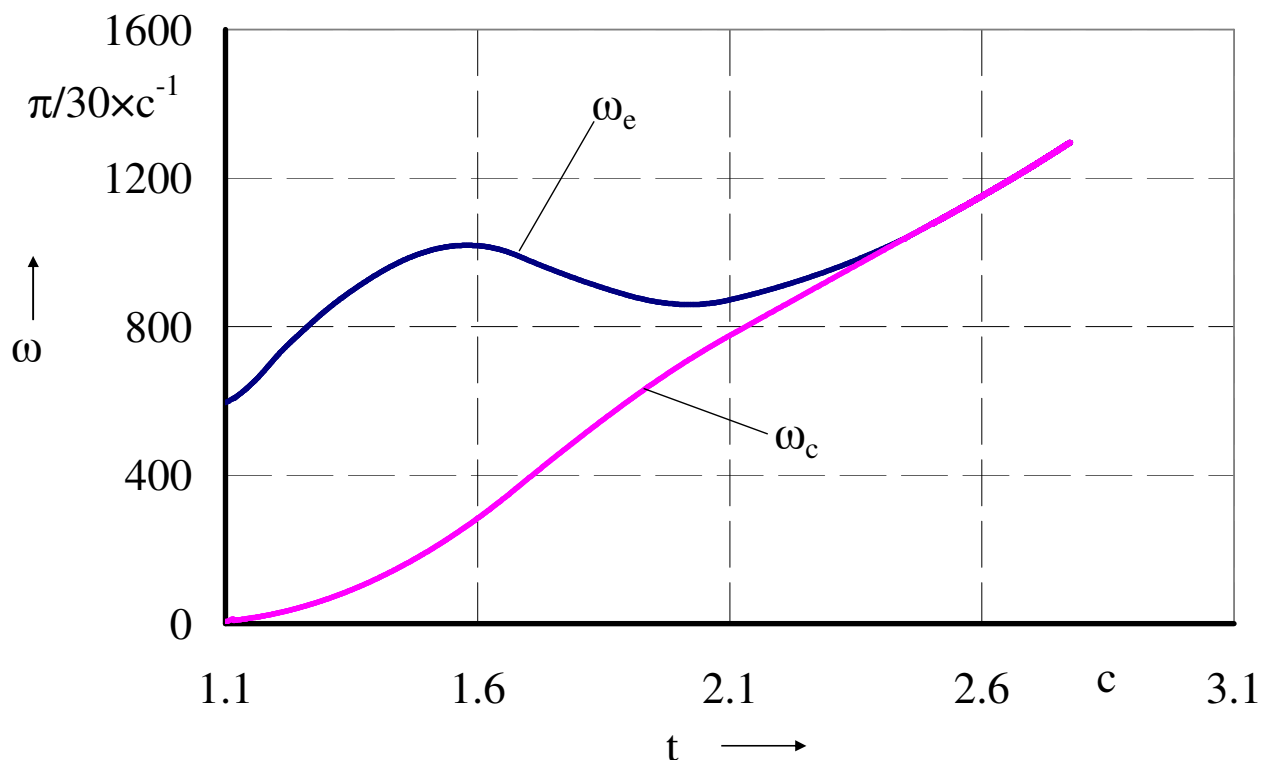


Рисунок 3.14 — Типовий процес зміни кутових швидкостей впродовж буксування зчеплення при плавному замиканні дисків зчеплення

Слід зазначити, що такого протікання процесу синхронізації кутових швидкостей можливо як за законом (3.6) так і за законом (3.7). У першому випадку, під час зменшення різниці кутових швидкостей водій може зменшити притискання дисків зчеплення один до одного, за рахунок часткового вимикання зчеплення. Це призведе до зменшення навантаження на двигун та збільшення його кутової швидкості. У другому випадку водій може збільшити подачу палива у двигун, шляхом натискання на педаль акселератора при зменшенні різниці кутових швидкостей. Це забезпечить підвищення крутного моменту двигуна та призведе до зростання його кутової швидкості. Варіант керування за виразом (3.6) вбачається більш привабливим. По-перше, під час керування зчепленням за цим законом немає необхідності збільшувати витрату палива під час рушання. По-друге, при рушанні з максимальним прискоренням, тобто з використанням зовнішньої швидкісної характеристики двигуна (ділянка EF рис. 3.11) немає можливості збільшити крутий

момент двигуна. Таким чином далі закон керування зчепленням за виразом (3.6) буде розглядатися як пріоритетний.

При звичайному відображенні (рис. 3.14) процесу синхронізації кутових швидкостей дисків зчеплення його аналіз дається доволі складно. Наприклад необхідно окремо відстежувати неприпустимість смикання дисків зчеплення доки кутова швидкість обертання ведених дисків не досягне робочого діапазону двигуна внутрішнього згоряння (інакше це призведе до зупинки двигуна). Необхідно стежити, щоб під час розгону без натискання на педаль акселератора кутова швидкість колінчастого валу не ставала меншою за мінімально стійку частоту обертання колінчастого валу. Крім того сам процес формування дотичного характеру зміни кутових швидкостей під час замикання дисків зчеплення доволі складно організувати у функції часу.

Зробимо наступні перетворення для більш зручного представлення процесу. Робочий процес буксування зчеплення буде досліджуватися як функція $\Delta\omega = \omega_e - \omega_c$ від швидкості обертання веденого диску зчеплення $\Delta\omega_e = f(\omega_c)$. Результат перетворення можна інтерпретувати як закон керування зчепленням у статичній постановці (виключаючи з нього час протікання процесу рушання). В цьому разі не має значення динаміка процесу буксування (рис. 3.15). Наведена функція відображає цільову різницю кутових швидкостей між ведучими та веденими дисками зчеплення. Це рішення позбавляє від необхідності відстежувати окремо два параметру для керування зчепленням. Використання у якості аргументу кутову швидкість веденого диску зчеплення, яка пропорційна швидкості руху АТЗ, дозволяє дуже просто контролювати запас кутової швидкості колінчастого валу двигуна до моменту досягнення мінімальної стійкої швидкості руху АТЗ (незалежно від часу настання цієї події). Крім того єдиним параметром закону керування контролюється запас потужності на початку рушання та тривалість процесу буксування зчеплення.

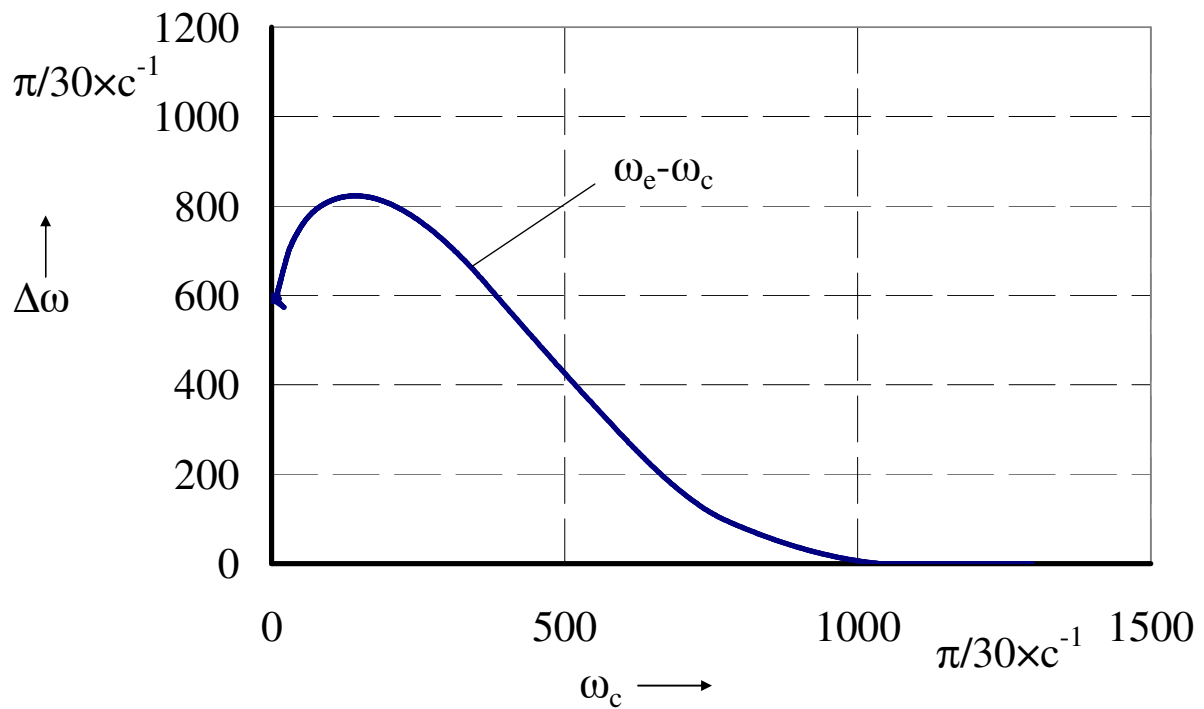


Рисунок 3.15 — Робочий процес буксування зчеплення з виключеним часом

Аналізуючи отриману залежність можна сказати, що за будь яких обставин при значенні $\omega_c < 600 [\pi/30 \times s^{-1}]$ замикання зчеплення не буде реалізовано. Максимальне значення функції $\Delta\omega$ визначає бажану динамічність рушання. А точка дотику по осі ω_c характеризує тривалість буксування зчеплення і можливість вийти в зону максимального крутного моменту впродовж буксування зчеплення під час рушання з місця. Точка перетину кривої з віссю ординат відповідає за можливість рушання без впливу на педаль акселератора. Як бачимо робочий процес буксування зчеплення, що відтворено в такому вигляді гарно піддається аналізу, має характерні риси та вбачаються гарні можливості для адаптації.

Відтворення цієї кривої поліноміальною залежністю має достатньо складний вигляд, а найважливіше дуже складно трансформується для адаптації закону під різні умови. Для якісного відтворення цієї залежності (із показником достовірності апроксимації $R^2 = 0,9993$) та, що найважливіше, забезпечення якісного дотику до осі абсцис необхідно застосовувати поліном п'ятого, шостого ступеня. Крім того в деяких випадках форма апроксимуючого поліному (як п'ятого так і шостого

ступенів) не є задовільною і може проявляти коливальний характер в окремих ділянках апроксимації (рис. 3.16).

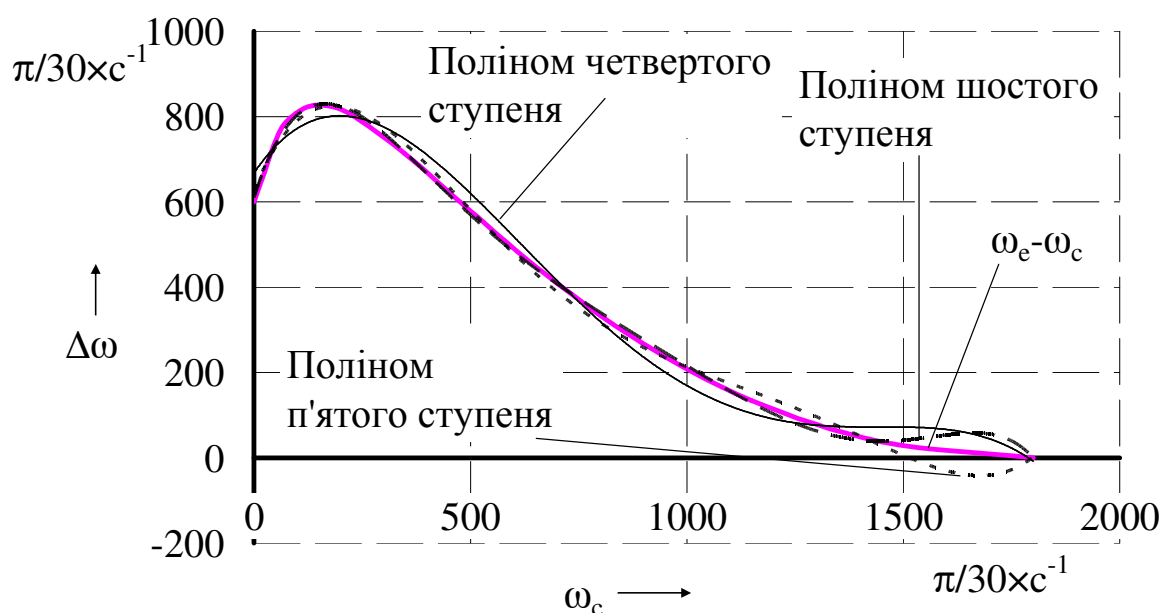


Рисунок 3.16 — Порівняння форми апроксимуючих поліномів

Визначальним, для можливості адаптації є збереження дотичності до осі абсцис тому використаємо криву Безьє для вирішення поставленої задачі [202, 203, 204]. Криві Безьє розроблені французьким математиком та використовувались для комп'ютерного моделювання кузова автомобілів фірми «Renault». Параметричні поліноміальні криві Безьє є сумою поліномів Берштейна, які є базисними функціями кривої Безьє. При наявності масиву точок $P = \{P_0, P_1, \dots, P_m\}$ параметричний опис кривої Безьє ступеня m визначається формулою (3.8).

$$R(t) = \sum_{i=0}^m B_i^m(t) \cdot P_i, \quad (3.8)$$

де $B_i^m(t)$ — базисна функція кривої Безьє яка визначається за формулою (3.9);

t — параметр, що змінюється у діапазоні від 0 до 1 ($t \in [0..1]$);

$P_i = \begin{pmatrix} x_i \\ y_i \end{pmatrix}$ — координати i -тої точки;

m — ступінь кривої Безьє.

$$B_i^m(t) = C_m^i \cdot t^i \cdot (1-t)^{m-i}, \quad (3.9)$$

де C_m^i — параметр, який визначається за формулою (3.10).

$$C_m^i = \frac{m!}{i!(m-i)!} \quad (3.10)$$

Важливими для нас властивостям кривої Безьє є:

- ступінь m поліному $R(t)$, який визначає криву Безьє на одиницю менший за кількість опорних точок. Наприклад для чотирьох опорних точок крива Безьє буде третього ступеня;
- крайні точки кривої Безьє співпадають з початковою та кінцевою точками масиву P ;
- оскільки $R(0) = m \cdot (P_1 - P_0)$ та $R(1) = m \cdot (P_m - P_{m-1})$, то вектори дотичних на кінцях кривої Безьє, за напрямком, повністю співпадають з крайніми ланками опорної ламаної, а їх довжина прямо пропорційно впливає на швидкість наближення кривої Безьє до дотичної;
- крива Безьє має похідну у кожній точці оскільки є гладкою кривою;
- поліном (3.8) однозначно описує криву Безьє оскільки в ньому немає вільних параметрів.

Для відтворення типового робочого процесу зчеплення під час рушання АТЗ, що зображено на рисунку 3.15, представимо його за допомогою кривої Безьє (рис. 3.17).

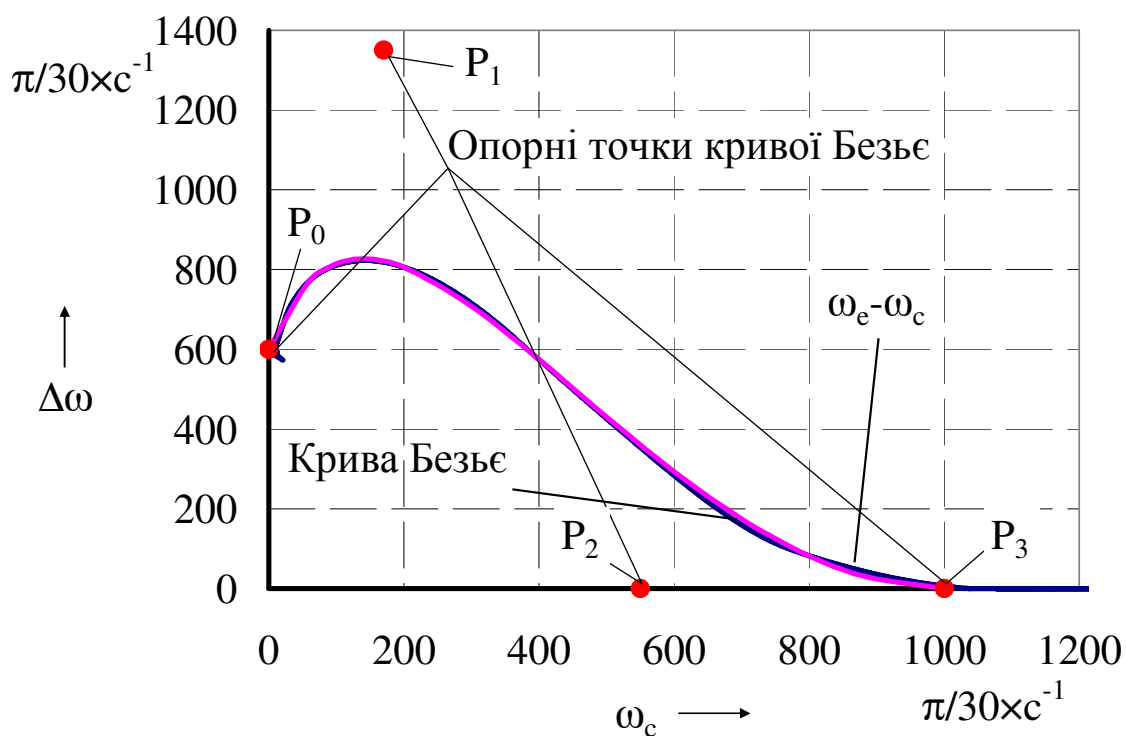


Рисунок 3.17 — Представлення кривої з рисунку 3.15 у вигляді кривої Безьє

З цією метою зазначимо характерні точки кривої. Це початок кривої точка P_0 з координатами $(0, 600)$ та P_3 з координатами $(1000, 0)$. Також для забезпечення гарантованої дотичності до осі ω_c (рис. 3.15) маємо точку P_2 з координатами $(x_2, 0)$. Значення координати x_2 визначає як швидко буде змінюватися похідна ліворуч від точки P_3 . Залишається єдина вільна точка для апроксимації кривої, це точка P_1 з координатами (x_1, y_1) . Таким чином лише три числа (x_1, x_2, y_1) визначають характер та форму кривої. Такий підхід дозволяє виконувати зміни в електронному блоці керування при адаптації програми до нової форми закону керування. Керувати такими координатами набагато зручніше ніж коефіцієнтами полінома які часто набувають дуже незручних значень як для обробки в ЕБК. Порівняємо як змінюються коефіцієнти полінома, що визначають форму кривої при зміні одної з координат, що визначають форму кривої Безьє (табл. 3.1).

Таблиця 3.1 — Порівняння коефіцієнтів поліному та координат опорних точок кривої Безьє для відтворення різних кривих типової форми, що зображено на рисунку 3.15

Вар. 1	A1	A2	A3	A4	A5	A6		
Коеф.	$8E-12x^5$	$-2E-08x^4$	$+3E-05x^3$	$-0.0177x^2$	$+3.5483x$	$+605.6$		
Вар. 1	X0	Y0	X1	Y1	X2	Y2	X3	Y3
Коорд.	0	600	170	1350	550	0	1000	0
Вар. 2	A1	A2	A3	A4	A5	A6		
Коеф.	$8E-12x^5$	$-3E-08x^4$	$+3E-05x^3$	$-0.0186x^2$	$+3.7962x$	$+605.9$		
Вар. 2	X0	Y0	X1	Y1	X2	Y2	X3	Y3
Коорд.	0	600	170	1400	550	0	1000	0
Вар. 3	A1	A2	A3	A4	A5	A6		
Коеф.	$-2E-12x^5$	$+2E-09x^4$	$+5E-06x^3$	$-0.0084x^2$	$+2.5968x$	$+599.3$		
Вар. 3	X0	Y0	X1	Y1	X2	Y2	X3	Y3
Коорд.	0	600	300	1350	550	0	1000	0

Як видно, в таблиці розглянуто три варіанти кривих подібних до кривої на рисунку 3.15. Відмінності у визначенні кривої варіант 2 порівняно з варіантом 1 за допомогою кривої Безьє складають всього в одному числі (Y1). Натомість у визначеннях тих самих кривих за допомогою поліномів відмінності складають в чотирьох коефіцієнтах (A2, A4, A5, A6). Відмінності у визначенні кривої варіант 3 порівняно з варіантом 1 за допомогою кривої Безьє складають також в одному числі (X1). Натомість у визначеннях тих самих кривих за допомогою поліномів відмінності складають у всіх шести коефіцієнтах (A1, A2, A3, A4, A5, A6).

Як видно з рисунка 3.17 та таблиці 3.1, крива Безьє проявляє себе як передбачувана та керована. Єдиним недоліком кривої Безьє є її параметричний вид та неможливість створення прямої залежності для визначення функції від її аргументу. У векторній формі крива Безьє, яка визначається чотирма точками, запишеться

$$R(t) = (1-t)^3 \cdot P_0 + 3 \cdot t \cdot (1-t)^2 \cdot P_1 + 3 \cdot t^2 \cdot (1-t) \cdot P_2 + t^3 \cdot P_3, \quad (3.11)$$

де $t \in [0...1]$.

Для визначення координат в скалярній формі запишемо рівняння (3.12) та (3.13) з врахуванням позначень координат стосовно закону керування. Відповідно замість координати $R(t)$ по осі абсцис введемо координату ω_c , а по осі ординат введемо координату $\Delta\omega$. Відповідно координати i -тої опорної точки кривої Безьє визначатимуться як $P_i = \begin{pmatrix} \omega_{ci} \\ \Delta\omega_i \end{pmatrix}$.

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

$$\Delta\omega(t) = (1-t)^3 \cdot \Delta\omega_0 + 3 \cdot t \cdot (1-t)^2 \cdot \Delta\omega_1 + 3 \cdot t^2 \cdot (1-t) \cdot \Delta\omega_2 + t^3 \cdot \Delta\omega_3, \quad (3.12)$$

а для визначення $\omega_c(t)$ запишемо

$$\omega_c(t) = (1-t)^3 \cdot \omega_{c0} + 3 \cdot t \cdot (1-t)^2 \cdot \omega_{c1} + 3 \cdot t^2 \cdot (1-t) \cdot \omega_{c2} + t^3 \cdot \omega_{c3}. \quad (3.13)$$

Для зміни таких параметрів робочого процесу, як ω_e та ω_c у вигляді $\Delta\omega = \omega_e - \omega_c$ відповідно до наведеної на рисунку 3.15 залежності, виконавчий пристрій керування зчепленням повинен впливати на зчеплення. Так впродовж всього процесу буксування зчеплення частину крутного моменту, яка передається в трансмісію пропонується визначати так само кривою Безьє. Введемо керуючий параметр S — як відносну координату положення штоку виконавчого пристрою керування зчепленням. Представимо криву Безьє у координатах $S = f(\Delta\omega)$. Оскільки зазначена у (3.12) величина $\Delta\omega$ заздалегідь визначена на основі керуючих впливів водія, а в функції $S = f(\Delta\omega)$ величина $\Delta\omega$ пов'язана з реальним протіканням процесу зміни кутових швидкостей тому для уникнення плутанини у визначеннях позначимо різницю кутових швидкостей які змінюються у реальному часі як відносну швидкість $\omega_r = \omega_e - \omega_c$. Таким чином функція керування зчепленням буде пов'язана з кривою робочого процесу і позначиться як $S = f(|\omega_r|)$. Модуль відносної кутової швидкості ω_r забезпечує дзеркальне відображення керуючого параметра

$S(t)$ та недопущення набуття параметром ω_r значних негативних значень. Для прикладу, приведемо криву керування зчепленням на рисунку 3.18 в умовах початку керуючого процесу.

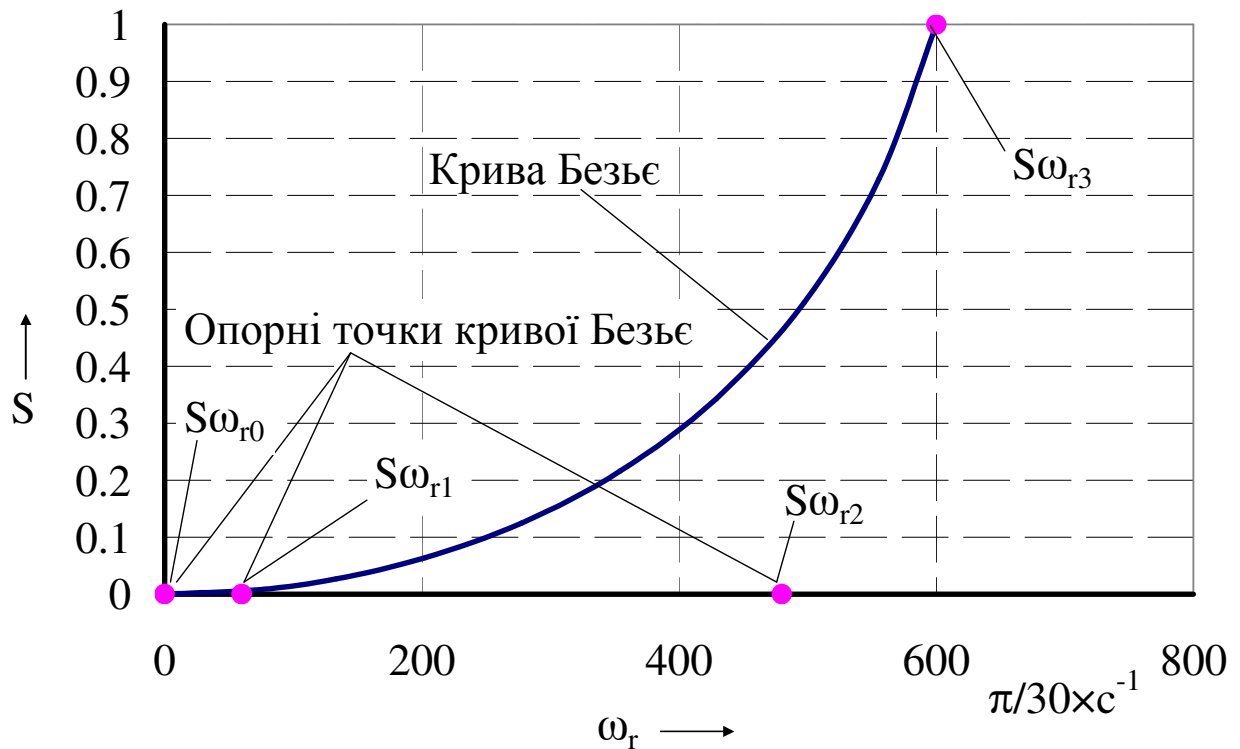


Рисунок 3.18 — Вигляд залежності $S = f(\omega_r)$ для $\omega_c = 0$

Запишемо рівняння для визначення кривої наведеної на рисунку 3.18 одразу в скалярному вигляді у відповідних координатах. Так для визначення $\Delta\omega(t)$ запишемо

$$\omega_r(t) = (1-t)^3 \cdot \omega_{r0} + 3 \cdot t \cdot (1-t)^2 \cdot \omega_{r1} + 3 \cdot t^2 \cdot (1-t) \cdot \omega_{r2} + t^3 \cdot \omega_{r3}. \quad (3.14)$$

Для визначення $S(t)$ запишемо

$$S(t) = (1-t)^3 \cdot S_0 + 3 \cdot t \cdot (1-t)^2 \cdot S_1 + 3 \cdot t^2 \cdot (1-t) \cdot S_2 + t^3 \cdot S_3. \quad (3.15)$$

В формулах (3.14) та (3.15) та на рисунку 3.18 координати точки $S\omega_{r0}$ (0, 0), координати точки $S\omega_{r1}$ (60, 0), координати точки $S\omega_{r2}$ (480, 0) та координати точки

$S\omega_{r3}$ (600, 1). При чому значення ординат точок $S\omega_{r0}$, $S\omega_{r1}$ та $S\omega_{r2}$ завжди дорівнює нулю, значення ординати точки $S\omega_{r3}$ завжди дорівнює одиниці і відповідає повністю відпущеній педалі зчеплення (повністю увімкненому зчепленню). Значення абсциси точок $S\omega_{r1}$ та $S\omega_{r2}$ розраховується за залежностями (3.16) та (3.17).

$$\omega_{r1} = k_{s\omega 1} \cdot \omega_{r3}; \quad (3.16)$$

$$\omega_{r2} = k_{s\omega 2} \cdot \omega_{r3}, \quad (3.17)$$

де $k_{s\omega 1}$ та $k_{s\omega 2}$ — коефіцієнти.

Крім того, ординату точки $S\omega_{r3}$ отримуємо з рівняння (3.12). Відповідно

$$\omega_{r3} = \Delta\omega(\omega_c). \quad (3.18)$$

Для обчислення значення функції $\Delta\omega = f(\omega_c)$, яка використовується в формулі (3.18) та функції $S = f(\omega_r)$ використовується алгоритм пошуку параметра t , який відповідає значенню вхідної величини ω_c або ω_r із застосування циклу. вже за визначеним значенням t обчислюється шукана вихідна величина за формулами (3.12) та (3.14) відповідно.

Закон керування зчепленням, який заданий виразами (3.12) – (3.18), можна представити у вигляді тривимірної поверхні (рис. 3.19). Ця поверхня відображає різноманіття можливих керуючих впливів S у залежності від співвідношення таких параметрів робочого процесу як ω_c та ω_e .

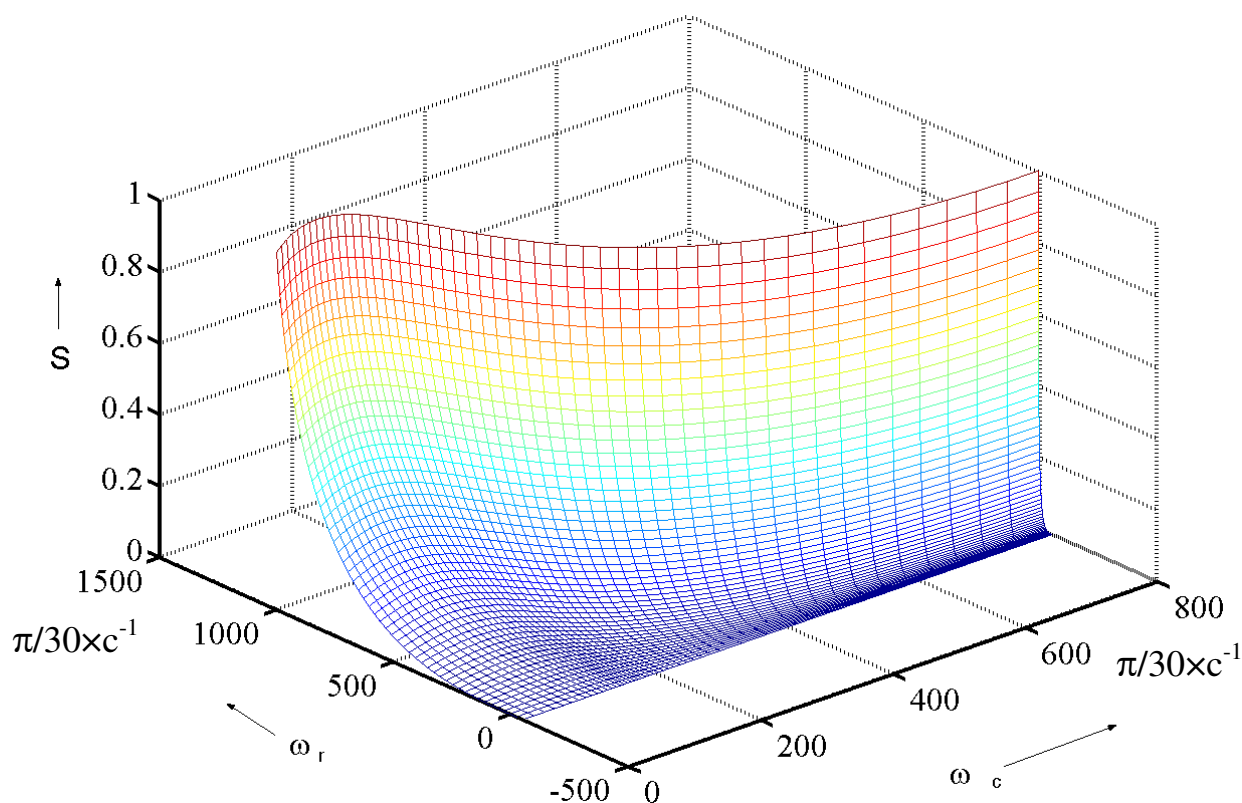
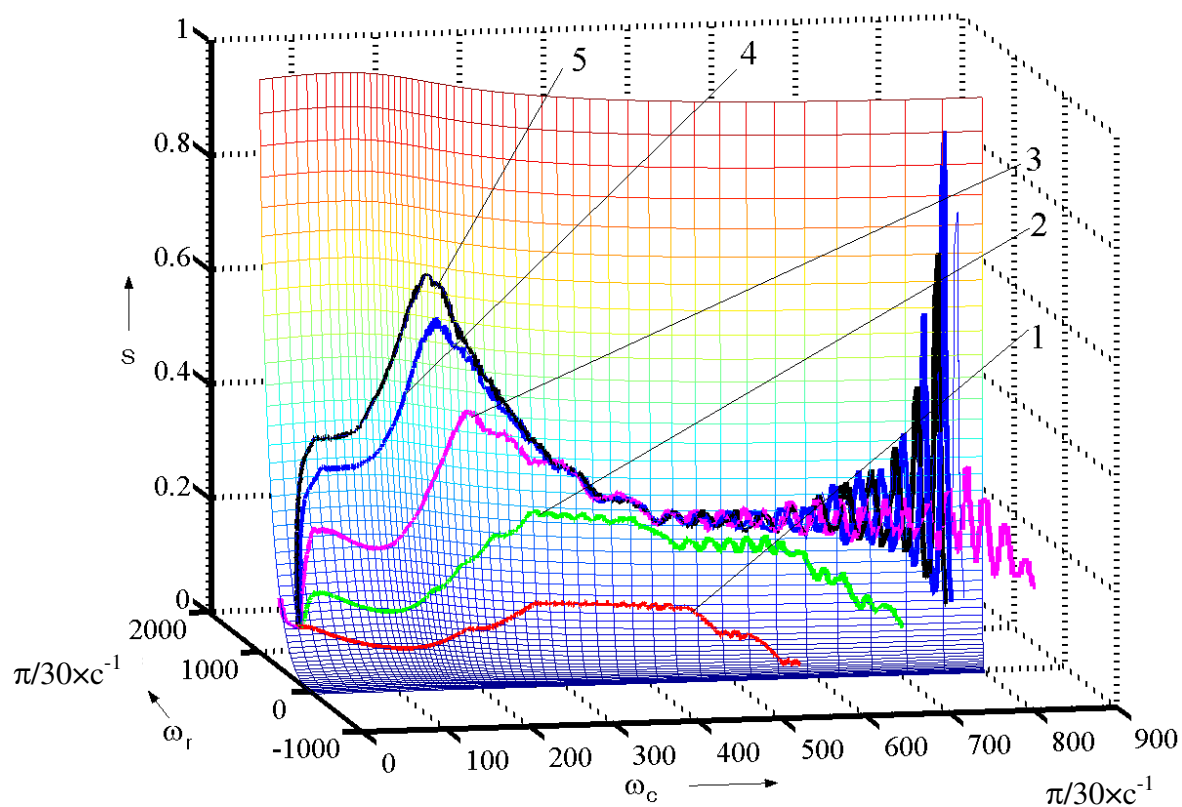


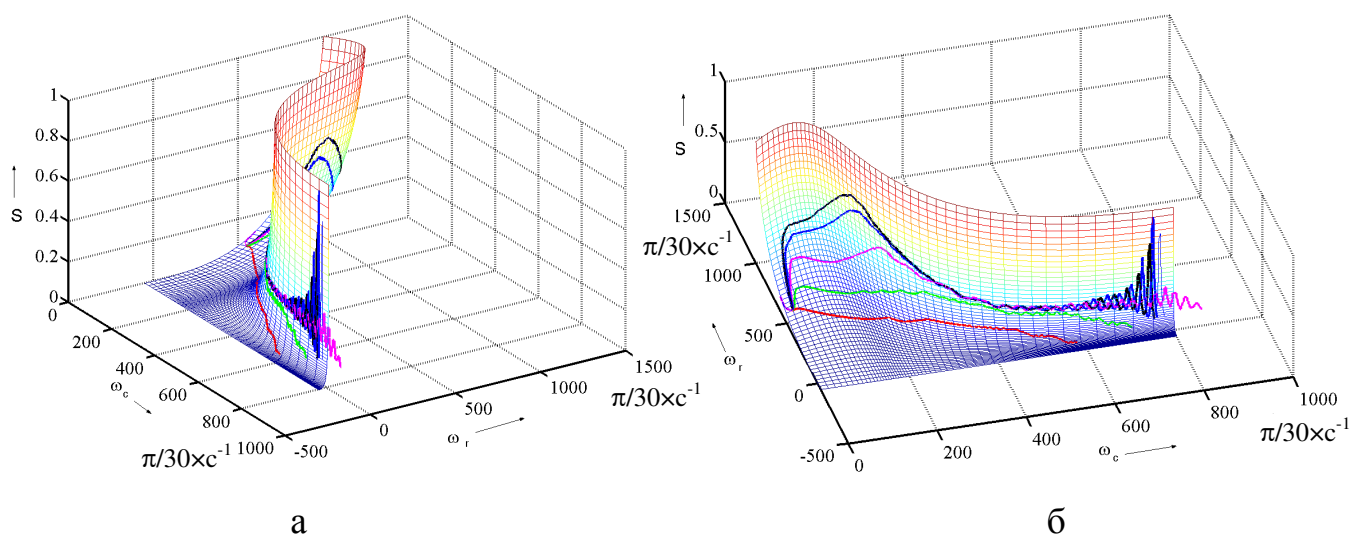
Рисунок 3.19 — Вигляд типового закону керування у тривимірному вигляді

Під час реального рушання з місця робочий процес характеризується відповідними значеннями ω_c та ω_e . Кожній парі ω_c та ω_e відповідає точка на площині $\omega_r - \omega_c$, яка визначає значення керуючого впливу S . Зміна керуючого впливу у координатах $S - \omega_r - \omega_c$, представляє просторову лінію. Кожна точка такої лінії відтворює бажаний керуючий вплив у відповідності до реальних значень ω_r та ω_c . На рисунках 3.20 та 3.21 відображено приклад декількох таких ліній, які відтворюють протікання робочого процесу, під час рушання АТЗ з місця, при різному положенні педалі акселератора.



1, 2, 3, 4, 5 — положення педалі акселератора відповідно 0%, 10%, 20%, 30% та 50%

Рисунок 3.20 — Закон керування зчепленням з нанесеними лініями робочого процесу рушання АТЗ



а

б

Рисунок 3.21 — Траєкторії робочого процесу на поверхні закону керування (варіанти ракурсів рисунка 3.20)

Як видно з рисунків всі точки лінії протікання робочого процесу належать поверхні закону керування. Тому кожному співвідношенню параметрів ω_r та ω_c відповідає належна ступінь вмикання зчеплення. Ступінь збільшення функції S , під час протікання робочого процесу залежить від кривизни кривої Безьє, яка, в свою чергу, залежить від коефіцієнтів, що визначають напрям дотичних у кінцевих точках кривої ($k_{s\omega 1}$ та $k_{s\omega 2}$).

Керування формою поверхні закону керування здійснюється за допомогою визначення декількох характерних точок. Точка максимуму P_1 для якої обидві координати $(\Delta\omega_1, \omega_{c1})$ керуючі, точка P_2 для якої керуюча лише координата (ω_{c2}) , точка P_3 для якої керуюча лише координата (ω_{c3}) та точка $S\omega_{r0}$ для якої керуюча лише координата (ω_{r0}) . Остання координата змінюється лише на етапі остаточного повного вмикання зчеплення. Інші точки та координати не змінюються бо на них накладені певні залежності, а саме. Точка P_0 з координатами $(\Delta\omega_0, \omega_{c0})$ відповідальна за вмикання зчеплення на етапі рушання без впливу на педаль акселератора. Істотно, що її абсциса завжди дорівнюватиме нулю $\omega_{c0} = 0$, а її ордината $\Delta\omega_0$ повинна бути такою щоб функція керування зчепленням $S(t)$ забезпечувала швидкість обертання колінчастого валу двигуна в межах точок АВ (див. рис. 3.11). Для виконання цієї умови необхідне відповідне значення $\Delta\omega_0$ та коефіцієнтів $k_{s\omega 1}$ та $k_{s\omega 2}$. Координати $\Delta\omega_2$ та $\Delta\omega_3$ точок P_2 та P_3 відповідно також дорівнюватимуть нулю оскільки друга точка забезпечує гарантоване закінчення процесу буксування зчеплення з нульовою різницею $\omega_r = \omega_e - \omega_c = 0$, а перша точка гарантує дотичність визначальної кривої закону керування до осі абсцис в точці P_3 . Для зручності уявлення функціонального призначення характерних точок складемо таблицю 3.2. Наведемо рівняння зв'язку для кожної характерної точки з її визначальними координатами у відповідності до їх функціональних призначень. Так, відповідно до таблиці 3.2, координата $\Delta\omega_1$ пов'язана із ступенем натискання на педаль акселератора. Тому функціональний зв'язок $\Delta\omega_1 = f(\alpha)$ виглядатиме наступним чином.

$$\Delta\omega_1 = k_{\Delta\omega_1} \cdot \alpha_d + b_{\Delta\omega_1}, \quad (3.19)$$

де $k_{\Delta\omega_1}$ та $b_{\Delta\omega_1}$ — коефіцієнти залежності $\Delta\omega_1 = f(\alpha_d)$.

Таблиця 3.2 — Функціональне призначення характерних точок закону керування

№ з/п	Точка	Координата	Функціональне призначення
1	P_1	$\Delta\omega_1$	Визначає можливий рівень підвищення кутової швидкості обертання колінчастого валу двигуна впродовж рушання з місця
2	P_1	ω_{c1}	Разом із координатою ω_{c3} визначає початок та тривалість навантаження двигуна впродовж рушання. Характеризується зменшенням швидкості обертання колінчастого валу. Важливо, щоб зниження кутової швидкості колінчастого валу двигуна було не критичним з точки зору зупинки двигуна. Ступінь падіння кутової швидкості повинна бути узгоджена із входженням кутової швидкості ω_c у робочий діапазон кутових швидкостей двигуна.
3	P_2	ω_{c2}	Визначає плавність підходу кривої закону керування до точки дотику P_3
4	P_3	ω_{c3}	Разом із координатою ω_{c1} визначає тривалість процесу буксування та рівень прискорення, який досягається в процесі буксування зчеплення.
5	$S\omega_{r0}$	ω_{r0}	Забезпечує повне вмикання зчеплення після вирівнювання кутових швидкостей колінчастого валу та ведених деталей зчеплення, тому змінюється лише на етапі остаточного повного вмикання зчеплення

Координата ω_{c3} точки P_3 пов'язана із збільшенням прискорення, що досягається впродовж буксування зчеплення. Функціональна залежність $\omega_{c3} = f(j_{\alpha\%})$ опосередковано пов'язана із ступенем натискання на педаль акселератора тому її можна записати у вигляді $\omega_{c3} = f(\alpha_d)$ та розрахувати за формулою (3.20).

$$\omega_{c3} = k_{\omega_{c3}} \cdot \alpha_d + b_{\omega_{c3}}, \quad (3.20)$$

де $k_{\omega_{c3}}$ та $b_{\omega_{c3}}$ — коефіцієнти залежності $\omega_{c3} = f(\alpha_d)$.

Після набуття відносною кутовою швидкістю ω_r негативного значення координата ω_{r0} перестає бути нульовою та зміщується у негативну область. Разом із дзеркальним характером функції $S(\omega_r)$, що обумовлена використання модулю $S = f(|\omega_r|)$ це призводить до загального зростання керуючого параметру S та увімкнення зчеплення (рис. 3.22).

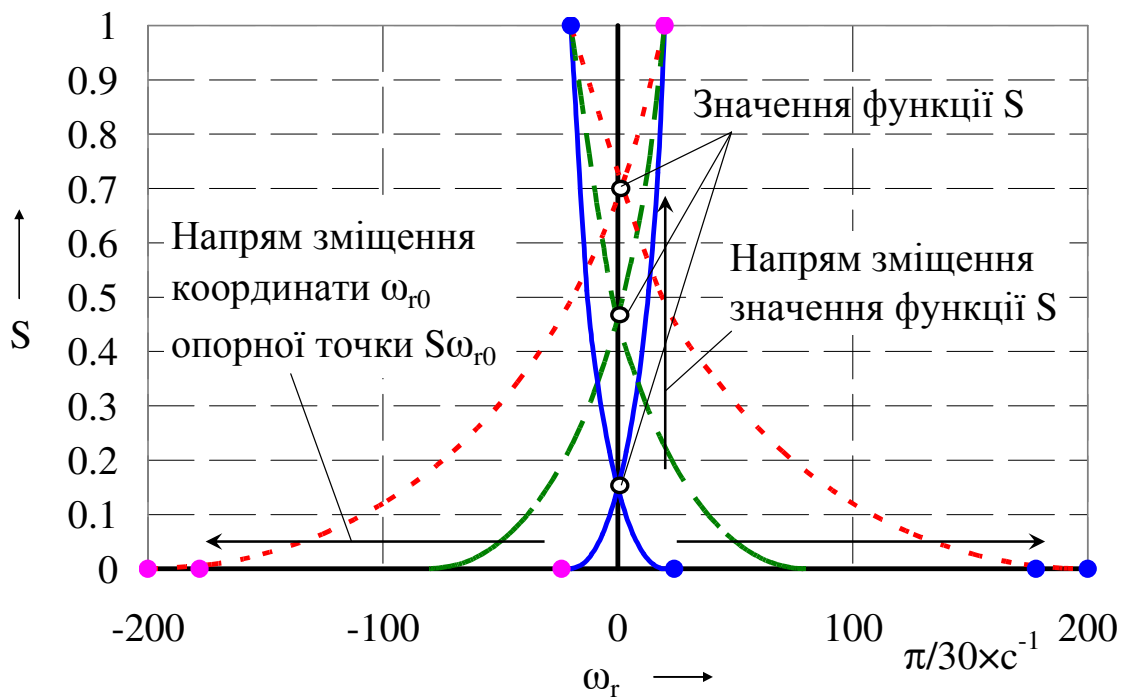


Рисунок 3.22 — Поведінка функції S при зміщенні координати ω_{r0}

Збільшення негативного значення ω_{r0} відбувається за наступним алгоритмом (рис. 3.23).

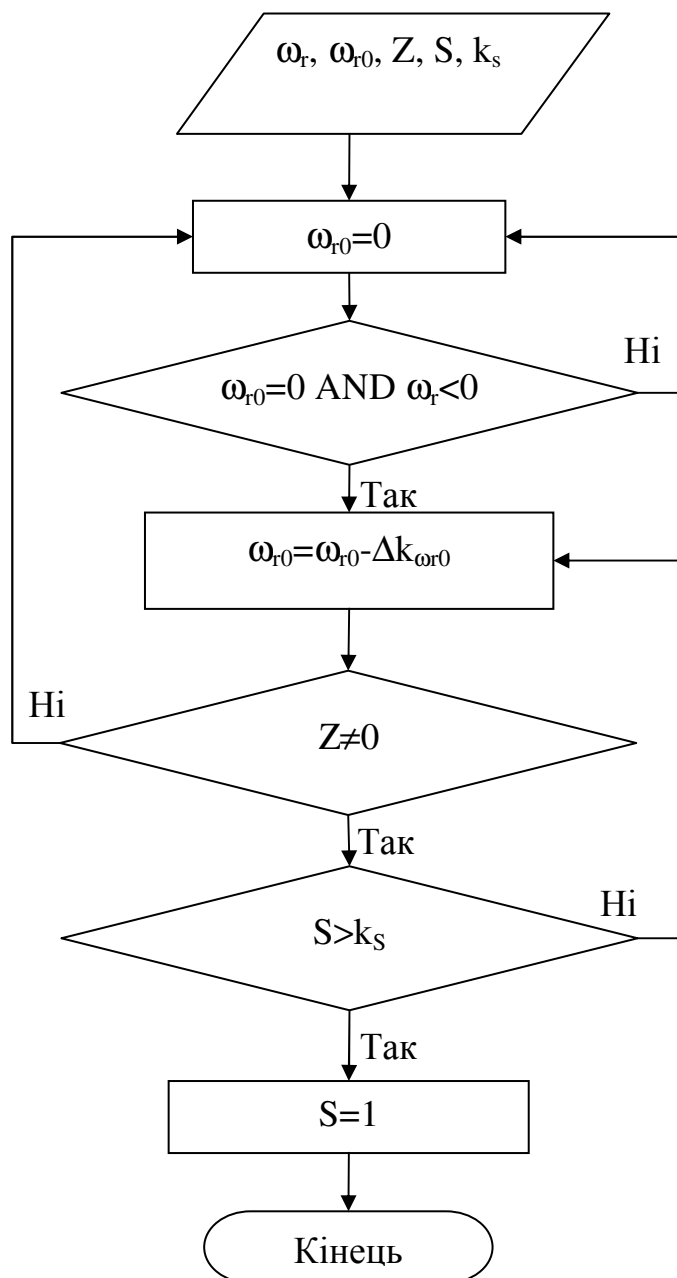


Рисунок 3.23 — Блок-схема повного увімкнення зчеплення

Початковим значенням ω_{r0} є нуль. Далі, згідно з алгоритмом, перевіряється умова $\omega_r < 0$ за якої стає зрозуміло, що синхронізація відбулась і можливе замикання дисків зчеплення. Синхронізація може відбуватися за двома сценаріями показаними на рисунку 3.10. При виконання умов $\omega_{r0} = 0 \wedge \omega_r < 0$ починається

циклічне віднімання від ω_{r0} постійного від'ємника $k_{\omega r0}$, який разом із налаштуванням відліку таймера мікроконтролеру забезпечує включення зчеплення впродовж 2 с. При цьому в середині цього циклу є контроль комплексного сигналу вимкнення зчеплення Z для виходу із циклу та встановлення початкового значення ω_{r0} в разі різкого відпущення педалі акселератора або активації будь якого гальма. Другий вихід із циклу забезпечується за умови досягнення керуючої функції S відповідного рівня k_S . Після чого подається команда на повне вмикання зчеплення та алгоритм завершується. Такий вихід з циклу пов'язаний з тим, що під час робочого процесу синхронізація кутових швидкостей може настати при різних рівнях S , що може призвести до скорішого увімкнення зчеплення ніж за 2 с. Тому зчеплення може бути увімкнене та алгоритм закінчиться не чекаючи закінчення зазначеного часу. Це знижує навантаження на виконавчий пристрій, відтискний підшипник та інші елементи приводу керування зчепленням.

3.4 Концепція керування зчепленням на різних режимах руху

3.4.1 Ключові аспекти концепції вимикання зчеплення

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

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

Пропонується визначати цей перехід шляхом спостереження за швидкістю переміщення педалі акселератора, а саме швидкістю її відпускання при виході з

тягового режиму. Таким чином сигнал керування зчепленням для швидкого вимикання може бути представлений у вигляді

$$S = \begin{cases} 0 & \text{якщо } \frac{d\alpha_d}{dt} > [\dot{\alpha}_d] \wedge \alpha_d = 0\% \\ \text{інакше} & S = f(|\omega_r|) \end{cases}, \quad (3.21)$$

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

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

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

$$S = \begin{cases} 0 & \text{якщо } \omega_e \leq [\omega_e] \wedge \frac{d\omega_e}{dt} \geq [\dot{\omega}_e] \vee \omega_e < [\omega_{e \min}] \\ \text{інакше} & S = f(|\omega_r|) \end{cases}, \quad (3.22)$$

де $[\omega_e]$ — допустима стійка кутова швидкість колінчастого валу двигуна, с^{-1} ;

$[\dot{\omega}_e]$ — допустиме значення кутового прискорення колінчастого валу двигуна, с^{-2} ;

$[\omega_{e \min}]$ — мінімальна допустима кутова швидкість колінчастого валу двигуна, с^{-1} .

Під час маневрування на низькій швидкості без впливу на педаль акселератора рушання з місця відбувається при мінімальній стійкій швидкості обертання колінчастого валу. При цьому швидкість зростає з 0 км/год до швидкості яка

відповідає мінімальній кінематичній швидкості на увімкненій передачі. Часто виникає необхідність рухатися із швидкістю в цьому діапазоні для чого необхідно часткове включене зчеплення. Природною дією водія під час зростання швидкості вище бажаної є натискання на педаль гальма. Цей факт визначається за датчиком натискання на педаль гальма та є сигналом до обмеження крутного моменту, що передається зчепленням. Керуючий сигнал на виконавчий пристрій керування зчепленням має наступний закон

$$S = \begin{cases} S_{i-1} & \text{якщо } Z > 0\% \wedge \omega_v < \omega_{v_{\min}}, \\ \text{інакше} & S_i \end{cases}, \quad (3.23)$$

де S_i — положення штока виконавчого пристрою керування зчепленням на поточному циклі;

S_{i-1} — положення штока виконавчого пристрою керування зчепленням на попередньому циклі;

$\omega_{v_{\min}}$ — кутова швидкість, що пропорційна мінімальній лінійній швидкості автотранспортного засобу, с^{-1} ,

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

3.4.2 Ключові аспекти концепції вмикання зчеплення

Вмикання зчеплення відбувається за умови включеної відповідної до умов руху передачі, відпущеної педалі гальма та не задіяного допоміжного або стоянкового гальма. При виконанні цих умов починається вмикання зчеплення відповідно до закону керування ним (3.6) або (3.7). Цей процес відбувається не залежно від швидкості руху автотранспортного засобу, а також не залежно від попереднього стану зчеплення (повністю або частково вимкненого).

Це також стосується і режиму «перегазовка», тому цей режим може бути виконаний за умови включення нейтральної передачі на будь якій швидкості руху автомобіля. Цей режим може бути реалізований і з увімкненою передачею при натиснутій педалі гальма.

Після переходу в режим накату система керування вичікує можливого перемикання передачі. За відсутності процесу вмикання передачі система керування вмикає зчеплення задля розвантаження приводу. Для вмикання передачі після руху в режимі накату необхідно виконати одну з дій перед увімкненням передачі, або короткочасно натиснути на педаль акселератора з різким відпусканням, або перемістити педаль гальма до спрацювання датчика її переміщення. В обох випадках буде сформовано сигнал на вимикання зчеплення і з'явиться можливість увімкнути передачу.

Під час рушання на ухилі задіється відповідна корегуюча ланка відтермінування початку руху до натискання педалі акселератора. Цей процес контролюється системою допомоги рушання у гору. Зазвичай вона активізується при куті нахилу дороги більше за 5 градусів.

Висновки за розділом

1. Розроблений закон керування зчепленням, на основі параметричних кривих, характеризується простотою адаптації до умов руху автотранспортного засобу та можливістю використання інерції обертальних мас двигуна внутрішнього згоряння.

2. Визначений фізичний сенс та наведено залежності для визначення координат опорних точок параметричних кривих Безьє, що формують закон керування зчепленням та дозволяють адаптувати закон керування ним без складних обчислень у електронному блоці керування.

3. Запропонований алгоритм вмикання зчеплення забезпечує його повне вмикання лише після синхронізації дисків зчеплення.

4. При рушанні із виходом на сталу швидкість руху вимикання зчеплення перед синхронізацією дозволяє уникнути перерегулювання швидкості руху на 0,8 км/год.

5. На основі аналізу швидкісних характеристик двигуна та передавальних чисел трансмісії створено залежність цільового прискорення після закінчення буксування зчеплення при рушанні автотранспортного засобу. Залежність поділяє процес руху, після закінчення процесу буксування зчеплення, на два режими: рух із сталою швидкістю та рух з прискоренням.

6. Представлення закону керування у квазістатичному вигляді, без часу протікання процесу синхронізації кутових швидкостей дисків зчеплення, забезпечує формування поверхні, що визначає сукупність цільових впливів для виконавчого пристрою.

7. Запропоновані ключові аспекти концепції керування зчепленням для забезпечення його роботи в автоматичному режимі у складі коробки передач, як із ручним керуванням так і з автоматичним.

8. При порівнянні двох способів рушання, із корекцією сингалу від педалі акселератора та без корекції цього сигналу перевага надана останньому способу, як більш універсальному способу з меншою витратою палива та способу, що може забезпечити виконання умов концепції вмикання зчеплення при будь якому положенні педалі акселератора.

Основні результати досліджень по даному розділу опубліковані в роботах [9, 11, 26, 27].

РОЗДІЛ 4

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕЛЕМЕНТІВ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ЗЧЕПЛЕННЯМ З ВРАХУВАННЯМ ТЕМПЕРАТУРИ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

Частіше за все при математичному моделюванні роботи тієї чи іншої системи або апарата приймають припущення про відповідність їх параметрів нормальним умовам експлуатації. Серед них атмосферний тиск, вологість повітря та його температура. Зазвичай верифікаційні експерименти проводять при кімнатній температурі 16...22°C нормальному атмосферному тиску та вологості повітря 40...70%. Для унеможливлення впливу вологи електронні блоки, датчики електромагніти та електродвигуни виконують із різним ступенем захищеності від вологи та пилу. Відповідна класифікація визначається стандартом [205]. Тиск повітря, на згадані елементи системи керування чинить не значний вплив, який зазвичай не враховують. Натомість температурний чинник може впливати на роботу системи керування дуже суттєво, але зазвичай не враховується в наукових дослідженнях. Для врахування впливу температури навколишнього середовища при моделюванні робочого процесу системи керування зчепленням необхідно провести експериментальні дослідження її елементів. В результаті експериментальних досліджень робочих процесів елементів системи керування зчепленням буде отримано математичний опис впливу температури на їх параметри.

4.1 Експериментальні дослідження впливу температури на складові елементи системи керування зчепленням

На прикладі системи керування зчепленням визначимо вплив температури на параметри її складових та на робочий процес системи керування зчепленням в цілому. Відповідно до рис. 1.9 система керування складається з ЕБК,

електромагнітних клапанів, датчика положення педалі зчеплення, датчика положення педалі акселератора та датчика положення штока виконавчого пристрою керування зчепленням. Відповідно до нормативних вимог [206, 207, 208] діапазон середніх щорічних екстремальних середньодобових температур становить:

- для помірного клімату від -40°C до $+38^{\circ}\text{C}$;
- для помірно-холодного від -55°C до $+38^{\circ}\text{C}$.

Для використання виробів автомобільної промисловості в умовах помірного клімату (до якого відноситься Україна) стандартом [206] передбачені наступні значення температури повітря при експлуатації:

- робочі, від -45°C до $+40^{\circ}\text{C}$;
- граничні робочі, від -50°C до $+45^{\circ}\text{C}$.

Для електронних компонентів має місце промислове виконання (automotive) яке передбачає збереження їх працездатності у діапазоні температур від -40°C до $+125^{\circ}\text{C}$ [209, 210, 206, 208]. Спираючись на дослідження [209, 210], щодо температур, що температурних умов в різних частинах автомобіля та вимог стандартів будемо досліджувати властивості складових елементів системи керування зчепленням в діапазоні температур від -45°C до $+40^{\circ}\text{C}$.

4.1.3 Дослідження датчика положення індуктивного типу

В автомобільній промисловості для визначення положення педалей або елементів виконавчих пристроїв використовують контактні та безконтактні датчики. Зазвичай, датчик положення педального вузла резистивного типу має два змінних резистори, а так інформація передається по шести проводам у аналоговому форматі та проходить обробку в АЦП електронного блоку керування. Так само обробку в АЦП проходить і сигнал від безконтактних датчиків з мікросхемою на ефекті Холу. Визначення положення педалі зчеплення безконтактним способом можливе чотирма варіантами [87]: — лінійно розташований масив датчиків Холу з одним вихідним каналом, що реагує на зміну ліній магнітного поля (потребує наявності постійного магніту); — інтегрована мікросхема з двома вихідними каналами (потребує наявності постійного магніту); — датчики Холу, що фіксують окремі положення

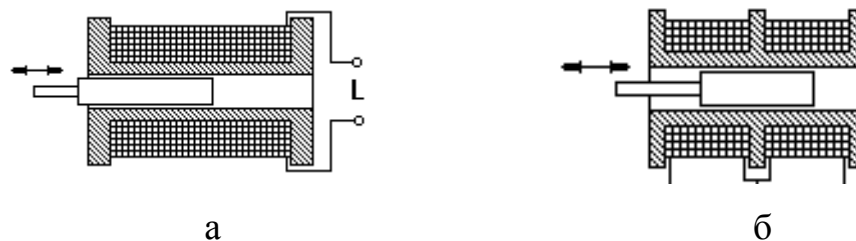
педалі зчеплення (потребує наявності постійного магніту малих розмірів); — індуктивний датчик (не потребує наявності постійного магніту). З всіх чотирьох способів останній вбачається найбільш простим та дешевим. Він не потребує наявності постійного магніту, для передачі інформації необхідно всього два дроти, спосіб отримання інформації забезпечує завадостійкість та вартість елементної бази для вимірювання сигналу нижча [211]. Для індукційного датчика інформація передається по двом провідникам без необхідності застосування АЦП, бо під час обробки сигналу використовується спосіб вимірювання часу таймером, а так інформація одразу перетворюється у цифровий формат. За такої конструкції датчика можливо зменшити витрати на проводку при застосуванні системи в автобусах з двигуном, що розташовано ззаду. На відміну від контактного резистивного датчика індукційний не схильний до сприйняття завад та випадкових сплесків реального сигналу. Разом із перевагами, такий спосіб вимірювання сигналу має свої недоліки. Так індуктивні датчики підключаються в ланцюг коливального контуру, для генерації синусоїдального сигналу з резонансною частотою декілька кГц. Резонансна частота залежить від характеристик компонентів ланцюга вимірювання. Тому точність даних залежить не тільки від параметрів самого індукційного датчика, а й від характеристик компонентів в електронному блоці керування. Насамперед йдеться про конденсатор [212, 213, 214].

Індукційні датчики використовуються для визначення положення виконавчих пристроїв в багатьох системах автомобіля. Їх застосовують в системах керування підвіскою, в системах керування агрегатами трансмісії та інших системах [215, 216, 217].

Принцип дії індуктивних датчиків заснований на тому, що в переміщенні, яке передбачається виміряти, бере участь один з елементів магнітного контуру, який викликає зміну магнітного потоку через вимірювальну обмотку і призводить до відповідних змін електричного сигналу у колі вимірювання [218, 219]. Якщо рухомих елементом є феромагнітне осердя, то його переміщення проявляється:

– в зміні коефіцієнта самоіндукції котушки (змінна індуктивність) (рис. 4.1, а);

– в зміні коефіцієнта зв'язку між первинною і вторинною обмотками трансформатора (диференційний трансформатор), що призводить до зміни вторинної напруги (рис.4.1, б).



а — схема підключення при вимірювання індуктивності котушки;

б — схема підключення при вимірювання напруги вторинної обмотки диференційного трансформатору

Рисунок 4.1 — Індуктивні датчики з рухомим осердям

В якості чутливого елементу датчика положення педалі зчеплення було обрано котушку електромагнітного клапана в середині якої переміщується осердя із феромагнітної сталі. Довжина котушки складає 30 мм, що задовольняє ходу педалі зчеплення з врахування її передавального числа. Схема обробки сигналу датчика положення педалі наведено на рисунку 4.2.

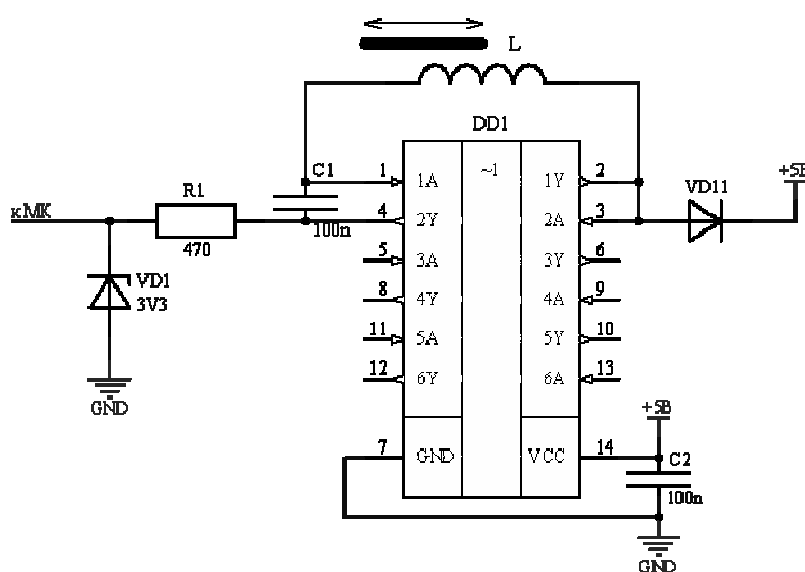


Рисунок 4.2 — Схема електрична принципова підключення датчика положення педалі зчеплення

Схема представляє собою релаксаційний LC генератор прямокутних імпульсів на інверторах. Ланцюг R1, VD1 обмежує амплітуду сигналу, що надходить до мікроконтролера на рівні 3,3 В.

Частота сигналу, що виробляє генератор складає 12...30 кГц. Для підвищення точності і регулярності результатів вимірювання мікроконтролер визначає тривалість 25 періодів вхідного сигналу і усереднює результат. Таким чином, інформація про поточний стан положення педалі зчеплення оновлюється кожні 1,5...2 мс (0,002 с), що в десять разів швидше за реакцію електромагнітного клапана з такою самою котушкою електромагніта. Зважаючи на присутність в схемі вимірювання конденсатора та резистора, характеристики яких можуть змінюватися під впливом зміни температури, інформація про вимірювання індуктивності також може викривлятися. Так само і сама котушка, під впливом змінної температури, змінює характеристики, які впливають на її індуктивність.

Можна відзначити два чинники, що впливають на точність вимірювання положення педалі при зміні температури:

- об'єктивна зміна параметрів котушки та осердя;
- зміна параметрів електричної схеми вимірювання.

Дослідимо обидва чинники. Під час дослідження першого чиннику дії змінної температури будемо піддавати лише датчик положення, а схема вимірювання, що інтегровано на одну плату з мікроконтролером буде знаходитися у середовищі із стабільною температурою. Під час дослідження другого чиннику, як датчик, так і електронний блок із схемою вимірювання будуть знаходитися під дією змінної температури.

Експериментальні дослідження при різних температурах проводились у кліматичних камерах створених спеціально для випробування елементів системи керування, які характеризуються відносно малими розмірами, та системи керування в цілому. Під час дослідження були зняті характеристики відгуку у діапазоні температур $-40...+40$ °С та у двох станах, при повністю вставленому осерді та без осердя. Ці стани характеризують переміщення педалі зчеплення, що відповідає

100% та 0% відповідно. За результатами експериментальних вимірів відхилення у функції температури отримано наступні дані:

– без осердя абсолютне відхилення усередненого періоду вхідного сигналу склало 34 мкс (0,000034 с.) (рис. 4.3), що спричинило коливання у даних у межах 7%;

– з повністю вставленим осердям абсолютне відхилення усередненого періоду вхідного сигналу склало вже 48 мкс (0,000048 с.), що спричинило коливання у даних у межах 10%.

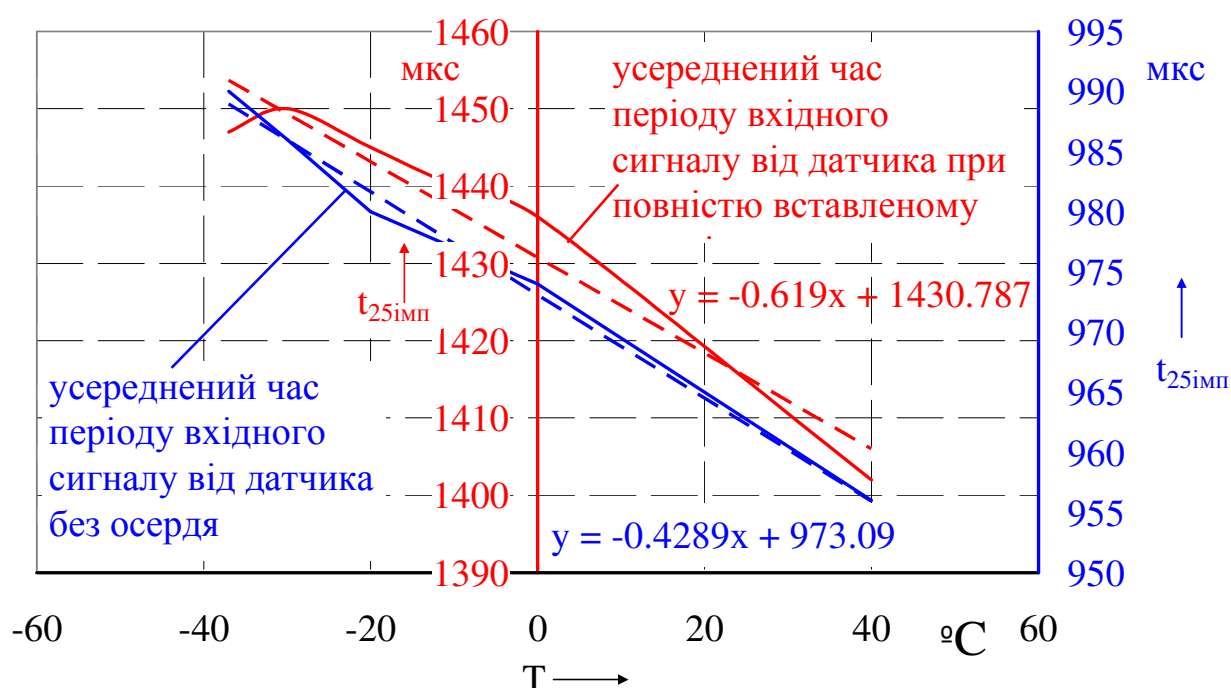


Рисунок 4.3 — Час періоду вхідного сигналу від датчика положення педалі зчеплення при різних положеннях осердя в залежності від температури датчика

Аналізуючи данні вимірів можна стверджувати, що на значне відхилення у показаннях системи вимірювання часу періоду у коливальному контурі впливає зміна властивостей осердя та матеріалу котушки під дією температури навколишнього середовища. Насамперед мова йде про магнітну проникність матеріалу. Отримання стабільних даних у всьому температурному діапазоні можливо за умови встановлення мертвих зон по переміщенню датчика в початковому положенні педалі до 10% та при повністю натиснутої педалі до 15%.

При таких мертвих зонах, не залежно від температури, з повного ходу датчика, який дорівнює 30 мм залишається 75% робочого ходу. Цього значення робочого ходу достатньо для забезпечення ергономічних вимог, що пред'являються до органів керування зчепленням. Навіть з передавальним числом педалі зчеплення 6 можливо забезпечити повний хід педалі зчеплення 180 мм, що менше за максимальну допустиму норму $[L]=190$ мм [89]. Мертва зона на початку ходу, в цьому випадку складе 18 мм, а наприкінці ходу 27 мм. Корисний хід педалі складатиме 135 мм.

4.1.4 Експериментальні дослідження впливу температури на електронний блок керування

Відповідно до програми експериментальних досліджень проведені випробування всієї системи керування зчепленням в кліматичній камері (індукційний датчик, дроти, електронний блок, виконавчий пристрій з системою навантаження). Для усунення впливу температури на показання датчика в електронному блоці були враховані мертві зони 10% та 15% від ходу педалі зчеплення. Як вже було зазначено температурні характеристики конденсатора в системі вимірювання також мають впливати на показники вимірюваного сигналу. Розглянувши три поширені SMD конденсатора із типами діелектрика Y5X, X7R та NP0 (розташовані в порядку збільшення вартості) спрогнозуємо можливі характеристики системи вимірювання на основі даних від виробника про температурні характеристики відповідних типів конденсаторів [212, 213, 214]. Для номінальної ємності 0.1 мкФ температурні характеристики конденсаторів зображені на рис. 4.4.

Відповідно до принципу суперпозиції отримаємо характеристику гіпотетичного сигналу для кожного варіанту схеми вимірювання. Взявши до уваги відому формулу періоду незатухаючих коливань $T = 2 \cdot \pi \cdot \sqrt{L \cdot C}$ у RLC-колі [220] та на основі даних з рисунків 4.3 та 4.4 розрахуємо результуючі криві відповідно для натиснутої педалі зчеплення (осердя вставлено) та для відпущеної педалі (осердя знаходиться поза зоною вимірювальної котушки).

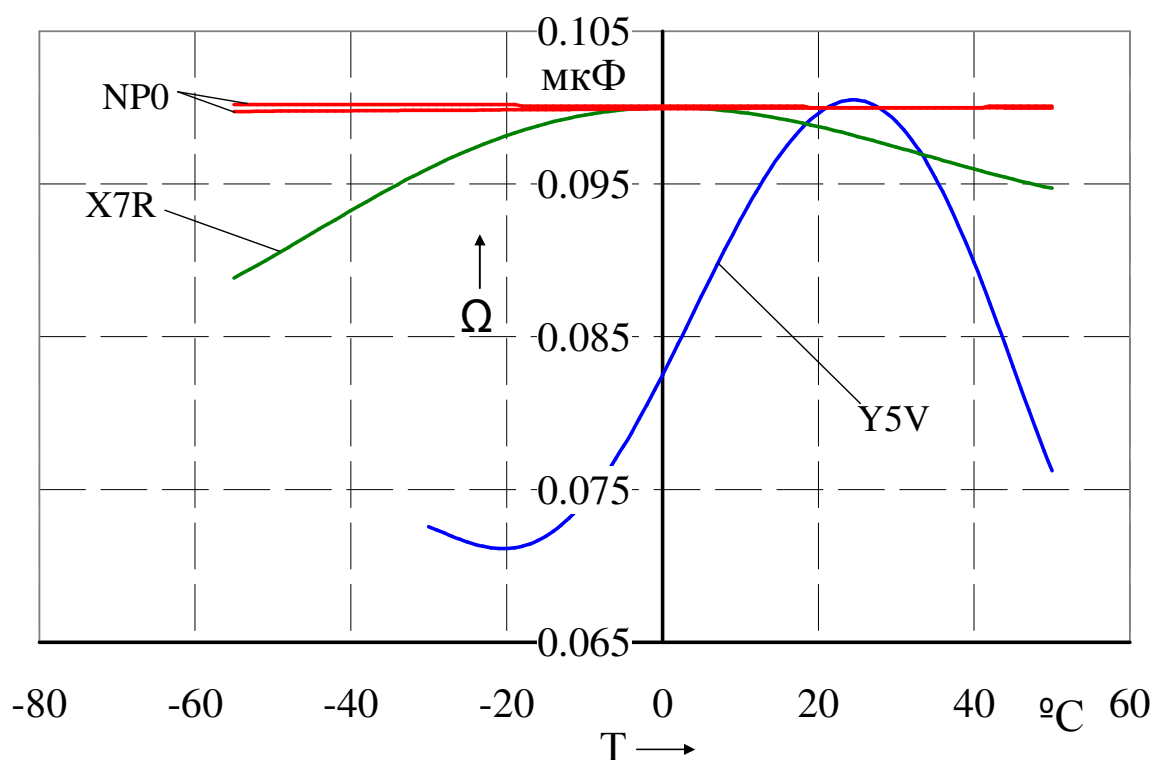


Рисунок 4.4 — Температурні криві зміни ємності конденсаторів за даними виробника [212, 213, 214]

Розрахункові криві наведемо на рисунку 4.5. З огляду на недостатній гарантований температурний діапазон та суттєву нелінійність при зміні температури конденсатор з діелектриком Y5V не бажано використовувати в схемі вимірювання положення педалі зчеплення. Він має суттєво нелінійну температурну характеристику та значну деградацію ємності з часом. Так після 10000 часів роботи він втрачає 15% ємності [212]. Конденсатори з діелектриком X7R також мають нелінійність, але вона суттєво менша за нелінійність у конденсаторів з діелектриком Y5V, та може бути добре відтворена поліномом при моделюванні [213]. Деградація ємності конденсатора з діелектриком X7R з часом складає всього 6% за той самий період [213]. Найбільш бажаними для використання у схемах вимірювання є конденсатори із діелектриком NP0. Вони не деградують з часом та мають похибку від температури всього $\pm 0.3\%$, але залежність ємності від температури не визначена та носить випадковий характер [214]. Натомість, у конденсаторів з діелектриком NP0 вартість одного типорозміру може бути у 8 разів вища за аналоги (Y5V та X7R) [221].

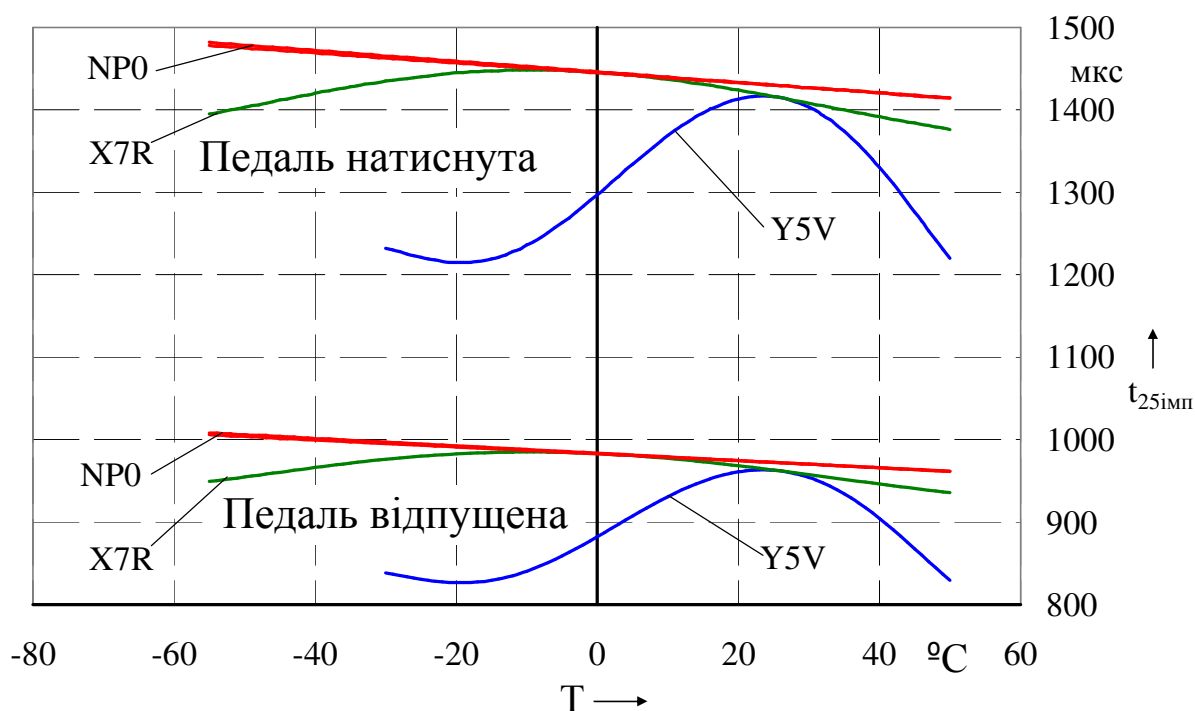


Рисунок 4.5 — Співвідношення між вимірюваними сигналами датчика положення педалі при застосуванні різних типів конденсаторів у схемі вимірювання (розрахунок)

У ході випробувань, в кліматичній камері, впродовж яких вся система (індукційний датчик, дроти, електронний блок), піддавалася впливу температури, зафіксовано некоректну роботу системи керування зчепленням, що проявлялася у самовільному переміщенні штоку виконавчого пристрою керування зчепленням під час охолодження камери у діапазоні температур $+15 \dots -30$ $^{\circ}\text{C}$ (рис. 4.6).

Впродовж випробування протягом 300 секунд електронний блок працював у звичайних умовах і прогрівався. Під час прогріву процесора та елементів електронного блоку спостерігалось зменшення періоду коливань у вимірювальному колі датчика положення педалі зчеплення. Починаючи з 300 секунди в кліматичну камеру подавався рідкий азот для охолодження внутрішнього простору та системи керування зчепленням. Як видно, разом із зміною температури почалося суттєве відхилення такого параметру як період коливань струму у вимірювальному колі, який вимірюється процесором.

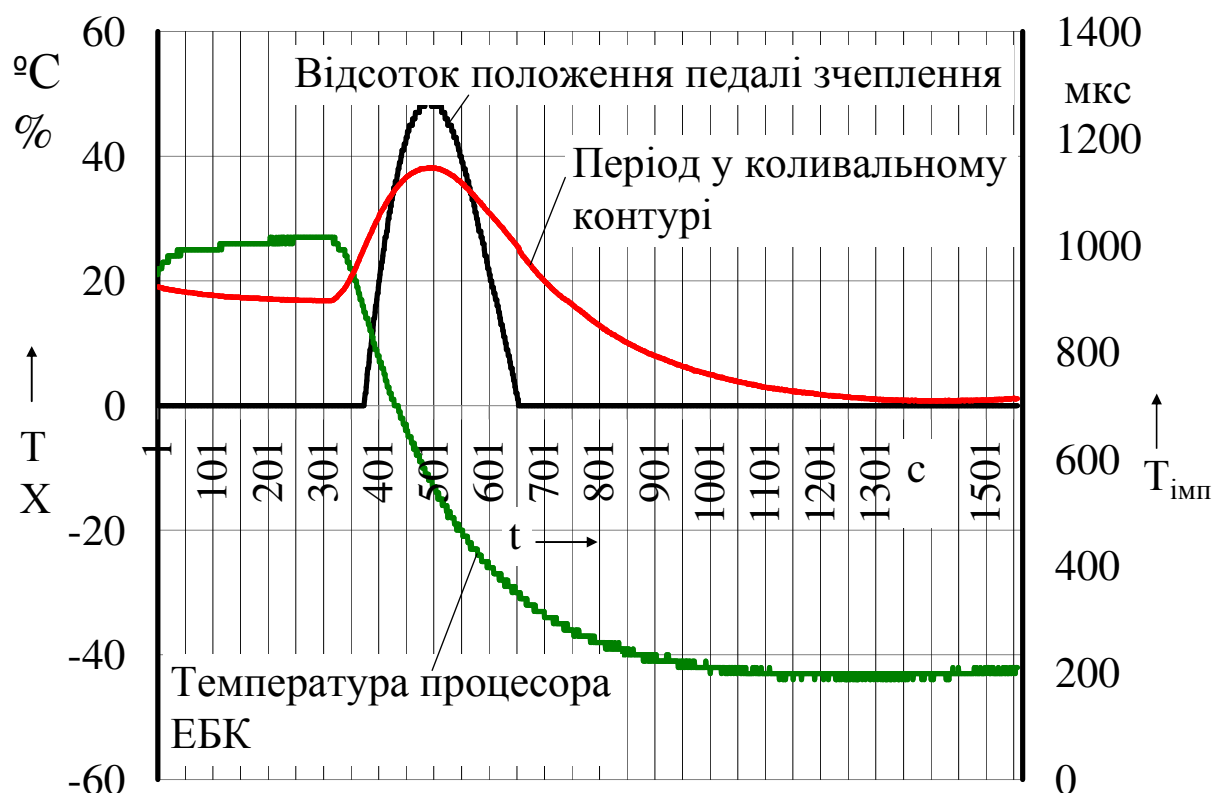


Рисунок 4.6 — Процес зміни показань датчика положення педалі зчеплення у діапазоні температур +15... – 30 °C при нерухомій педалі

В результаті проведеного експерименту встановлено суттєву нелінійність зміни періоду коливань, що призвело до виникнення значної похибки, до 50%, у показаннях датчика положення педалі зчеплення. Не дивлячись на те, що педаль, під час фіксації робочого процесу, що відображено на рисунку 4.6, постійно знаходилась у відпущеному стані шток виконавчого пристрою керування зчепленням виконував переміщення відповідно до даних які були помилково генеровані мікропроцесором внаслідок зміни частоти коливань у схемі вимірювання датчика положення педалі зчеплення. Така поведінка системи була зафіксована у діапазоні –30...+15 °C. Цілком зрозуміло, що при випробуваннях всієї системи (індукційний датчик, дроти, електронний блок керування), в температурному діапазоні –45...+45 °C, основний вплив на отримані дані спричиняє елементи коливального контуру (конденсатор та опір), в електронному блоці.

Подальшим кроком в дослідженні причин некоректної роботи системи керування зчепленням було проведення додаткових випробувань зазначених

елементів системи керування з метою виявлення характеру змін у коливальному контурі вимірювання у широкому діапазоні температур, від $-45...+45$ °C. Так під час охолодження системи керування зчепленням з наступним її нагрівом були отримані граничні криві зміни періоду коливань у контурі вимірювання для повністю нажатої та повністю відпущеної педалі зчеплення. Незначні відмінності у отриманому періоді обумовлені відносною динамічністю під час охолодження внутрішнього простору кліматичної камери. Натомість відмічені значні відмінності від даних отриманих без охолодження електронного блоку керування (наведені на рис. 4.3, а на рис. 4.7 подані пунктиром). Характер зміни сигналу відповідає характеристиці встановленого у схему вимірювання конденсатора з діелектриком X7R (рис. 4.5), але має більш витягнуту у вертикальній площині форму.

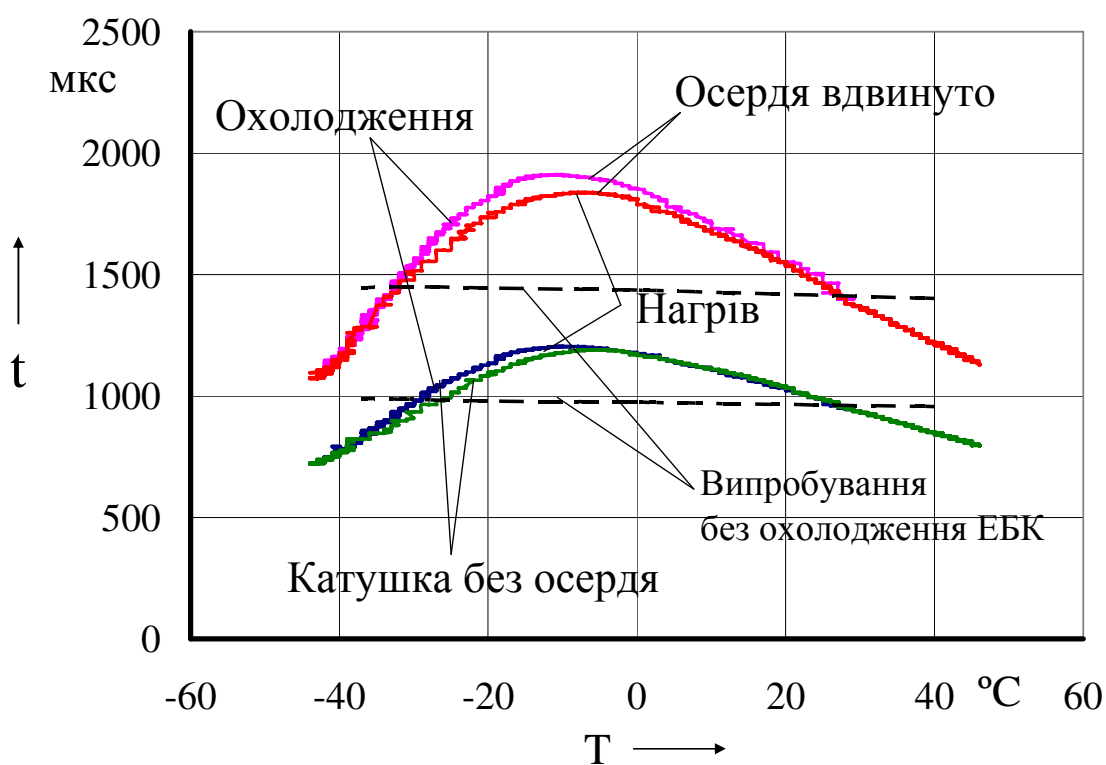


Рисунок 4.7 — Час періоду вхідного сигналу від датчика положення педалі зчеплення при крайніх положеннях осердя в залежності від температури датчика, дротів та електронного блоку

При такому характері зміни параметрів, отриманих мікропроцесором в результаті вимірювання періоду коливань у колі індукційного датчика положення,

неможливо отримати стійкий робочий діапазон простим введенням мертвих зон у відпущеному та натиснутому положенні педалі зчеплення, оскільки час періоду у цих двох положеннях накладається у різних температурних діапазонах. Отримати стійкий робочий діапазон датчика можливо, якщо ввести температурну адаптацію для всього робочого діапазону температур та забезпечити постійне тарування датчика положення педалі зчеплення у відпущеному стані.

Температурна адаптація можлива при наявності двох кривих, що огинають отримані залежності з середини контуру із заздалегідь визначеною еквідистантною відстанню (рис. 4.8). Користуючись можливостями програми Exell отримаємо рівняння цих двох кривих. Відповідно для максимально нажатої педалі зчеплення рівняння граничної кривої матиме вигляд (4.1).

$$t = 0,00314 \cdot T^3 - 0,36 \cdot T^2 - 4,16 \cdot T + 1768,2 + \\ + (-0,000003 \cdot T^5 + 0,000114 \cdot T^4 + 0,006998 \cdot T^3 - \\ - 0,213 \cdot T^2 - 3,067 \cdot T + 46,238) - Q_1, \quad (4.1)$$

де t — Період коливачь струму у колі вимірювання датчика положення педалі зчеплення, мкс;

T — температура процесора ЕБУ, °C;

Q_1 — час еквидистантного зсуву кривої по відношенню до верхньої межі, мкс.

Для повністю відпущеної педалі зчеплення рівняння граничної кривої матиме вигляд (4.2).

$$t = 0,0025 \cdot T^3 - 0,2214 \cdot T^2 - 3,3639 \cdot T + 1178,6 + \\ + (0,0002 \cdot T^4 + 0,0117 \cdot T^3 + 0,096 \cdot T^2 - 1,4872 \cdot T + 3,75) + Q_2, \quad (4.2)$$

де Q_2 — час еквидистантного зсуву кривої по відношенню до нижньої межі, мкс.

Таким чином криві, що визначають робочий діапазон педалі зчеплення зображені на рисунку 4.8 та являють собою криві, які огинають отримані під час

дослідження данні з встановленим запасом. Врахування рівнянь (4.1) та (4.2) при обробці мікропроцесором сигналу з індукційного датчику дозволяє уникнути ефект некоректної роботи системи керування зчепленням у вигляді самовільного переміщення штока виконавчого пристрою при зміні температури навколишнього середовища.

При зміні температури навколишнього середовища бажано щоб характеристика датчика положення педалі зчеплення не змінювалась. Насамперед цікавить стабільність відношення переміщення педалі до зміни сигналу від датчика у відсотках. Іншою мовою, зміна положення педалі у відсотках на один міліметр переміщення педалі повинна буди якомога стабільнішим у всьому діапазоні температур.

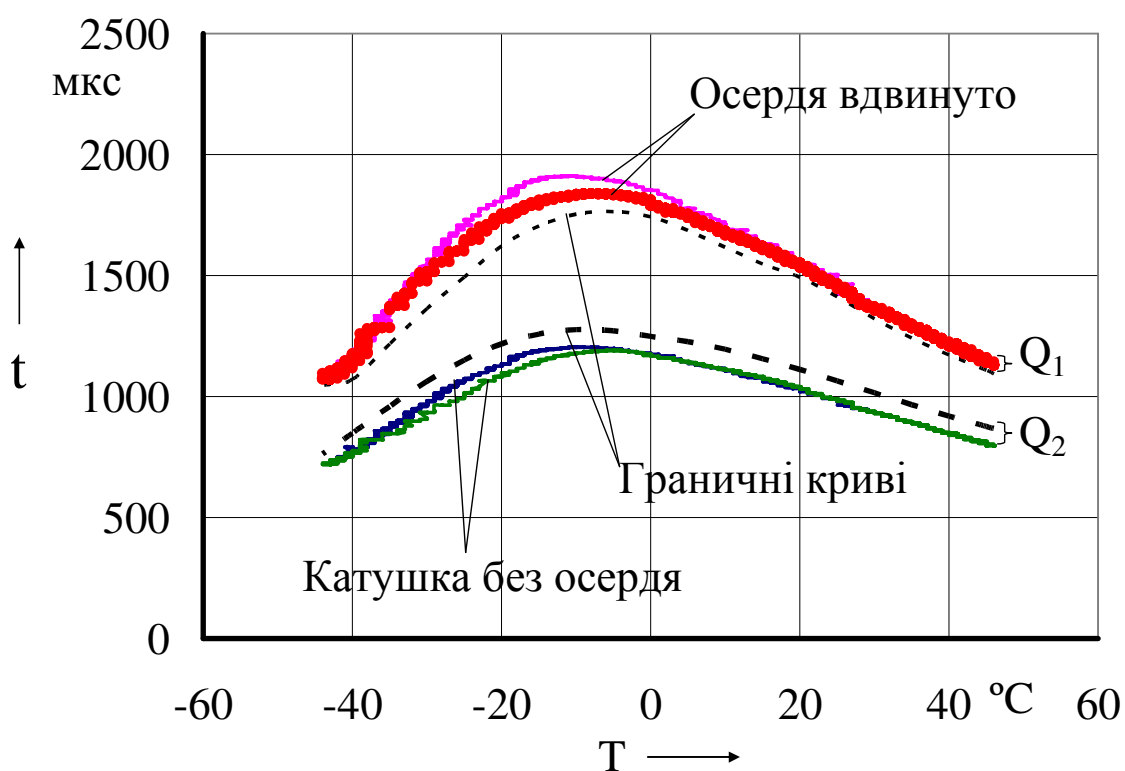


Рисунок 4.8 — Формування границьних кривих для тарування індуктивного датчика положення педалі зчеплення

Як видно з рисунку 4.9 криві, що характеризують крайні положення педалі не тільки є суттєво нелінійними, а й є не еквидистантними. Це призводить до зміни робочого діапазону датчика в залежності від температури. З огляду на це природно,

що значення параметра зсуву кривих Q_1 та Q_2 повинно бути функцією від цього діапазону (рис. 4.9) чи від температури, що більш зручно. Зсув кривих на еквидистантну відстань (Q_1 та Q_2 є постійними значеннями) призводить до нелінійної зміни мертвої зони на початку і наприкінці ходу педалі зчеплення. Це автоматично призведе до зміни передавальної характеристики педалі зчеплення. Це обумовлює необхідність прилаштовуватися водію при зміні температури навколишнього середовища. Залежність зміни фізичного діапазону на рисунку 4.9 отримана як різниця формул (4.1) та (4.2) без врахування значень Q_1 та Q_2 відповідно.

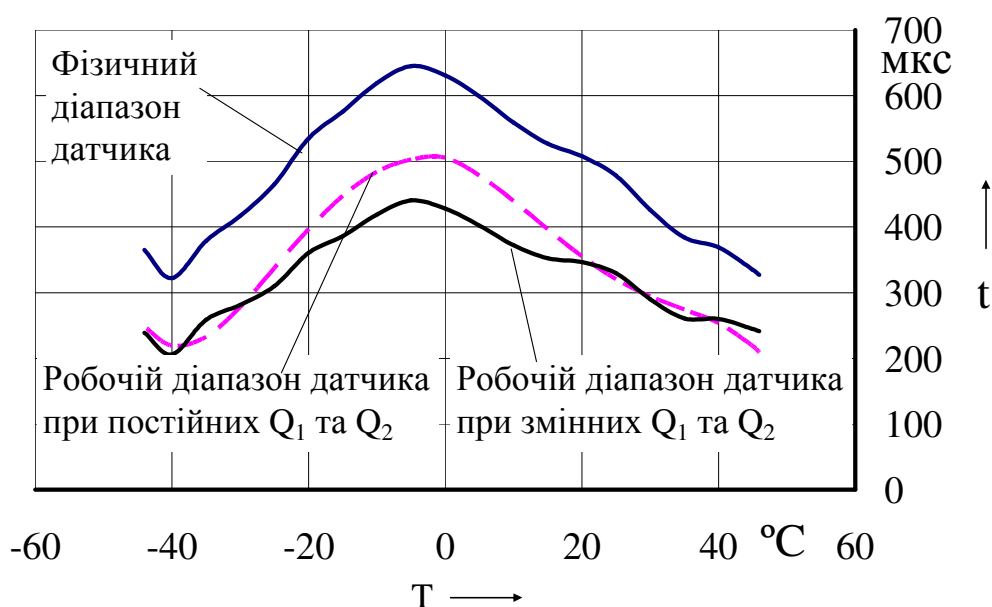
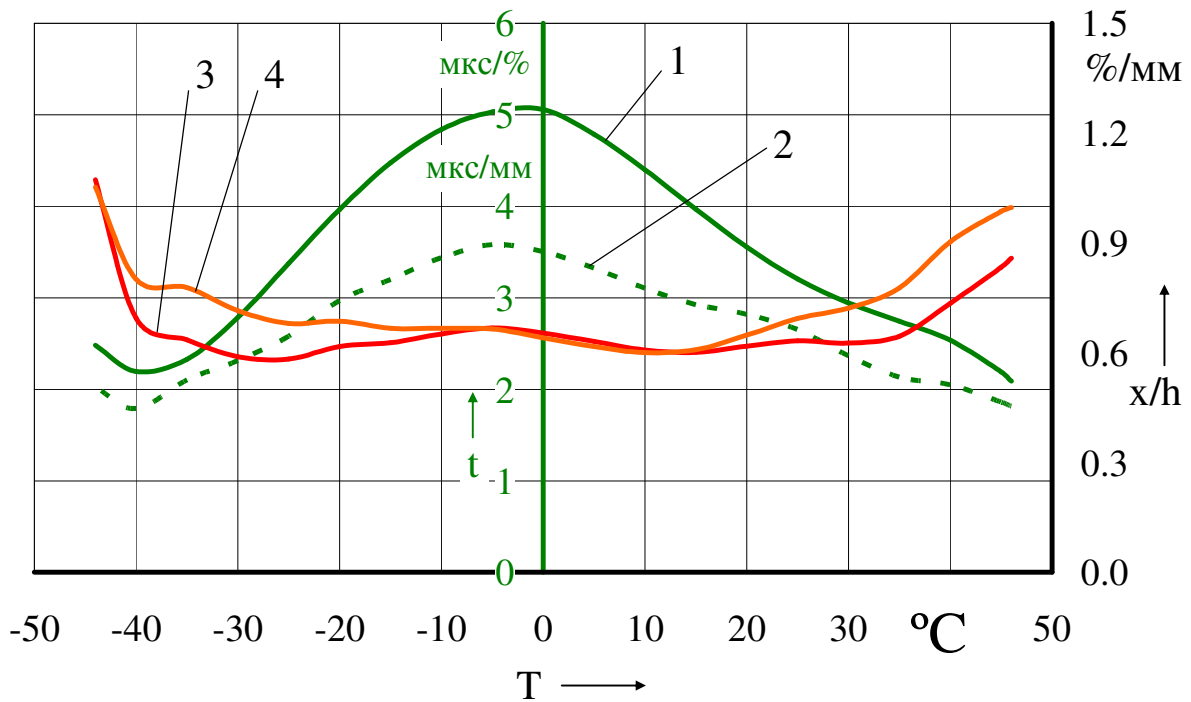


Рисунок 4.9 — Зміна робочого діапазону датчика положення від температури

Як видно з рисунка 4.10, при використанні постійних значень зсуву Q_1 та Q_2 питомий період коливань струму у колі датчика як до відсотку ходу педалі так і до його абсолютного значення в міліметрах має суттєво нелінійну залежність. Цей факт викликає складності при математичному відтворенні залежності і врахування її в електронному блоці.



1, 2 — Питомий період коливань струму у колі датчика до відсотку положення та до реального ходу педалі відповідно 3, 4 — передавальні характеристики датчика граничні криві якого сформовані поліноміальною апроксимацією кривих охолодження та нагріву з еквидистантним зсувом; 3 — поліном третього порядку (формули 4.1 – 4.2); 4 — поліном шостого порядку

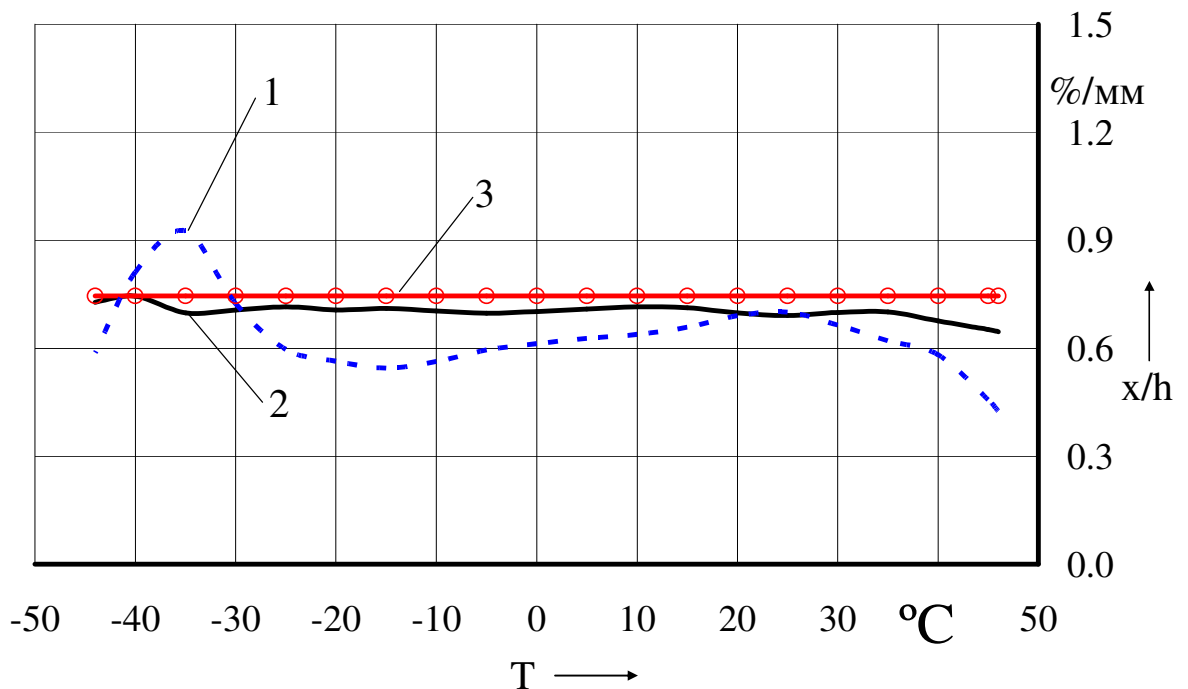
Рисунок 4.10 — Передавальні характеристики датчика положення педалі зчеплення з постійними коефіцієнтами Q_1 та Q_2

При апроксимації залежності періоду коливань від температури поліномами (впритул до шостого порядку) не дає стабільної характеристики педалі зчеплення при вираженні її у відсотках до ходу педалі. Так криві 3 та 4 на рисунку 4.10 демонструють відносно стабільні значення передавальної характеристики у діапазоні температур від $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+20\text{ }^{\circ}\text{C}$. В цьому діапазоні значення передавальної характеристики педалі з датчиком коливається біля $0,6\text{ }\%/мм$ переміщення. При цьому за межами температур $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ та $+30\text{ }^{\circ}\text{C}$ значення передавальної характеристики поступово збільшується до значень $1\text{ }\%/мм$ – $1,1\text{ }\%/мм$. Такі коливання призводять до того, що при різних температурах переміщення педалі зчеплення на одну і ту саму величину призводить до генерації різних заданих

сигналів в системі керування зчепленням. Як наслідок, отримаємо різні переміщення штоку виконавчого пристрою.

Кращі результати можна досягти використанням змінних коефіцієнтів еквидистантного зсуву Q_1 та Q_2 у виразах (4.1) та (4.2). Так на рисунку 4.11 зображено передавальну характеристику педалі зчеплення (рис. 4.17 крива 1) апроксимація кривих охолодження та нагріву здійснювалась поліномом шостого порядку з компенсацією похибки поліномом шостого порядку.

Виходячи з аналізу кривих передавальних характеристик датчика положення педалі зчеплення (рис. 4.10 та рис. 4.11) граничні криві найбільш раціонально представляти в матричній формі (4.3).



1, 2 — передавальні характеристики датчика граничні криві якого сформовані з використанням поліноміальної апроксимації; 3 — передавальна характеристика датчика граничні криві якого сформовані таблицею експериментальних даних із зсувом, що пропорційний його фізичному діапазону у даних температурних умовах.

Рисунок 4.11 — Передавальні характеристики датчика положення педалі зчеплення із змінними коефіцієнтами еквидистантного зсуву Q_1 та Q_2

$$\begin{pmatrix} T_i & t_i^{100\%} & t_i^{0\%} & G_i^{100\%} & G_i^{0\%} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ T_i & t_i^{100\%} & t_i^{0\%} & G_i^{100\%} & G_i^{0\%} \end{pmatrix}, \quad (4.3)$$

де T_i — температура мікропроцесора, °C;

$t_i^{100\%}$ — період коливань струму у колі датчика при повністю натиснутої педалі, мкс;

$t_i^{0\%}$ — період коливань струму у колі датчика при відпущеної педалі, мкс;

$G_i^{100\%}$ — гранична крива при повністю натиснутої педалі, мкс;

$G_i^{0\%}$ — гранична крива при відпущеній педалі, мкс.

Компоненти матриці (4.3), що визначають граничну криву при повністю натиснутої педалі визначаються за формулою (4.4).

$$G_i^{100\%} = t_i^{100\%} - \frac{(t_i^{100\%} - t_i^{0\%})}{D^{100\%}}, \quad (4.4)$$

де $D^{100\%}$ — коефіцієнт пропорційності, що визначає розмір верхньої мертвої зони датчика.

Компоненти матриці (4.3), що визначають граничну криву при відпущеній педалі визначаються за формулою (4.5).

$$G_i^{0\%} = t_i^{0\%} + \frac{(t_i^{100\%} - t_i^{0\%})}{D^{0\%}}, \quad (4.5)$$

де $D^{0\%}$ — коефіцієнт пропорційності, що визначає розмір нижньої мертвої зони датчика.

Спроба застосування комбінованого підходу при формуванні граничних кривих датчика положення педалі суттєво покращує стабільність характеристики (рис. 4.17 крива 2). Ця передавальна характеристика сформована таблицею експериментальних даних із зсувом, що пропорційний його фізичному діапазону (рис. 4.15) у даних температурних умовах, залежність якого апроксимована поліном п'ятого порядку. Найбільшу стабільність передавальної характеристики демонструє підхід при якому граничні криві датчика сформовані таблицею експериментальних даних із зсувом, що пропорційний його фізичному діапазону (рис. 4.15) у даних температурних умовах, залежність якого задана матрицею (рис. 4.17 крива 3).

Слід зазначити, що передавальна характеристика педалі x/h , %/мм залежить від робочого ходу педалі зчеплення і повинна бути узгоджена із двома параметрами:

- чутливість водія до переміщення ноги, що керує педаллю зчеплення;
- узгодженість із характеристикою максимальної точності системи керування зчепленням.

Передавальна характеристика датчика положення в залежності від його робочого ходу (рис. 4.12) будується на основі виразів (4.6 та 4.7) та дозволяє визначитися із зоною можливих значень. Зона А на рисунку 4.12 небажана бо не забезпечує необхідної якості керування. Зміна заданого сигналу для системи керування зчепленням одразу на декілька відсотків при переміщенні педалі на 1 мм не має сенсу оскільки не можливо сформувати якісного керування. Зона В також не може бути використана із-за ергономічних вимог та необхідності уникнути ефекту, який зображений на рисунку 4.6. Також необхідно врахувати верхню та нижню мертві зони Б. Для реального використання залишається діапазон робочого ходу в межах 100...145 мм переміщення педалі з передавальним числом важелів 6.

$$x/h = \frac{100\%}{h_p}, \quad (4.6)$$

де x/h — передавальна характеристика педалі з датчиком, %/мм;

h_p — робочий хід педалі, мм.

$$h_p = h_{\max} \cdot \left(1 - \frac{D^{100\%} - D^{0\%}}{t_i^{100\%} - t_i^{0\%}} \right), \quad (4.7)$$

де $h_{\max}$ — максимальний, фізичний хід педалі, мм;

З рисунку 4.12 та виразу (4.6) видно, що для забезпечення якості заданого сигналу у всьому діапазоні положень педалі зчеплення її хід має бути не менше 100 мм. Досягти значення передавальної характеристики $x/h = 0,5$ %/мм також не можливо із-за ергономічних вимог. Прийнятний діапазон значень точності передавальної характеристики складає від 0,526 %/мм до 1 %/мм. З врахуванням обов'язкових мертвих зон нижня межа характеристики x/h може скласти 0,69 %/мм.

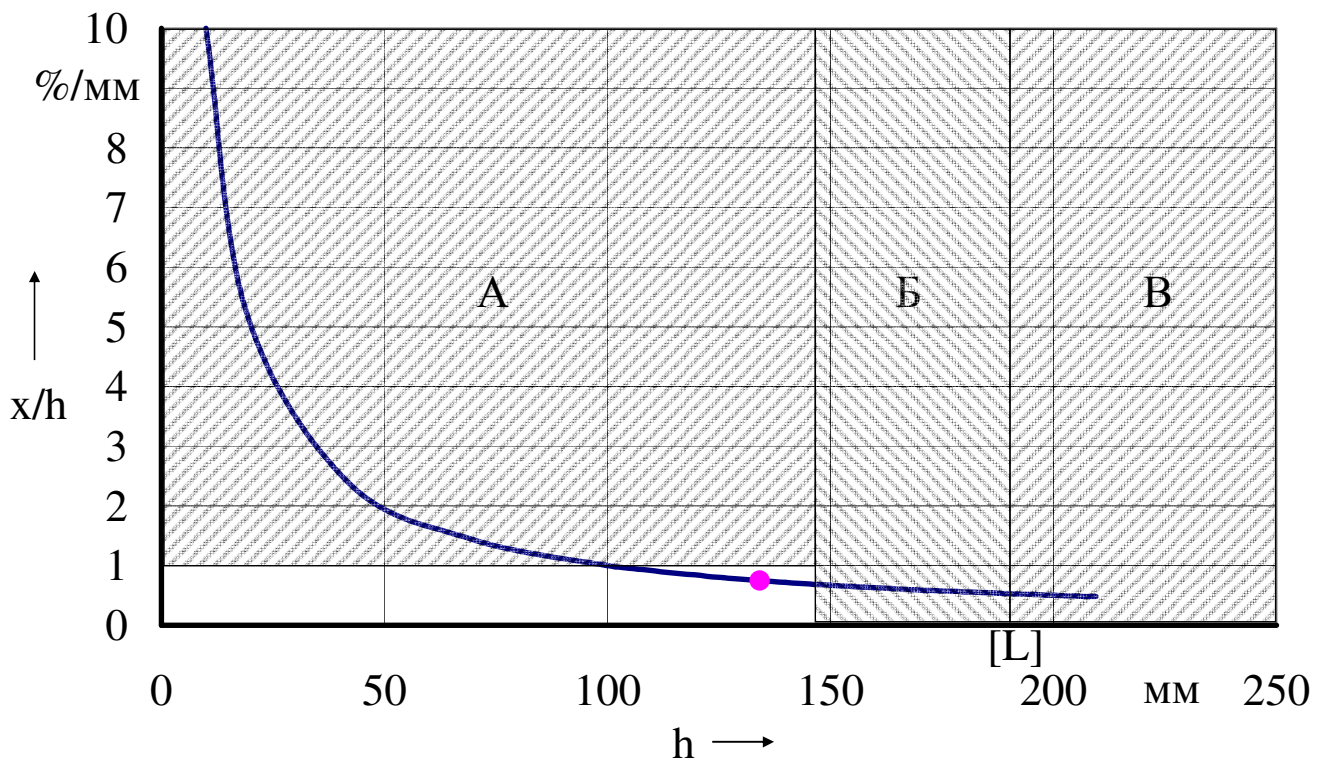


Рисунок 4.12 — Зміна передавальної характеристики датчика положення педалі в залежності від його робочого ходу

Під час переміщення осердя в середині датчика (рис. 4.13) характеристика датчика не лінійна і має пологу частину гілки яка займає до 10 мм розміру котушки індуктивності. Наявність такого повільного зростання характеристики обумовлена формою осердя та його початковим положенням. Так, для плоского осердя характеристика більш нелінійніша ніж у осердя з сферичним торцем. За рахунок більшої нелінійності характеристика датчика з осердям, що має плоский торець повільно зростає на початку переміщення. З цієї причини така характеристика потребує зменшення реального ходу для формування запасу на дрейф часу періоду коливальних імпульсів та чіткого визначення крайніх положень датчика.

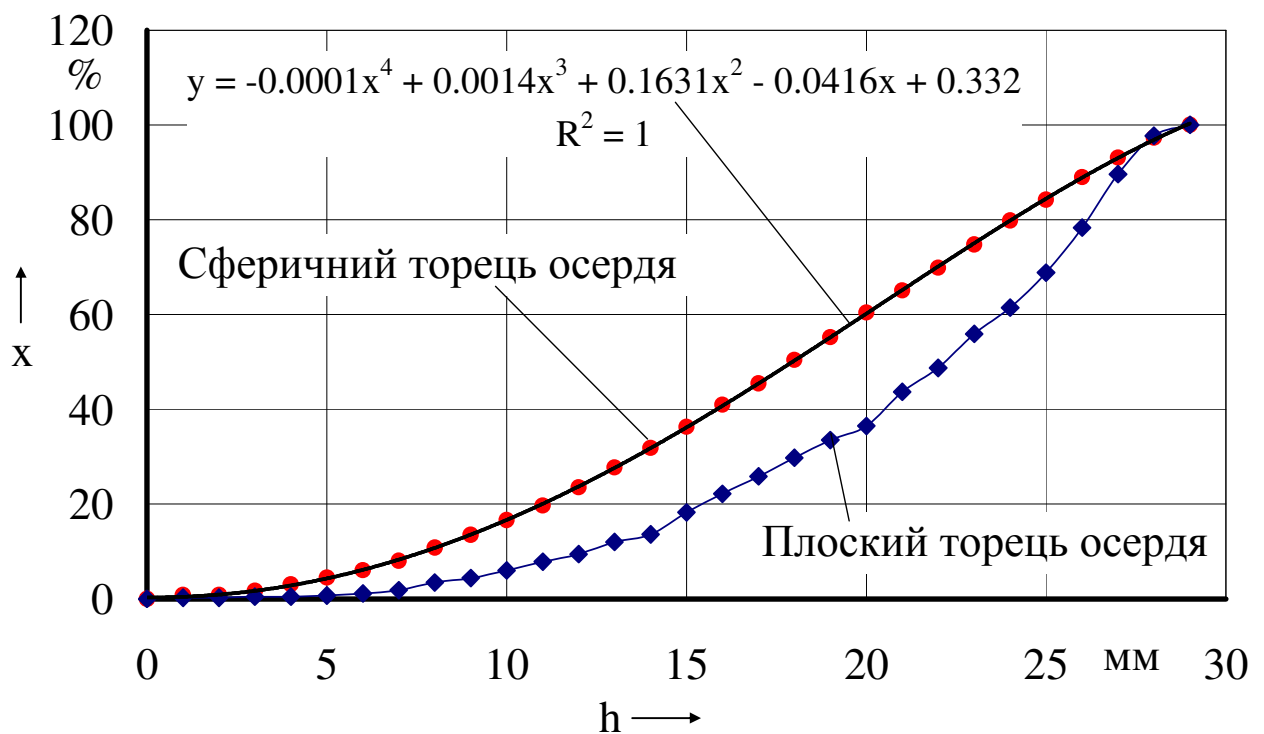


Рисунок 4.13 — Зміна сигналу в залежності від відстані від початкового стану осердя датчика положення педалі

Так, реальна характеристика датчика положення педалі зчеплення обмежена граничними кривими за рахунок встановлення фізичних упорів. Таке співвідношення характеристик сигналів, що реально вимірюються мікропроцесором та формується в якості заданого сигналу для системи керування має вигляд наведений на рисунку 4.14. Для виключення холостого ходу при повністю

натиснутій педалі встановлено упор для обмеження її переміщення так щоб осердя підходило впритул до магнітопроводу котушки індуктивності. Виключення значного холостого ходу на початку переміщення педалі можливо досягти як встановлення обмежувача так і конструктивного збільшення довжини осердя на величину холостого ходу. При збільшені осердя в конструкції педалі знадобиться лише один упор.

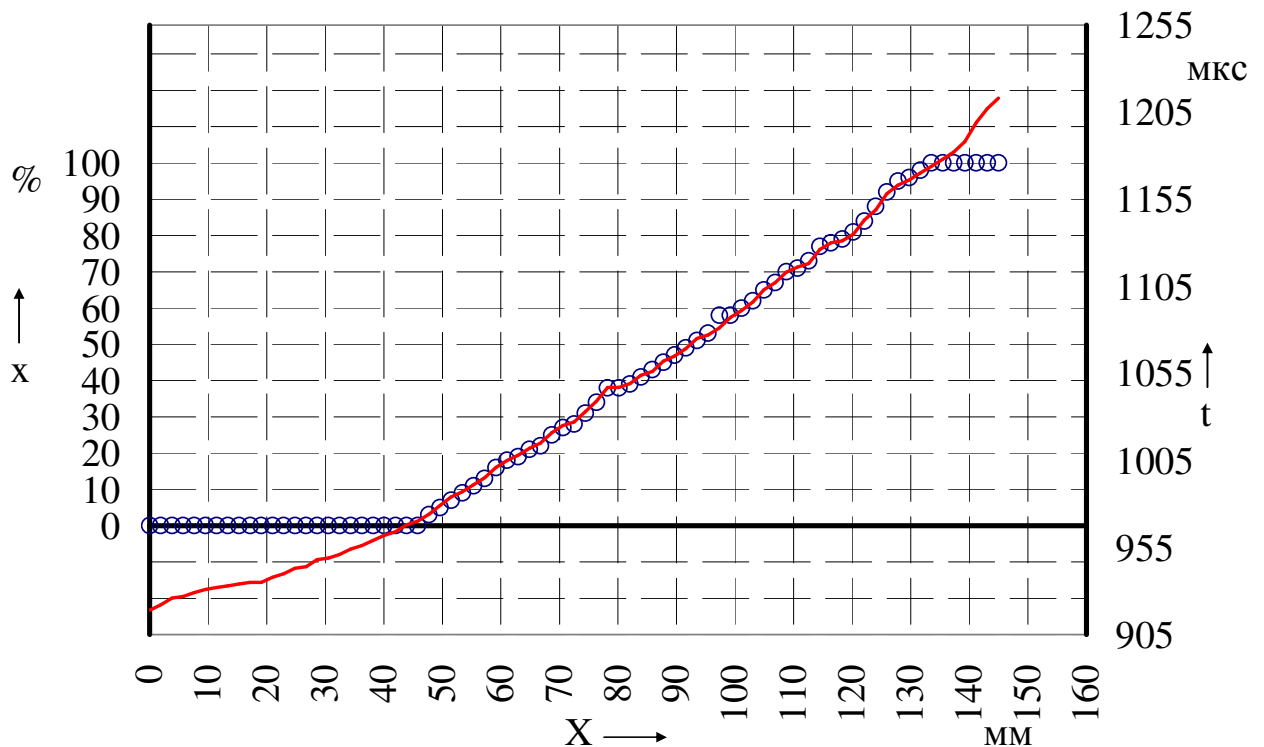


Рисунок 4.14 — Співвідношення між сигналами, що вимірюється мікроконтролером та який формується для системи керування у залежності від ходу педалі

Для згаданих параметрів педалі та датчика обрано робочій діапазон 115 мм, який забезпечує передавальну характеристику датчика біля 0,87 %/мм (рис. 4.12). При цьому верхня зона, що обмежується упором становить 0 мм, а нижня 30 мм. (рис. 4.15) Це пов'язано з тим, що реальні криві та рівняння які визначають граничні криві не збігаються у всьому діапазоні температур. Зміщення характеристики при впливі температури призведе до зміщення положення педалі зчеплення в момент торкання дисків.

Враховуючи досвід експериментальних досліджень, рушання транспортного засобу починається коли датчик положення педалі зчеплення знаходиться в районі 60...65% ходу. Таким чином рушання з місця починається коли педаль досягає діапазону від 48 до 72 мм ходу педалі зчеплення. При цьому розбіжність початку рушання під час коливання температури досягає 24 мм, що прийнятно для керування, але є небажаним дрейфом характеристики керування.

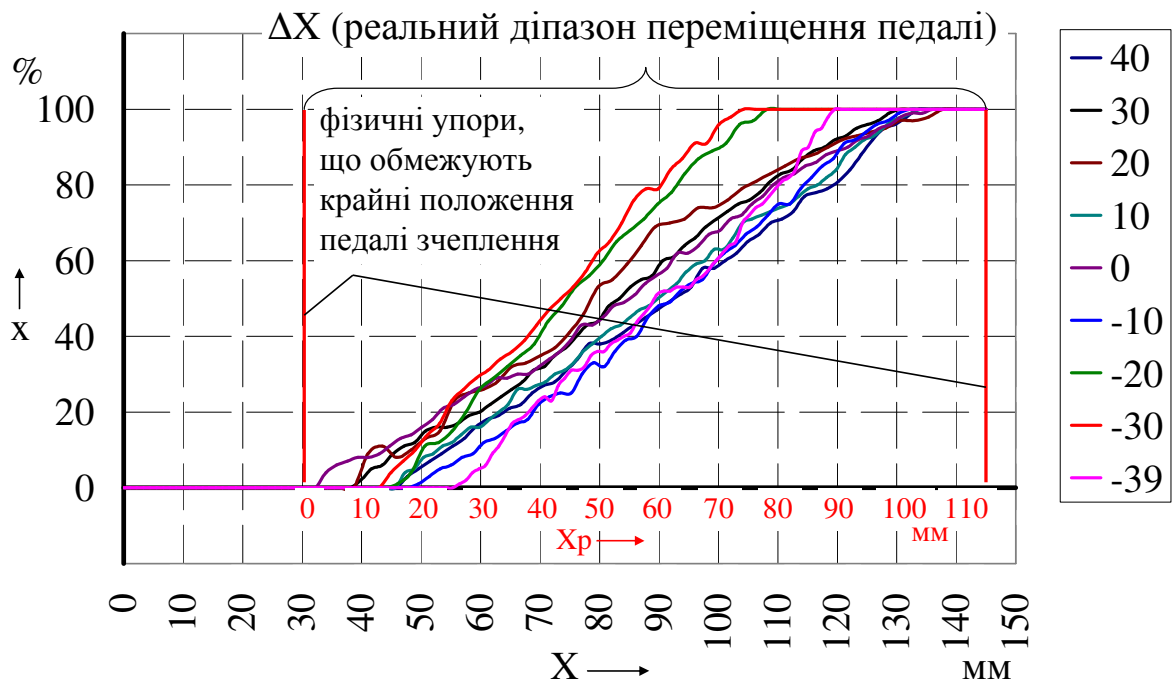


Рисунок 4.15 — Сукупність реальних характеристик датчика положення педалі зчеплення у діапазоні температур $-40...+40^{\circ}\text{C}$ (в колі вимірювання конденсатор із діелектриком X7R)

Як видно з рисунка 4.15 характеристика педалі зчеплення практично не змінює нахил при зміні температури навколишнього середовища. Виключенням є діапазон $-20...-39^{\circ}\text{C}$ для якого кут нахилу характеристики складає $\approx 57^{\circ}$, а для інших характеристик $\approx 48^{\circ}$.

Використання конденсатора із діелектриком NP0 забезпечує вигляд характеристики відгуку вимірювального кола зображений на рисунку 4.16. Така характеристика дає змогу підвищити чутливість датчика до рівня 0,34 %/мм за

рахунок зменшення мертвих зон у крайніх положеннях педалі зчеплення та збільшення робочого ходу педалі.

Невизначеність характеристики конденсатора із діелектриком NP0 [214] передбачає, що відзначені на рисунку 4.16 криві можуть змінювати положення в різних екземплярах ЕБК в межах зазначеної в [214] характеристики.

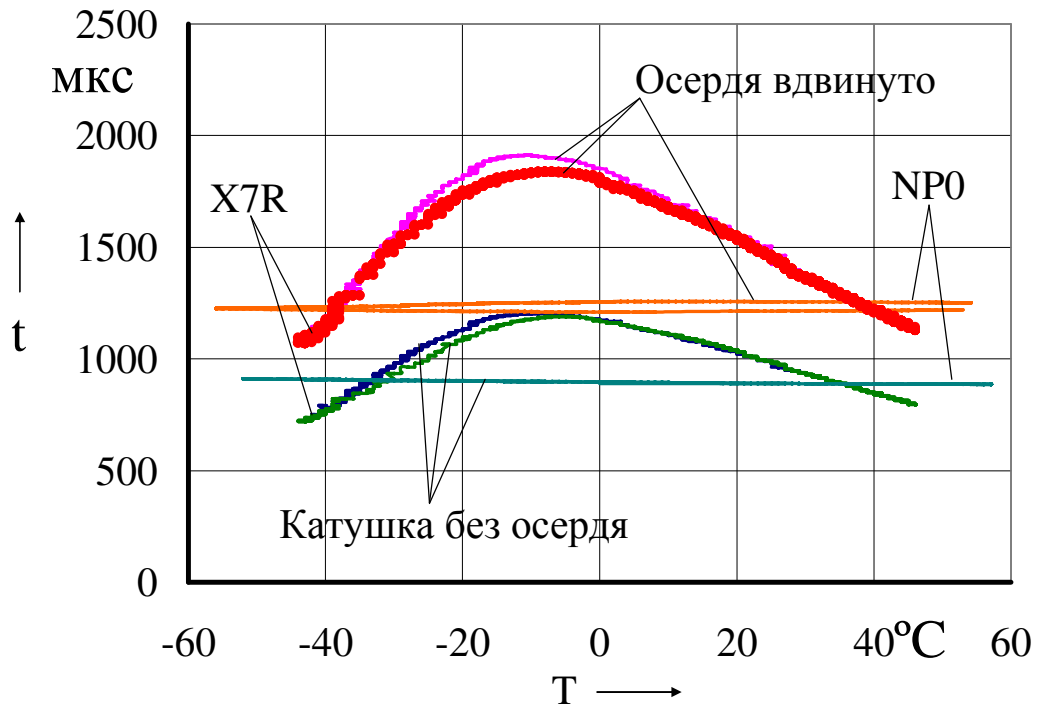


Рисунок 4.16 — Час періоду входного сигналу від датчика положення педалі зчеплення при крайніх положеннях осердя в залежності від температури датчика, дротів та електронного блоку (конденсатор із діелектриком NP0 у колі вимірювання)

Це не дозволяє уніфікувати криві в рамках виробництва, тому забезпечення стабільної характеристики датчика положення педалі досягається встановленням верхньої та нижньої обмежувальної границі за тим самим принципом як і еквидистантні криві (рис. 4.17). Не дивлячись на це в зоні положення педалі, що відповідає торканню дисків зчеплення та початку рушання автотранспортного засобу дрейф характеристики не перевищує 8 мм. Це на 12 мм менше ніж при використанні в колі вимірювання конденсатора із діелектриком X7R (рис. 4.15). Для забезпечення гарантованої зміни сигналу датчика від 0 % до 100 % у всьому

діапазоні температур в якості еталонної характеристики прийнята характеристика датчика при температурі – 55 °С.

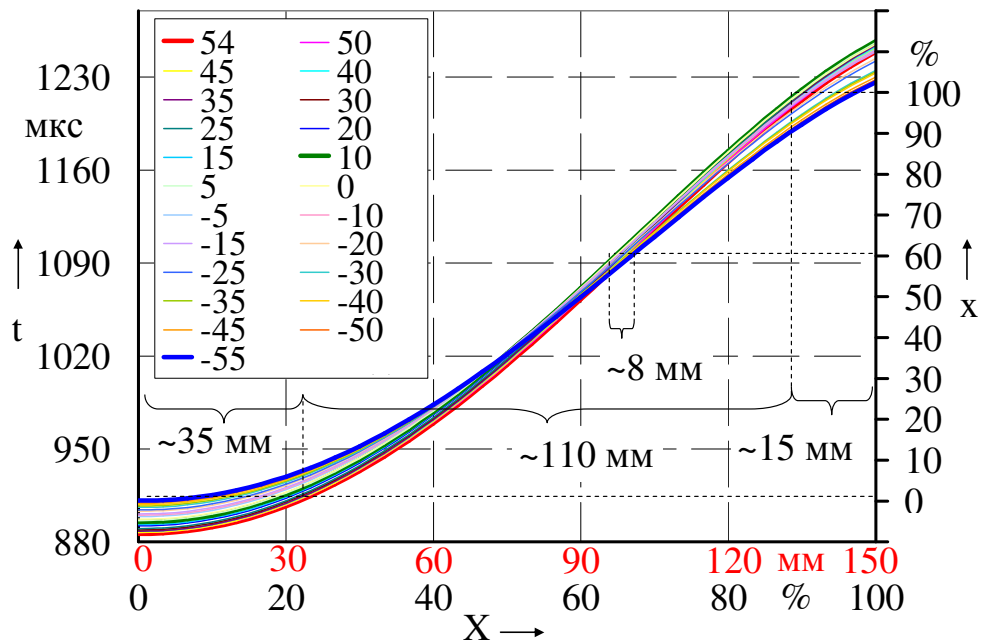


Рисунок 4.17 — Сукупність характеристик датчика положення педалі зчеплення у діапазоні температур –55...+54°C (в колі вимірювання конденсатор із діелектриком NP0)

Такий підхід спричинить появу вільного ходу педалі при більш високій температурі в межах 35 мм ходу в зоні відпущеної педалі та 15 мм при повністю натиснутій педалі (рис. 4.17). Зона мінімального робочого ходу педалі залишається 110 мм, що забезпечує передавальну характеристику в межах 0,7 %/мм – 0,9 %/мм в залежності від температури навколишнього середовища.

4.1.5 Вдосконалення індукційного датчика положення педалі зчеплення

Основним недоліком індукційного датчика з дводровою технологією передачі даних є відсутність можливості визначення крайніх положень впродовж роботи. Цей недолік вимагає забезпечення мертвих зон, що виключають наявність неправильних даних при впливі зовнішніх факторів, насамперед температури навколишнього середовища. Усунення цього недоліку можливе за рахунок

ідентифікації одного з крайніх положень педалі зчеплення. Зазвичай використовують мікровимикачі або додаткові безконтактні датчики Холла. Такий підхід використовують при конструкції датчика, що інтегровано до плати керування оскільки вимагає додаткових дротів. При використанні індукційного датчика на значних відстанях збільшення кількості дротів для передавання інформації не бажане.

Шляхом додавання режиму короткого замикання контактів котушки індуктивності у нульовому положенні педалі керування зчепленням забезпечується калібрування даних у початкового положенні педалі. При замиканні контактів котушки індуктивність, що вимірюється блоком керування суттєво нижче ніж у звичайному стані. Цей режим можна використати для однозначного визначення відпущеного стану педалі керування зчепленням оскільки дані в ньому відрізняються як від нормального режиму роботи так і від стану в якому діагностується розрив електричного кола.

Для визначення режиму роботи датчика, а також діагностування обриву його кола чи відключеного контакту наведемо граничні умови, за якими визначається працездатність датчика або його положення. За виконання умови (4.8) датчик знаходиться в активованому стані під дією керуючих впливів. За результатами вимірювання індуктивності визначається положення педалі зчеплення. За виконання умови (4.9) визначається початкове положення педалі зчеплення за відсутності керуючого впливу. Саме в цьому положення контакти котушки замикаються контактами геркону. Вираз (4.10) відповідає випадку невідключеного електричного роз'ємну датчика або діагностування обриву його електричного кола.

$$L_{0\%} \leq L \leq L_{100\%}, \quad (4.8)$$

де $L_{0\%}$ — індуктивність котушки за відсутності осердя, Гн;

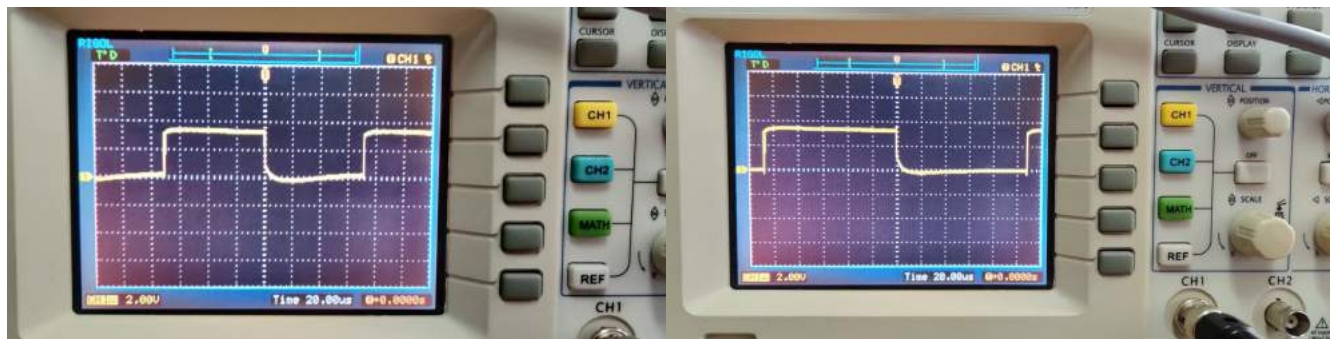
$L_{100\%}$ — індуктивність котушки при повністю вставленому осерді, Гн.

$$L = L_{\min}, \quad (4.9)$$

де $L_{\min}$ — мінімальна індуктивність, що вимірюється при замкнених контактах котушки, Гн.

$$L = \infty. \quad (4.10)$$

Визначення положення осердя всередині котушки відбувається завдяки підрахунку періоду імпульсів у коливальному контурі, що створено котушкою датчика та резистором з конденсатором в електронному блоці. Під час проведення експериментальних досліджень з ідентифікації трьох станів датчика були зафіксовані відповідні осцилограми. На рисунку 4.18 відображено осцилограму нормального робочого процесу вимірювання положення осердя всередині котушки. Період коливань струму змінюється у межах, що відповідають виразу (4.8).



а

б

а — котушка без осердя; б — осердя повністю вставлено в котушку

Рисунок 4.18 — Коливання струму при вимірюванні положення осердя всередині котушки

Коротке замикання контактів котушки індуктивного датчика забезпечує зміну схеми кола вимірювання індуктивності котушки. Осцилограма коливань в такому контурі показана на рисунку 4.19 а. Особливістю цього режиму є суттєве підвищення частоти коливань та зменшення їх періоду відповідно до виразу (4.9). У

випадку розмикання контактів датчика та від'єднання його від кола вимірювання спостерігається відсутність коливань. Такий самий ефект має місце при обриві дротів датчика. Період коливань становить нескінченність, що відповідає виразу (4.10). Так можна ідентифікувати відсутність підключення датчика положення педалі зчеплення.



а

б

а — коротке замикання контактів котушки; б — обрив кола або відключений контакт

Рисунок 4.19 — Коливання струму при ідентифікації спеціальних режимів роботи датчика

Оскільки для опосередкованого визначення індуктивності котушки датчика положення педалі зчеплення використовується такий параметр як період коливань 25 імпульсів то в електронному блоці керування зчепленням у виразах (4.8), (4.9) та (4.10) будемо умовно вважати $L \propto t_{25\text{impulses}}$.

Реалізація граничних умов (4.8, 4.9, 4.10) у електронному блоці керування та обробка даних відбуватиметься за алгоритмом, що наведено на рисунку 4.20. В якості вхідних даних для алгоритму використовуються криві $t_i^{0\%}$ та $G_i^{100\%}$ з матриці (4.3) які побудовано у відповідності до температури мікропроцесора. На першому етапі відбувається перевірка на цілісність кола вимірювання шляхом визначення наявності коливального характеру зміни струму у ньому. Далі відбувається ідентифікація початкового положення педалі зчеплення шляхом порівняння мінімального періоду коливань з наявним. При виході з режиму визначення

початкового стану педалі зчеплення відбувається різка зміна періоду коливаний струму. Значення періоду перших 25 імпульсів, що не відповідають умові початкового стану педалі запам'ятовуються блоком керування у якості мінімальної нижньої границі для розрахунку положення педалі зчеплення. Завдяки такому алгоритму немає необхідності у використанні нижньої мертвої зони для педалі зчеплення.

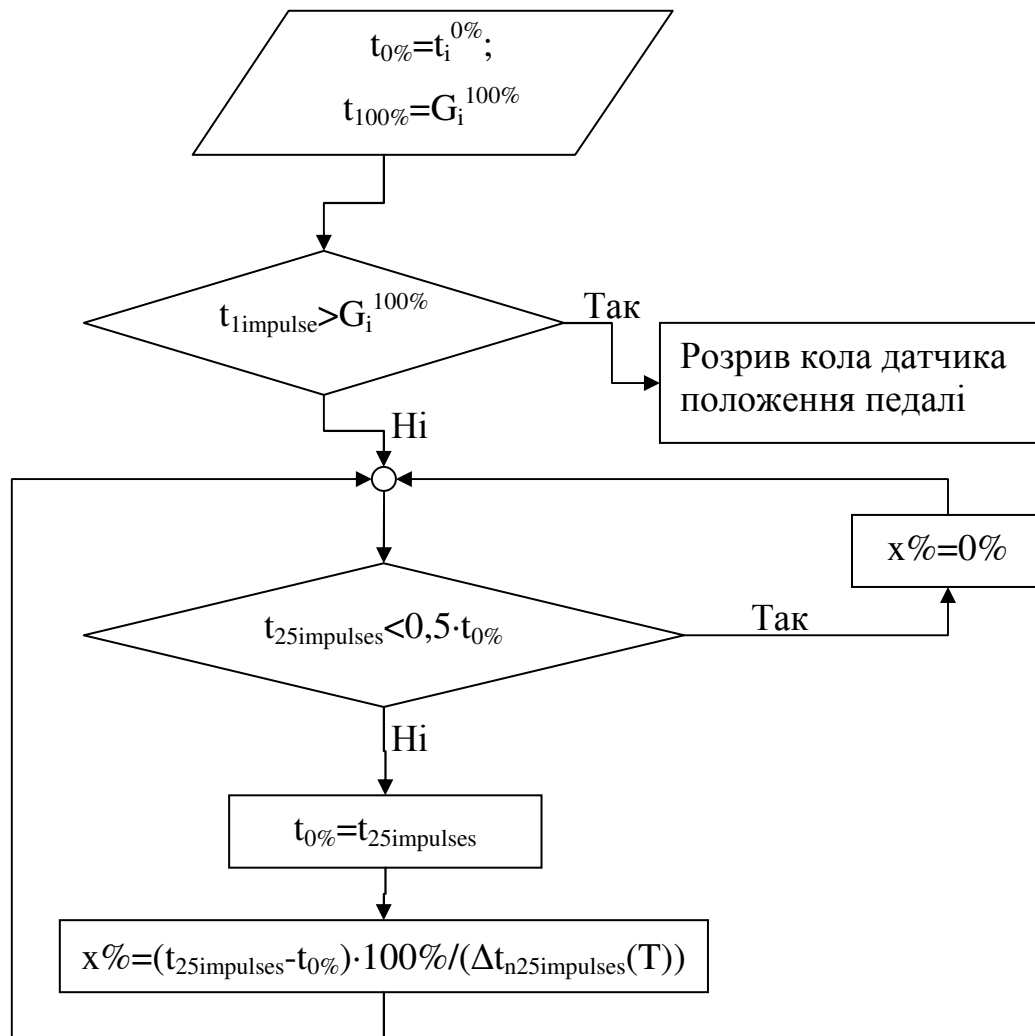
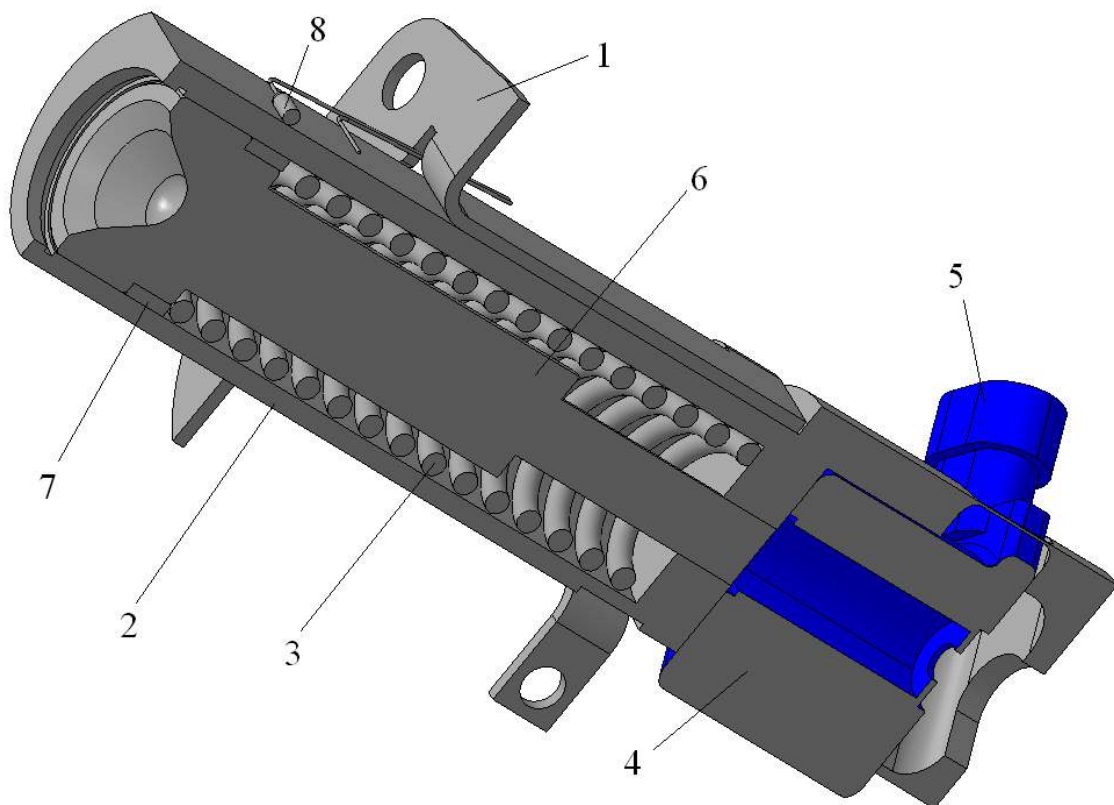


Рисунок 4.20 — Блок-схема опрацювання даних у трьох режимах роботи схеми вимірювання датчика положення педалі зчеплення

Всякий раз при відпусканні педалі зчеплення буде задіяний режим ідентифікації начального положення педалі при якому рівень заданого сигналу в електронному блоці керування зчепленням буде встановлено 0%. Це дає суттєво

спростити тарування положення педалі при зміні температури та підвищить точність та стабільність даних, що визначаються по індуктивному датчику положення педалі зчеплення.

Конструктивно датчик положення педалі із визначенням початкового положення зображено на рисунку 4.21.



1 — кронштейн датчика; 2 — корпус; 3 — зворотна пружина; 4 — котушка індуктивності; 5 — контакти котушки; 6 — осердя датчика; 7 — кільцевий магніт; 8 — геркон

Рисунок 4.21 — Варіант конструктивного виконання індуктивного датчика

Реалізація цього рішення дозволить скоротити кількість дротів передачі інформації (до двох) при збереженні цифрового формату даних за умови розташування електронного блоку керування безпосередньо на апараті керування зчепленням. Навіть при незалежному розташуванні електронного блоку це рішення дозволить економити на облаштуванні проводки.

Сукупність характеристик для датчика із таруванням його положення при кожному відпусканні педалі зчеплення у діапазоні температур $-55...+54^{\circ}\text{C}$ наведена на рисунку 4.22. Зменшення дрейфу показань датчика у зоні торкання дисків зчеплення, що відповідає початку рушення автотранспортного засобу вдалося зменшити до 2,2 мм.

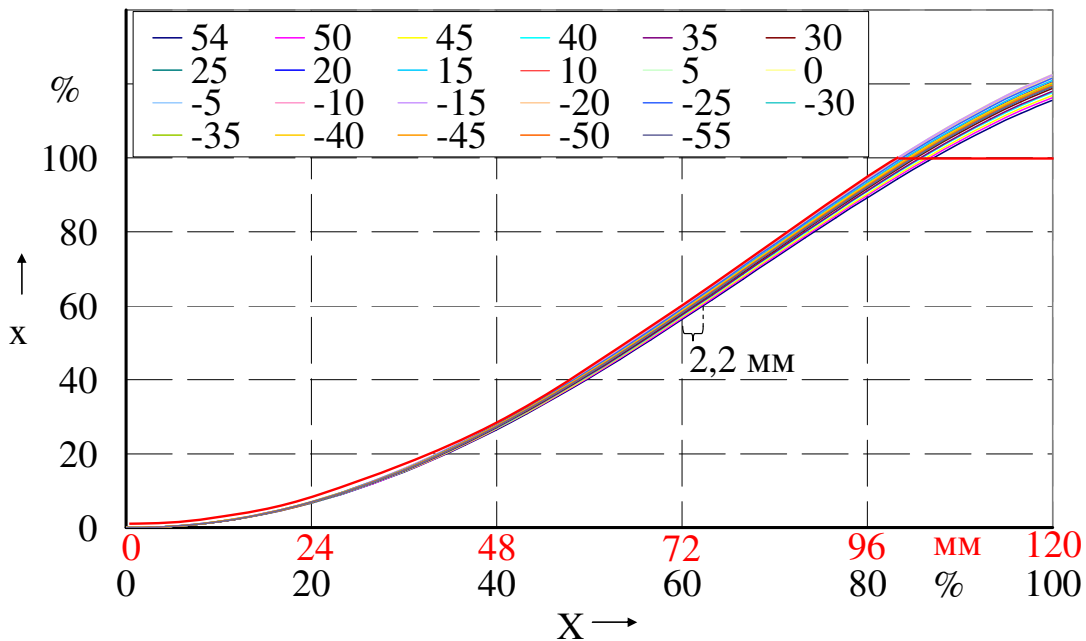


Рисунок 4.22 — Сукупність характеристик датчика положення педалі зчеплення у діапазоні температур $-55...+54^{\circ}\text{C}$ за умови його тарування при кожному відпусканні (в колі вимірювання конденсатор із діелектриком NP0)

Такого результату було досягнуто за рахунок співставлення начального положення педалі (при повному її відпусканні) із сигналом датчика в цьому положенні за алгоритмом наведеним на рисунку 4.20 та нормалізації діапазону датчика відносно температури 20°C . За такої температури зручно виконувати початкові тарування датчика при його виробництві без необхідності його охолодження чи нагрівання. Нормалізований діапазон роботи датчика вираховується за залежністю (4.11)

$$\Delta t_{n\ 25\ \text{impulse}}(T) = 0,95 \cdot t_{100\%}(20^{\circ}\text{C}) - t_{0\%}(T) + (t_{0\%}(20^{\circ}\text{C}) - t_{0\%}(T)). \quad (4.11)$$

Вираз (4.11) використовується для визначення поточного сигналу датчика положення педалі зчеплення у останньому блоці алгоритму опрацювання даних у трьох режимах роботи схеми вимірювання датчика положення педалі зчеплення (рис. 4.20).

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

На відміну від індуктивного датчика сигнал датчика зворотного зв'язку обробляється аналогово-цифровим перетворювачем (АЦП). В якості датчика зворотного зв'язку може використовуватися як контактний резистивний так і безконтактний магніторезистивний датчики. На відміну від індуктивного датчика лінійність датчика зворотного зв'язку значно вища і, майже не викривляє характеристику положення штоку виконавчого пристрою в крайніх положеннях. Повторюваність значень під час прямого та зворотного ходу також відрізняється не суттєво (рис. 4.23).

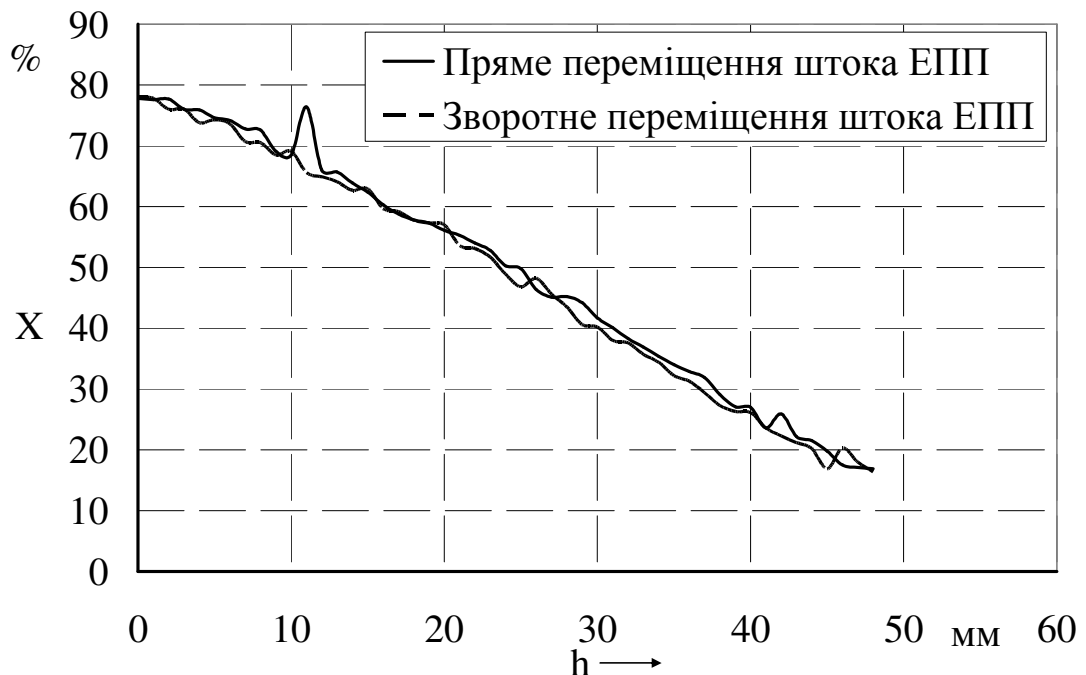


Рисунок 4.23 — Характеристика датчика зворотного зв'язку при постійній температурі

Під впливом зміни температури навколишнього середовища, датчик разом із електронним блоком демонструє досить стабільні характеристики. На рисунку 4.24 нанесені точки, що характеризують поля значень кодів АЦП підчас вимірювання значень напруги на датчику зворотного зв'язку. Амплітуда шуму збільшується із збільшенням напруги і разом з нею коду АЦП.

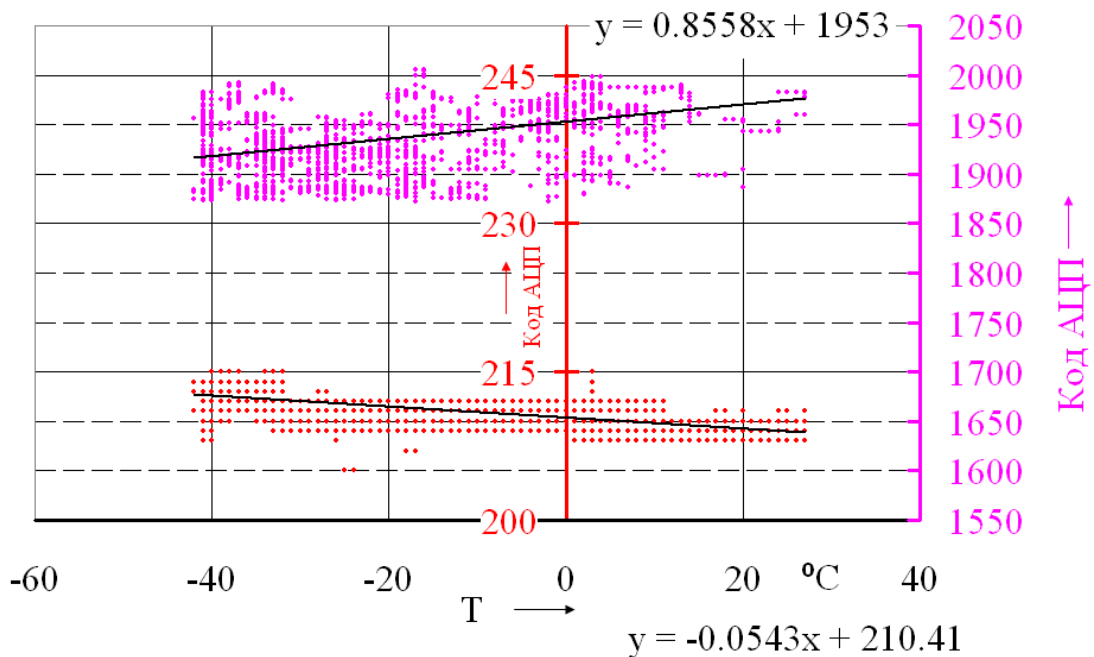


Рисунок 4.24 — Зони шуму в кодах АЦП від резистивного датчика положення

На відміну від датчика положення педалі для датчика положення штока виконавчого пристрою реалізовано режим калібрування для оновлення коду АЦП у повністю включеному стані зчеплення. Тобто для початкового положення штоку виконавчого пристрою керування зчепленням. Гарантоване початкове положення штоку забезпечується за рахунок затримку відкритого стану випускного електропневматичного клапану на 2 с після повного відпускання педалі зчеплення та приходу штоку виконавчого пристрою у попереднє крайнє положення. Цей режим гарантує відсутність надлишкового тиску у силовій порожнині виконавчого пристрою і забезпечує його вихід в крайнє початкове положення під дією натискної пружини зчеплення. Разом із внутрішньою пружиною виконавчого пристрою його

шток займає чітке положення, що відповідає повністю увімкненому зчепленню. Саме в цей момент відбувається калібрування у вигляді запам'ятовування ЕБК значення коду АЦП в якості початкового положення штоку виконавчого пристрою керування зчепленням та присвоєння йому значення 0% ходу. Саме від цього положення ЕБК відраховує запрограмоване значення коду АЦП для визначення 100% ходу штоку виконавчого пристрою. Процес калібрування відбувається після кожного відпускання педалі зчеплення для визначення нового положення штоку виконавчого пристрою керування зчепленням. Винятком може стати повторне натискання на педаль зчеплення до закінчення процесу калі бровки, а саме 2с відкритого стану електропневматичного клапану. Зазвичай хід штоку виконавчого пристрою для вимикання зчеплення складає 20...30 мм. Повний хід штоку виконавчого пристрою становить 70 мм. Це необхідно для компенсації зношування фрикційних накладок, деградації осьової характеристики веденого диску зчеплення та компенсації температурних деформацій деталей зчеплення. Таким чином крайні положення штоку виконавчого пристрою постійно дрейфують впродовж роботи системи керування зчепленням та поступово зміщуються разом із зношуванням від одного крайнього положення до іншого (рис. 4.25).

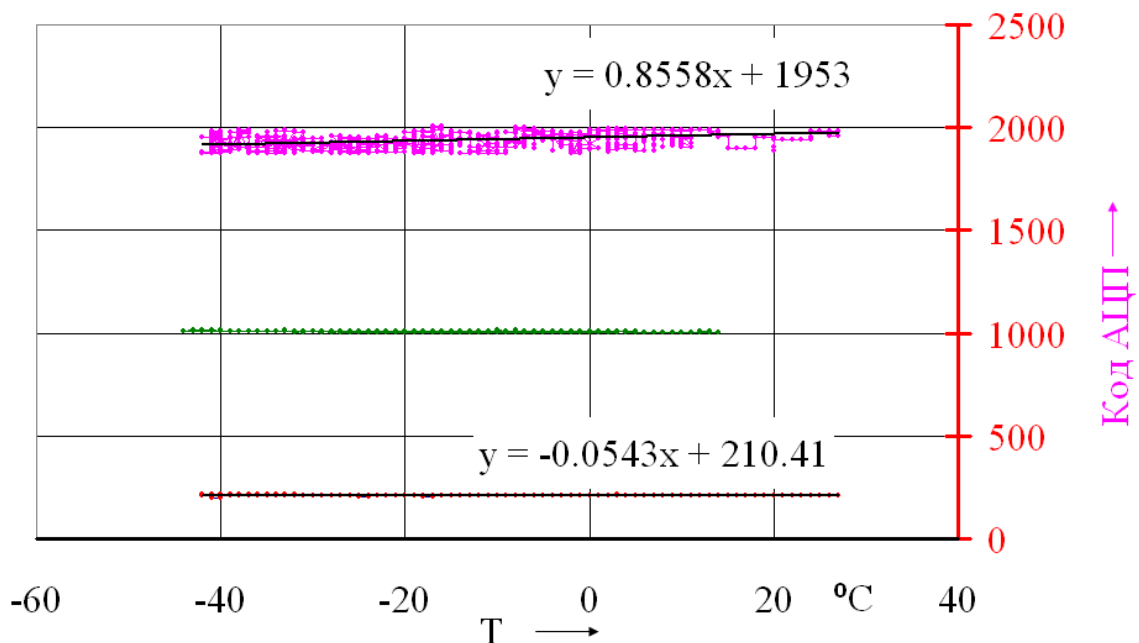


Рисунок 4.25 — Крайні положення штоку виконавчого пристрою відносно повного його ходу в кодах АЦП

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

4.1.7 Дослідження впливу температури на роботу електромагнітного клапана

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

На даний момент можна виділити три основних методи розрахунку магнітних полів та методів розрахунку електромагнітів[222]:

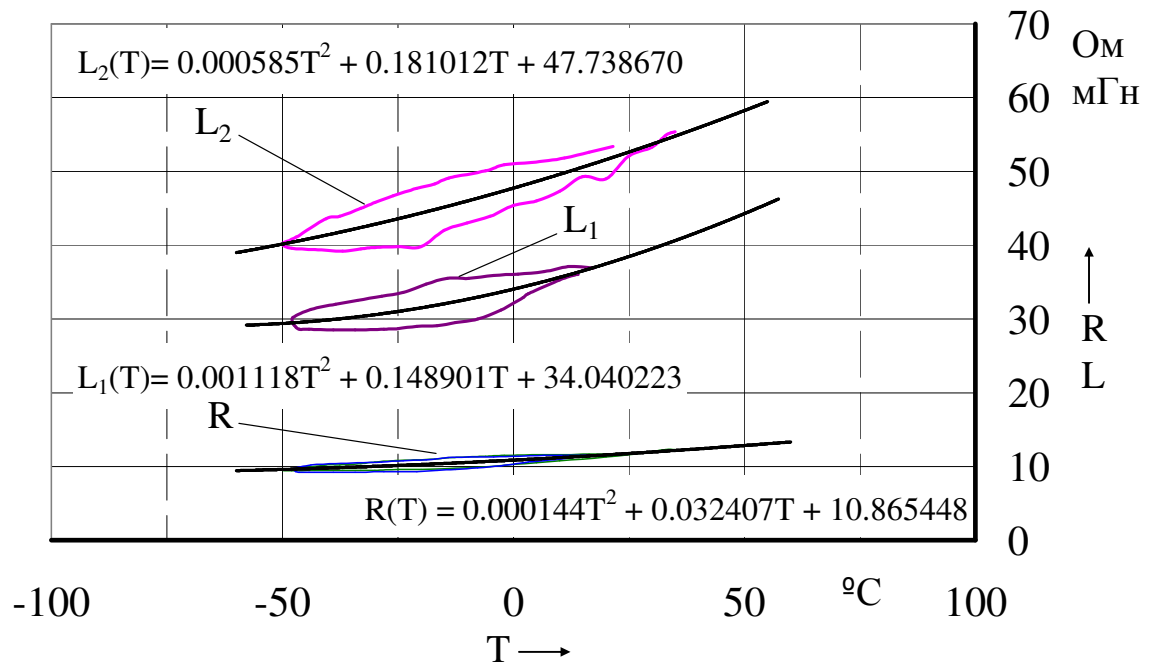
- аналітичні;
- графічні;
- чисельні.

Чисельні методи найбільш точні та дозволяють детально розраховувати магнітне поле магнітного ланцюга довільної форми. Програмні комплекси, в основі яких використовують методи кінцевих елементів, складно інтегрувати до аналітичних моделей. Зазвичай попередньо аналізують всі можливі стани магнітної системи для формування матричної аналітичної моделі електромагніту [139] та вже у такому вигляді використовують у складі аналітичних моделей системи керування. Програмні комплекси, що дозволяють здійснювати міждисциплінарні розрахунки дуже дорого коштують [140]. Тому, науковці та дослідники пропонують вдосконалені аналітичні моделі, що найбільш пристосовані для вирішення окремих задач електродинаміки [136]. Виведення автомобільної продукції в серійне виробництво передбачає широкий комплекс випробувань. Одним з ключових

випробувань є кліматичні. Нажаль, наукових досліджень роботи автомобільних компонентів за умови різних температур не багато [223, 224].

Існуючі математичні моделі електромагнітного клапана зазвичай створені для моделювання його роботи без врахування зміни температури [74, 133, 134, 135]. В таких моделях опосередковано врахована індуктивність електромагніта спираючись на кількість витків в його обмотці. Крім того така модель [74] має алгебраїчне рівняння зміни струму, що ускладнює врахування зміни індуктивності під впливом температури навколишнього середовища. Тому для моделювання робочого процесу електромагнітного клапана в умовах зміни температури необхідно не тільки визначитися з характером та діапазоном зміни параметрів електромагніта в залежності від температури, а й запропонувати математичну модель яка б могла відповідати робочому процесу, що вивчається.

Для визначення із змінними параметрами були проведені випробування електромагнітного клапана в кліматичній камері у двох положеннях. Перше (L_1) (рис. 4.26) відповідає закритому стану електромагнітного клапана коли його осердя знаходиться на відстані 1 мм від торця упору електромагніта. Друге (L_2) відповідає відкритому стану електромагніта коли його осердя впирається в упор. Під час вимірювання індуктивності також фіксувалися значення опору котушки електромагніта. Результати вимірювань представлені на рисунку 4.26. Аналіз отриманих значень індуктивності та опору дозволив визначитися з поліномами, які будуть використовуватися у математичній моделі у якості змінного параметра. Як визначено в [74] найбільш суттєвим параметром електромагнітного клапана для точності роботи системи керування є час його відкритого стану. Після відкриття електромагніту час відкритого стану визначається тривалістю витримки керуючого сигналу з ЕБК та часом відпускання електромагніта. На другу складову суттєво впливає індуктивність котушки яка, в свою чергу, залежить від зазору між торцем осердя та упором електромагнітного клапана у відкритому стані. Зазор може біти сформовано шляхом встановлення прокладок необхідної товщини та кількості. Такі вимірювання також були проведені при постійній температурі (18°C) із застосування прокладок товщиною 0,1 мм із нержавіючої сталі та пластику.



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

Рисунок 4.26 — Залежність основних параметрів електромагніту від температури

Данні вимірювання індуктивності представлені на рисунку 4.27.

На основі залежностей, що представлені на рисунку 4.26 та 4.27 можна сформулювати поверхню відгуку для відтворення індуктивності електромагнітного клапана у будь якому положенні і під впливом різної температури навколишнього середовища.

Для моделювання робочого процесу електромагнітного клапана з можливістю врахування отриманих значень індуктивності та опору пропонується використовувати математичну модель (4.12). Вона є вдосконаленою моделлю з роботи [137] шляхом врахування впливу температури навколишнього середовища на індуктивність котушки електропневматичного клапану.

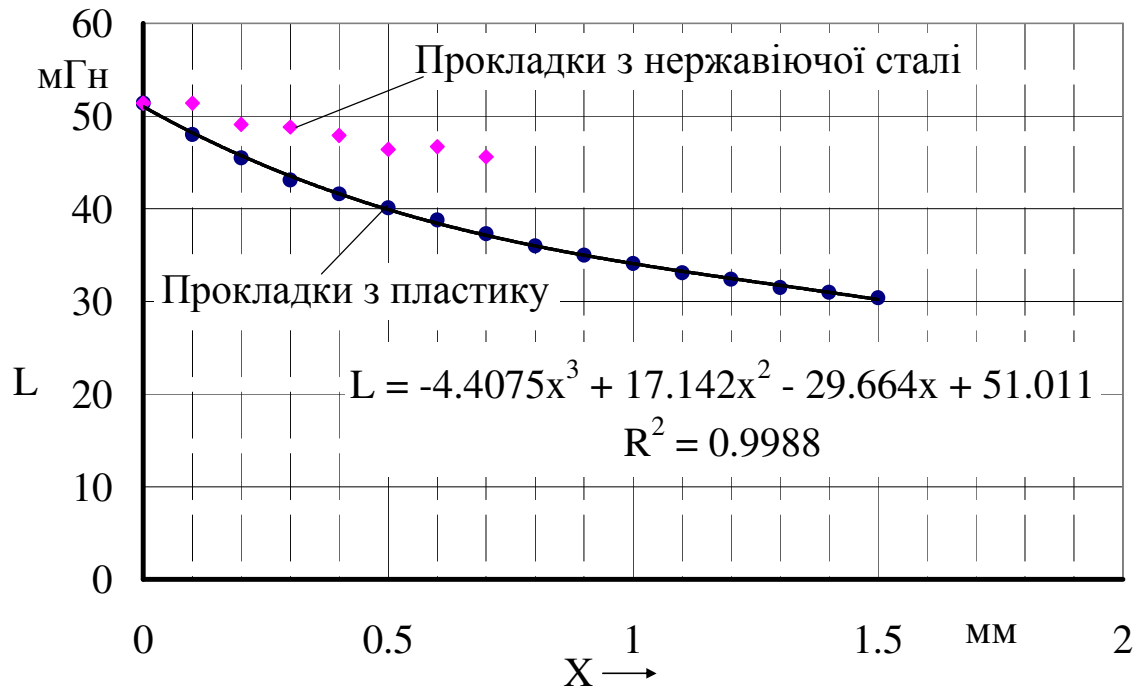


Рисунок 4.27 — Залежність індуктивності котушки електромагніту, у спрацьованому стані, від зазору між упором та осердям (температура навколишнього середовища 18°C)

$$\begin{cases} \frac{d^2x}{dt^2} = \frac{\frac{1}{2} \cdot \frac{dL(x)}{dx} \cdot i^2 - P_{np}(x) - P_{fr}}{m} \\ \frac{di}{dt} = \frac{U(t) - R(T) \cdot i - i \cdot \frac{dL(x)}{dx} \cdot \frac{dx}{dt}}{L(T, x)} \end{cases}, \quad (4.12)$$

де x — переміщення осердя електромагніта, м;

i — сила струму в обмотці електромагніту, А;

$U(t)$ — напруга як функція від часу, яка відповідає сигналу з ЕБК, В;

$L(T, x)$ — індуктивність як функція від температури та положення осердя електромагнітного клапана, Гн;

$L(x)$ — індуктивність як функція від положення осердя електромагнітного клапана, Гн;

$R(T)$ — опір котушки електромагніту як функція від температури навколишнього

середовища, Ом;

P_{fr} — сила тертя, Н.

Модель (4.12) описує робочий процес електропневматичного клапану з врахуванням таких ключових факторів як перепад тиску на клапані, температура навколишнього середовища, напруга живлення. Модель потребує попереднього визначення залежності індуктивності від ходу та від температури навколишнього середовища як функцію двох змінних.

Для визначення поверхні відгуку під час моделювання індуктивності у залежності від двох параметрів – температура навколишнього середовища та положення осердя електромагніту, на основі даних про індуктивність з рисунку 4.27, було побудовано питому величину індуктивності в залежності від начального положення осердя. Залежність та поліном для математичного моделювання представлені на рисунку 4.28.

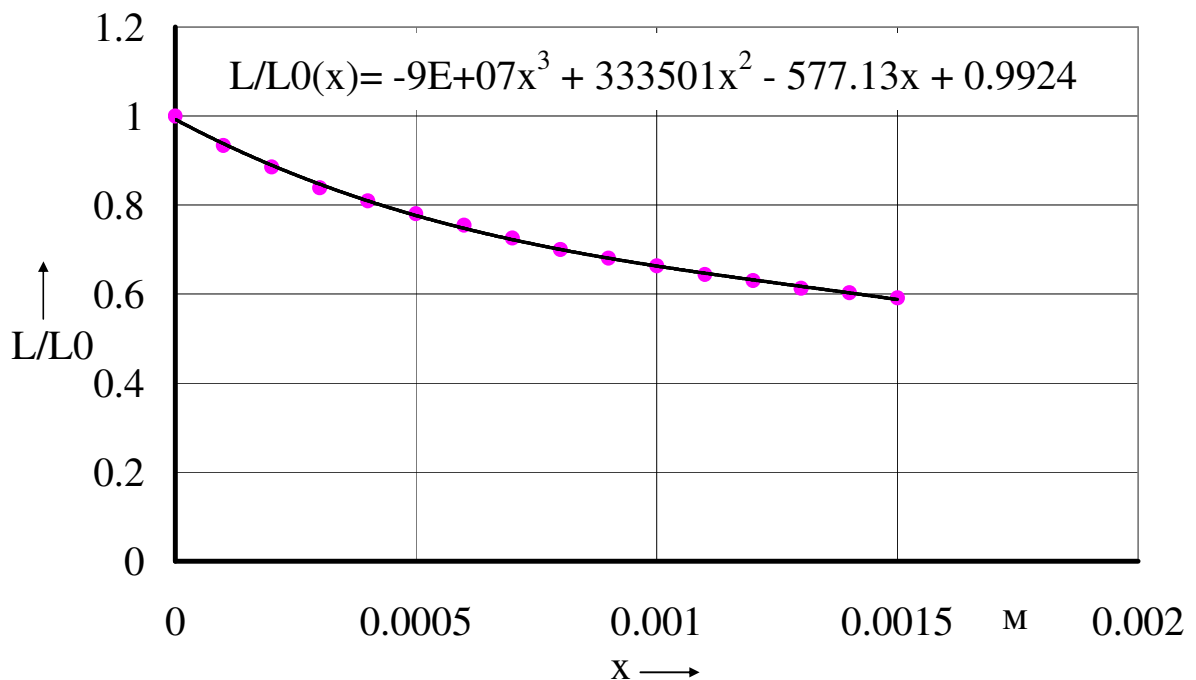


Рисунок 4.28 — Питома індуктивність в залежності від положення осердя електромагніта

Таким чином кінцеве значення індуктивності є добуток функцій $L_2(T)$ та $\frac{L(x)}{L_0}$ (4.13).

$$L(T, x) = L_2(T) \cdot \frac{L(x)}{L_0}, \quad (4.13)$$

де $L_2(T)$ — індуктивність котушки електромагніту з осердям, що упирається в упор (відповідає відкритому стану електромагнітного клапана), мГн;

$\frac{L(x)}{L_0}$ — відношення індуктивності котушки електромагніту, у спрацьованому

стані, у функції зазору між упором та осердям (температура навколишнього середовища 18°C) (рис. 4.27) до значення цієї ж функції при зазорі 0мм.

Відповідно за виразом (4.13) використовуючи дані з рис. 4.26 та 4.27 побудовано поверхню відгуку для функції $L(T, x)$, яка зображена на рисунку 4.29.

Визначення похідної $\frac{dL(x)}{dx}$ у (4.12) зробимо на основі диференціювання поверхні відгуку (4.29) за координатою x , що відповідає положенню осердя.

Відповідно, за аналогією з (4.13) визначимо також питому похідну індуктивності та відтворимо поверхню відгуку за поліномами (4.14) та (4.15)

$$\frac{\frac{dL(x)}{dx}}{\frac{dL(0)}{dx}} = 495704 \cdot x^2 - 1175 \cdot x + 1; \quad (4.14)$$

$$\frac{dL(x)}{dx}(T) = 0,00032 \cdot x^2 + 0,09859 \cdot x + 26,00229. \quad (4.15)$$

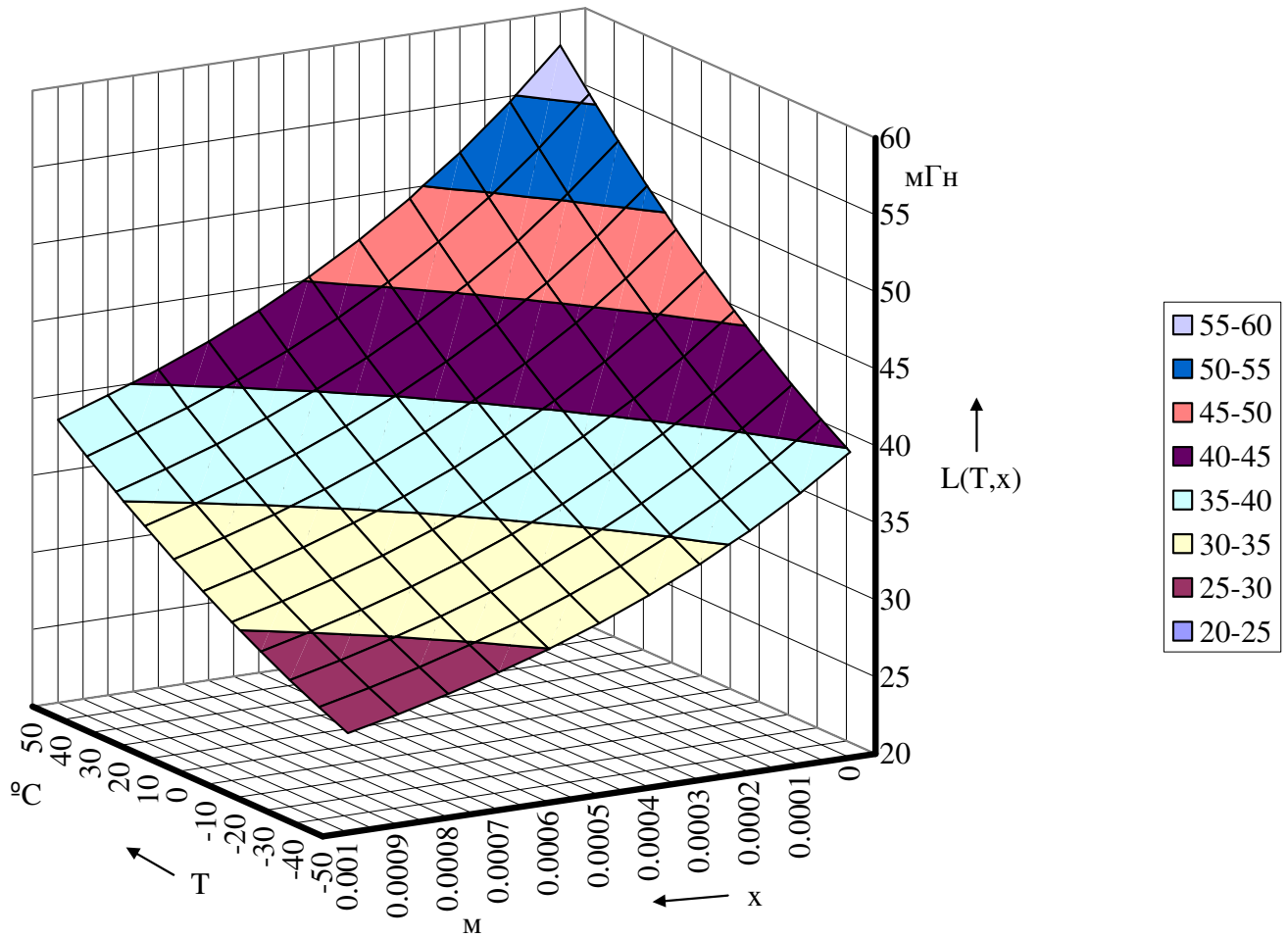


Рисунок 4.29 — Поверхня відгуку функції $L(T, x)$

Таким чином кінцеве значення похідної індуктивності є добуток функцій

$\frac{dL(x)}{dx}(T)$ та $\frac{dL(x)}{dL(0)} \cdot \frac{dx}{dx}$. Поверхню відгуку виразу (4.16) зображено на рисунку 4.30

$$\frac{dL(x)}{dx}(T, x) = \frac{dL(x)}{dx}(T) \cdot \frac{\frac{dL(x)}{dL(0)} \cdot \frac{dx}{dx}}{dx} \quad (4.16)$$

Рівняння (4.12), (4.13) та (4.16) є математичною моделлю електромагнітного клапану, що враховує зміну температури, напруги живлення, а також сил опору

(навантаження клапану тиском). Така математична модель достатньо повно описує робочий процес електромагнітного клапана для електропневматичного апарату.

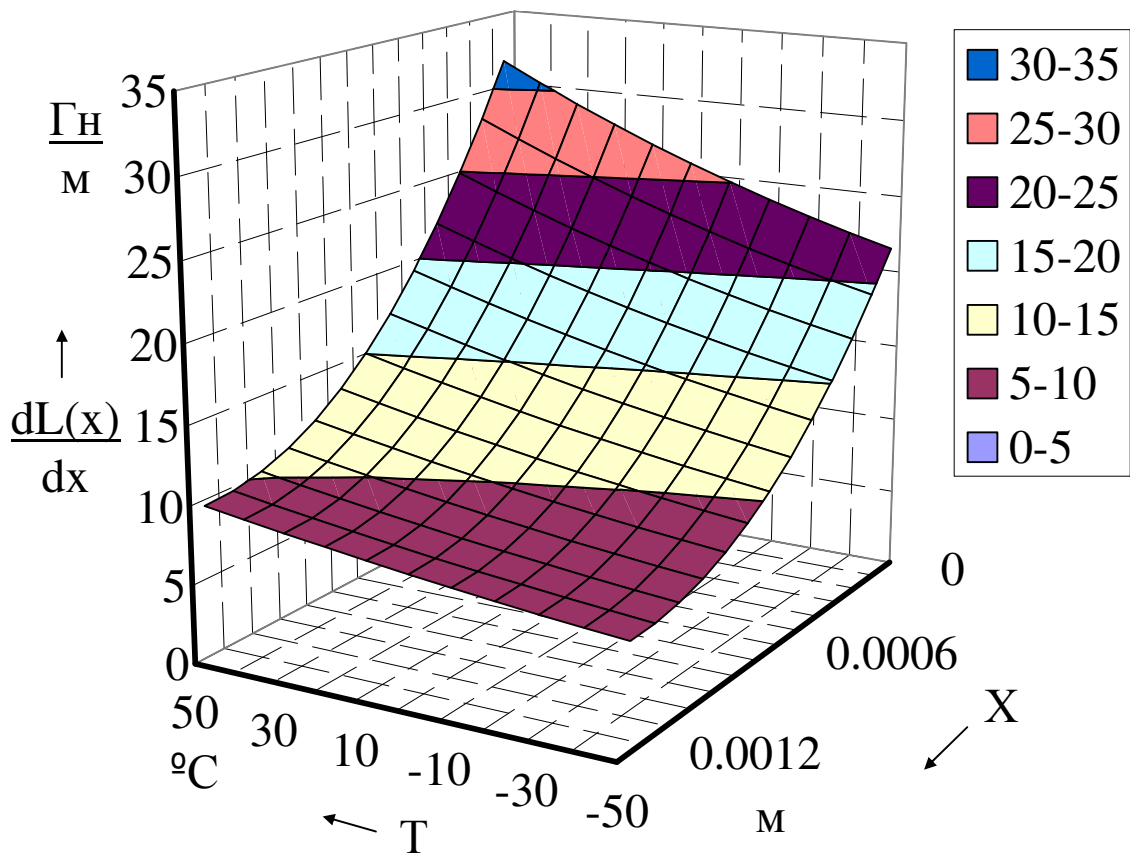


Рисунок 4.30 — Поверхня відгуку функції $\frac{dL(x)}{dx}(T, x)$

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

4.2 Аналіз робочого процесу електромагнітного клапана з врахуванням дії температури

Керування електромагнітним клапаном здійснюється за допомогою подачі на його котушку імпульсу електричного струму, який за своєю формою може бути

двох видів. Одиночний та комбінований (рис. 4.31). Комбінований імпульс складається з пілотного, під час якого електричний струм подається на обмотку електромагнітного клапану постійно на встановлений час, і ділянки широтноімпульсної модуляції (ШІМ), яка забезпечує утримання осердя електромагніту із невеликим рівнем сили електричного струму. Одиночний імпульс має тільки пілотний імпульс. Кожен з цих імпульсів має своє застосування. Під час експериментальних досліджень було отримано осцилограму зміни сили струму за якою можливо оцінити час спрацювання електромагнітного клапану (рис. 4.32).

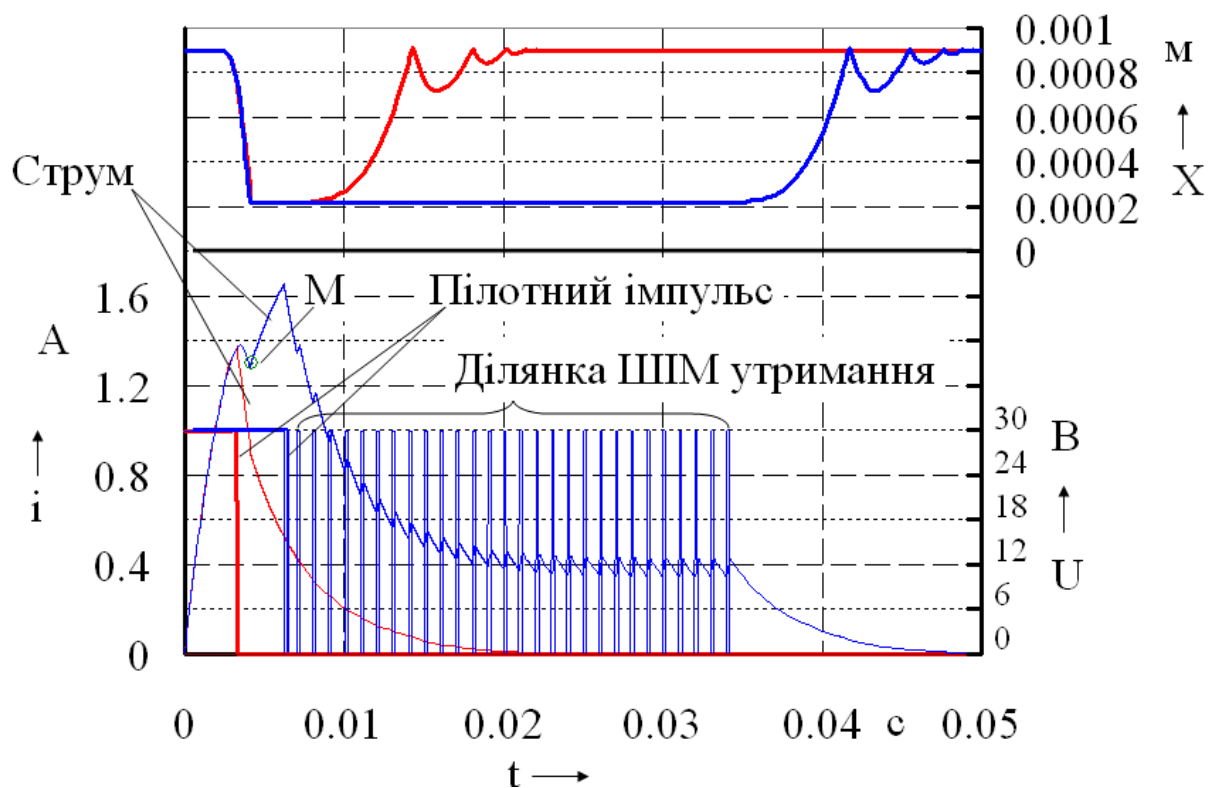


Рисунок 4.31 — Порівняння імпульсів керування електромагнітним клапаном

Після подачі керуючого сигналу на котушку електропневматичного клапану сила струму починає зростати і досягає значення при якому спостерігається короткочасне його зниження. Впродовж цього часу відбувається переміщення осердя електромагнітного клапану. До локального максимуму зростає магнітний потік, а пропорційно йому і сила струму. З осцилограми видно, що час спрацювання електромагнітного клапану складає 5 мс (0,005 с). Після закінчення переміщення

зростання сили струму продовжується до сталого значення у відповідності до закону Ома.

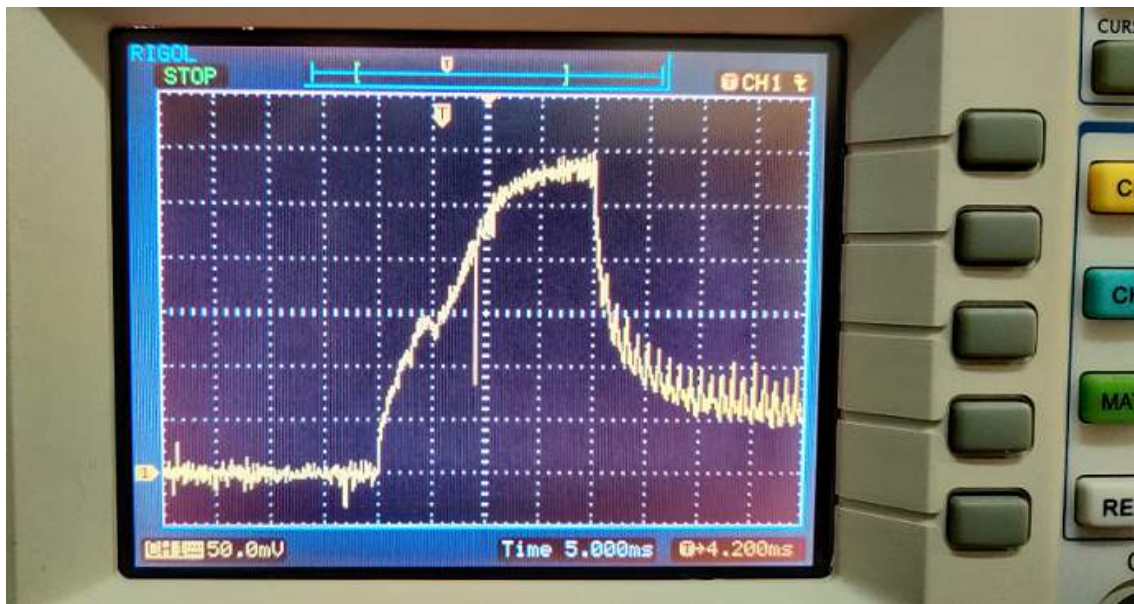
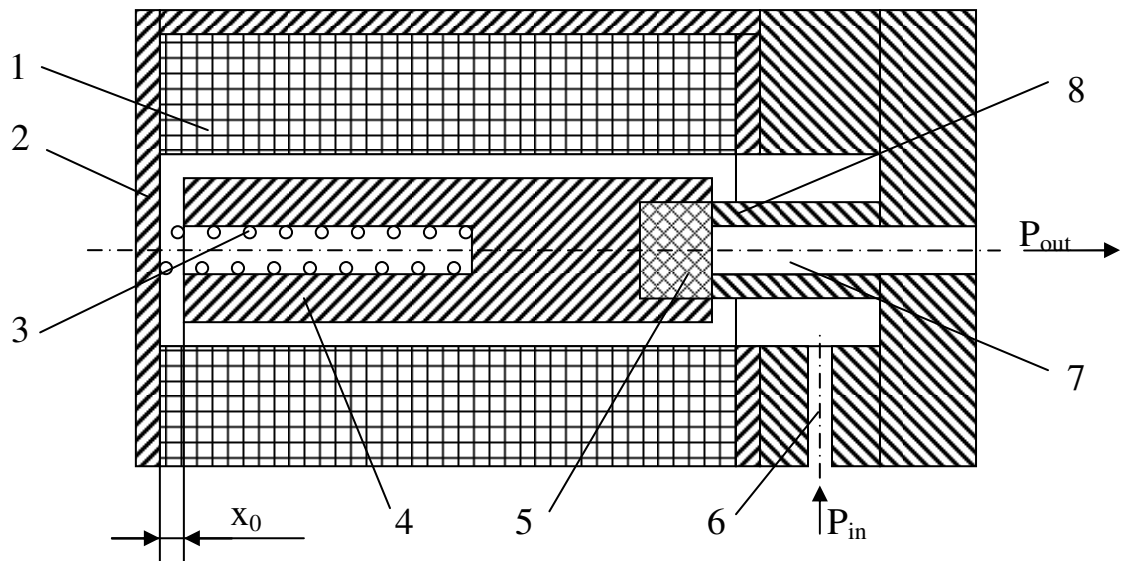


Рисунок 4.32 — Динаміка сили струму при подачі керуючого імпульсу на електромагнітний клапан

Одиночний імпульс використовується коли необхідний час відкритого стану клапану може бути забезпечено одиночним імпульсом, який за своєю тривалістю не перевищує або не суттєво перевищує час спрацювання електромагнітного клапану. Цей час характеризується закінченням руху осердя і має характерну точку М (рис. 4.31) локального мінімуму на кривій сили струму. За необхідності утримати електромагнітний клапан у відкритому стані на довший час призводить до значного зростання сили струму та довгого відпускання електромагніту і, як наслідок, виникнення великої затримки на закриття клапану. Ділянка утримання попереджає збільшення сили струму до сталого значення та забезпечує необхідний рівень сили струму за рахунок відповідних параметрів ШІМ, таких як частота та відсоток увімкненого стану електромагніту. Розглянемо простий випадок керування одиночним імпульсом (рис. 4.34). На робочій процес пневматичного клапану (рис. 4.33) з електромагнітним керуванням впливають одразу декілька факторів. З

боку пневматичного контуру це тиск, який впливає на навантаження початковою силою осердя електромагніту на якому встановлено ущільнення клапану.



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

Рисунок 4.33 — Схема електропневматичного клапана

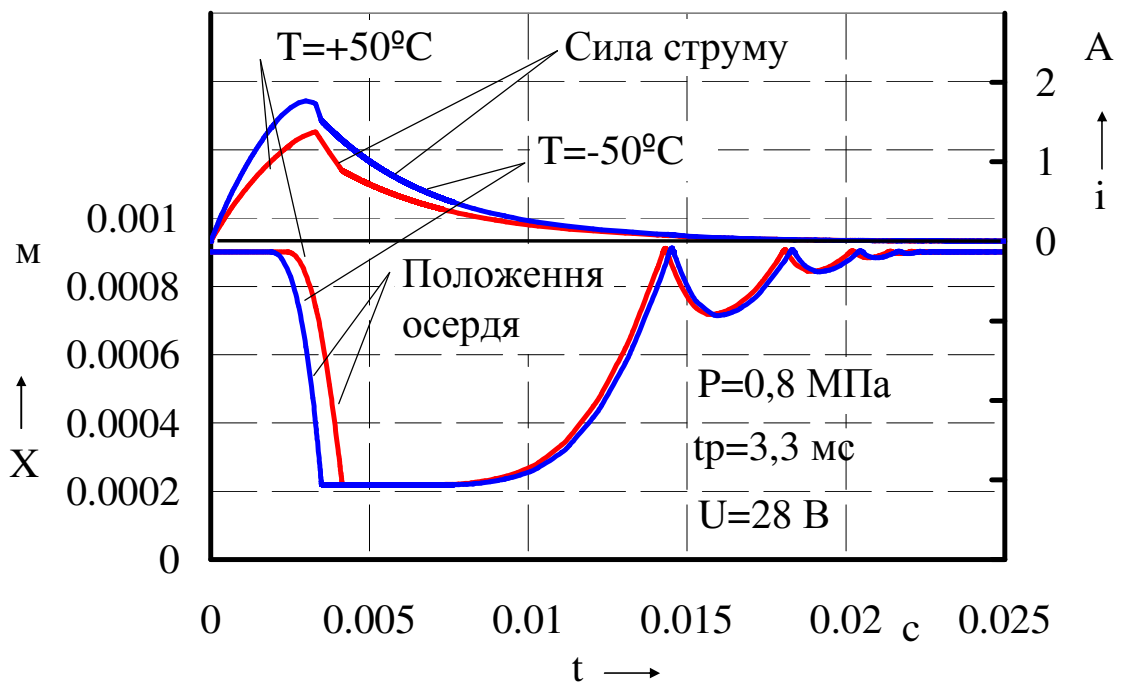


Рисунок 4.34 — Робочий процес електромагнітного клапану при одиночному імпульсі керування

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

Як видно з рисунка 4.34, при постійному значенні тривалості одиночного керуючого імпульсу (пілотного імпульсу) $t_p = 3,3$ мс, а також не змінних напруги живлення та тиску в пневматичній магістралі є відмінності у спрацювання електропневматичного клапану при граничних значеннях робочого температурного діапазону. У всьому діапазоні температур зміну вихідних параметрів електромагнітного клапану можна прослідити за часом відкритого стану клапану помноженого на площу прохідного отвору, який змінюється між ущільнюючим елементом клапану та його сідлом (рис. 4.35).

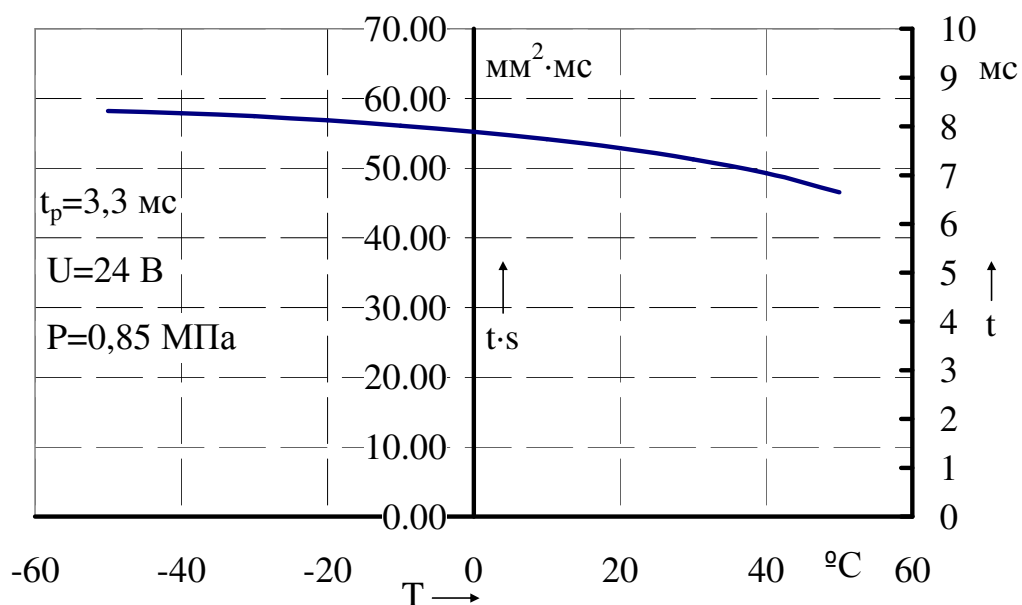


Рисунок 4.35 — Зміна часу-перерізу клапану та орієнтовного часу його відкритого стану за різної температури навколишнього середовища

Такий параметр ще має назву час-перерізу клапану та відповідає площі між кривою, що відображує положення осердя електромагніту та горизонтальною лінією, яка відповідає його закритому стану.

Достатньо помітні зміни у вихідних характеристиках електромагнітного клапану призведуть до зміни точності позиціонування органу керування зчепленням при сталих керуючих впливах. Тому цілком очевидно, що для збереження визначених вихідних характеристик виконавчого пристрою керування зчепленням необхідно забезпечити корегування керуючих впливів системи керування зчепленням за тими параметрами, які суттєво впливають на його вихідні характеристики. Тому дослідимо роботу електропневматичного клапану при дії інших факторів врахованих в математичній моделі. До таких параметрів, які можуть помітно вплинути на роботу електропневматичного клапану відносяться тиск та напруга живлення. Як видно з рисунку 4.36, при постійних параметрах моделювання крім тиску час-перерізу клапана також помітно змінюється, що спостерігалось під час проведення експериментальних досліджень (рис. 2.34, 2.36, 2.37). Де точність позиціонування на початку та наприкінці ходу зчеплення відрізняється.

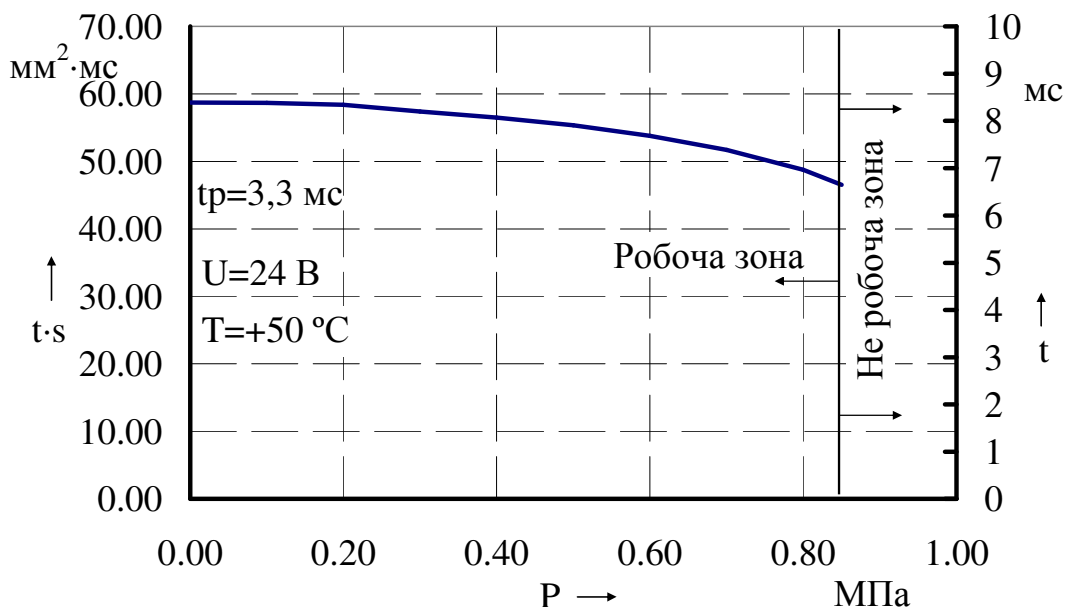


Рисунок 4.36 — Зміна часу-перерізу клапану та орієнтовного часу його відкритого стану під дією різного тиску на осердя

Тиск на осердя електромагніту може змінюватися у широкому діапазоні значень, від 0 МПа до 0,85 МПа у робочому діапазоні та може зрости аж до 1,3 МПа (13 атм.) при виході з ладу регулятора тиску. Не дивлячись на ці зміни в тиску, що діє на клапан, система керування повинна забезпечувати необхідні вихідні параметри.

Крім того тривалість пілотного імпульсу $t_p = 3,3$ мс була обрана із розрахунку забезпечення мінімального розміру стрибкоподібних переміщень (які характерні для релейних електропневматичних апаратів [74]) не забезпечувала відкриття клапану у діапазоні тиску 0,85...1,3 МПа (на рисунку 4.36 позначена як неробоча зона). Така сама неробоча зона спостерігається при зміні напруги живлення (при інших постійних значеннях факторів, які впливають на робочий процес електромагнітного клапану). На рисунку 4.37 можна спостерігати як неробоча зона електропневматичного клапана збільшується із зростанням температури навколишнього середовища.

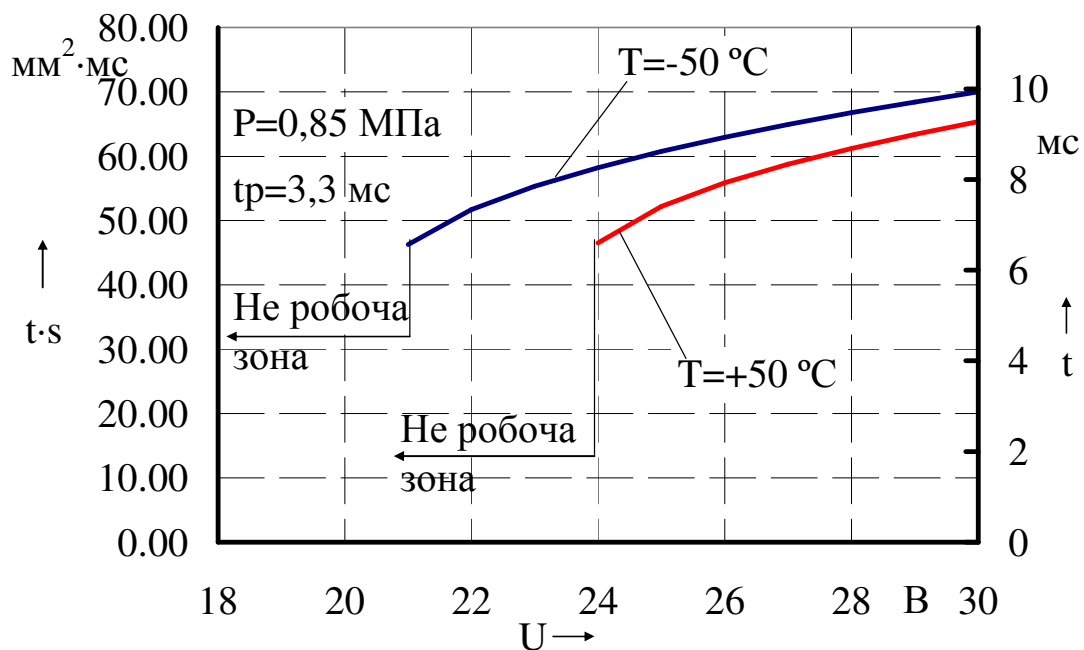


Рисунок 4.37 — Зміна часу-перерізу клапану та орієнтовного часу його відкритого стану при подачі різної напруги живлення за різних температурних умов

Потенційні можливості електромагніту зростають із збільшенням напруги живлення, а разом із ними і збільшується часу-перерізу клапану при постійній тривалості пілотного імпульсу. Штатним робочим діапазоном за напругою є діапазон 24...30 В. Втім рівень напруги доволі часто знижується до 18 В у аварійних режимах, або при розрядженому акумуляторі (що доволі часте явище). Збільшення неробочої зони електропневматичного клапану при збільшенні температури навколишнього середовища пояснюється характеристикою $L(T)$ (рис. 4.26). При збільшенні температури індуктивність котушки електромагнітного клапана зростає, що призводить до більшої інерційності електричного кола керування електропневматичним клапаном. З аналізу рисунків 4.34 – 4.37 можна зробити висновок про необхідність оптимізації такого керуючого параметру як тривалість пілотного імпульсу за критерієм забезпечення стабільного його значення при зміні температури навколишнього середовища, напруги живлення та тиску у пневматичній магістралі клапана.

Розглянемо робочій процес електромагнітного клапану при подачі комбінованого керуючого імпульсу. Такий імпульс використовується для довготривалого утримання електропневматичного клапану у відкритому стані. Для запобігання перегріву обмотки під час витримки клапану в відкритому стані керування клапанами відбувається за методом: пілотний імпульс + ШІМ-утримання (рис. 4.38)

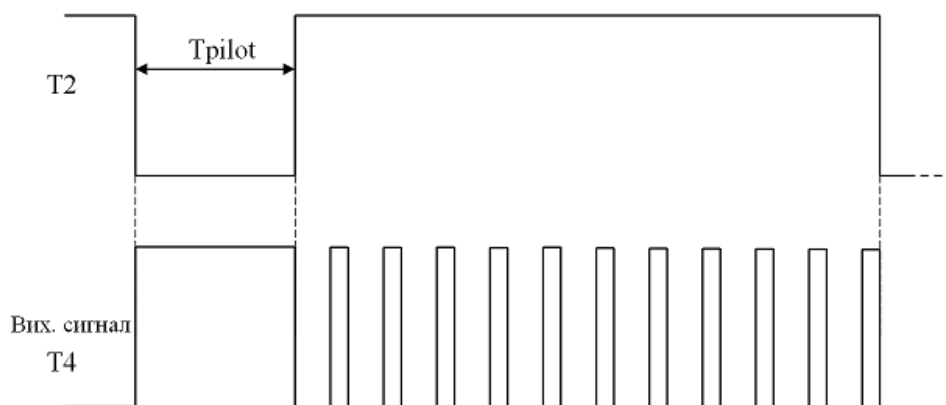


Рисунок 4.38 — Форма вихідного сигналу керування електромагнітним клапаном

Його порівняння із одиночним імпульсом було показано на рисунку 4.31. Формування комбінованого імпульсу забезпечується за допомогою двох таймерів. Загальне керування на таймері T2 відбувається зміною періоду і ширини імпульсу, де формується пілотний імпульс. Сигнал ШІМ-утримання формується на таймері на таймері T4.

Експериментально отримана осцилограма зміни сили струму під час спрацювання клапану показана на рисунку 4.39. Разом із ділянкою ШІМ-утримання та зоною спадання сили струму бачимо накладання спаду сили струму із моментом припинення пілотного імпульсу. Таке накладання можливо досягти при мінімальній тривалості пілотного імпульсу, що забезпечує стійке повне відкриття електропневматичного клапану. За осцилограмою час пілотного імпульсу склав 3,3 мс. Моделювання такого процесу з одиночним імпульсом можна спостерігати на рисунку 4.34.

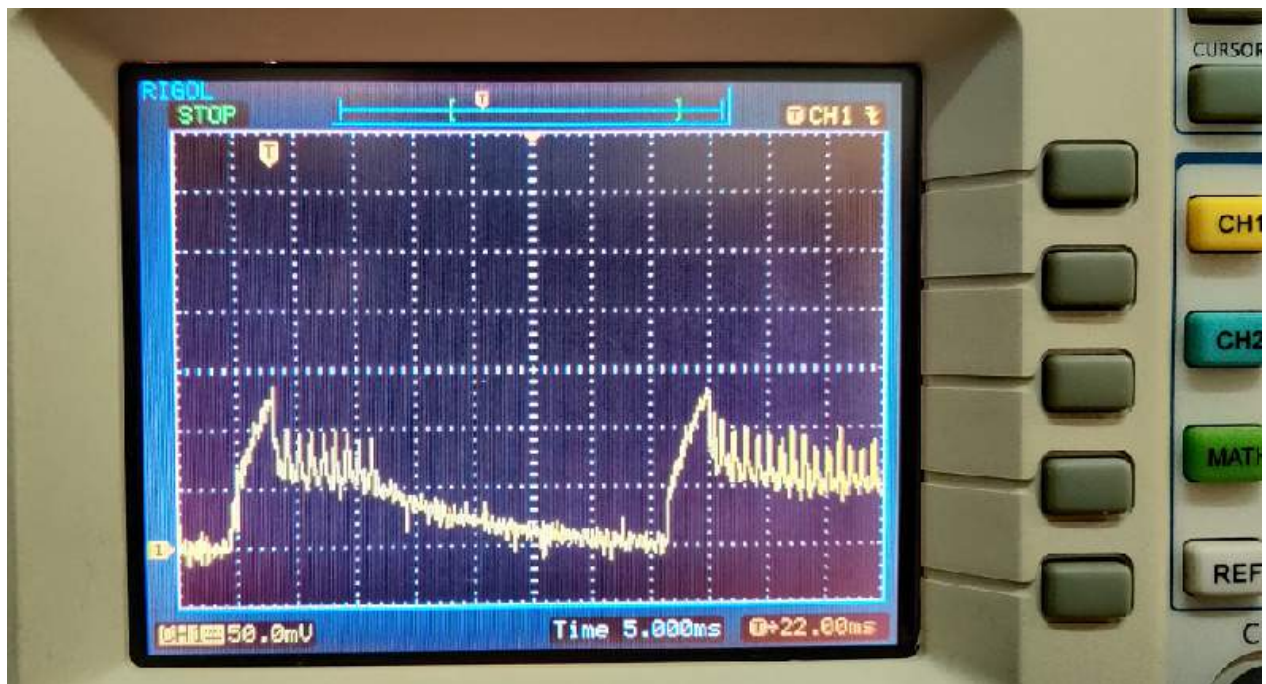


Рисунок 4.39 — Осцилограма сили струму при подачі комбінованому керуючому імпульсі

Результати моделювання робочого процесу електромагнітного клапану при подачі комбінованого керуючого імпульсу наведені на рисунку 4.40. Відмінності у

спрацюванні розглянуті вище тому ключовим аспектом цього дослідження є визначення відмінностей впродовж відпускання електромагніту.

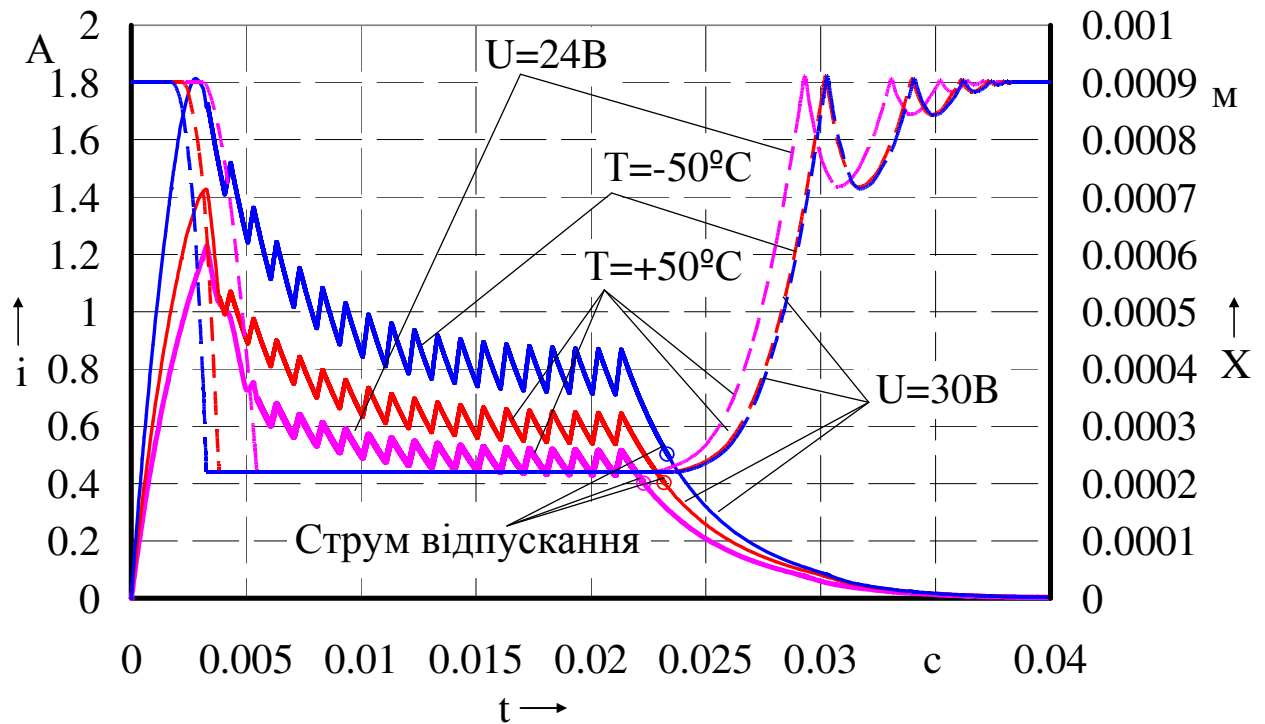


Рисунок 4.40 — Зміна характеристик робочого процесу електропневматичного клапану за різних температурних умов та напруги живлення

Моделювання робочого процесу електромагнітного клапана дає змогу стверджувати, що зміна температури не суттєво впливає на процес відпускання осердя електромагніту. Як бачимо (рис. 4.40), криві положення осердя при крайніх точках досліджуваного температурного діапазону майже збігаються. Це пов'язано з характеристикою електромагнітної сили, яка визначається за формулою (4.17). Електромагнітна сила, що діє на осердя прямо пропорційна двом множникам, силі струму та похідній індуктивності. Цій силі протидіє сила пружини повернення осердя (сила опору при відпусканні).

$$F_e = \frac{1}{2} \cdot \frac{dL(x)}{dx} \cdot i^2, \quad (4.17)$$

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

Не дивлячись на пропорційне зниження сили струму, внаслідок збільшення індуктивності при збільшенні температури навколишнього середовища з $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+50\text{ }^{\circ}\text{C}$, відбувається, також зміна добутку $\frac{1}{2} \cdot \frac{dL(x)}{dx}$ з $\approx 8,4$ при $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $\approx 12,2$ при $+50\text{ }^{\circ}\text{C}$. Це призводить до відповідного зростання магнітної сили, яка діє на осердя (рис. 4.41)

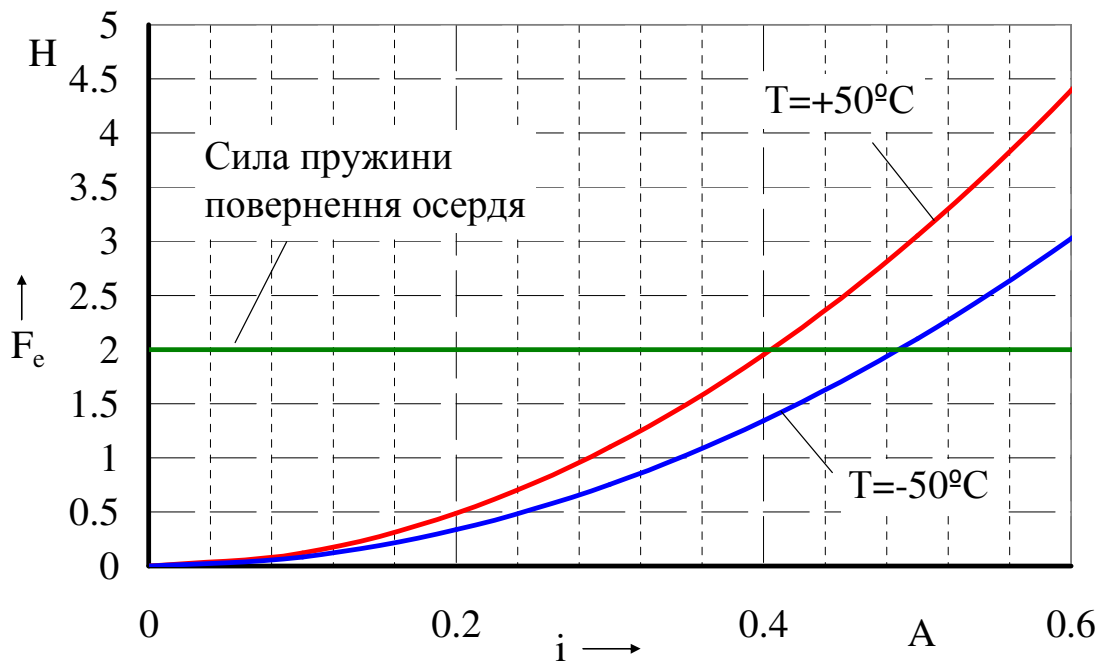


Рисунок 4.41 — Характер зростання електромагнітної сили для крайніх точок температурного діапазону

Як видно, баланс сил опору та руху, при різних температурах досягається за різної сили струму. Це призводить до того, що електромагнітна сила, яка діє на осердя стає меншою за силу пружини яка забезпечує повернення клапана у закритий стан майже одночасно у всьому діапазоні температур. Це добре видно при зниженні електромагнітної сили на рисунку 4.42 та позначено крапками силу струму при відпускання осердя на рисунку 4.40. Таким чином корекція відсотку увімкненого стану за критерієм зміни температури навколишнього середовища не потрібна.

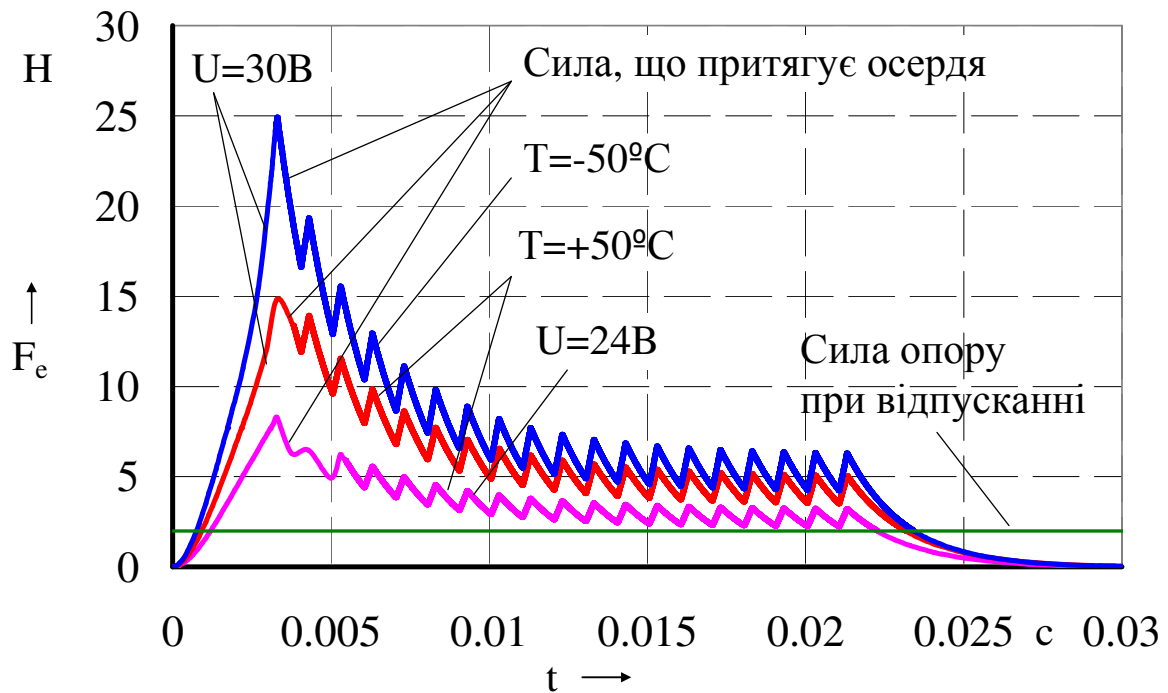


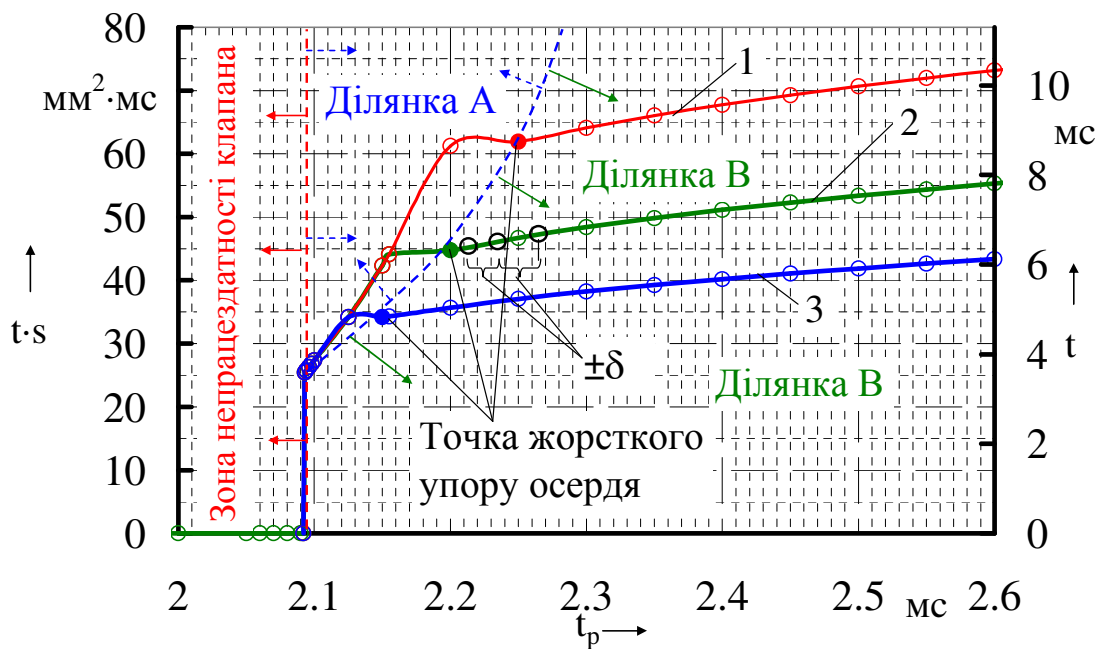
Рисунок 4.42 — Баланс сил на осерді електропневматичного клапану

Натомість потрібно корегувати цей параметр (рис. 4.40 та рис. 4.42) для такого параметру як напруга живлення. При її зміні середній рівень сили струму, що підтримується продовж ділянки утримання (рис. 4.31) суттєво змінюється і, як наслідок, змінюється час досягнення балансу між силами опору та електромагнітною силою, яка притягує осердя.

4.3 Оптимізація керуючих впливів електропневматичного клапану

На відміну від класичних задач оптимізації, де метою є пошук мінімуму або максимуму функції. Для корекції керуючих впливів, що подаються електронним блоком керування на електропневматичний клапан необхідно підтримувати задане значення вихідного параметру електропневматичного клапану. Таким параметром обрано час-переріз клапана. Особливості роботи виконавчого пристрою керування зчепленням вимагають раціонального вибору залежності за якою буде змінюватися час-переріз клапана. Експериментально встановлено, що для задовільної роботи виконавчого пристрою керування зчепленням необхідно примусово обмежувати рівень індуктивності електромагнітного клапану в повністю відкритому стані

клапана. Це досягається установкою діелектричних обмежувачів ходу осердя (рис. 4.43).



1 — хід осердя електромагніту не обмежено; 2 — хід осердя електромагніту обмежено діелектричною вставкою на 0,22 мм; 3 — хід осердя електромагніту обмежено діелектричною вставкою на 0,33 мм

Рисунок 4.43 — Вихідні параметри електропневматичного клапана з поділенням на зони динамічного стану

При використанні електропневматичного клапана без обмеження індуктивності (крива 1 рис. 4.43) виконавчий пристрій демонструє низьку точність позиціонування, при обмеженні діелектричною вставкою на рівні 3,3 мм (крива 3 рис. 4.43) точність позиціонування гарна лише за душе повільного наростання командного сигналу, але швидкості реагування на невелике збільшення швидкості цього сигналу досягти не вдалося і, як наслідок точність позиціонування також не достатня. Таким чином, в якості опорного варіанту для дослідного зразка виконавчого пристрою керування зчепленням обрано варіант з діелектричною вставкою 2,2 мм (крива 2 рис. 4.43). На рисунку 4.43 можна спостерігати як змінюється час-перерізу клапана та орієнтовний час його відкритого стану для всіх трьох варіантів індуктивності електромагнітного клапана. Шкала абсцис відображає

час одноразового пілотного імпульсу, що забезпечує відповідний характер протікання робочого процесу електропневматичного клапану. Цей робочий процес можна спостерігати на рисунку 4.44.

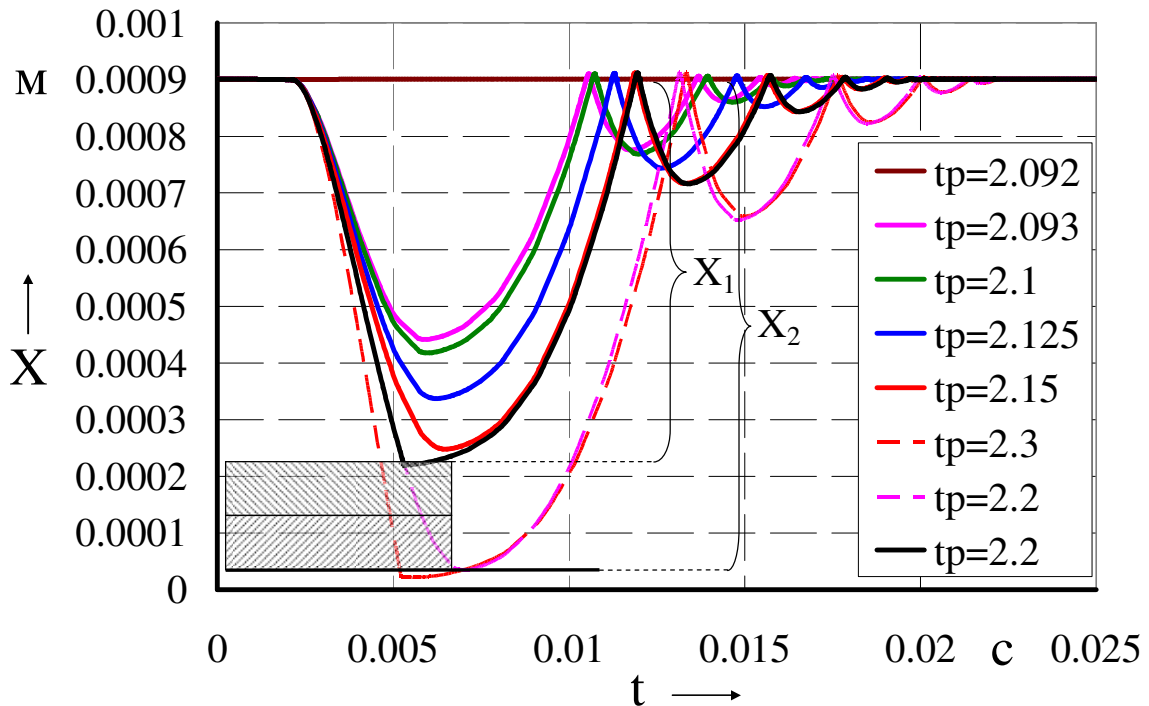


Рисунок 4.44 — Динаміка переміщення осердя електромагніту в зоні мінімально можливих одноразових пілотних імпульсів

Час пілотного імпульсу до $t_p = 2,092$ мс не спричиняє відрив осердя з клапаном від сідла клапану оскільки електромагнітна сила не перевищує сил опору за умови знаходження факторів впливу (напруга, температура, тиск) в робочих діапазонах. Цей час позначений на рисунку 4.43 красною зоною непрацездатності клапана.

Час пілотного імпульсу, який дорівнює та більший за $t_p = 2,2$ мс забезпечує стійке повне відкриття електропневматичного клапану із чіткою фіксацією осердя на упорі у відкритому стані. На рисунку 4.44 цей процес відображено переміщенням на відстань X_1 та відстань X_2 під впливом пілотного імпульсу тривалістю $t_p = 2,2$ мс та $t_p = 2,3$ мс відповідно. Зазначені відстані відповідають, X_1 — електромагнітному клапану з діелектричними вставками та

X_2 — електромагнітному клапану без вставок. Ділянка стійкої роботи електропневматичного клапану з його повним відкриттям позначена на рисунку 4.43 написом «Ділянка В», що має зелений колір та відокремлена пунктирною дугою синього кольору.

Динаміка переміщення осердя має ще один, перехідний стан нестійкої рівноваги. В цьому стані (час пілотного імпульсу $2,092 \text{ мс} \leq t_p < 2,2 \text{ мс}$), на рисунку 4.43 він позначений написом «Ділянка А», що має синій колір та знаходиться між пунктирами червоного та синього кольору. На рисунку 4.44 цю ділянку представлено сукупністю кривих які відображають неповний хід осердя та, відповідно, неповне відкриття електропневматичного клапану. Користуючись цією ділянкою можливе значне зменшення часу відкритого стану електропневматичного клапану та підвищення точності роботи виконавчого пристрою. В той же час допуск на відхилення в часі керуючого імпульсу складає 1 мкс ($0,001 \text{ мс}$). З одного боку, це дає можливість швидкого реагування, з іншого викликає необхідність підвищувати частоту роботи електронного блоку керування та може стати причиною переходу у стан непрацездатності клапану при наявності неминучих відхилень в параметрах електромагнітного клапана у виробництві. Таким чином у якості мети для виконання оптимізації керуючих впливів оберемо крайню стійку точку роботи електропневматичного клапана за кривою 2 (рис. 4.43). В цій точці час-перерізу клапану становить $t \cdot s \approx 46 \text{ мм}^2 \cdot \text{мс}$.

Після того як визначені цільові значення функцій для оптимізації (пошуку рішення) визначимо раціональний метод оптимізації. Оскільки пошук цільового значення функції буде здійснюватися шляхом послідовного моделювання роботи електропневматичного клапана із врахуванням впливу одного із визначених параметрів можемо скористатися одним з методів одномірної оптимізації, які відносяться до методів нульового порядку. Найпростіший з цих методів є метод рівномірного пошуку. Від відноситься до пасивних стратегій (тобто із заздалегідь визначеною кількістю ітерацій) [225, 226].

Для попередньої оцінки об'єму обчислень визначимо в скільки разів нам необхідно зменшити ширину інтервалу невизначеності. Так час тривалості пілотного імпульсу визначатимемо відповідно для трьох змінних факторів, це напруга живлення, температура навколишнього середовища та тиск в пневматичній магістралі, яку перекриває електропневматичний клапан. За попередніми оцінками під час моделювання роботи електропневматичного клапану у крайніх станах зазначених факторів час тривалості пілотного імпульсу може коливатися у діапазоні від 1,8 мс до 6,3 мс. Для зручності розрахунків та запасу визначимо діапазон невизначеності для пошуку часу тривалості пілотного імпульсу як 1,5...6,5 мс. Це відповідає значенню $\Delta t_p = 5$ мс. Значення часу пілотного імпульсу визначатимемо з точністю 0,1 мкс (0,0001 мс) оскільки саме такий шаг розрахунку в пробних точках моделі призводить до зміни вихідного параметру на $0,01 \text{ мм}^2 \cdot \text{мс}$. Це означає, що відносне зменшення інтервалу невизначеності дорівнюватиме $R(N) = \frac{5}{0,0001} = 50000$

(інтервал потрібно звужити у п'ятдесят тисяч разів). Той самий діапазон значень для пошуку відсотку увімкненого стану електромагнітного клапану для керування ШІМ утримання увімкненого стану клапану складає $\Delta t_{pWM} = 30\%$ (для діапазону 5...35%). Значення відсотку увімкненого стану електромагніта визначатимемо із точністю 0,5 %. Це означає, що відносне зменшення інтервалу невизначеності дорівнюватиме $R(N) = \frac{30}{0,5} = 60$ (інтервал потрібно звужити у шістдесят разів)

Визначимо необхідну кількість ітерацій за формулою (4.18) [225, 226].

$$\frac{1}{R(N)} = \frac{2}{N+1}, \quad (4.18)$$

де N — кількість ітерацій.

Таким чином необхідного зменшення діапазону невизначеності для часу тривалості пілотного імпульсу необхідно зробити $N = 100001$ ітерацію, а зменшення діапазону невизначеності для відсотку увімкненого стану становить $N = 121$

ітерацію. Для методів дихотомії та ділення інтервалу навпіл необхідну кількість ітерацій можна визначити за нерівністю (4.19) для методу дихотомії використовують праву частину нерівності, а для методу ділення інтервалу навпіл всю нерівність бо для цих методів величина можливих ітерацій значення не постійне та знаходиться у визначених межах в залежності від ходу процесу оптимізації [225, 226].

$$\frac{1}{2^{N-1}} \leq \frac{1}{R(N)} \leq \frac{1}{2^{\frac{N-1}{2}}} \quad (4.19)$$

Так само для методу золотого перерізу необхідну кількість ітерацій можна визначити за нерівністю (4.20) причому для всіх випадків обирається найменше ціле число, що задовольняє нерівності [225, 226].

$$\frac{1}{R(N)} \geq \frac{\ln(R(N))}{\ln(0,618)} \quad (4.20)$$

Так для методу золотого перерізу кількість ітерацій складатиме $N = 24$, а для методу ділення інтервалу навпіл буде знаходитися в інтервалі значень $14 \leq N \leq 26$.

Для реалізації пошуку функції корегування пілотного імпульсу та відсотку увімкненого стану використаємо метод золотого перерізу. Адаптований до задачі пошуку встановленого значення функції алгоритм пошуку за цим методом наведено на рисунку 4.45. Відмінністю від класичного методу пошуку мінімуму наведений алгоритм відрізняється блоками порівняння. В наведеному алгоритмі обчислені, за моделлю, значення порівнюються із шуканим значенням функції, а ні між собою. Крім того змінено визначення нового інтервалу пошуку.

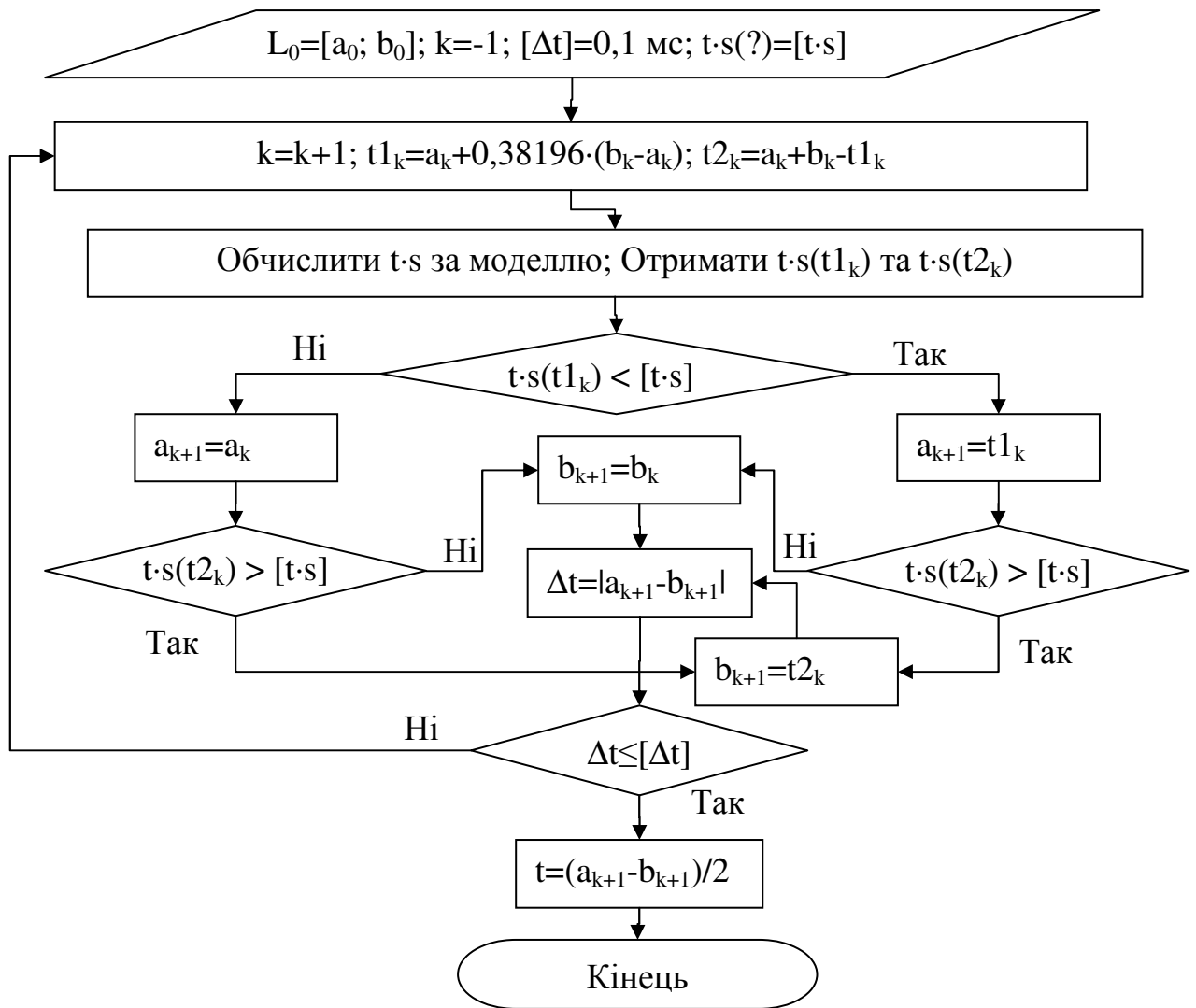


Рисунок 4.45 — Блок схема алгоритму оптимізації за методом золотого перерізу

За наведеним алгоритмом проведемо розрахунки та визначимо поверхню відгуку функції корегування тривалості пілотного імпульсу у залежності від напруги живлення та температури навколишнього середовища (рис. 4.46 а). На рисунку 4.46 а зображена теоретична поверхня, отримана шляхом оптимізації та моделювання. В реальній системі керування є обмеження за можливістю точності відтворення наведеної поверхні відгуку. З врахуванням раціональної частоти роботи електронного блоку керування гранична точність визначення часових параметрів які використовується при відліку часу пілотного імпульсу та ШІМ складає 0,001 мс (1 мкс). З огляду на точність відтворення пілотного імпульсу наведемо вид поля, що відображає отриману похибку, у порівнянні з теоретичними значеннями, яке

зображено на рисунку 4.46 б. Максимальні числові значення похибки для реальної поверхні відгуку тривалості пілотного імпульсу складають $+\delta ts = 0,0394 \text{ мм}^2 \cdot \text{мс}$ та $-\delta ts = -0,0394 \text{ мм}^2 \cdot \text{мс}$. Таким чином для спрощення аналізу похибки будемо вважати, що похибка відтворення теоретичної поверхні відгуку (рис. 4.46) дорівнює $\delta ts = \pm 0,04 \text{ мм}^2 \cdot \text{мс}$ та умовно (із збільшенням) зображена на рисунку 4.43.

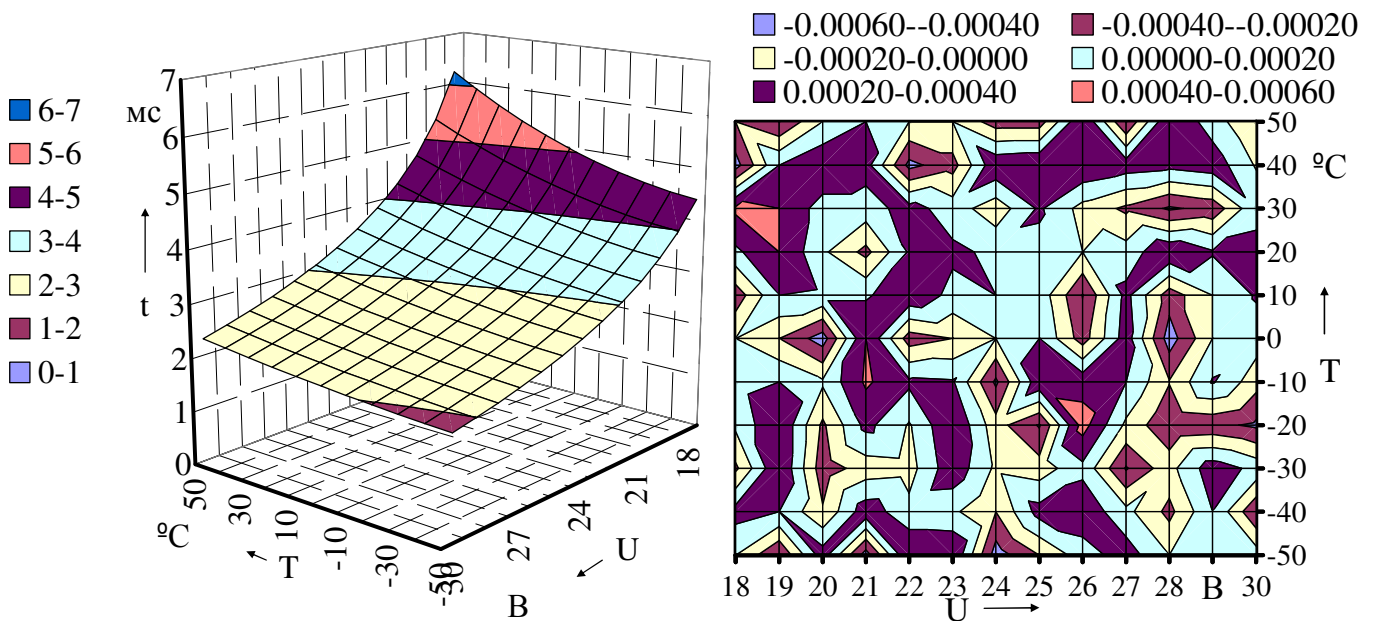


Рисунок 4.46 — Поверхня відгуку функції корегування тривалості пілотного імпульсу та похибка її реального відтворення в мікроконтролері

Як видно, діапазон можливої зміни тривалості пілотного імпульсу з врахуванням похибки його відтворення у всьому діапазоні знаходиться в межах стійкої роботи клапана. Межі зазначеного діапазону такого вихідного параметру як час-перетин клапану припадає, на $t_p = 2,231 \text{ мс}$, що відповідає значенню $t \cdot s = 45,9606 \text{ мм}^2 \cdot \text{мс}$ та на $t_p = 2,233 \text{ мс}$, що відповідає значенню $t \cdot s = 46,0394 \text{ мм}^2 \cdot \text{мс}$. Таким чином абсолютна похибка часу-перетину клапана відносно теоретичного значення складає $\pm 0,04 \text{ мм}^2 \cdot \text{мс}$, що у відносному вираженні складає $\pm 0,086\%$. Загальна абсолютна похибка відтворення постійного значення

вихідного параметру $\Delta t \cdot s = 0,0788 \text{ мм}^2 \cdot \text{мс}$ у відносному вираженні складає $\pm 0,17\%$. Максимальну припустиму відносну похибку у відтворенні постійного значення вихідного параметру часу-перетину клапана, що не перевищує 1% можливо досягти при точності відтворення пілотного імпульсу із похибкою $\delta t_p = 0,005 \text{ мс}$. Це забезпечить похибку 0,85%.

Відповідною поверхнею відтворимо функцію корегування у залежності від температури навколишнього середовища та тиском у пневматичній магістралі біля клапану (рис. 4.47 а) та поле похибок її реального відтворення (рис. 4.30 б).

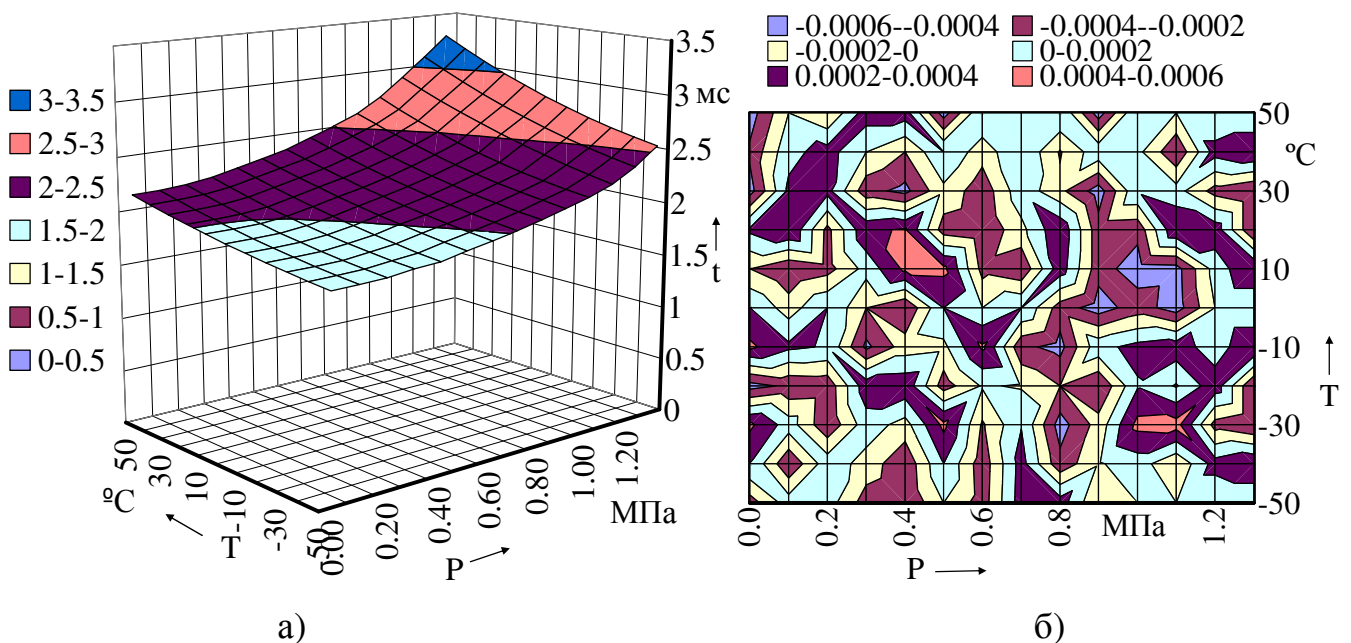


Рисунок 4.47 — Поверхня відгуку функції корегування тривалості пілотного імпульсу

Контрольні точки для визначення залежності відсотку увімкненого стану ШІМ на ділянці утримання також визначалися методом золотого перерізу за алгоритмом, що аналогічний наведеному на рисунку 4.45. Поліном для відтворення зазначеної залежності також наведено на рисунку.

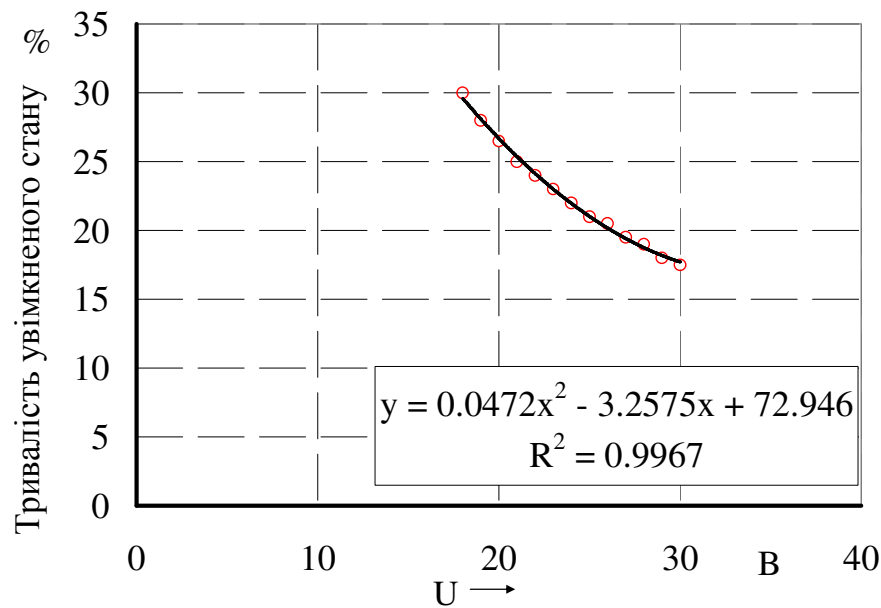


Рисунок 4.48 — Залежність відсотку увімкненого стану ШІМ на ділянці утримання

При вимірюванні напруги живлення в електронному блоці керування використовується дванадцяти розрядний аналогово-цифровий перетворювач. Під час вимірювання напруга у 24 В трансформується у 3,3 В для можливості її аналізу аналогово-цифровим перетворювачем. Так вдається досягти роздільної здатності у 0,006 В у перерахунку на вимірювальну величину у 24 В. Таким чином отримаємо можливість відтворювати теоретичну залежність, що зображено на рисунку 4.48 з точністю не гірше ніж 0,01% (для ділянки близько 16 В — 0,01%, а для ділянки близько 30 В — 0,0025%).

Для реалізації адаптації за тиском в межах робочого діапазону можливо використовувати статичну характеристику електропневматичного приводу зчеплення (рис. 4.49) [50].

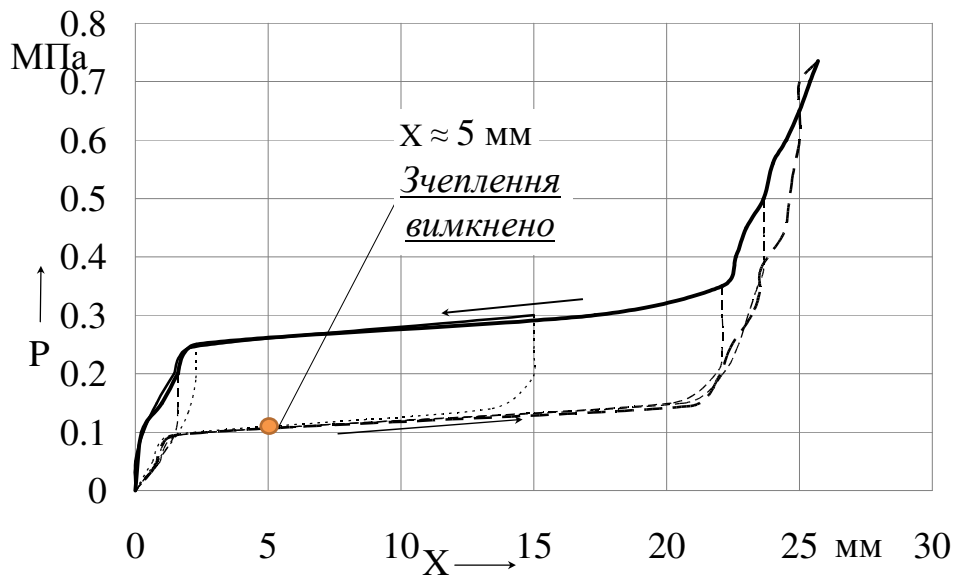


Рисунок 4.49 — Статична характеристика виконавчого пристрою керування зчепленням [50]

З причини наявності гістерезису має сенс для визначення орієнтовного тиску використовувати верхню (зворотну) гілку характеристики. Так похибка у визначенні тиску на прямій гілці статичної характеристики може складати значення, що наведені на рисунку 4.50 а). В той час похибка встановлення тривалості пілотного імпульсу на зворотній гілці становитиме нулю, а на прямій гілці визначатиметься залежністю, що наведена на рисунку 4.50 б). Відповідно до досліджень, актуальний хід виконавчого пристрою керування зчепленням впродовж якого відбувається керування крутним моментом двигуна (на холодному зчепленні) складає біля 5 мм (рис. 4.49). Відповідно на цьому ході і є найбільш важливим підтримання постійної величини пілотного імпульсу. На цій ділянці ходу виконавчого пристрою похибка у встановленні пілотного імпульсу на вимикання зчеплення (пряма гілка статичної характеристики) не перевищує 0,03 мс, що менше 1% у перерахунку на вихідний параметр електропневматичного клапану ($t \cdot s$).

Функція для визначення надлишкового тиску в порожнині випускного клапану пропорційна положенню штоку виконавчого пристрою. Яке, в свою чергу, повністю повторює характеристику натискної пружини (або пружин) із врахуванням зношування накладок веденого диска зчеплення. Впродовж зношування накладок

зусилля, а з ним і тиск у порожнині випускного електропневматичного клапана змінюється. Зростає у випадку застосування діафрагмової натискної пружини і зменшується у випадку застосування циліндричних периферійних пружин.

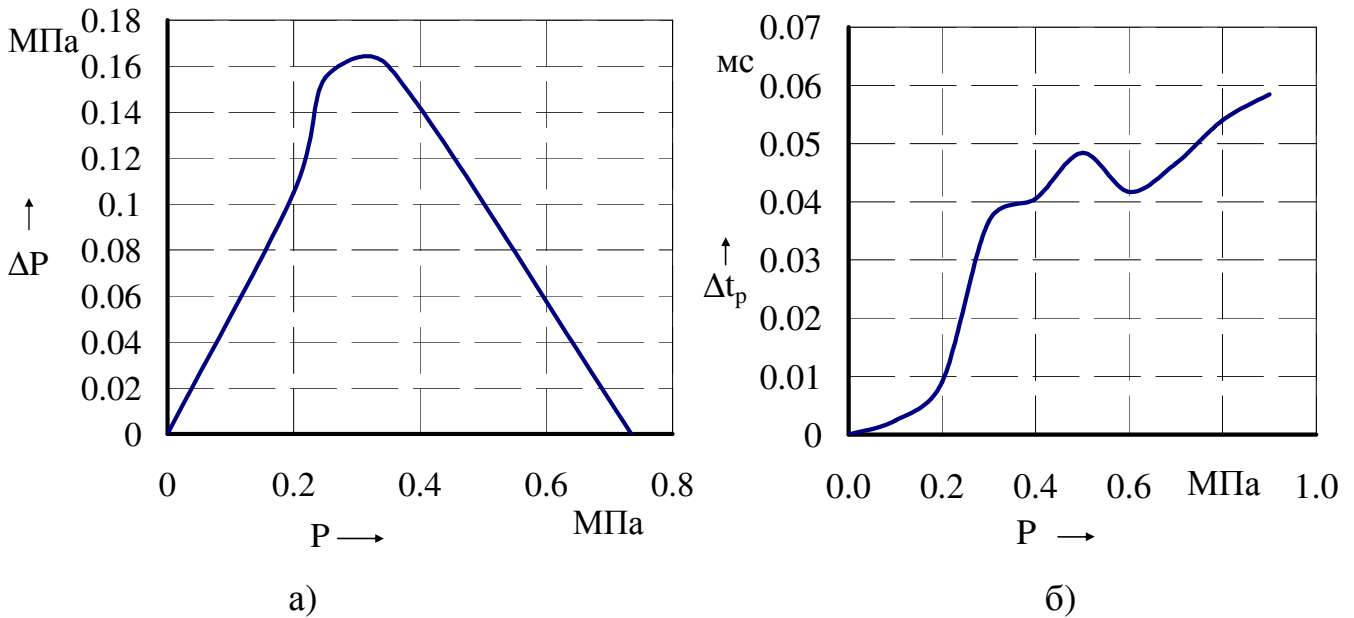


Рисунок 4.50 — Похибки у визначенні тиску за зворотною гілкою статичної характеристики та у встановленні тривалості пілотного імпульсу на прямій гілці

Так матриця, що використовується для визначення тиску у порожнині випускного клапана має вигляд (4.21).

$$\begin{Bmatrix} P2_i & P2_{i+1} & P2_m \\ X_i & X_{i+1} & X_m \end{Bmatrix}, \quad (4.21)$$

де $P2$ — тиск у порожнині випускного клапана, МПа.;

X — положення штоку виконавчого пристрою, мм;

i — номер елементу матриці;

m — кількість елементів векторів, що складають матрицю.

Надлишковий тиск у порожнині впускного клапана, на відміну від випускного, завжди вищий за тиск, що виникає в силовому циліндрі виконавчого пристрою але пов'язаний з ним зворотною пропорційністю та визначається матрицею (4.22).

$$\begin{Bmatrix} X_i & X_{i+1} & X_m \\ P_0 - P_{2_i} & P_0 - P_{2_{i+1}} & P_0 - P_{2_m} \end{Bmatrix}, \quad (4.22)$$

де P_0 — тиск у живлячій магістралі виконавчого пристрою, МПа.

З огляду на те, що тиск у живлячій магістралі змінюється у межах, що визначає регулятор тиску доцільно, у якості його постійного значення, використовувати верхню межу встановлену регулятором тиску.

У випадку виникнення аварійної ситуації тиск у живлячій магістралі може зрости до 1,3 МПа. Цей факт вплине на роботу лише впускного клапана. Тому в якості аварійного значення доцільно прийняти максимально можливе значення тиску та перевести роботу клапана на максимальну тривалість імпульсу за відповідною характеристикою (рис. 4.47 а).

Висновки за розділом

1. Запропонована методика формування граничних кривих для крайніх положень датчика педалі зчеплення дозволяє теоретично отримати постійну чутливість педалі на всьому діапазоні температур експлуатації.
2. За рахунок відмінності у аналітичному представленні граничних кривих та реальних еквидистант спостерігається зсув характеристики педалі зчеплення у межах 24 мм на всьому діапазоні температур.
3. Визначення початкової точки характеристики педалі керування з індуктивним датчиком шляхом шунтування живлення дозволяє в 3,6 рази зменшити дрейф точки положення педалі зчеплення при якому відбувається торкання дисків зчеплення та розпочинається рушення автотранспортного засобу в діапазоні температур навколишнього середовища – 55 °С ... +54 °С.

4. Для забезпечення якості керування зчепленням хід педалі зчеплення для автоматизованої системи повинен знаходитися в межах 100мм – 145 мм.

5. При застосуванні конденсаторів із діелектриком NP0 досягнуто чутливість 0,34 %/мм. Для конденсатора з діелектриком X7R цей показник становить 0,87 %/мм. Застосовуючи конденсатора з діелектриком X7R слід, також враховувати ефект деградації ємності з часом та забезпечити в мікроконтролері статистику напрацювання системи

6. На основі математичної моделі електропневматичного клапану визначено ступінь впливу на його роботу таких ключових факторів як температура навколишнього середовища, напруга живлення та перепад тиску на клапані. Так, підвищення температури навколишнього середовища на 100 °C вимагає подовження пілотного керуючого імпульсу на 1 мс для збереження стабільності керуючого впливу.

7. Адаптованим методом одномірної оптимізації визначено поверхні відгуку для корекції тривалості пілотного імпульсу, що подається на обмотку електропневматичного клапану в режимі забезпечення максимальної точності позиціонування штоку виконавчого пристрою системи керування зчепленням.

8. На основі параметрів зчеплення, виконавчого пристрою керування ним та електронного блоку визначено похибки відтворення теоретичної поверхні відгуку тривалості пілотного імпульсу, що подається на обмотку електропневматичного клапану.

9. Запропоновано спосіб визначення перепаду тиску на впускному та випускному клапані без необхідності застосування датчика тиску в системі керування зчепленням.

10. Визначення тиску повітря у циліндрі виконавчого пристрою за його положенням спричиняє похибку у 0,16 МПа, що призводить до помилки становлення керуючого пілотного імпульсу на 0,06 мс.

Основні результати досліджень по даному розділу опубліковані в роботах [8, 28, 29, 32].

РОЗДІЛ 5

КОРЕКЦІЯ ЗАКОНУ КЕРУВАННЯ ЗЧЕПЛЕННЯМ

На робочій процес рушання АТЗ впливає ряд властивостей складових трансмісії та елементів керування зчепленням. Основними факторами, що потребують додаткового вивчення є вплив пружної характеристики веденого диска, точність позиціонування штоку виконавчого пристрою керування зчепленням, зміна характеристик зчеплення впродовж експлуатації.

Якість роботи системи керування зчепленням залежить від чистоти та запізнення сигналів, які відображають робочий процес необхідний для керування. Ускладнення фільтрів, що використовуються для обробки даних сприяє збільшенню затримок та навантажує розрахунками мікроконтролер.

На відміну від гідромеханічних трансмісій класична механічна коробка передач може забезпечувати не тільки режим гальмування двигуном, а й режим руху накатом на нейтральній передачі. За даними досліджень [153], цей режим дозволяє економити 3% пального та викидів CO_2 у звичайного транспортного засобу та до 8 % пального та викидів CO_2 у транспортного засобу із середнім рівнем гібридизації [153].

В даному розділі розглядаються питання адаптації закону керування до різних умов рушання, питання застосування різних фільтрів для обробки даних, що надходять до системи керування зчепленням, а також питання раціонального використання режимів накату та гальмування двигуном.

5.1 Вплив реальних властивостей виконавчого пристрою керування зчепленням на робочий процес рушання АТЗ

Розглянутий в розділі 3 закон керування зчепленням повинен забезпечувати рушання автотранспортного засобу у різних режимах руху та з різною інтенсивністю. Адаптація до згаданих режимів потребує раціоналізації закону

керування зчепленням. Крім того адаптації потребує закон керування у зв'язку із суттєво нелінійною пружною характеристикою веденого диску (рис. 2.17) та (рис. 5.1), а також дрейфом точки торкання дисків зчеплення з причини деградації характеристики пружної основи фрикційних накладок веденого диску зчеплення [178] та з причини температурних деформації [123].

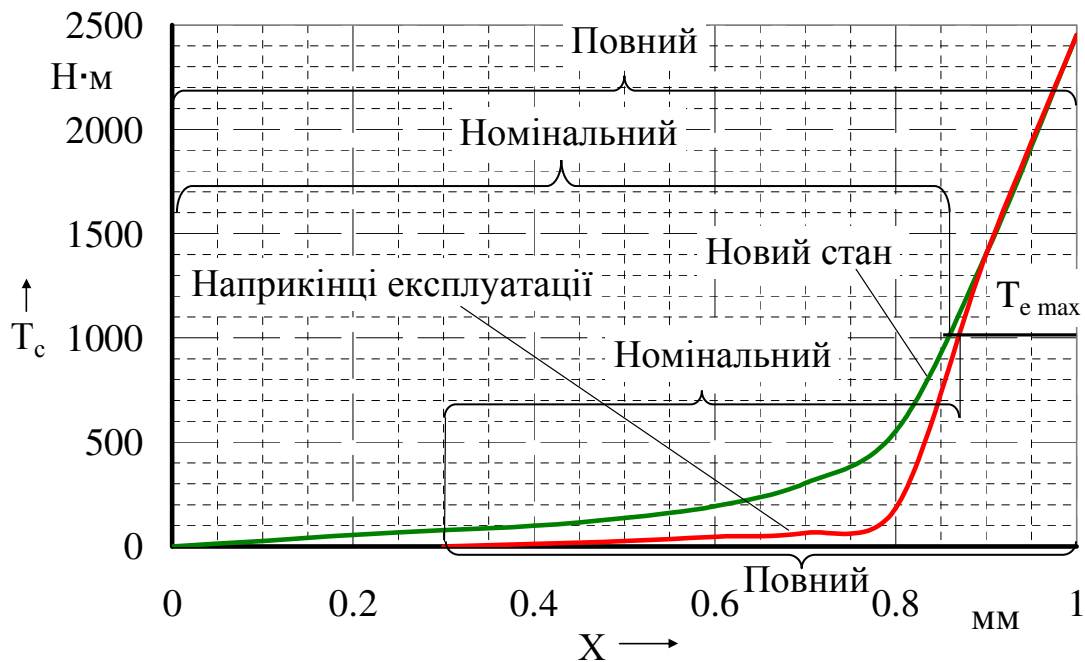


Рисунок 5.1 — Діапазон регулювання крутного моменту зчеплення при різних станах осьової пружної характеристики веденого диску

Якщо проаналізувати динаміку наростання крутного моменту зчеплення при його вмиканні, можна спостерігати початкове зростання крутного моменту перед виходом на лінійну ділянку (рис. 5.2 а). На рисунку 5.2 а відображено зростання крутного моменту у відносних величинах. При першому торканні дисків виникає крутний момент, що пропорційний значенню нормальної сили між дисками P , H . Сила, що виникає між дисками пропорційна деформації веденого диску, що в свою чергу залежить від точності позиціонування штока виконавчого пристрою керування зчепленням. На рисунку 5.2 б позначені значення третьої похідної шляху руху під час рушання при зміні положення штоку виконавчого пристрою керування зчепленням на величину ΔS відповідно для трьох зон знаходження штока.

Зменшення величини мінімально можливого переміщення штоку виконавчого пристрою під час подачі мінімального керуючого імпульсу сприяє плавному рушанню під час першого торкання фрикційних накладок веденого диску зчеплення та ведучих частин.

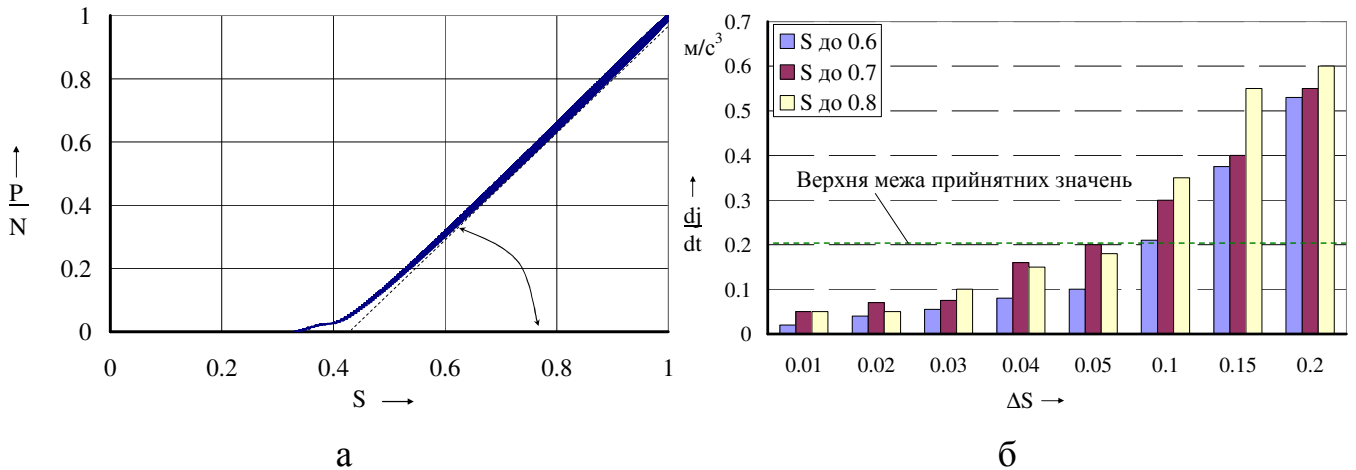


Рисунок 5.2 — Зміна похідної прискорення в залежності від дискретизації встановлення штоку виконавчого пристрою керування зчепленням під час торкання дисків зчеплення

Як що зазначити, що рушання з місця у багатьох випадках відбувається при значеннях функції $S(t)$ менше за 0,6 (біля 0,4...0,45) то можна сказати, що для забезпечення плавного рушання цілком достатньо точності позиціонування штоку виконавчого пристрою у діапазоні $\frac{1}{10} \dots \frac{1}{20}$ частини ходу, який супроводжується осьовою деформацією веденого диску.

5.2 Адаптація закону керування до різних режимів рушання

Залежність $T_c = f(S)$ визначається поліномом четвертого ступеня. Для спрощення порівняння наведемо залежності $T_e = f(\omega_e; \alpha)$, $S = f(|\omega_r|)$ та $T_c = f(S)$ у

безрозмірній формі (рис. 5.3), для цього віднесемо зазначені функції до максимального крутного моменту, який здатне передавати зчеплення $T_{c \max}$.

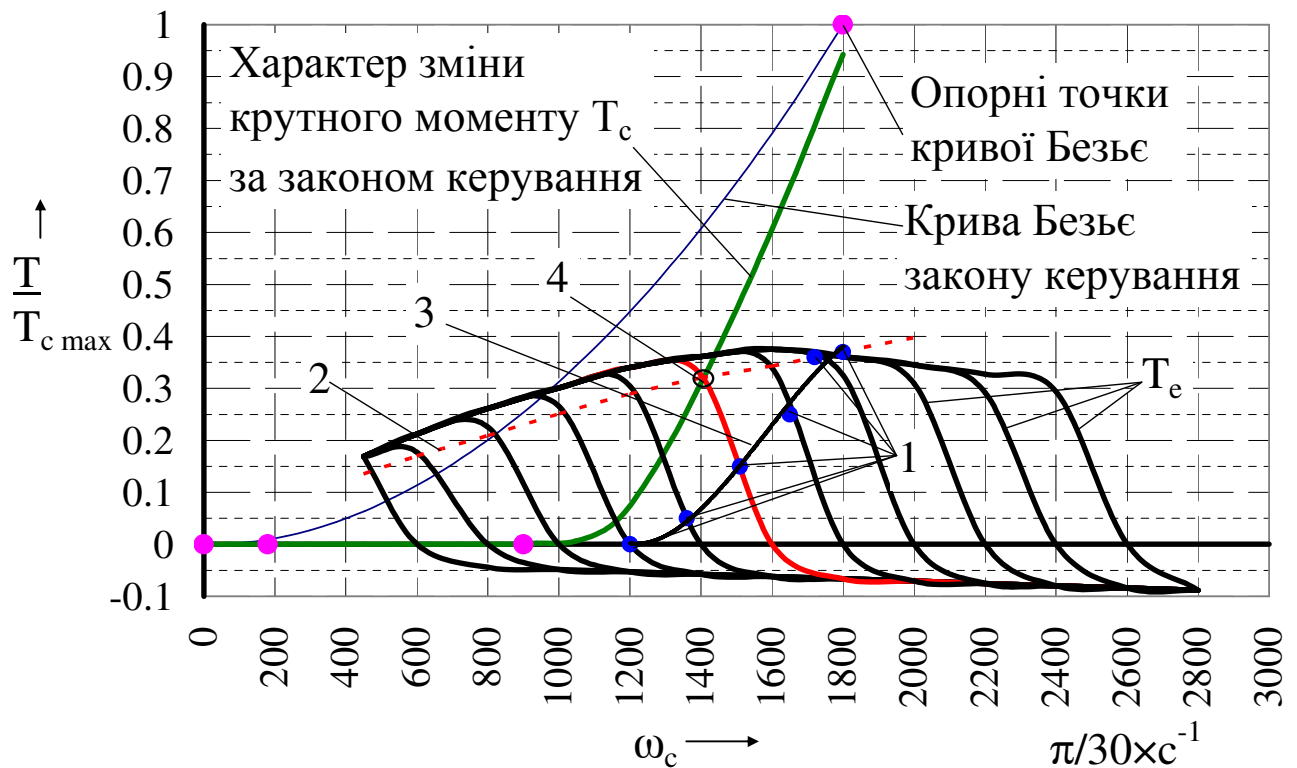


Рисунок 5.3 — Визначення опорних точок закону керування

Координати характерної точки $S\omega_{r3}$ функції $S(t)$ (3.15) визначаються значеннями функції $R(t)$ (3.11). При статичній постановці задачі, максимальне прискорення досягається при значенні крутного моменту, що дорівнює $T_{e \max}$. Відповідно до обмеження максимального крутного моменту двигуна при кожному конкретному положенні педалі акселератора (крива 2 рис. 5.3) та бажаної залежності прискорення автотранспортного засобу (рис. 3.13) частота обертання колінчастого валу двигуна повинна відповідати значенню, що позначено крапкою 4 (рис. 5.3). Також, керуючись залежністю $j_{\alpha\%} = f(\alpha)$ (рис. 3.13) при положенні педалі акселератора 40% та більше максимальні оберти двигуна обмежуються крапками 1. Ця межа відтворена кривою 3 (рис. 5.3) та характеризується поліномом (5.1).

$$\left(\frac{T_c}{T_{c \max}} = -2,192 \cdot 10^{-9} \cdot \Delta\omega^3 + 1,04 \cdot 10^{-5} \cdot \Delta\omega^2 - 0,0156 \cdot \Delta\omega + 7,49\right). \quad (5.1)$$

Відповідно до цієї ідеї значення функції $R(t)$ розраховані за формулою (3.11) для різних положень педалі акселератора та наведені на рисунку 5.4.

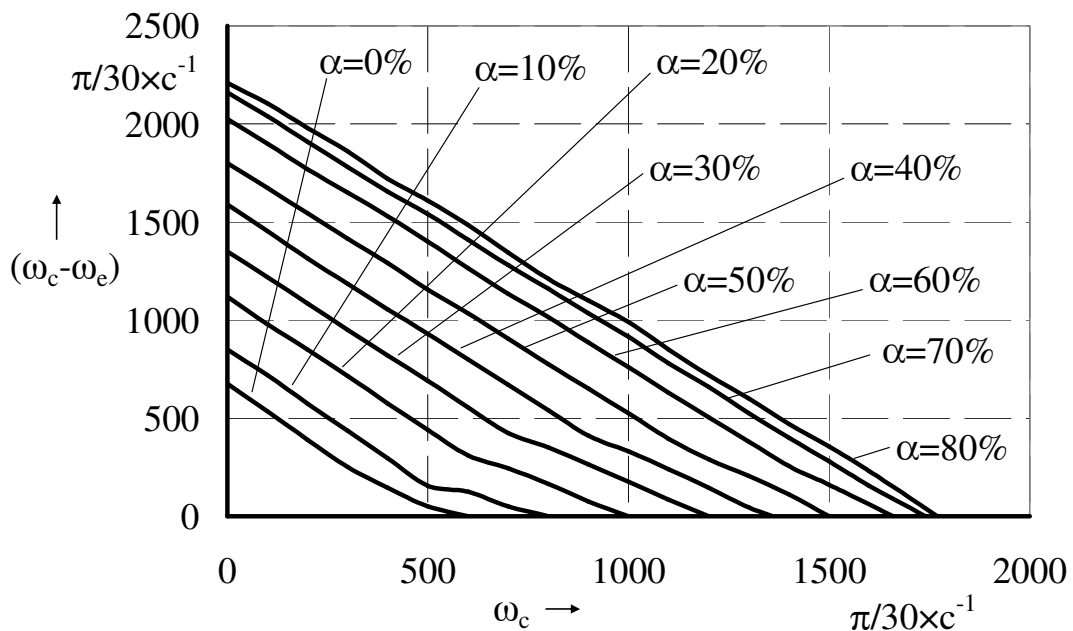


Рисунок 5.4 — Вигляд функції $R(t)$ закону керування зчепленням за умови підтримки максимального моменту двигуна

Робочий процес рушення автотранспортного засобу, який відповідає функціям наведеним на рисунках 5.3 та 5.4 наведено на рисунках 5.5 та 5.6. Характерною особливістю процесу рушення є стале значення частоти обертання колінчастого валу двигуна на рівні, що забезпечує максимальне значення крутного моменту при поточному значенні положення педалі акселератора.

Для такої стратегії рушення з місця можливо виділити ряд недоліків:

- відсутність використання динамічних процесів зміни частоти обертання двигуна та трансмісії для збільшення прискорення та скорочення часу буксування зчеплення;

- рушення АТЗ відсутнє доки не досягнуто частоту обертання колінчастого валу двигуна, яка відповідає частоті максимального крутного моменту при даному положенні педалі акселератора (для наведених на рисунках 5.5 та 5.6 це $\alpha = 50\%$);
- складність забезпечення плавного рушення при різних положеннях педалі акселератора.

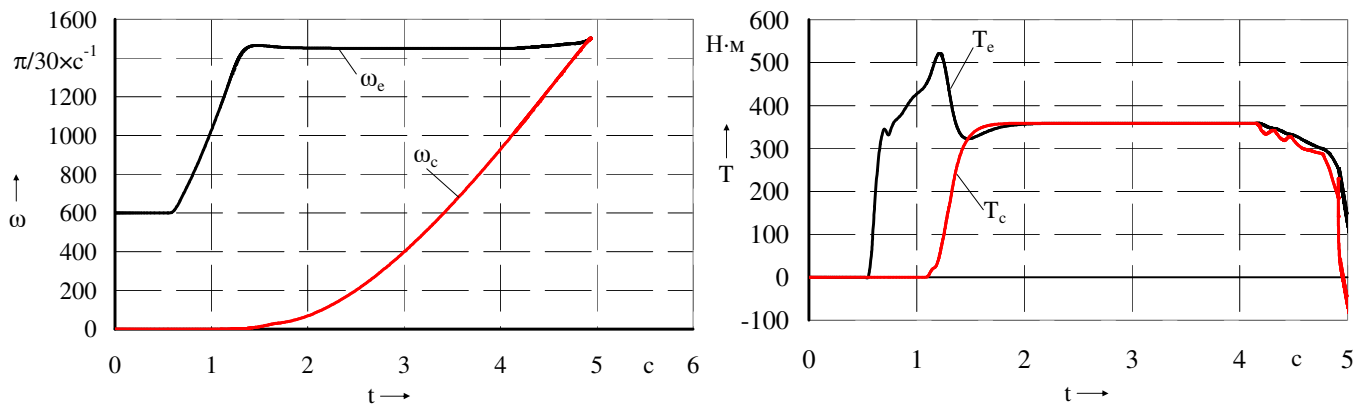


Рисунок 5.5 — Динаміка зміни крутних моментів в трансмісії та процесу синхронізації кутових швидкостей колінчастого валу та веденого диску зчеплення

Крім значної різниці у частотах обертання колінчастого валу та веденого диску зчеплення це призводить до затягування процесу рушення у часі. Так для наведеного процесу робота буксування зчеплення склала 121 кДж, а пікова потужність досягла 28,65 кВт. Час рушення (з моменту подачі команди з мікроконтролера на початок рушення до синхронізації кутових швидкостей колінчастого валу та веденого диску зчеплення) складає 4,92 с. Час буксування зчеплення склав 3,82 с. Відповідно до рисунка 5.4 вихід на відповідну частоту обертання колінчастого валу відбувається при холостому обертанні колінчастого валу (тобто без навантаження), а так витрачається паливо без розгону АТЗ. Крім того, досить різке вмикання зчеплення спричиняє ривок на початку рушення, який помітно на графіку (рис. 5.6) залежності $\frac{dj}{dt}$ у вигляді різкої зміни функції у межах часу $t=1,5$ с із значення $0,73 \text{ м/с}^3$ до значення $-1,48 \text{ м/с}^3$ та знову на рівень $0,73 \text{ м/с}^3$. Максимальне досягнуте прискорення, при цьому складає $0,205 \text{ м/с}^2$, а на

всьому процесі розгону $1,133 \text{ м/с}^2$. Причому останнє досягається на короткому проміжку часу.

Таким чином, по всіх трьом недолікам необхідне вдосконалення робочого процесу рушання автотранспортного засобу за рахунок корегування закону керування зчепленням.

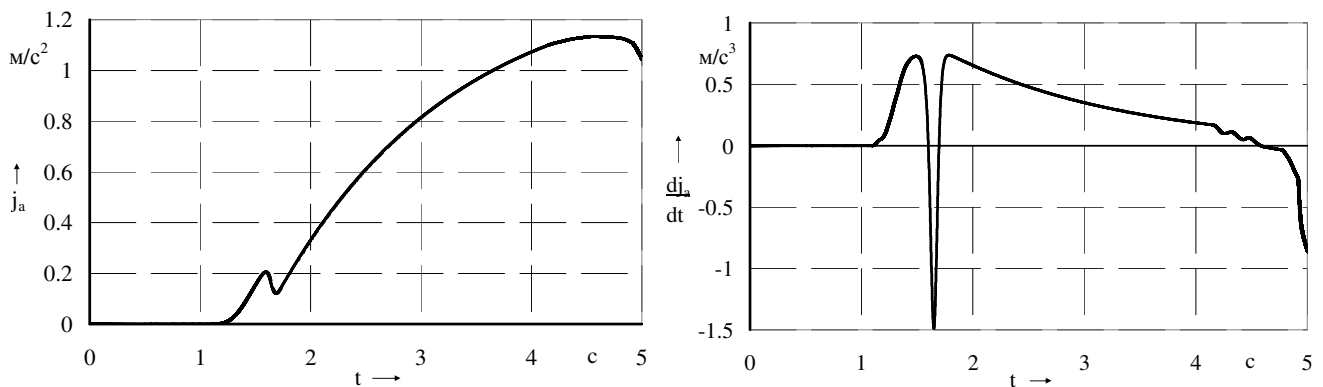


Рисунок 5.6 — Характеристики розгону та плавності рушання АТЗ

Так, за прийнятої концепції керування законом за допомогою опорних точок кривої Безье найбільш раціональним рішенням вбачається перенесення першої опорної точки (при $\omega_c = 0 \text{ с}^{-1}$) всіх кривих на рівень першої опорної точки закону керування зчепленням (рис. 5.7), що відповідає положенню педалі акселератора 0%. Завдяки такому підходу з'являється можливість почати процес рушання одразу після прибирання ноги з педалі гальма, що зменшить тривалість синхронізації кутових швидкостей та час рушання. Такий режим рушання притаманний автомобілям із гідромеханічною автоматичною трансмісією. Крім того наглядно видно зменшення різниці частот обертання між колінчастим валом та веденим диском зчеплення на початку руху. За такого протікання процесу рушання робота буксування зчеплення склала 100 кДж, а пікова потужність досягла 27 кВт. Час рушання (з моменту подачі команди з мікроконтролера на початок рушання до синхронізації кутових швидкостей колінчастого валу та веденого диску зчеплення) складає 4,28 с. Час буксування зчеплення склав 3,99 с. Максимальне досягнуте прискорення, за весь період розгону $1,4 \text{ м/с}^2$. Як можна спостерігати після трьох

секунд рушання частота обертання веденого диску зчеплення перевищує мінімально стійку частоту обертання колінчастого валу двигуна. Відповідно після цього часу можна більш активно використовувати динамічні процеси обертання елементів двигуна та трансмісії для збільшення прискорення автотранспортного засобу. Це можна досягти шляхом збільшення навантаження на двигун за рахунок більш активного вмикання зчеплення без ризику заглохання двигуна.

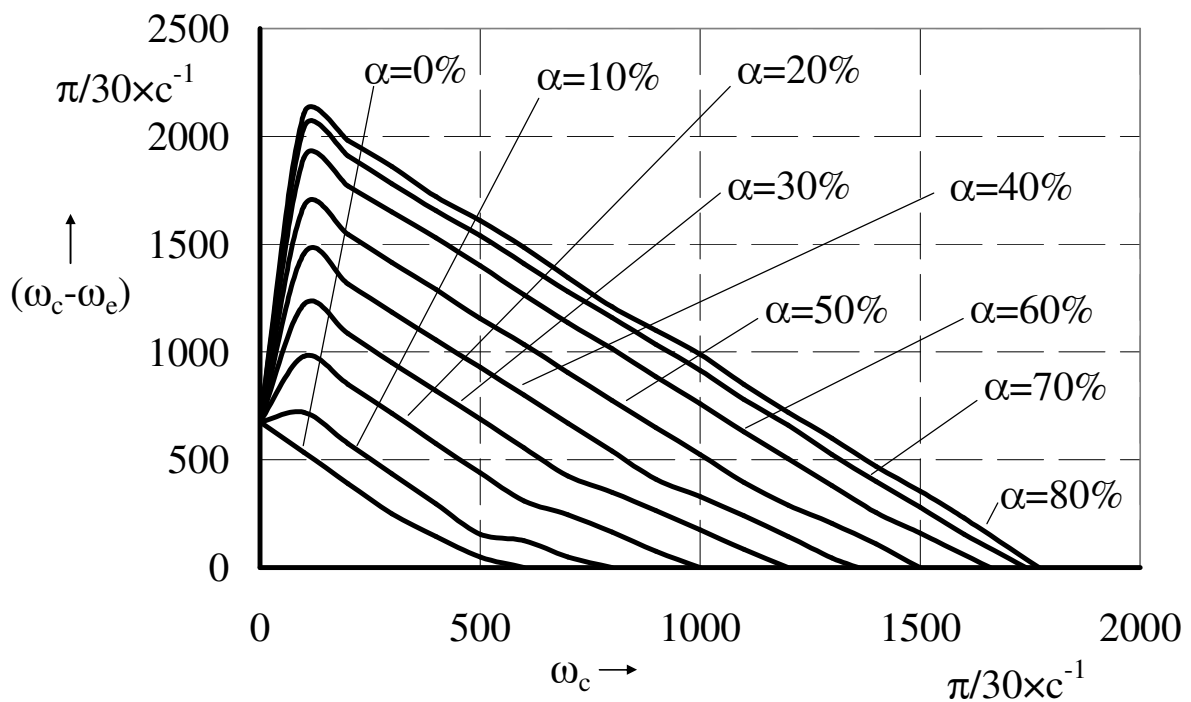
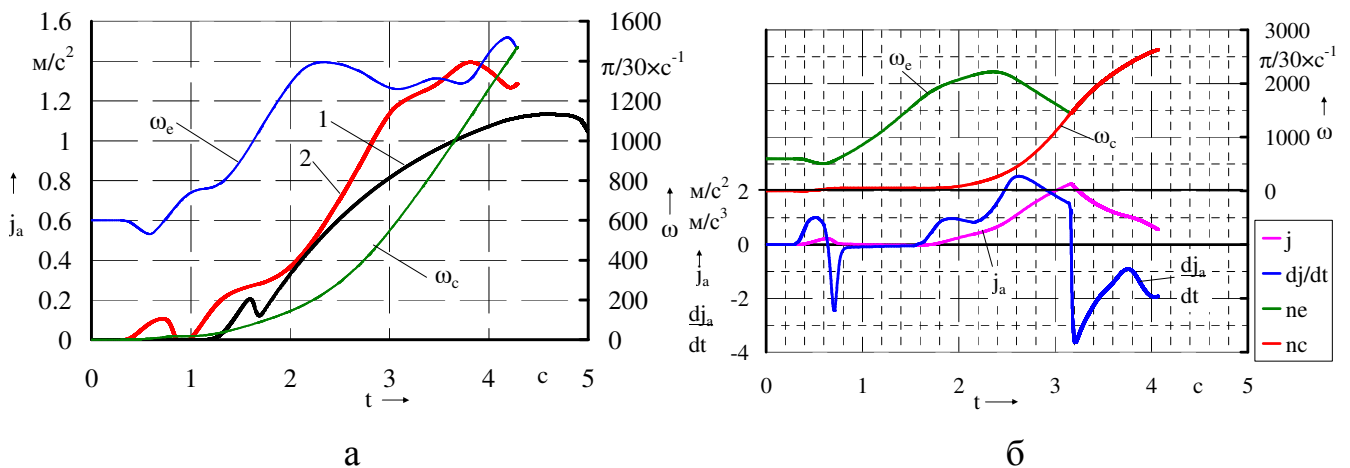


Рисунок 5.7 — Вигляд функції $R(t)$ закону керування зчепленням за умови підтримки максимального моменту двигуна та початку рушання при відпусканні педалі гальма

При використанні функції $R(t)$ закону керування зчепленням, що зображено на рисунку 5.7 не сприяє плавній синхронізації кутових швидкостей ведених та ведучих дисків. Як видно з рисунка 5.8 б в момент синхронізації кутових швидкостей виникає різкий стрибок функції похідної прискорення за часом. Цей стрибок відчувається водієм та пасажиром як ривок (jerk) та викликає дискомфорт впродовж процесу рушання. Такий ривок може бути пом'якшений пружними властивостями трансмісії або колеса. Для цього необхідно вводити додаткові

пружно-депфуючі елементи, що збільшують вартість автотранспортного засобу вмілому. Усунення цього недоліку можливо за рахунок формування дотичності функції $R(t)$ закону керування зчепленням до осі абсцис. Ця дотичність забезпечить плавне зменшення різниці кутових швидкостей та сприятиме підвищенню комфорту процесу рушання.



б — порівняння прискорення; а — показники плавності рушання при використанні функцій, що наведені на рисунках 5.4 та 5.7; 1 — прискорення за функцією $R(t)$ (рис. 5.4); 2 — прискорення за функцією $R(t)$ (рис. 5.7)

Рисунок 5.8 — Динаміка рушання автотранспортного засобу без впливу на педаль акселератора на початку руху (положення педалі акселератора 50%)

Ще одною позитивною стороною формування дотичності до осі абсцис є більший прогін функції $R(t)$ в середній зоні перебігу процесу рушання (рис. 5.9). Таким чином більш ефективно використовується енергія обертових мас двигуна внутрішнього згоряння і у відповідності до виразу (2.1) при від'ємних значеннях $\frac{d^2\phi_e}{dt^2}$ інерційна маса J_e забезпечує додаткове зростання моменту зчеплення T_e . Як наслідок, при рушанні створюється більше прискорення, зменшення часу синхронізації та роботи буксування. Положення точки $\Delta\omega_1$ з виразу (3.123.12) визначається поліномом (5.2), який враховується в електронному блоці для забезпечення адаптації.

$$\Delta\omega_1 = -0,0045 \cdot \alpha^3 + 0,3027 \cdot \alpha^2 + 51,547 \cdot \alpha + 579,06. \quad (5.2)$$

Положення точки ω_{c3} з виразу (3.13) визначається поліномом (5.3) який також враховується в електронному блоці для забезпечення адаптації.

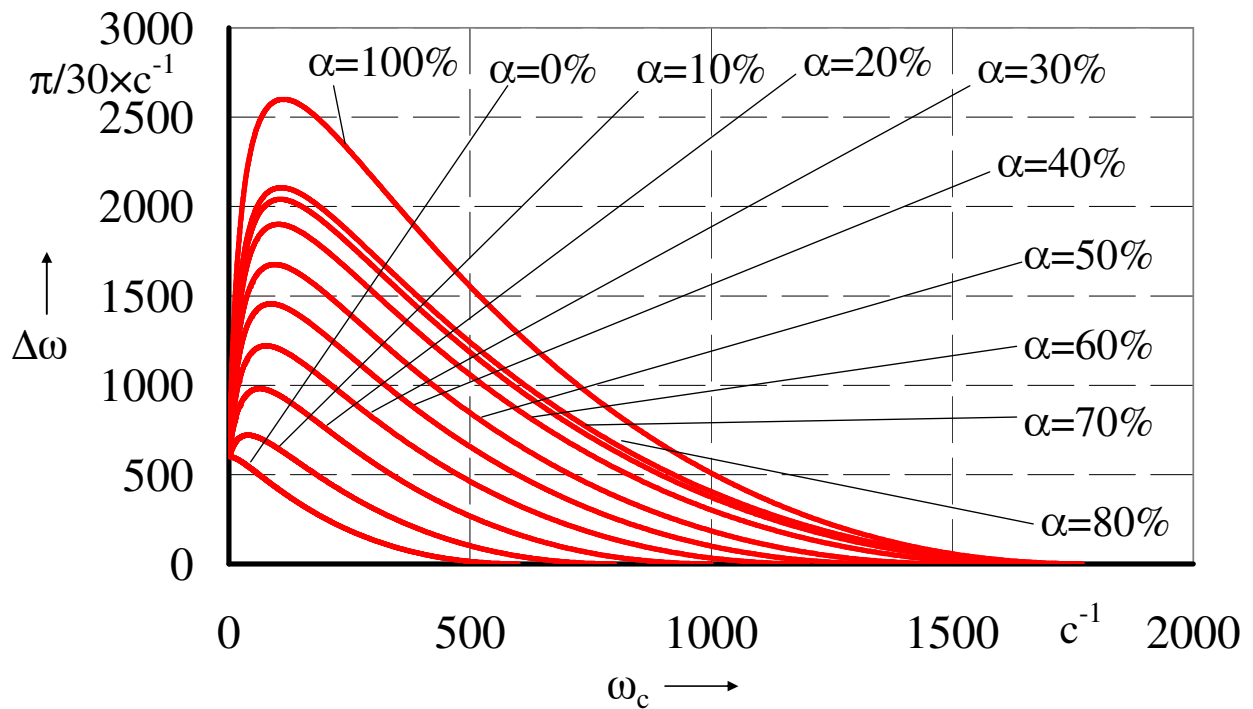
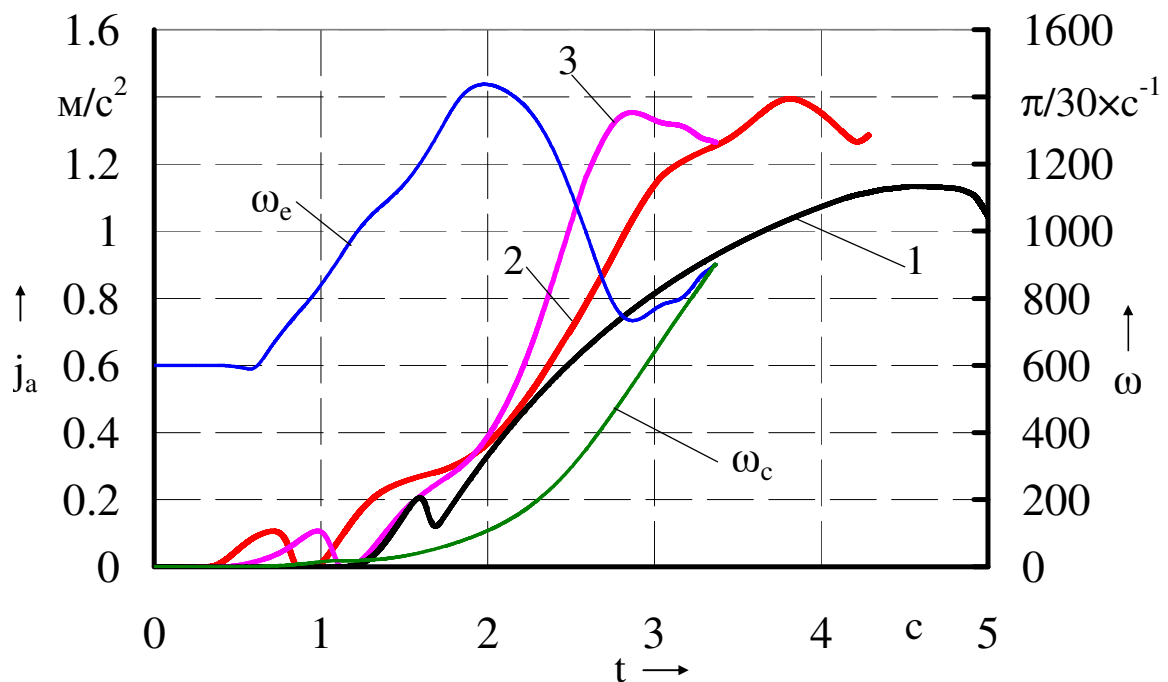


Рисунок 5.9 — Вигляд функції $R(t)$ закону керування зчепленням за умови підтримки максимального моменту двигуна, початку рушання при відпусканні педалі гальма та забезпечення плавної синхронізації кутових швидкостей дисків зчеплення

$$\omega_{c3} = -0,0009 \cdot \alpha^3 - 0,0032 \cdot \alpha^2 + 20,681 \cdot \alpha + 597,59. \quad (5.3)$$

За такого протікання процесу рушання робота буксування зчеплення склала 88,5 кДж, а пікова потужність досягла 31,25 кВт. Час рушання (з моменту подачі команди з мікроконтролера на початок рушання до синхронізації кутових швидкостей колінчастого валу та веденого диску зчеплення) складає 3,36 с. Час буксування зчеплення склав 2,98 с. Максимальне досягнуте прискорення, за весь

період розгону $1,354 \text{ м/с}^2$. Як видно з рисунка 5.10 як крива ω_e вигинається задля забезпечення дотичності та зменшення різниці у похідних кутових швидкостей ω_e та ω_c . З усіх розглянутих функцій $R(t)$ саме остання забезпечує мінімальний час рушання і мінімальну роботу буксування (рис. 5.7 крива 3). Збільшення прискорення на проміжку часу 2 с – 3 с пояснюється саме ефектом використання енергії оберткових мас двигуна внутрішнього згоряння.



1 — прискорення за функцією $R(t)$ (рис. 5.4); 2 — прискорення за функцією $R(t)$ (рис. 5.7); 3 — прискорення за функцією $R(t)$ (рис. 5.9)

Рисунок 5.10 — Порівняння характеристик розгону

Слід зазначити, що на всіх процесах рушання (рис. 5.10 криві 1, 2, 3) спостерігається невеликий сплеск прискорення, який призводить до виникнення ривка (див. рис. 5.8 б). Виникнення цього сплеску пов'язано із різким переміщенням штоку виконавчого пристрою до положення визначеного законом керування у певних умовах. Усунення цього небажаного процесу пропонується вирішувати у два етапи:

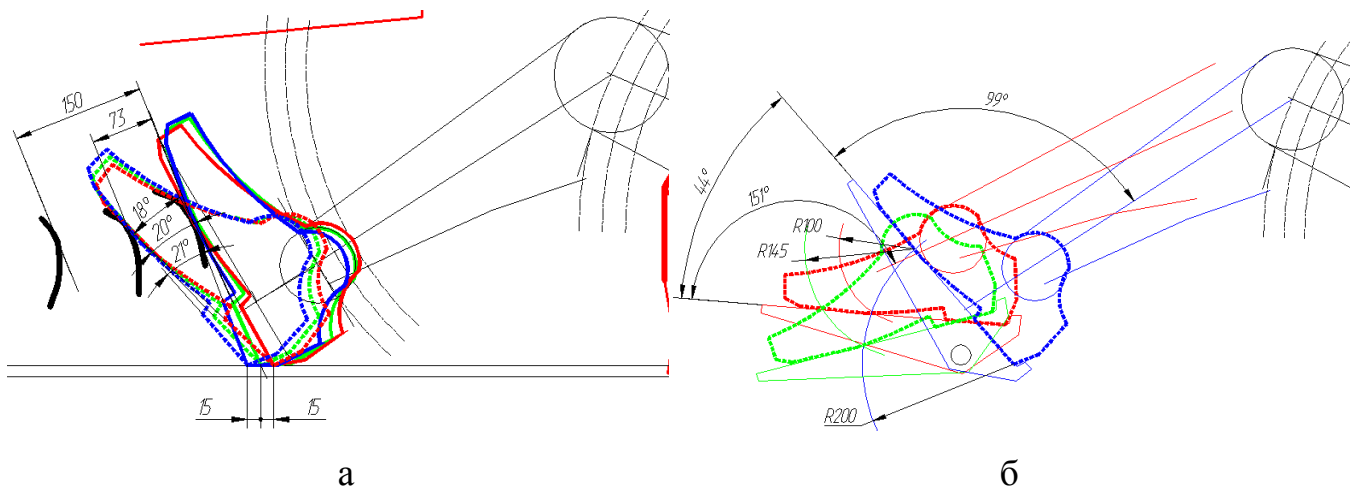
- пошук точки торкання дисків зчеплення (мається на увазі положення штоку виконавчого пристрою, що забезпечує початкове торкання дисків зчеплення);
- забезпечення плавного переходу від точки торкання дисків зчеплення до положення штоку виконавчого пристрою, що визначено законом керування зчеплення.

З аналізу кривих прискорення на рисунку 5.10 можна визначити, що для плавного переходу від точки торкання дисків зчеплення до положення штоку виконавчого пристрою, що визначено законом керування зчеплення маємо час від 0,6 с до 0,9 с. Умовно кажучи на цей процес припадатиме біля однієї секунди. Вирішення задачі пошуку точки торкання дисків зчеплення і забезпечення їх плавного торкання приведено у підрозділі 5.3.

5.3 Забезпечення плавного торкання поверхонь тертя дисків зчеплення

Пошук точки торкання поверхонь тертя забезпечує початковий відлік для рушання і є необхідною умовою для забезпечення плавності на початку руху автотранспортного засобу. Зазвичай водій самостійно виконує пошук цієї точки. Це відбувається доволі повільно (біля 1 с). З метою гарантовано повного вимикання зчеплення виконавчий пристрій переміщує шток на відстань, що рекомендована виробником зчеплення. Зазвичай ця відстань знаходиться в межах 17...23 мм в залежності від моделі зчеплення. На відстань переміщення штока впливає конструктивне виконання натискної системи пружних елементів зчеплення (периферійні пружини з відтяжними важелями, натискна діафрагмова пружина, відтяжна діафрагмова пружина), кількість ведених дисків, розмір стискання пружного каркасу фрикційних накладок та передавальні характеристики вилки, відтискних важелів чи пелюсток діафрагмової пружини. Зазвичай ця відстань надлишкова у холодному стані зчеплення і забезпечує деякий холостий хід, упродовж якого немає контакту між ведучими та веденими дисками. Пошук цієї точки водієм вимагає відповідного вміння. Саме набуття цього вміння викликає перші складності при навчанні керуванню автомобілем з механічною трансмісією. У

залежності від форми педалі можуть виникати деякі труднощі. При використанні підвісної педалі (рис. 5.11) доволі складно відтворювати керуючі впливи однаково із циклу в цикл, що пов'язані із зміною початкових положень стопи водія при керуванні зчепленням при чергових керуючих впливах. Тому при керуванні зчепленням, з підвісною педаллю, рекомендується утримуючи ногу підвішеною спираючись лише на педаль. Такий прийом теж провокує помилки при частому використанні зчеплення з причини втомлюваності м'язів ноги.



а — підвісна педаль; б — напільна педаль

Рисунок 5.11 — Зміна положення стопи під час керування зчепленням

У випадку із педаллю, що знаходиться на долі робочого місця водія переміщення можуть бути із гарною відтворюваністю тільки при правильному потраплянні ноги в упор, що призначений для фіксації п'ятки. У багатьох педалях керування зчепленням, конструктивно, кут між крайніми положеннями може складати 42° . Це призводить до того що різниця кутів між віссю голені та площиною ступні у крайніх положеннях педалі зчеплення сягає 50° при максимальному куту між віссю голені та площиною ступні $130^\circ - 140^\circ$. Саме тому для керування зчепленням необхідна певна концентрація водія, що втомлює.

Задача автоматичної системи керування зчепленням забезпечення максимально швидкого переміщення натискного диску зчеплення в положення, що відповідає точці торкання поверхонь тертя. Але надто швидке переміщення

призводить до ударного торкання поверхонь дисків зчеплення (рис. 5.12). Цей ефект добре видно на початковому етапі переміщення натискного диску зчеплення. Пояснення цього ефекту можна спостерігати на рисунку 5.2 б, а підтвердження (шляхом математичного моделювання) на рисунку 5.8 та рисунку 5.10 та в роботах інших авторів [121].

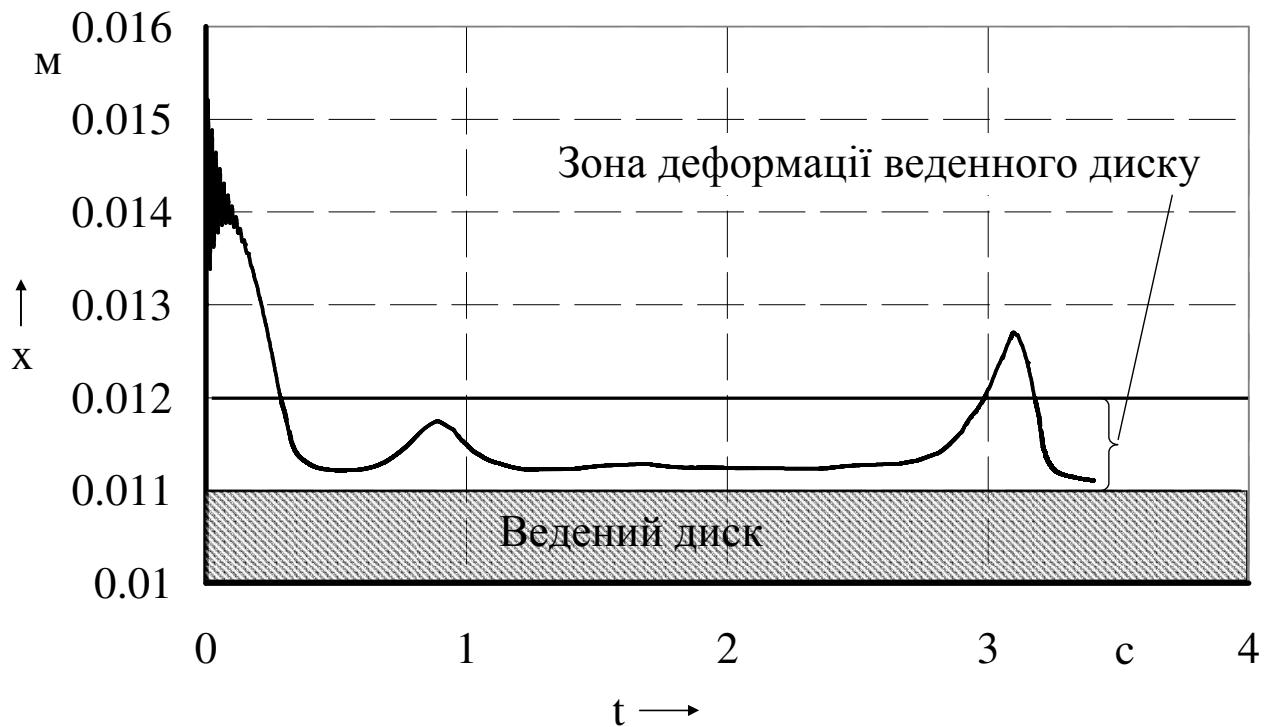


Рисунок 5.12 — Динаміка переміщення натискного диску зчеплення відносно зони деформації веденого диску

З огляду на те, що для кожної різниці частот обертання ведених та ведучих частин зчеплення ω_r є своя функція $S = f(\omega_r)$ (рис. 3.18) раціонально її привести до вигляду, що зображено на рисунку 5.13. За таким законом керування переміщення штоку виконавчого пристрою керування зчепленням буде відбуватися між мінімальним та максимальним моментом тертя, що може забезпечити зчеплення, виключаючи хід, який не бере участі у регулюванні моменту.

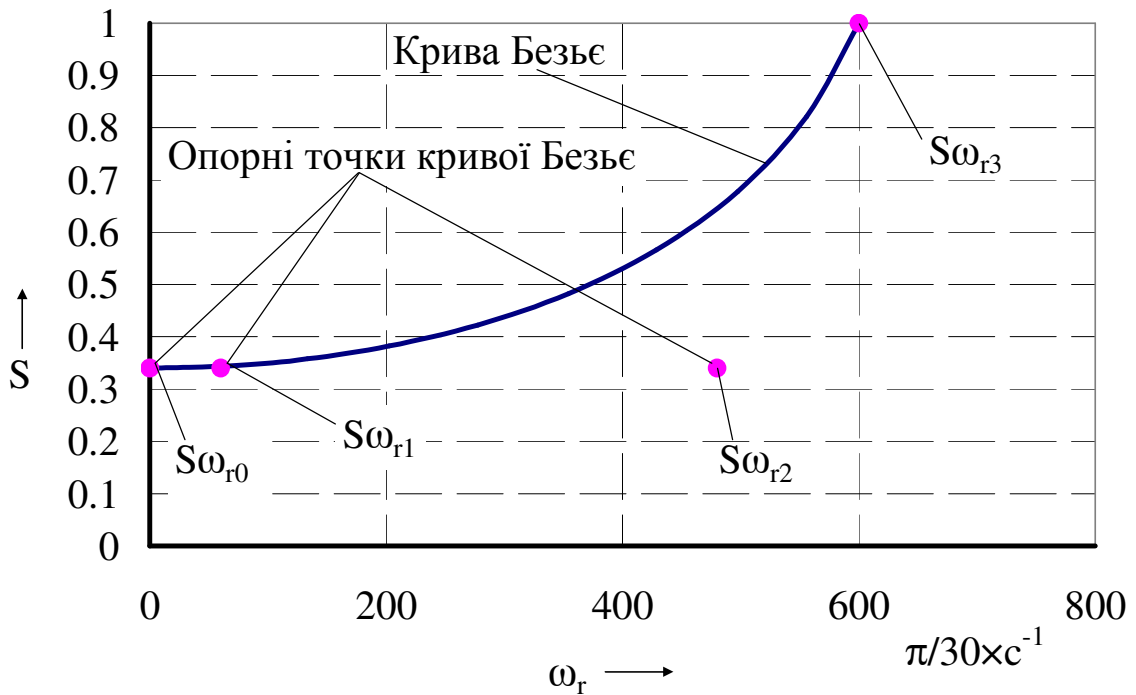


Рисунок 5.13 — Вигляд залежності $S = f(\omega_r)$ для перерізу $\omega_c = 0$

Ордината точок $S\omega_{r0}$ та $S\omega_{r1}$ дорівнює значенню керуючого впливу яке відповідає положенню виконавчого пристрою при торканні поверхонь тертя. Відповідно до рисунку 5.13 точка торкання поверхонь тертя знаходиться на відстані 35% ходу штока виконавчого пристрою. З положення штока виконавчого пристрою 0% в положення штока 35% відсотків відбувається переміщення у динамічному темпі за 0,4 с (рис. 5.14). Як показали експериментальні дослідження керуючих впливів на педаль зчеплення, водій виконує таку саму дію за час 0,74 с...1,15 с. Відповідно, виконавчий пристрій керування зчепленням в автоматичному режимі забезпечує скорочення загального часу рушання з місця на 0,34 с...0,75 с відповідно.

На відміну від процесу на рисунку 5.12 при плавному торканні поверхонь дисків зчеплення відбувається тимчасова затримка у переміщенні натискного диску на проміжку часу 0,4 с – 0,65 с. Ця затримка дає змогу погасити інерцію натискного диску із приведеною до нього масою приводу керування зчепленням. В цей момент за законом керування шток виконавчого пристрою керування зчепленням повинен знаходитися у положенні, що є відмінним від початкового. Задачу плавного переходу

між цими двома положеннями штока виконавчого пристрою керування зчепленням вирішується у підрозділі 5.4.

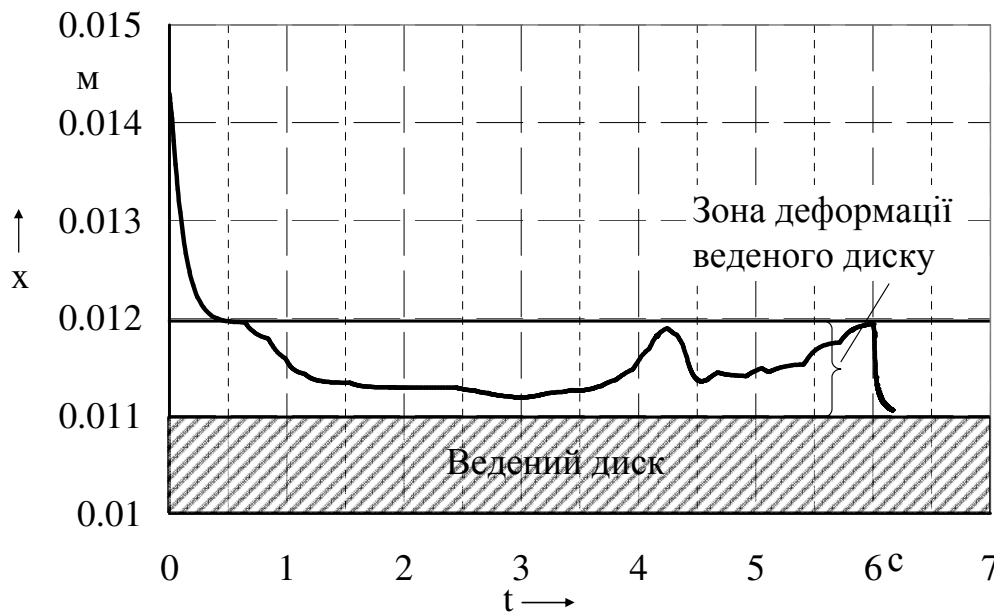
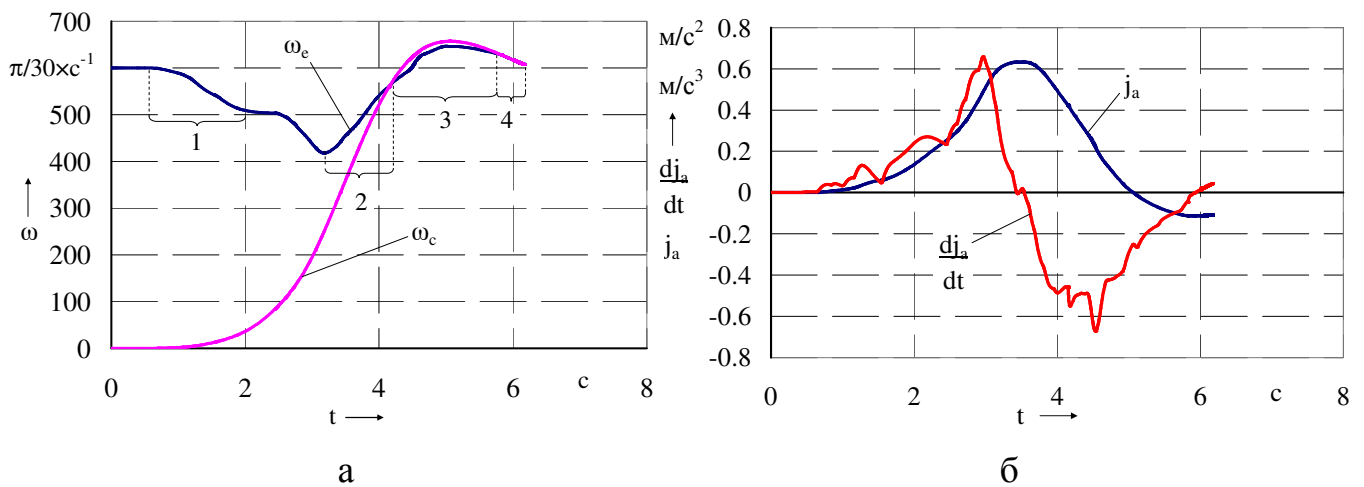


Рисунок 5.14 — Динаміка переміщення натискного диска зчеплення відносно зони деформації веденого диска

Як видно з рисунка 5.15 а та 5.15 б, зупинка штока в точці торкання дисків зчеплення практично виключає ривок на початку руху. Як відомо стрибок менший за $0,2 \text{ м/с}^3$ не відчутний водієм та пасажирями транспортного засобу []. Реалізований режим зменшення навантаження на натискний диск так само забезпечує уникнення стрибка при блокуванні ведених та ведучих дисків зчеплення. Цьому сприяють близькі за значенням похідні зміни кутових швидкостей ω_e та ω_c , які зменшують вплив ефекту Штрібека та зміну напрямку крутного моменту, що передається зчепленням при зміні знаку різниці кутових швидкостей $(\omega_e - \omega_c)$ з причини інерційного збільшення швидкості автотранспортного засобу разом із веденими частинами зчеплення по відношенню до махових мас двигуна разом із ведучими частинами зчеплення (див. рис. 5.15 б). Ділянка 3 (рис. 5.15 а) забезпечує зменшення швидкості руху автотранспортного засобу, що більша за швидкість, яка відповідає положенню педалі акселератора. При положенні $\alpha = 0\%$ швидкість обертання ведених частин зчеплення повинна бути біля 600 с^{-1} . Завдяки проковзуванню на

ділянці 3 також зменшується ривок в момент закінчення синхронізації кутових швидкостей дисків зчеплення.



а — зміна кутових швидкостей; б — зміна показників динамічності та плавності рушання; 1 — зона виходу на положення штоку, що задано законом керування зчепленням; 2 — зона зменшення притискання натискного диску задля ривку при блокуванні дисків зчеплення; 3 — зона проковзування для гасіння зайвої швидкості руху автотранспортного засобу; 4 — зона повного блокування зчеплення

Рисунок 5.15 — Динаміка процесу рушання при відпущеній педалі акселератора

На ділянці повного вмикання зчеплення (рис. 5.15 ділянка 4) забезпечується розвантаження приводу зчеплення відповідно до алгоритму повного вмикання (рис. 3.23).

5.4 Забезпечення плавного переходу від точки торкання дисків до положення штоку виконавчого пристрою, що задано законом керування

Між точкою торкання поверхонь тертя фрикційних дисків зчеплення та необхідним положенням штоку відповідно до закону керування є різниця, що не дозволяє зробити різкий перехід оскільки це призведе до стрибка прискорення. Забезпечення плавного переходу до значень положення штока визначених законом керування зчепленням закон керування зображений на рисунку 5.13, у початковому

положенні, зміщено на величину, яка забезпечує в якості вихідної величини значення положення штоку в точці торкання поверхонь тертя при поточній різниці частот обертання ведучих та ведених частин зчеплення. Відповідно до цього закон $S = f(\omega_r)$ має зсув вздовж осі абсцис на величину $\frac{30 \cdot \omega_r}{\pi} = 600 \text{ c}^{-1}$. Для забезпечення плавного зростання крутного моменту зчеплення закон $S = f(\omega_r)$ зміщується вздовж осі абсцис у відповідності із законом (5.4). Типовий вигляд цієї функції наведено на рисунку 5.16.

$$\omega_{r3}(t) = \omega_{r3s} + \left(\frac{\omega_{r3s} - \omega_{r0}}{e} \right) \cdot e^{(1-q \cdot t)}, \quad (5.4)$$

де ω_{r3s} — відносна кутова швидкість поверхонь тертя при $\omega_c = 0$, c^{-1} ;

t — час відліку таймера, який починає свій відлік після потрапляння штоку виконавчого пристрою керування зчепленням у зону нечутливості при завданні, що відповідає точці торкання поверхонь тертя, c ;

q — коефіцієнт темпу зміни $\omega_{r3}(t)$.

Проміжні точки закону визначаються виразами (5.5 – 5.8)

$$\Delta\omega_r = \omega_{r3}(0) - \omega_{r0}; \quad (5.5)$$

$$\omega_{r0} = \omega_{r3}(t) - \Delta\omega_r; \quad (5.6)$$

$$\omega_{r1} = k \cdot (\omega_{r3}(t) - \omega_{r0}) + \omega_{r0}; \quad (5.7)$$

$$\omega_{r1} = k_1 \cdot (\omega_{r3}(t) - \omega_{r0}) + \omega_{r0}. \quad (5.8)$$

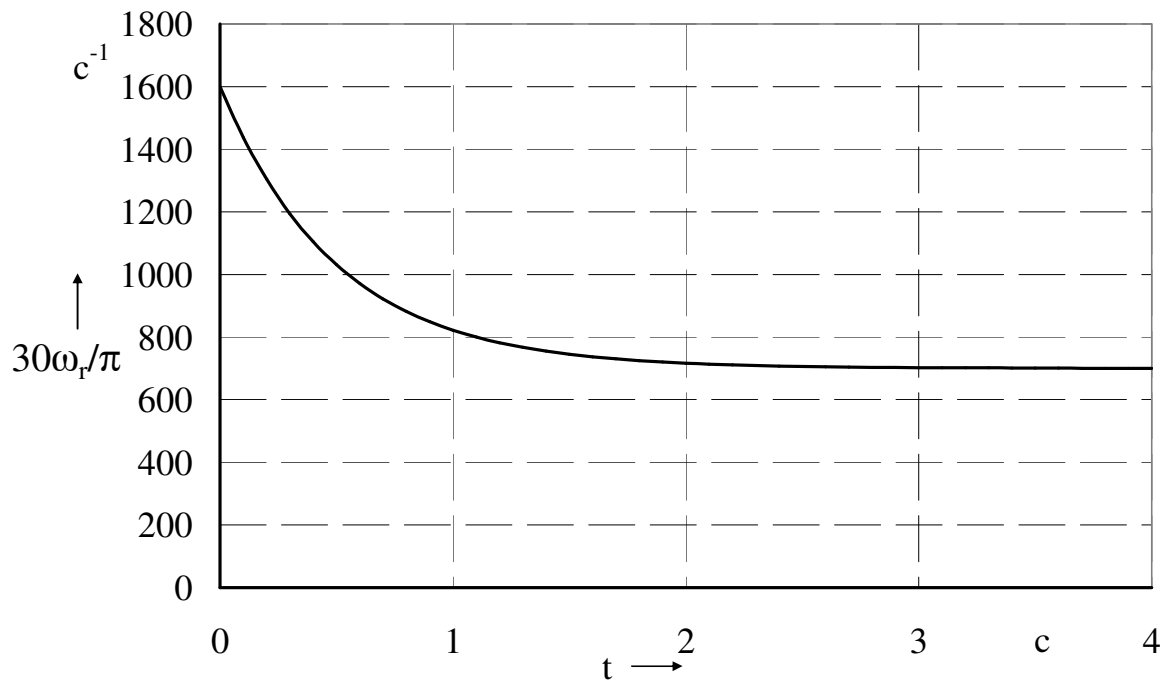


Рисунок 5.16 — Типовий вигляд функції (5.4)

Після встановлення штоку в положенні, що відповідає точці торкання дисків зчеплення починається відлік часу таймером мікроконтролера. Завдяки розрахунку положення точки ω_{r3} за виразом (5.4) відбувається плавне зростання вихідного сигналу S.

5.5 Визначення значення функції параметричної кривої Безьє за її аргументом

Для кривої Безьє заданої параметрично у вигляді $y=f(t)$ та $x=f(t)$ не вдається визначити пряме рівняння залежності $y=f(x)$. Тому для співставлення відповідної функції до аргументу у ЕБК пропонується простий алгоритм циклічного перебору (рис. 5.17).

Особливістю запропонованого алгоритму є вихід із циклу розрахунку функції за двома критеріями:

- знаходження функції за заданим аргументом в межах його існування;
- вихід зони пошуку за реальний діапазон значень аргументу (при $t > 1$).

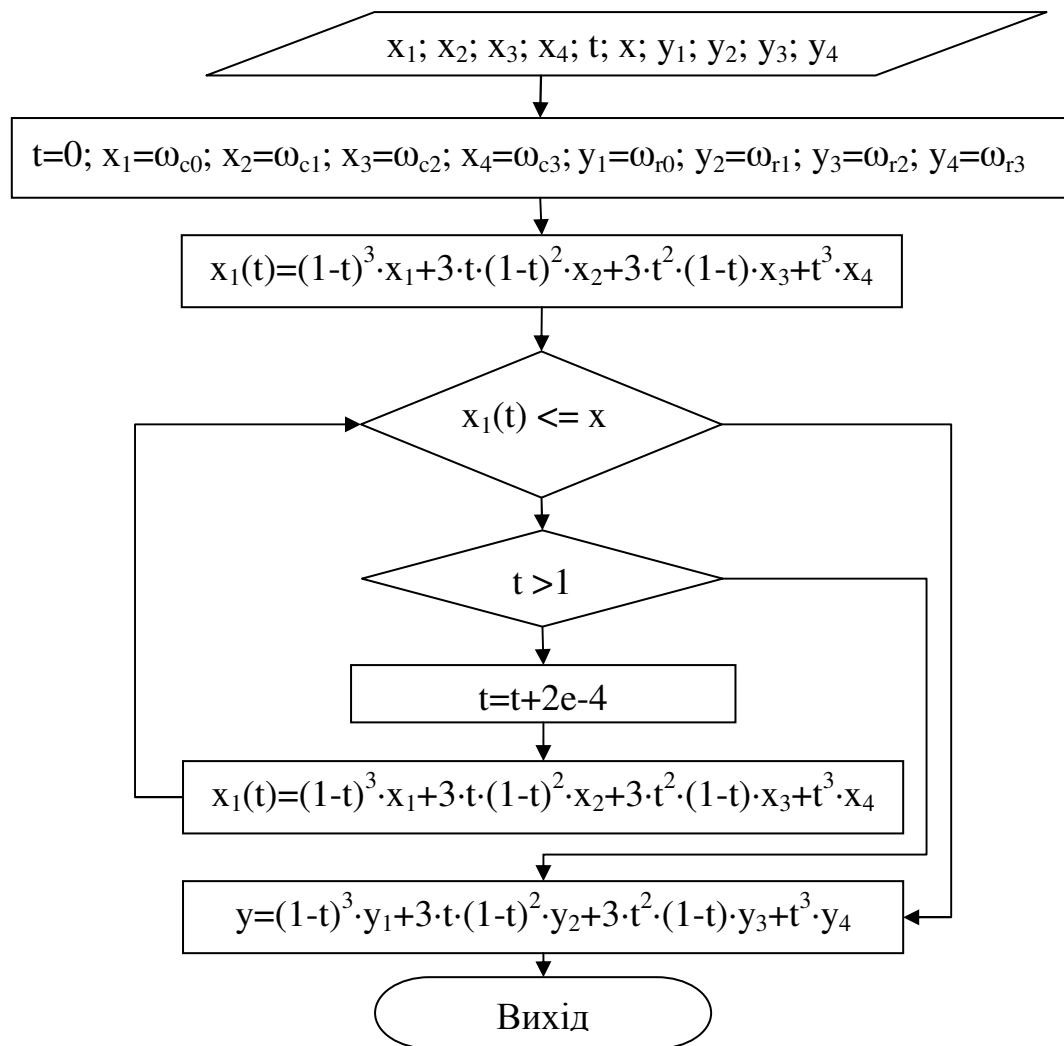


Рисунок 5.17 — Алгоритм розрахунку відповідності точок кривої Безьє

Результатом роботи алгоритму є значення функції кривої Безьє за залежністю $y = f(x)$.

5.6 Фільтрація сигналів в системі керування зчепленням

Стійкість робот системи автоматичного керування залежить не тільки від таких параметрів як постійна часу та запізнення [227], але й від стабільності заданого сигналу та сигналу зворотного зв'язку. Якість керування також залежить від вчасності надходження інформації про зміну динамічного стану системи. Для своєчасного формування керуючих впливів необхідно накою враховувати, як динамічні властивості об'єкта керування, виконавчого пристрою та затримок, що спричиняє фільтрація сигналів.

5.6.1 Порівняльний аналіз результатів обробки даних після застосування різних фільтрів

Під час роботи різноманітних систем керування чи спостереження відбувається обробка вхідних сигналів. Зазвичай достатньо простого фільтра для того, щоб зменшити шуми та представити данні для аналізу чи подальшої обробки та формування керуючого впливу. Однак, в деяких випадках, є необхідність у специфічній обробці сигналу. Наприклад диференціювання швидкості руху транспортного засобу для отримання його прискорення (системи керування гальмовим керуванням [107]). У деяких системах керування автоматичною коробкою передач є необхідність отримати другу похідну. В обох випадках шуми, що є у початковому сигналі збільшуються. Цей ефект дуже добре можна помітити під час обробки сигналу з датчика частоти обертання (рис. 5.18), який вимірюється індуктивним датчиком частоти обертання колеса. Такий датчик застосовують як в антиблокувальній системі, так і в автоматичних коробках передач. Як видно з рисунку 5.19 похідна від необробленого сигналу частоти обертання має дуже багато завад. Тому працювати з таким сигналом не може ні людина, ні бортовий комп'ютер.

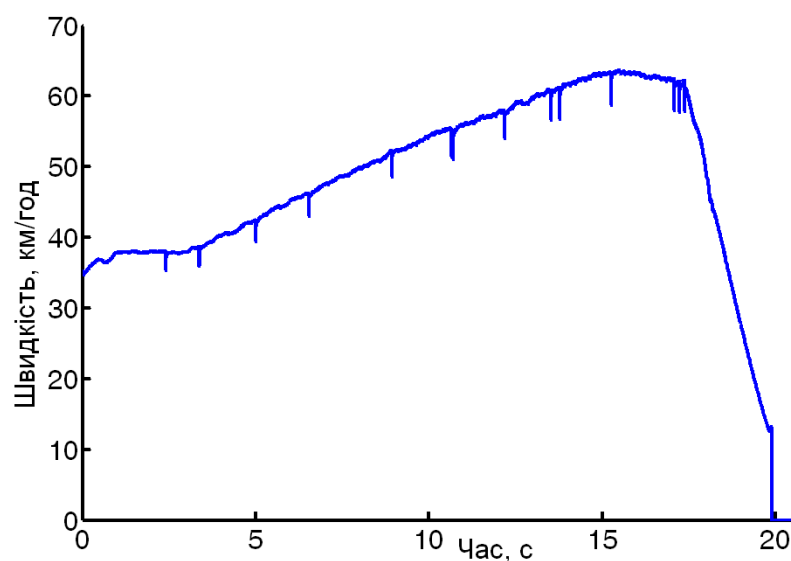


Рисунок 5.18 — Сигнал швидкості руху, що вимірюється за допомогою індуктивного датчику частоти обертання зубчастого колеса без обробки фільтром

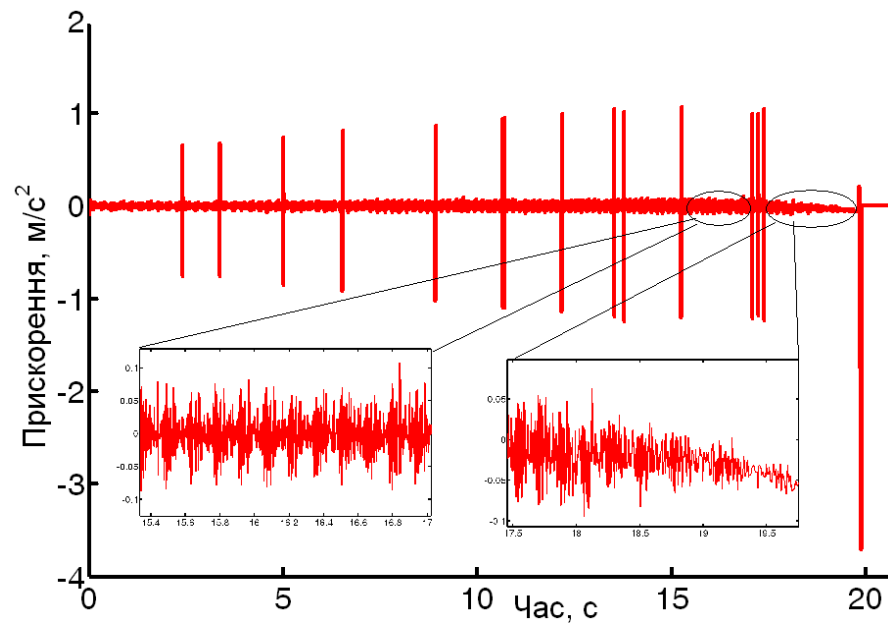


Рисунок 5.19 — Вигляд сигналу від датчика частоти обертання колеса після диференціювання

Паралельно з швидкістю руху було записано сигнал від датчика прискорення, так само не обробленого фільтром зображено на рисунку 5.20. Датчик прискорення було встановлено близько до центру мас транспортного засобу тому дані, що з нього надходили можна вважати часткою робочого процесу руху транспортного засобу та порівнювати з ними результати диференціювання даних з датчика частоти обертання колеса того ж транспортного засобу.

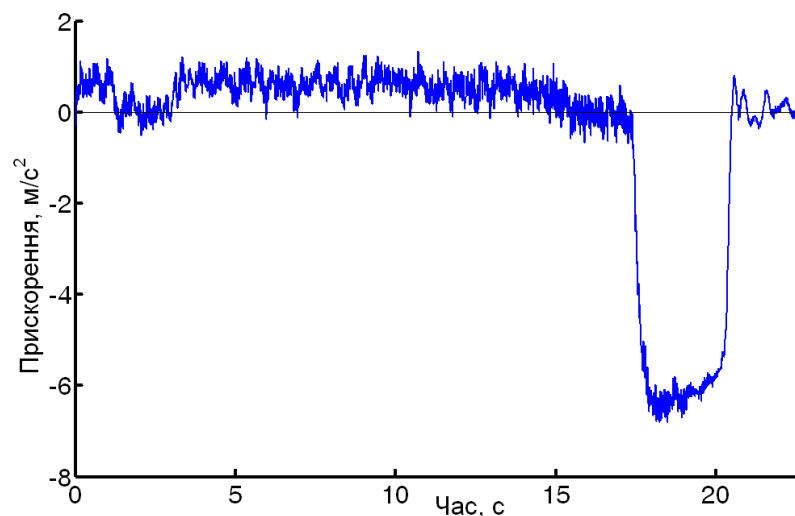


Рисунок 5.20 — Вигляд сигналу від датчика прискорення

Спробуємо підібрати фільтр, що забезпечить можливість коректного диференціювання та порівняємо результат із даними, що надійшли з датчика прискорення.

Користуючись оглядом літературних джерел будемо аналізувати ефективність застосування наступних фільтрів:

- медіанний;
- Кальмана [228];
- Баттерворта;
- Савицького-Голя [229].

Якщо розглянути дані, що зображені на рисунку 5.18 більш деталізовано (рис. 5.21) то можливо побачити не тільки значні відхилення (випади) сигналу, а й системні його коливання. Для забезпечення коректного диференціювання необхідно забезпечити певну монотонність зміни сигналу частоти обертання колеса на відповідних режимах руху.

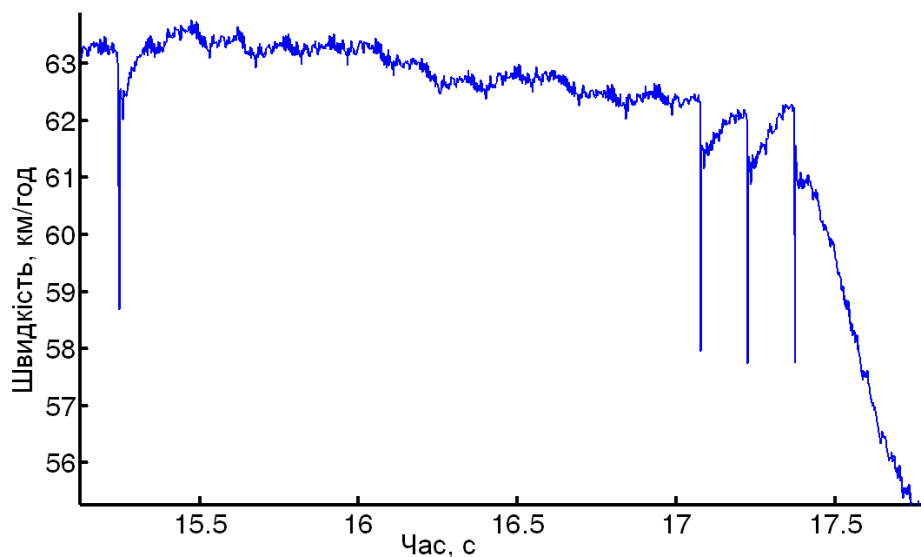


Рисунок 5.21 — Збільшена частка сигналу від датчика швидкості (рис. 5.18)

Значні випадки сигналу дуже добре фільтруються медіанним фільтром, що є нелінійним і для відсіювання N значень, що не є реальними відповідного процесу, необхідна ширина вікна $2 \cdot N + 1$ значень. Під час фільтрації дані у межах вікна

сортуються у порядку зростання та у якості достовірного береться центральне, за положенням, значення у масиві. Саме з цієї причини на цьому етапі відбувається зсув даних на N тактів відлічування. Зазвичай в потоку даних з'являється не більш одного значення із значним відхиленням тому вони фільтруються медіанним фільтром з розміром вікна три значення.

Наступним етапом необхідно забезпечити монотонність протікання процесу в певних межах. Наприклад під час розгону монотонне наростання швидкості, а під час гальмування монотонне зниження швидкості. Там можливо уникнути коливань похідної зазначених на рисунку 5.19. Для цього під час попередньої обробки даних зменшимо їхню кількість шляхом сортування у окремий масив кожне п'яте вимірювання. Фільтрація не розрідженого сигналу після диференціювання дає негативну картину. Тому застосовуємо фільтр до окремого масиву розріджених даних (рис. 5.22). Треба зазначити, що під час підготовчих операцій та фільтрування зсув фільтрованих даних відбувається лише на один такт оскільки під час медіанної фільтрації з шириною вікна 3 фільтрується середнє значення вікна. Однак враховуючи розрідження даних блоку керування для обробки доступне лише кожне п'яте значення, тому сумарне спізнення буде шість тактів, що знаходиться у межах 0,027...0,04 с на швидкості 20 км/год та зменшується з підвищенням швидкості руху (0,0068...0,0094 с на швидкості 80 км/год). Цього часу достатньо для обробки сигналу навіть для анти-блокувальної системи, де блокування колеса відбувається впродовж 0,1 с.

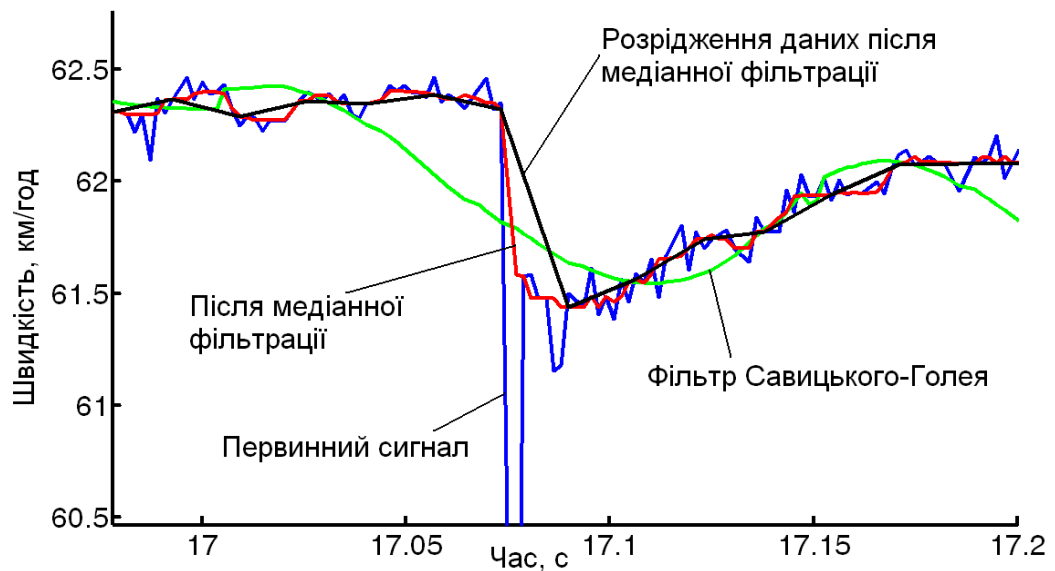


Рисунок 5.22 — Порівняння прямого застосування фільтру з попередньою обробкою сигналу

Наступним етапом є застосування цифрового фільтру до розрідженого масиву даних (рис. 5.23) та його подальшого диференціювання (рис. 5.24). Завдяки розрідженню частина некоректних даних не обробляється фільтром, що позитивно впливає на кінцевий, монотонний вигляд графіка.

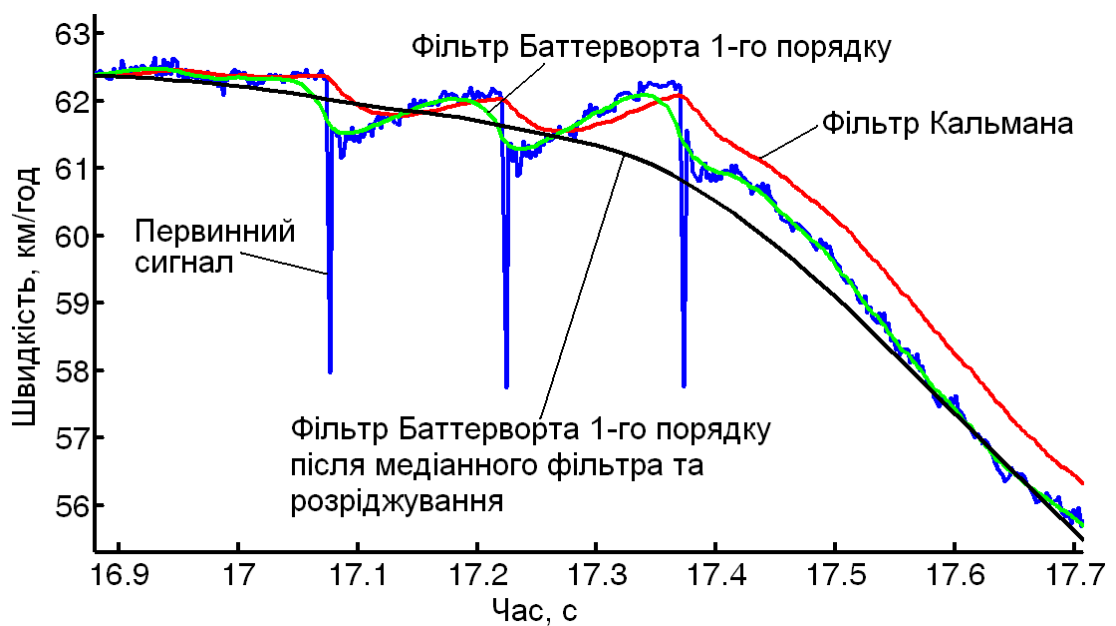


Рисунок 5.23 — Порівняння прямого застосування фільтру з фільтрацією після попередньої обробки сигналу

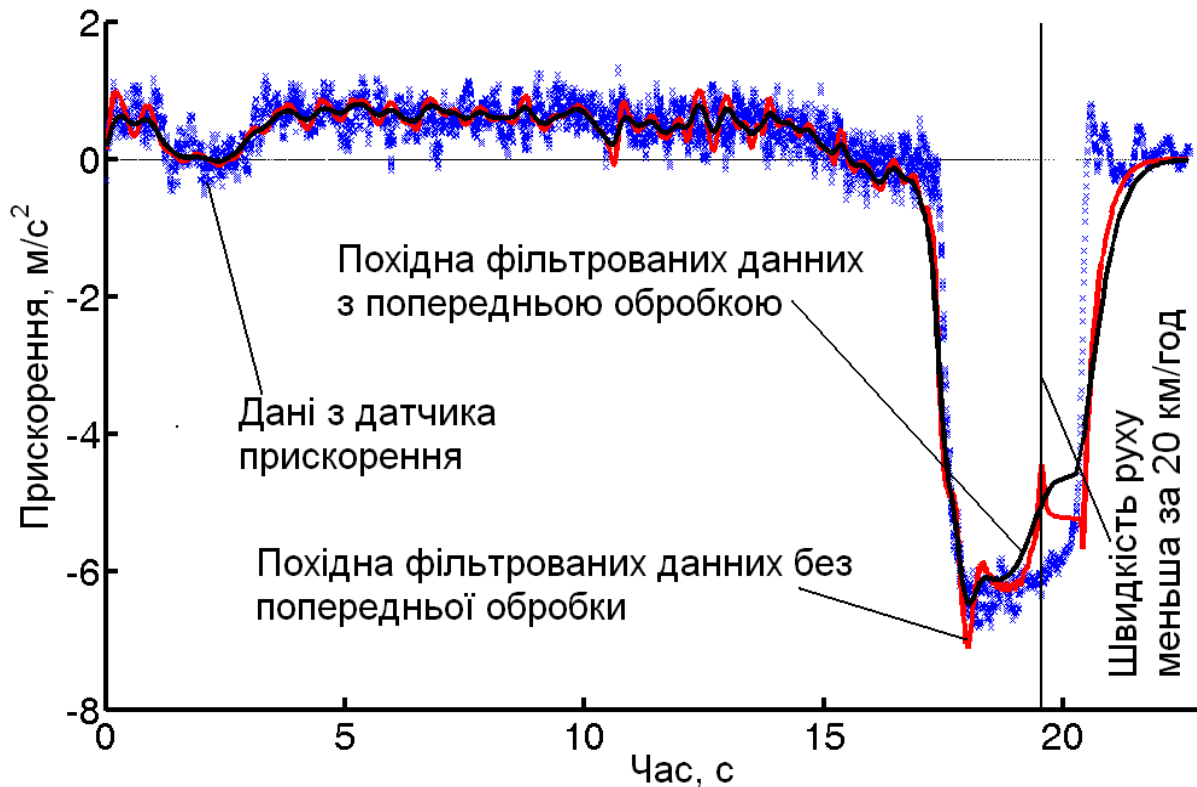


Рисунок 5.24 — Порівняння похідних з сигналом від датчика прискорення

Відповідно з рисунком 5.24 видно меншу похибку у алгоритмі із попередньою обробкою даних відносно виміряного сигналу з датчика прискорення, а також більш плавну зміну процесу (рис. 5.23), що відповідає його фізичному смислу. Значна відмінність у показниках між розрахованими та виміряними даними є істотною за межею руху зі швидкістю меншою за 20 км/год. Цей поріг оговорено у міжнародних правилах для автомобілів з анти блокувальною системою, які оснащено датчиками саме такого типу. Як видно з рисунку 5.18 датчик частоти обертання колеса перестав видавати значення на швидкості меншій з 15 км/год, що й спричинило викривлення даних.

5.6.2 Вимоги до фільтрації та точності сигналу зворотного зв'язку

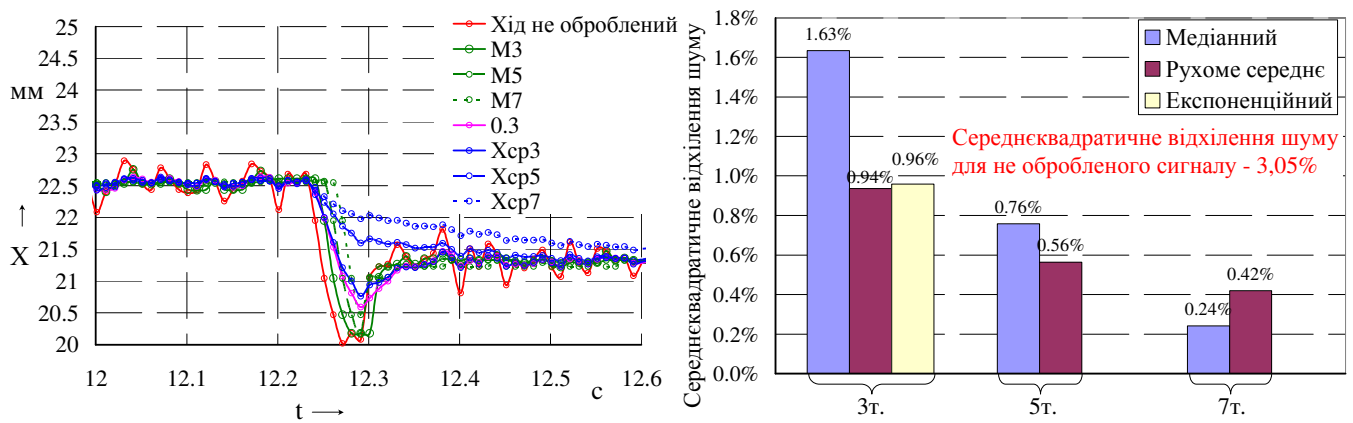
Для забезпечення можливості порівняння заданого сигналу та сигналу зворотного зв'язку у ЕБК існує два підходи:

- привести до єдиного діапазону сигнали безпосередньо в кодах АЦП;
- виразити значення всіх сигналів у відсотках від 0% до 100% в межах зміни своїх значень.

Останній спосіб більш зручний бо дозволяє уніфікувати всі показники, що порівнюються в ЕБУ. Крім того він дозволяє використовувати уніфіковані алгоритми навіть при постійній адаптації різних каналів впродовж одного циклу роботи системи керування.

Відповідно до характеристики максимальної точності виконавчого пристрою (рис. 2.36) мінімальна можлива дискретність переміщення штоку складає 0,2 мм. При максимальному робочому ході штока виконавчого пристрою 30 мм мінімальна зона нечутливості складає 0,7%. За такої величини навіть несуттєве відхилення сигналу зворотного зв'язку, або заданого сигналу від свого номінального значення призведе до розузгодження сигналів та виходу із рівноваги системи керування. Для запобігання ефекту розузгодження сигналів в період витримки необхідно створити запас у розмірі зони нечутливості величина якої дозволить поглинати можливі шуми. Визначимо співвідношення між розміром зони нечутливості, та рівнем фільтрації сигналів зворотного зв'язку та заданого сигналу. Як видно з рисунку 5.25 шум сигналу, що не зазнає обробки може мати випадкові сплески як вище так і нижче свого номінального значення на величину $\pm 0,5$ мм. Такі сплески безумовно стануть причиною нестабільної роботи системи керування зчепленням. В якості фільтрів порівняємо обробку вхідного сигналу трьома поширеними варіантами фільтрів:

- медіанний [230];
- експоненціальний (див. вираз 5.9);
- рухоме середнє.



М3, М5, М7 — медіанний фільтр з масивом у 3, 5 та 7 точок відповідно; Хср3, Хср5, Хср7 — фільтр рухоме середнє з масивом у 3, 5 та 7 точок відповідно; 0,3 — медіанний фільтр з коефіцієнтом $k=0,3$.

Рисунок 5.25 — Порівняння параметрів шуму при постійному сигналі зворотного зв'язку

Медіанний та рухоме середнє перевіримо у трьох варіантах реалізації, із шириною вікна 3 точки, 5 точок, та 7 точок. Експоненціальний фільтр умовно віднесемо до групи фільтрів з трьома точками. Хоча для визначення відфільтрованого значення експоненціальним фільтром достатньо двох точок (див. вираз 5.9)

$$\hat{X}_i = \hat{X}_{i-1} + k \cdot (X_i - \hat{X}_{i-1}), \quad (5.9)$$

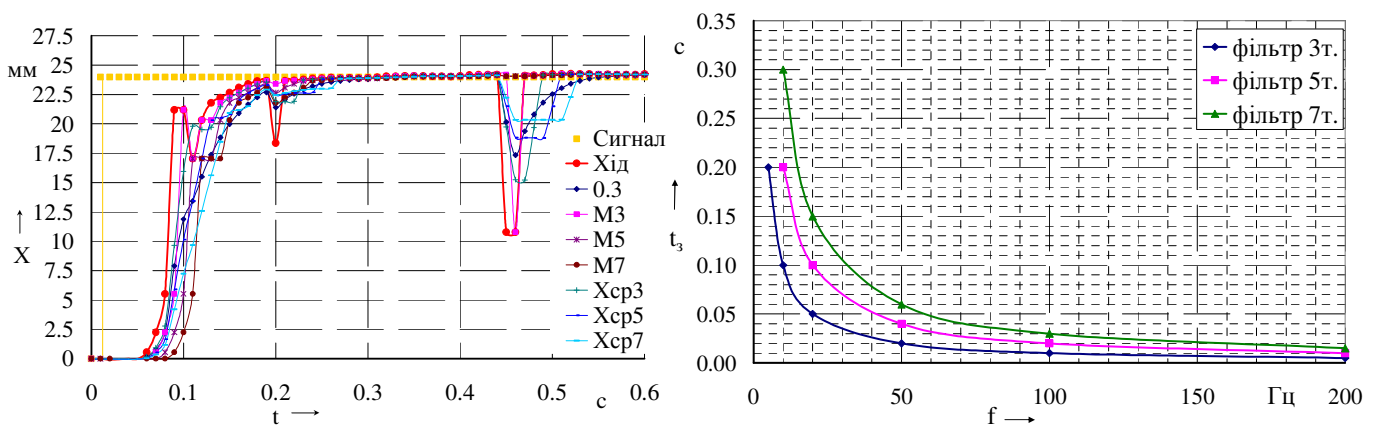
де $\hat{X}_i$ — відфільтроване значення, яке розраховується у поточному такті вимірювання;

$\hat{X}_{i-1}$ — відфільтроване значення, яке розраховувалося на минулому такті вимірювання;

k — коефіцієнт;

X_i — необроблене значення, яке надходить з АЦП у поточному такті вимірювання.

Аналіз рисунка 5.25 показав, що для найбільш кращого поглинання шумів підходять фільтри з сімома точками вимірювання. При застосуванні таких фільтрів середнє квадратичне відхилення шуму не перевищує 0,5 %. Для медіанного фільтра цей показник склав 0,24%. Для необробленого сигналу зворотного зв'язку цей показник становить 3,05 %. Але з огляду на гістограму на рисунку 5.26 можна сказати, що фільтри з сімома точками викликають доволі помітний зсув даних у часі. Мінімізувати зсув у часі можна за рахунок підвищення частоти опитування датчиків, що навантажує мікроконтролер.



$M3$, $M5$, $M7$ — медіанний фільтр з масивом у 3, 5 та 7 точок відповідно; X_{cp3} , X_{cp5} , X_{cp7} — фільтр рухоме середнє з масивом у 3, 5 та 7 точок відповідно; $0,3$ — медіанний фільтр з коефіцієнтом $k=0,3$; Сигнал — подача керуючого сигналу.

Рисунок 5.26 — Порівняння фільтрів за зсувом у часі

Під час динамічної зміни сигналу, що надходить з АЦП фільтр рухоме середнє демонструє найгірші показники при відтворення швидкості зміни сигналу, що вимірюється (рис. 5.27). Група медіанних фільтрів має найнижче відхилення швидкості сигналу (0,05 %). Проте із збільшення кількості крапок в масиві вимірювання зростає зсув у часі і при частоті опитування нижчу за 100 Гц стає помітно більше за постійну часу електропневматичного клапану. Таке співвідношення погано відіб'ється на якості керування виконавчим пристроєм керування зчепленням. Найгірший показник відтворення швидкості зміну сигналу, у

контексті системи керування зчепленням має експоненціальний фільтр. Його показник похибки становить трохи більше 22 %.

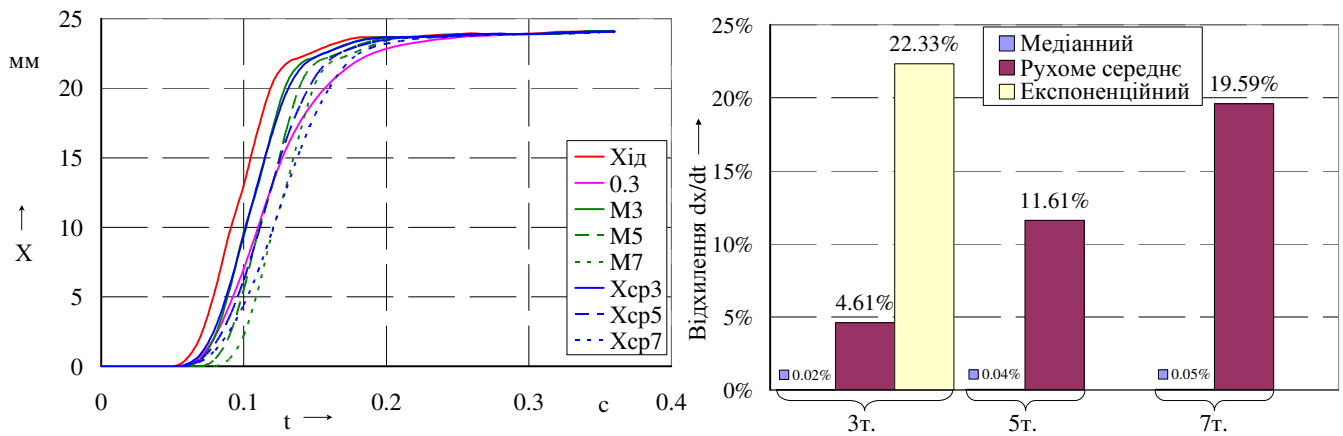


Рисунок 5.27 — Порівняння фільтрів за швидкодією

Виходячи з аналізу рисунків 5.25, 5.26 та 5.27 можна сформулювати рекомендації по виборі фільтрів для обробки сигналу зворотного зв'язку. Приймаючи до уваги велику похибку за швидкодією фільтрів рухоме середнє із п'ятьма та сімома точками вимірювання їх використання для обробки сигналу зворотного зв'язку системи керування зчепленням не оправдане. Також не можна рекомендувати використання медіанного фільтра з сімома точками вимірювання оскільки він вимагає частоти опитування більше за 200 Гц. Фільтр рухоме середнє з трьома точками в масиві вимірювання має дуже велике середньоквадратичне відхилення шуму, тому його використання може призвести до нестабільної роботи системи керування зчепленням.

При використанні медіанного фільтра з п'ятьма точками масиву вимірювання рекомендується використовувати частоту опитування в діапазоні 150 Гц – 200 Гц для зменшення зсуву сигналу у часі. При використанні медіанного фільтра з трьома точками масиву вимірювання можна знизити частоту опитування до 100 Гц. Експоненціальний фільтр можливо використовувати для обробки зворотного сигналу системи керування зчепленням. Він має мінімальну затримку на початку зміни сигналу так як потребує всього дві точки для виконання обчислень. Також він цілком добре відтворює динамічні зміни положення штоку виконавчого пристрою

на невеликих переміщеннях (рис. 5.25 та 5.26). Значна похибка при відтворенні швидкості накопичується на великих переміщеннях штоку виконавчого пристрою, де вона не відіграє вирішального значення.

При використанні зони нечутливості з розміром 1,5 % – 2 % можна використовувати експоненціальний фільтр та медіанний із трьома точками в масиві вимірювання. При цьому частота опитування може бути 100 Гц. При використанні зони нечутливості 1% необхідно використовувати медіанний фільтр із п'ятьма точками в масиві вимірювання. При цьому частота опитування не повинна бути меншою за 150 Гц.

5.7 Використання вибігу для економії палива

5.7.1 Теоретичні засади прогнозування вибігу

Розробці методів оптимізації режимів руху та загальної енергоефективності автомобілів присвячено багато робіт, зокрема [231, 232]. Ефективне використання вибігу можливе за умови передбачення можливої довжини вибігу. На горизонтальній ділянці руху це можливе завдяки визначенню запасу кінетичної енергії автотранспортного засобу. Відомо, що кількісно кінетична енергія дорівнює роботі сил опору руху на шляху вибігу. Однак визначення роботи сил опору автомобіля стикається із складністю їх постійної зміни у залежності від швидкості руху.

У основі метода передбачення шляху вибігу поставимо припущення про існування середнього прискорення, постійного за значенням, яке забезпечить такий самий вибіг як і змінне прискорення впродовж всього процесу вибігу. Дорівнюючи кінетичну енергію автомобіля та роботу гіпотетичної, постійної сили опору, що забезпечить такий самий вибіг як у реального автотранспортного засобу (5.5) виведемо рівняння для передбачення його шляху вибігу (5.6).

$$E_k = \frac{m \cdot V^2}{2} = A = F \cdot S = m \cdot a \cdot S; \quad (5.10)$$

$$S = \frac{V^2}{2 \cdot a}, \quad (5.11)$$

де E_k — кінетична енергія автотранспортного засобу, Дж;

A — робота постійної гіпотетичної сили опору руху транспортного засобу, Н·м;

F — гіпотетична, постійна сила опору, Н;

m — маса автотранспортного засобу, кг;

a — гіпотетичне постійне прискорення, м/с^2 ;

V — швидкість руху автотранспортного засобу, м/с ;

S — шлях вибігу автотранспортного засобу, м.

Для коректного визначення шляху вибігу необхідно отримати поліном зміни прискорення автомобіля під час тестового руху у режимі накату. Поліном визначається методом найменших квадратів по масиву даних зміни швидкості під час вибігу автомобіля. Для десяти тонного автомобіля запас кінетичної енергії при руху на швидкості 100 км/год складає близько 8000 кДж (див. рис. 5.5).

Як відомо [107], уповільнення колісної машини можливо представити як суму уповільнення, що обумовлено опором повітря та уповільнення, що обумовлено опором дороги.

$$\frac{dV(t)}{dt} = \frac{dV_w(t)}{dt} + \frac{dV_\psi(t)}{dt}, \quad (5.12)$$

де $\frac{dV_w(t)}{dt}$ — уповільнення колісної машини, що обумовлено опором повітря;

$\frac{dV_\psi(t)}{dt}$ — уповільнення колісної машини, що обумовлено опором дороги,

визначається за виразом (5.13).

$$\frac{dV_{\psi}(t)}{dt} = \frac{g \cdot \psi}{\delta}. \quad (5.13)$$

Використовуючи принцип парціальних прискорень зазначимо, що з відповідною долею наближення можна вважати функцію $\frac{dV_w(t)}{dt}$ залежною тільки від швидкості руху транспортного засобу. Оскільки форма та маса у продовж періоду вимірювання прискорення незмінні. Так само і функція $\frac{dV_{\psi}(t)}{dt}$ є залежністю однієї змінної — опору дороги який включає опір коченню коліс та опір нахилу дороги. Таким чином знаючи лінійну швидкість руху, яку можна розрахувати за даними датчика частоти обертання веденого валу коробки передач або за даними сигналу GPS можливо відокремити складову прискорення, яка створена опором повітря від складової прискорення яке створено опором дороги. Відповідно можливо передбачити і шлях вибігу автомобіля, а також коефіцієнт опору дороги.

Визначивши, за математичною моделлю, зміну прискорення при різних режимах руху (рис. 5.28) можливо стверджувати, що визначивши один раз характеристику опору повітря та опору коченню можливо відтворювати функцію прискорення при різних умовах руху включаючи врахування зміни тиску в шинах, ухилу дороги та вітру.

Методом найменших квадратів визначено поліноми, що відтворюють зміну прискорення впродовж вибігу у різних, теоретичних комбінаціях діючих сил опору. Так поліном, що відтворює зміну прискорення при русі автотранспортного засобу під дією усіх сил опору впродовж вибігу, має вигляд (5.14)

$$j(V) = -2.7e - 5 \cdot V^2 - 1e - 7 \cdot V - 0,188654. \quad (5.14)$$

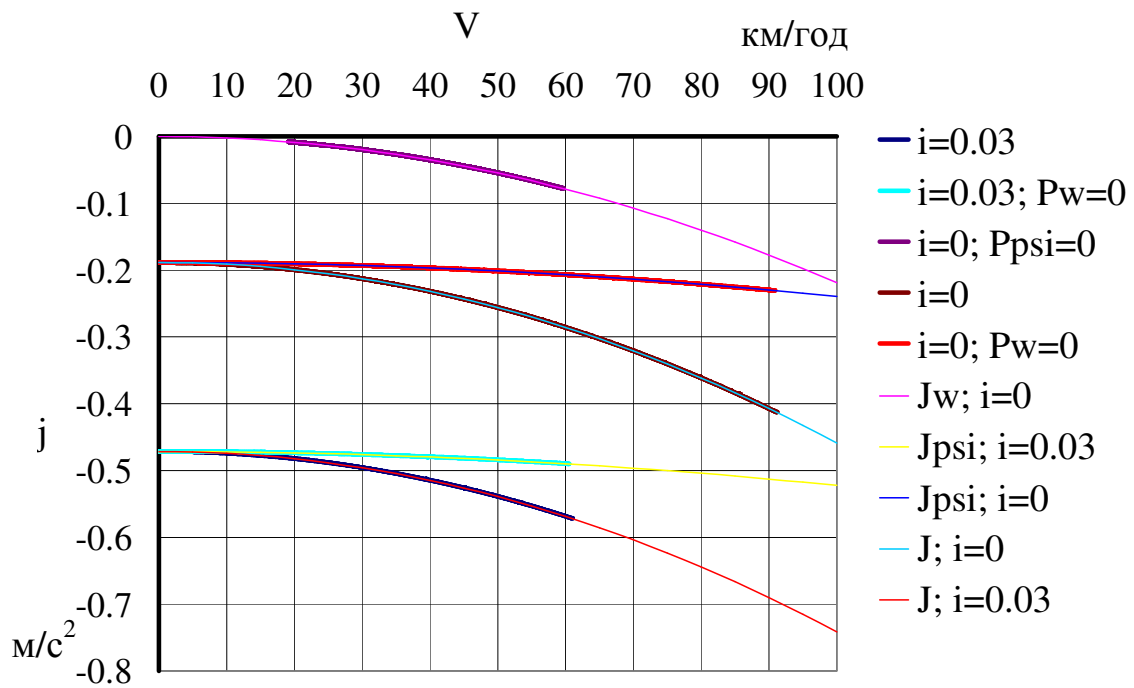


Рисунок 5.28 — Зміна прискорення у продовж вибігу автотранспортного засобу

Перший та другий доданки формують поліном залежності прискорення від опору повітря. Без врахування третього доданку вираз описує залежність $\frac{dV_w(t)}{dt}$.

Третій доданок виразу відповідає прискоренню яке спричиняє опір коченню коліс при коефіцієнті опору 0,02 відповідно до формули (5.8).

$j(\sim 0) = \frac{9,81 \cdot 0,02}{1,04} = 0,188654 \text{ м/с}^2$. Це значення справедливе за швидкості руху

близько нульової. Для врахування прискорення, яке спричиняє змінний опір руху при зміні швидкості необхідно замість третього доданка вставити поліном, який описує зміну прискорення, що обумовлено збільшенням опору кочення під час збільшення швидкості руху автотранспортного засобу.

Поліном, що відтворює зміну прискорення при русі автотранспортного засобу під дією усіх сил опору крім сили опору повітря впродовж вибігу, має вигляд (5.15)

$$j_{\psi}(V) = -5,09e - 6 \cdot V^2 - 1e - 8 \cdot V - 0,188654. \quad (5.15)$$

Значення середнього прискорення можливо визначити якщо прирівняємо площі фігур у координатах швидкість — прискорення. Графічний сенс порівняння площ для визначення гіпотетичного середнього прискорення зображено на рисунку 5.29. Далі, замінивши в залежності (5.6) гіпотетичне прискорення «а» на j_{cp} отримаємо рівняння для визначення шляху вибігу (5.16).

$$S_v = \frac{V^2}{2 \cdot j_{cp}}, \quad (5.16)$$

де S_v — шлях вибігу зі швидкості V , м;

V — поточна швидкість руху автотранспортного засобу, м/с;

j_{cp} — середнє уповільнення автотранспортного засобу, яке забезпечує такий самий вибіг як і уповільнення, що залежить від швидкості руху

автотранспортного засобу $\frac{dV(t)}{dt}$.

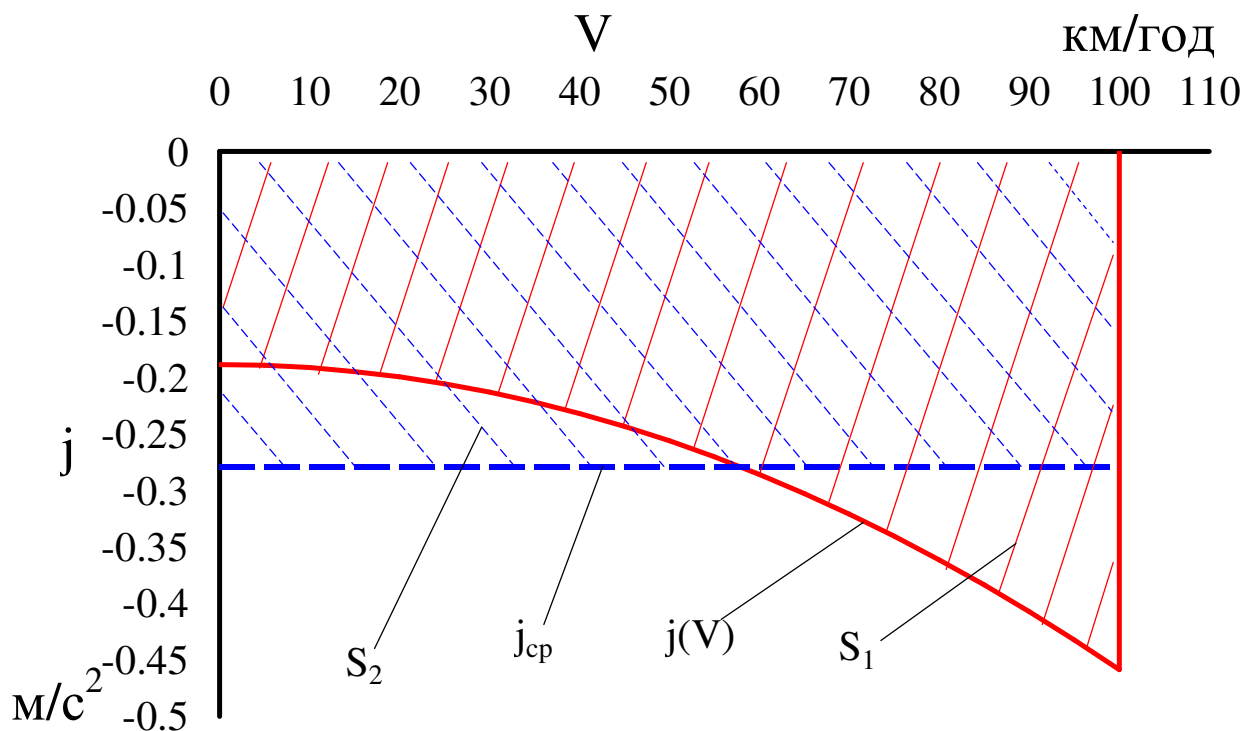


Рисунок 5.29 — Графічна інтерпретація сенсу заміщення функції $\frac{dV(t)}{dt}$ на j_{cp}

Визначення гіпотетичного середнього уповільнення відбувається наступним чином. Відомо, що площу під кривою $j(t)$ можливо визначити розрахувавши визначений інтеграл у діапазоні від початкової на кінцевої швидкостей $V_k \dots V_n$. Взявши до уваги визначений поліном (5.14) вирішимо визначений інтеграл в діапазоні швидкостей 0 км/год – 100 км/год. Вирази (5.17 та 5.18) записані для опору коченню, що є постійним значенням та не залежить від швидкості руху автотранспортного засобу.

$$S_1 = \int_0^{100} (-2.7e - 5 \cdot V^2 - 1e - 7 \cdot V - 0,188654) dV = -27,866 \left[\frac{\text{км}}{\text{год}} \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}^2} \right] \quad (5.17)$$

Далі за отриманим значенням площі S_1 та за виконання умови $S_1=S_2$ визначимо гіпотетичне середнє прискорення j_{cp} .

$$j_{cp} = \frac{S_2}{V_n} = \frac{-27,866}{100} = -0,279 \left[\frac{\text{м}}{\text{с}^2} \right] \quad (5.18)$$

Для змінного опору коченню вирази (5.17 та 5.18) виглядатимуть наступним чином.

$$S_1 = \int_0^{100} [-2.7e - 5 \cdot V^2 - 1e - 7 \cdot V + (-5,09e - 6 \cdot V^2 - 1e - 8 \cdot V - 0,188654)] dV \quad (5.19)$$

$$S_1 = -29,563 \left[\frac{\text{км}}{\text{год}} \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}^2} \right]$$

$$j_{cp} = \frac{S_2}{V_n} = \frac{-29,563}{100} = -0,29563 \left[\frac{\text{м}}{\text{с}^2} \right] \quad (5.20)$$

Вочевидь, під час руху поточна швидкість знижується. Так само для визначення залишкового шляху вибігу буде зменшуватися і значення j_{cp} разом із зміною верхньої межі інтегрування в (5.17) та значення S_2 в (5.18). Зміна j_{cp} наглядно представлена на рисунку 5.30. Зіставлення вибігу у залежності від початкової швидкості руху отриманого шляхом математичного моделювання та вибігу передбаченого за формулою (5.20) представлено на рисунку 5.30.

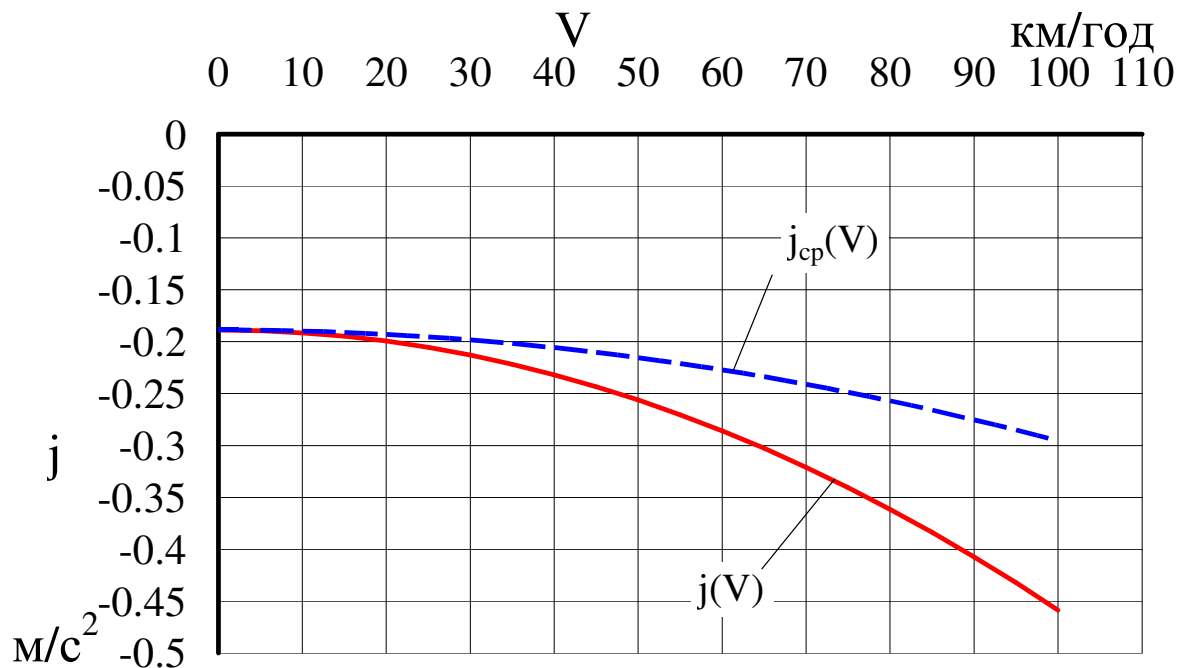


Рисунок 5.30 — Зміна j_{cp} у залежності від зниження швидкості руху впродовж вибігу

Для врахування ділянки дороги з ухилом формула (5.19) приймає вигляд (5.21).

$$S_1 = \int_0^{100} \left[-2.7e-5 \cdot V^2 - 1e-7 \cdot V + \left(-5.09e-6 \cdot V^2 - 1e-8 \cdot V + (-0.188654 + \Delta j) \right) \right] dV \quad (5.21)$$

де Δj — різниця в поточних уповільненнях та уповільненнях на горизонтальній ділянці дороги (див. вираз (5.14)) при однакових швидкостях руху.

Шлях вибігу розраховується так само як і на горизонтальній ділянці дороги за формулою (5.11). Результати співпадиння розрахунків на математичній моделі шляху вибігу та прогнозованого шляху наведено на рисунку 5.32.

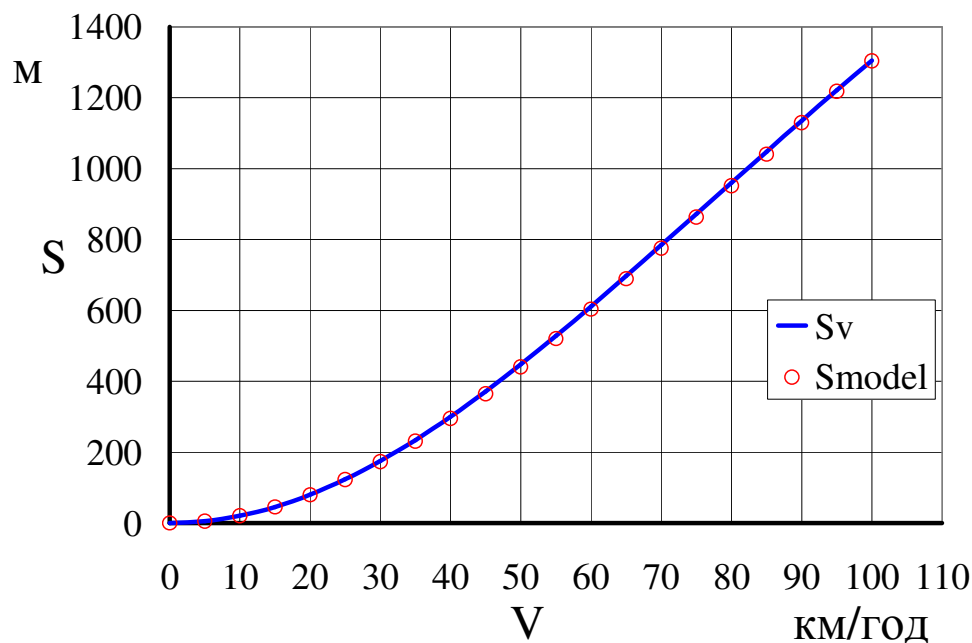


Рисунок 5.31 — Вибіг отриманий шляхом математичного моделювання та передбачений за формулою (5.20) на горизонтальній ділянці дороги

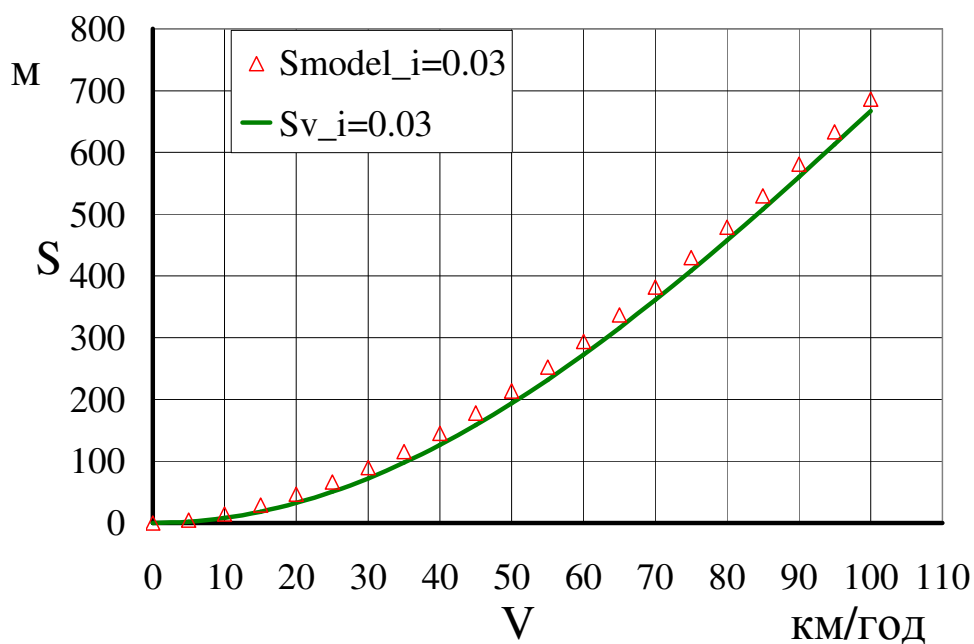


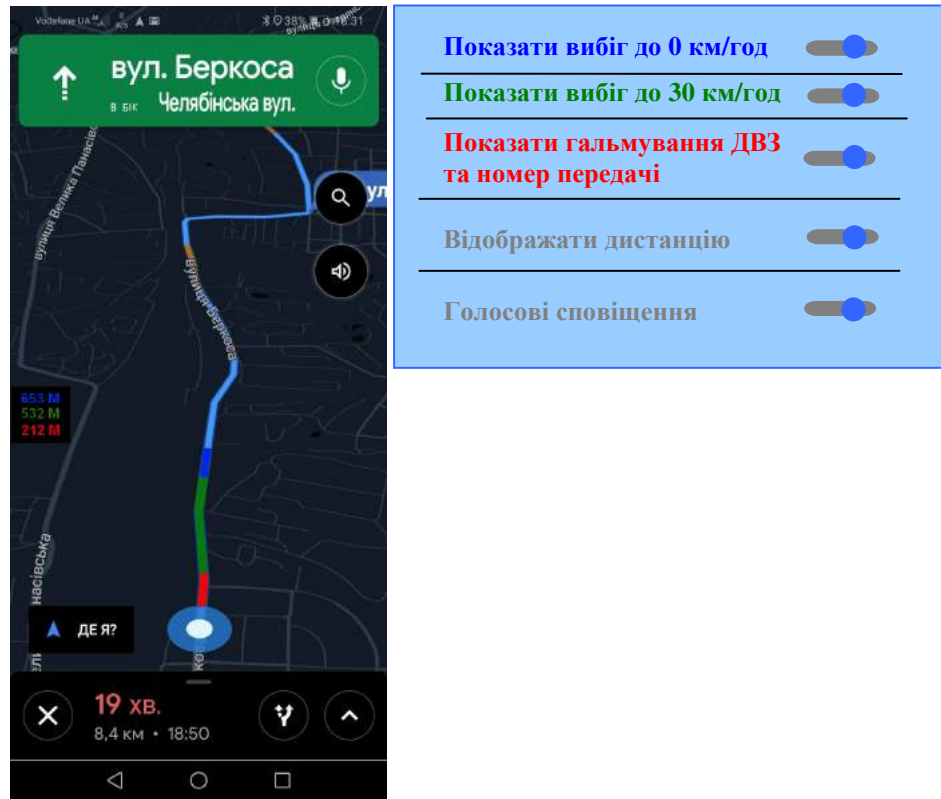
Рисунок 5.32 — Вибіг отриманий шляхом математичного моделювання та передбачений за формулою (5.20) на ухилі дороги з величиною $i=0,03$

Як видно з обох рисунків (рис. 5.31 та 5.32) запропонована модель прогнозування вибігу дає гарне спів падіння з моделлю руху автотранспортного засобу.

5.7.2 Розробка інтерфейсу програми для прогнозування вибігу автотранспортного засобу

Інформацію про прогнозований вибіг автотранспортного засобу можливо використовувати для інформування автоматичної системи керування трансмісією з метою своєчасного перемикавання передач на нижчі ступені, або використання режиму накат для економії палива враховуючи маршрут руху та рельєф місцевості. Але для автотранспортних засобів які не мають автоматично керованих трансмісій також можливо з користю використати інформацію про прогнозований вибіг та режим руху. Маючи програму на мобільному пристрої водій може орієнтуватися на зазначені відстані прогнозованого вибігу та використовувати режим накату для економії палива на свій розсуд. Таку інформацію найбільш зручно було б вивести на карти Google Maps у вигляді кольорової частини маршруту, що поширюється, відповідно, на відстань яку автотранспортний засіб може пройти у тому чи іншому режимі руху (рис. 5.33). Для більш наглядного інформування, через налаштування виводиться числова інформація про дистанцію вибігу в кожному режимі руху відповідно до кольорової легенди. Так для режиму гальмування двигуном відображається найбільш коротка смуга червоного кольору на маршруті. Для режиму вибігу до швидкості 0 км/год. синя смужка на маршруті, яка є найбільш довгою. Між червоною та синьою смужками зелена, яка позначає відстань в режимі вибігу до швидкості 30 км/год. У відповідності до кольору смужки відповідним кольором відзначені числові значення на чорному прямокутнику ліворуч від маршруту. Відповідні пункти меню в налаштуваннях також відповідають зазначеним кольорам. Також через налаштування бажано виводити голосові підказки стосовно можливості використати режим накат або гальмування двигуном на прокладеному маршруті. Враховуючи можливість отримання інформації про

рельєф на маршруті руху автотранспортного засобу точність прогнозування можливо зробити достатньо високою. Слід зазначити, що на сьогодні такий підхід був би бажаним але його неможливо реалізувати без співпраці з компанією Google.



а)

б)

а — вікно додатку Google Maps з відображенням інформації про шлях вибігу на маршруті; б — вікно налаштувань стосовно виводу інформації про вибіг

Рисунок 5.33 — Можливий вигляд кольорових відстаней вибігу на маршруті в додатку Google Maps

Для більш широкого застосування можливо створити програму для інформування водія про можливості використання накопиченої кінетичної енергії. Нажаль отримання даних про рельєф місцевості ускладнено, тому для такого підходу можлива корекція дистанції в режимі нахату у реальному часі під час руху в відповідним уповільненням. Якщо програма фіксує відхилення уповільнення від такого на горизонтальній ділянці руху без вітру, то за різницею уповільнень можливо скоригувати прогноз відстані вибігу.

Звісно, що ця інформація буде отримувати прогнозовані значення без врахування рельєфу попереду автотранспортного засобу, але дасть водію корисну інформацію яку водій зможе використати спираючись на візуальні спостереження рельєфу місцевості.

Програма для інформування водія може виглядати як спливаюче вікно з необхідною інформацією про режими руху та відстань, яку пройде автотранспортний засій у таких режимах (рис. 5.34).



а — вигляд спливаючого вікна інформаційної програми; б — вікно налаштувань програми

Рисунок 5.34 — Інтерфейс програми для сповіщення водія про прогнозований вибіг та параметри руху автотранспортного засобу

Налаштування програми схожі з відображеними на рисунку 5.34 б. З метою більш точної підтримки рівномірності сталого руху до даних додано інформацію про поточне прискорення автотранспортного засобу. Так водій зможе більш точно на горизонтальній ділянці руху забезпечити заданий режим руху без коливань педалі акселератора або забезпечити більш точну підтримку постійної швидкості руху в колоні під час руху в місцевості з частими невеликими ухилами дороги. Завдяки підтримці постійній швидкості руху скорочуються витрати пального на подолання інерційної складової під час руху, що особливо відчутно на автотранспортних засобах з великою вагою. Таким чином запропонована програма

допоможе скоротити витрати палива навіть на автомобілях не обладнаних круїз-контролем.

Висновки за розділом

1. Запропоновані адаптивні налаштування закону керування зчепленням дозволяють:

- реалізувати рушання у різних режимах роботи силового агрегату;
- уникнути появи ривків під час рушання як при початку рушання так і зменшення ривків при замиканні дисків зчеплення з $0,7 \text{ м/с}^3$ до $0,5 \text{ м/с}^3$, за рахунок часткового розвантаження зчеплення наприкінці синхронізації його дисків;
- використовувати динаміку обертових мас для збільшення прискорення автотранспортного засобу впродовж рушання, що дозволяє скоротити час рушання на 33% та зменшити роботу буксування на 27%.

2. Розглянутий алгоритм обробки даних, що надходять з датчиків частоти обертання у реальному часі, є бажаним до використання під час необхідності наступних перетворень із масивом даних.

3. Запропонований спосіб фільтрації завад не спричиняє значних зсувів сигналу у часі та забезпечує достатню швидкість обробки, що дозволяє використовувати цей алгоритм у системах керування у реальному часі.

4. Запропонована гіпотеза передбачення вибігу дозволить підвищити ефективність використання цього режиму в транспортних засобах з автоматичною трансмісією та оснащених трансмісією з ручним керуванням.

5. Зіставлення експериментальних даних із прогнозованим вибігом дозволяє стверджувати про похибку у визначенні 2 % для горизонтальної ділянки дороги та у похибку до 10 % при наявності ухилу дороги

Основні результати досліджень по даному розділу опубліковані в роботах [1, 10, 19].

РОЗДІЛ 6

РЕАЛІЗАЦІЯ ТЕОРЕТИЧНИХ ПОЛОЖЕНЬ

6.1 Порівняння ручного та автоматичного керування

Переваги у застосуванні автоматичного керування зчепленням пов'язані не тільки з суб'єктивними показниками відносно спрощення керування автотранспортним засобом та підвищення безпеки руху за рахунок зниження втомлюваності водія. Об'єктивні показники відмінності робочих процесів при автоматичному та неавтоматичному керування зчепленням можливо визначити при порівнянні двох способів керування. Розглянемо два поширених способи неавтоматичного керування зчепленням при рушанні автотранспортного засобу. Перший спосіб передбачає чотири фази впливу на зчеплення (рис. 6.1): I — пошук точки торкання дисків зчеплення; II — пошук положення, що забезпечує необхідний темп рушання; III — утримання педалі зчеплення в незмінному положенні під час рушання автотранспортного засобу; IV — повне вмикання зчеплення після закінчення процесу синхронізації кутових швидкостей.

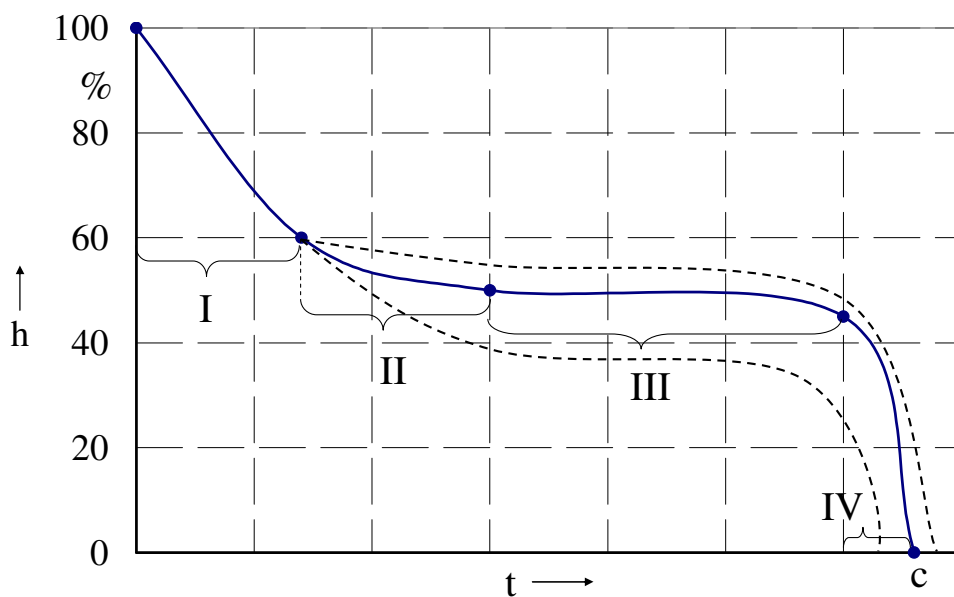


Рисунок 6.1 — Типова динаміка впливу на педаль керування зчепленням

Другий спосіб складається з трьох етапів (рис. 6.2): I — пошук точки торкання дисків зчеплення; II — рівномірне відпускання педалі зчеплення впродовж процесу синхронізації кутових швидкостей; III — повне вмикання зчеплення після закінчення процесу синхронізації кутових швидкостей. В другому випадку керування рівнем прискорення відбувається за рахунок впливу на педаль акселератора. Для обох випадків альтернативні процеси керування зчепленням відображені пунктирними лініями та умовно відображають тривалість рушання.

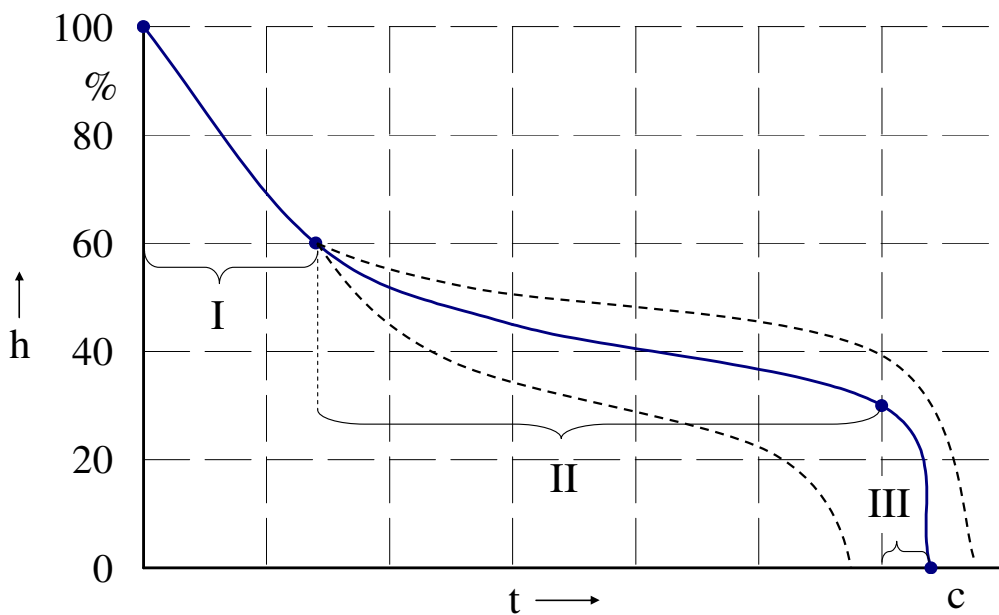


Рисунок 6.2 — Типова динаміка впливу на педаль керування зчепленням

З рисунків 6.1 та 6.2 видно, що перший спосіб керування дозволяє більш точно корегувати прискорення впродовж рушання. Другий спосіб підходить для динамічного рушання оскільки водій керує швидкістю вмикання зчепленням. Отже помилка в керування зчепленням може бути виправлена шляхом суттєвої зміни крутного моменту, що передається в трансмісію. Такі зміни супроводжуються ривками.

Порівняємо обидва, типові, способи керування зчепленням з автоматичним керуванням. Для цього проведемо порівняльне імітаційне моделювання рушання автотранспортного засобу.

При керуванні зчепленням в автоматичному режимі спостерігається менша робота буксування у порівнянні з другим способом неавтоматичного керування (рис. 6.2). Це пов'язано, як із скороченням часу активного рушання за рахунок більшого прискорення на його початку, так і з зменшенням моменту зчеплення наприкінці його буксування (рис. 6.3). Так для рушання при малих відхиленнях педалі акселератора робота буксування зменшується на 10 % – 11 %, а для більших положень педалі акселератора 30 % – 50 % (6.3).

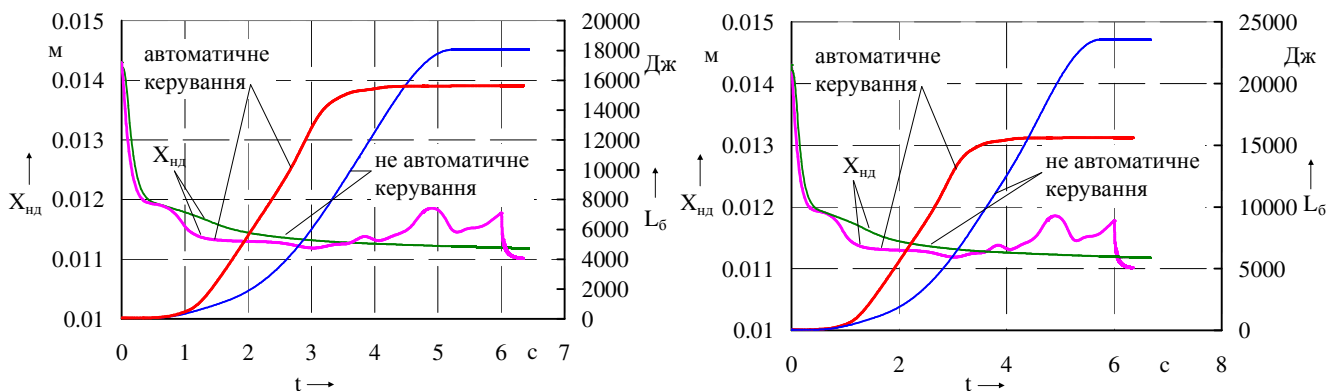


Рисунок 6.3 — Робота буксування при русанні автотранспортного засобу з автоматичним та неавтоматичним керуванням зчепленням

Крім роботи буксування при неавтоматичному керуванні другим способом спостерігається ривок у прискоренні при замиканні дисків зчеплення наприкінці їх синхронізації (6.4).

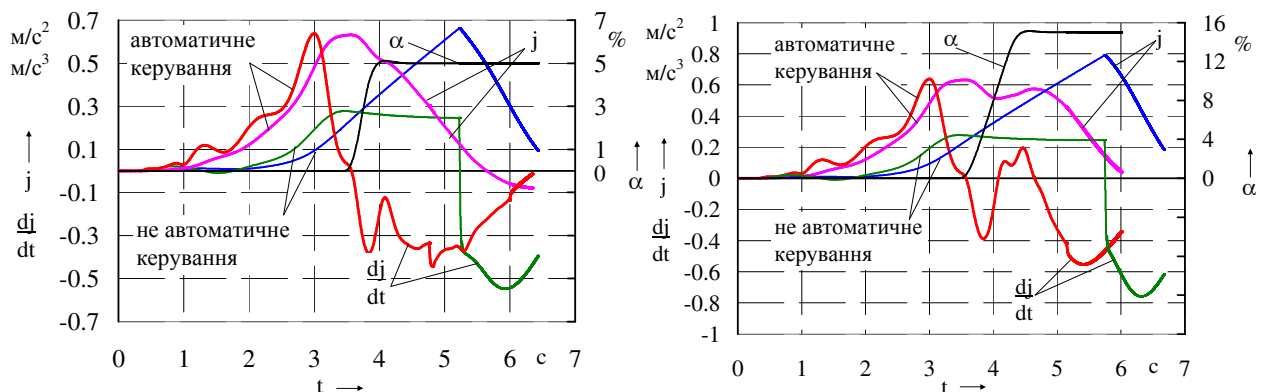


Рисунок 6.4 — Порівняння робочого процесу рушання автотранспортного засобу при автоматичному та неавтоматичному керуванні зчепленням

Цей ривок спричиняє не тільки неприємні відчуття у водія та пасажирів, а й сприяє виникненню додаткових навантажень на елементи трансмісії. Його величина залежить від моменту зчеплення та демпфуючих властивостей трансмісії.

Серед відносно раціональних режимів рушання при неавтоматичному керуванні зчепленням дуже багато помилок з вини водія. До найбільш розповсюджених помилок слід віднести:

- помилки у пошуку положення при якому відбувається початкове торкання поверхонь тертя;
- помилки у виборі швидкості відпускання педалі зчеплення впродовж рушання автотранспортного засобу;
- помилки при виборі моменту повного відпускання зчеплення.

Всі ці помилки призводять до збільшення величини та частоти появи ривків при рушанні, а іноді до заглохання двигуна. Останнє може призвести, за певних дорожніх обставин, до аварійної ситуації.

6.2 Використання режиму мікропроковзування

Сучасні конструкції коробок передач з автоматичним керуванням використовують муфти, що не мають синхронізаторів для спрощення їх конструкції. Синхронізація кутових швидкостей при вмиканні передачі забезпечується шляхом керування обертами колінчастого вала при увімкненому зчепленні. Такий процес має назву центральна синхронізація. Під час вмикання зубчастої муфти навантаження, що виникають в трансмісії залежать від різниці кутових швидкостей частин, кутові швидкості яких синхронізуються та їх моменту інерції. Зменшити навантаження в трансмісії та розширити діапазон кутових швидкостей за яких можливе вмикання муфти можна за рахунок зменшення крутного моменту зчеплення для виникнення буксування та запобігання перевантаженню елементів трансмісії. На рисунку 6.5 позначенні ділянки проковзування дисків зчеплення наприкінці процесу синхронізації їх кутових швидкостей.

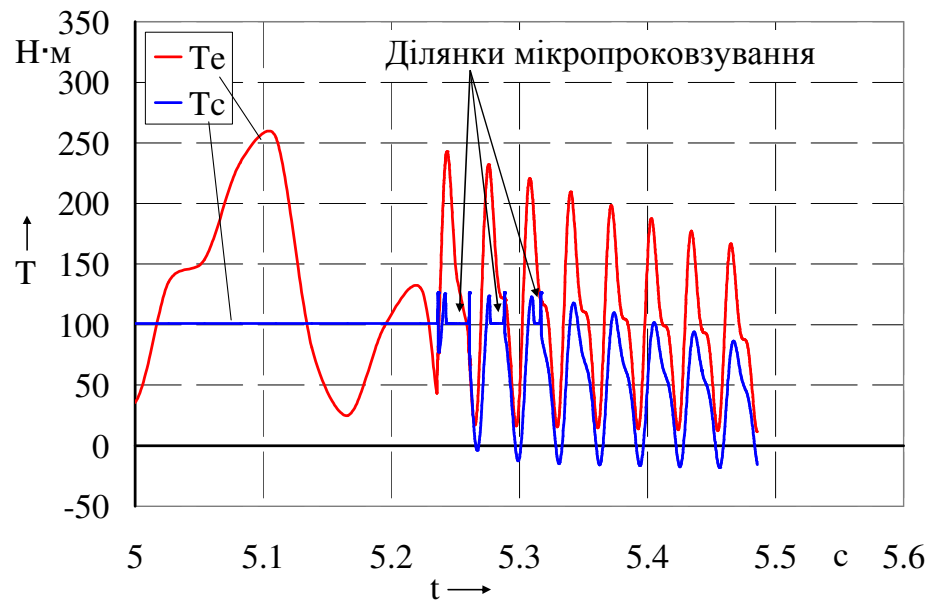


Рисунок 6.5 — Мікропроковзування при передаванні крутного моменту зчепленням

Навпроти ділянок мікропроковзування відмічається зменшення ривків по відношенню до тієї ділянки де зчеплення повністю замкнено (рис. 6.6).

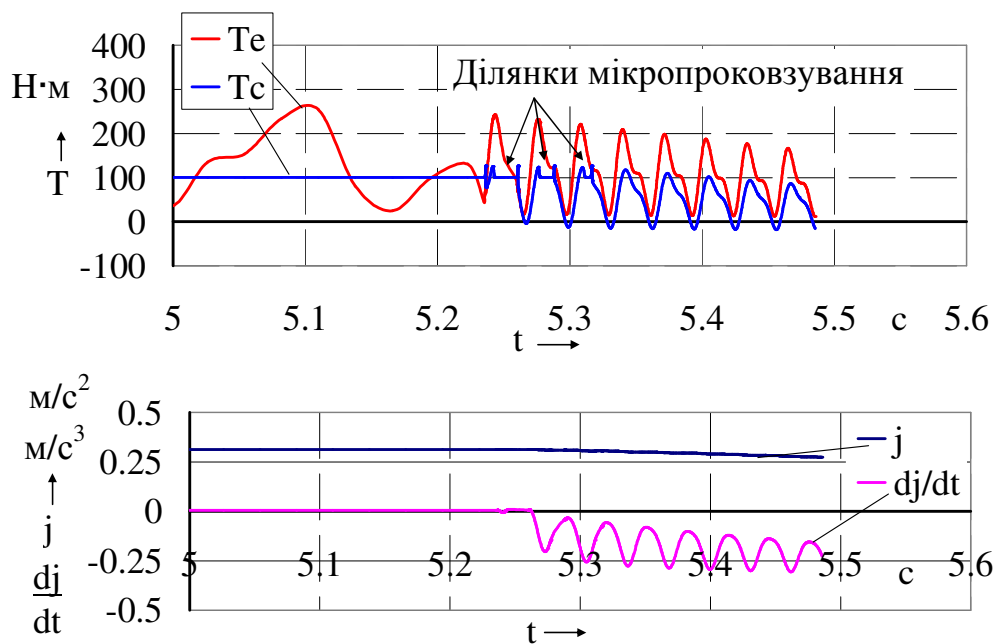


Рисунок 6.6 — Співвідношення ділянок проковзування та

Особливістю використання такого режиму роботи зчеплення є необхідність стежити за рівнем крутного моменту зчеплення та забезпечувати середню величину

моменту зчеплення рівну середньому крутному моменту двигуна. Для забезпечення таких властивостей виконавчий пристрій, разом із системою керування зчепленням повинен мати можливість забезпечувати точність позиціонування 0,2 % робочого ходу штоку виконавчого пристрою керування зчепленням. Така точність важко досяжна для релейних виконавчих пристроїв із електропневматичними клапанами.

6.3 Вдосконалення виконавчого пристрою керування зчепленням

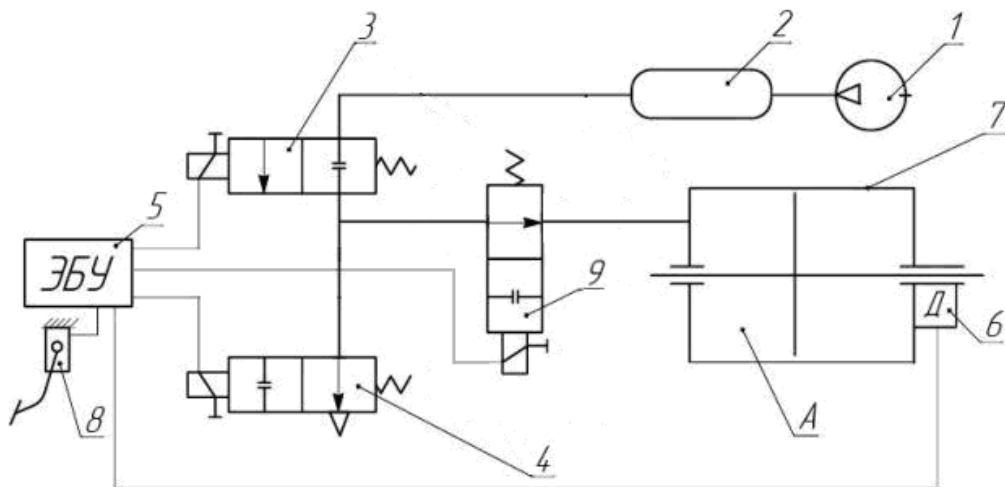
6.3.1 Моделювання роботи електропневматичного виконавчого пристрою керування зчепленням з трьома клапанами

Відомі конструкції механізму керування зчепленням, що виготовляються серійно, мають схему відповідно до рисунку 1.24 та використовують чотири швидкодіючих електромагнітних клапани із часом спрацювання не більше ніж 0,01 с. Така швидкодія є досить високою та за умови використання клапанів із умовним діаметром 2 мм – 2,3 мм забезпечують необхідну точність керування моментом зчеплення (рис. 1.15). Більшість автомобільних клапанів середнього цінового сегменту мають швидкодію не краще за 0,03с. Цього не достатньо щоб забезпечити високу точність позиціонування.

В ході виконання роботи була вирішена задача спрощення організації електропневматичної системи керування зчепленням шляхом використання трьох електропневматичних клапанів із невисокою швидкодією, причому один з них встановлено послідовно з двома іншими і його робота організована паралельно роботі двох інших електропневматичних клапанів. Необхідна швидкодія виконавчого пристрою керування зчепленням досягається за рахунок відповідного прохідного перетину електропневматичних клапанів з умовним діаметром на рівні 3 мм – 4 мм. Точність позиціонування досягається шляхом одночасного послідовного керування двома електропневматичними клапанами на впуск повітря в циліндр при вимиканні зчеплення або випуск повітря з циліндра при вмиканні зчеплення. Таке керування дозволяє забезпечити достатньо високу точність роботи

електропневматичного приводу зчеплення при використанні повільно діючих електропневматичних клапанів та раціональне позиціонування штоку циліндра вмикання/вимикання зчеплення. Поліпшення якості роботи системи керування електропневматичним приводом зчеплення досягається за рахунок зменшення часу відкритого стану впускного та випускного каналів, що забезпечують подачу робочого тіла до силового циліндра [12, 233].

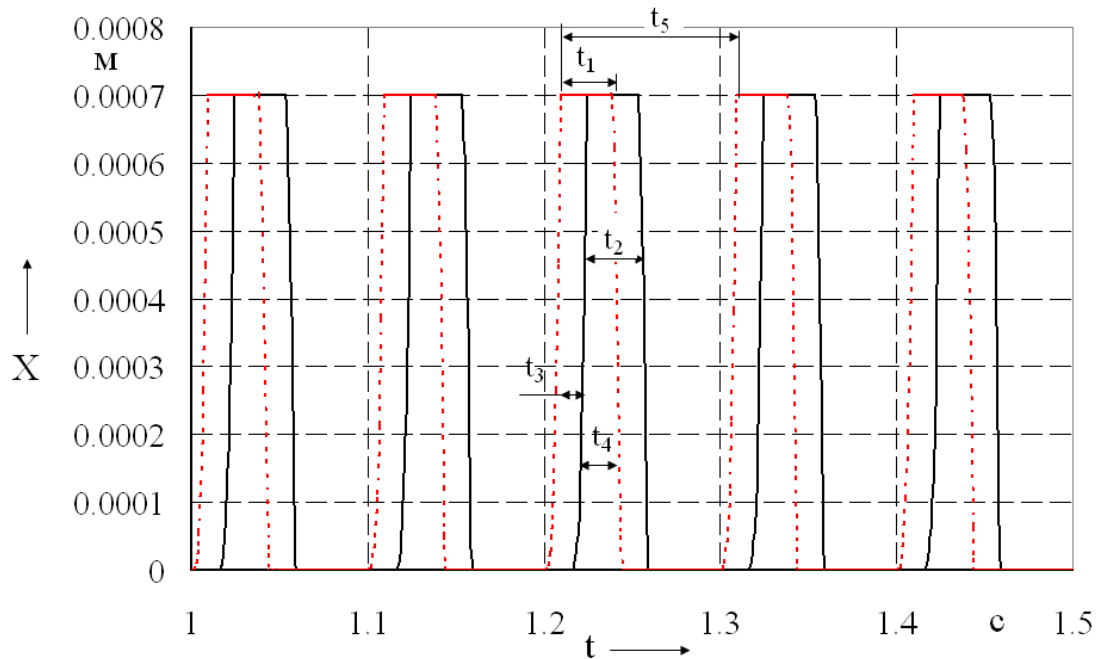
Електропневматична система керування зчепленням транспортного засобу (рис. 6.7) містить датчик положення педалі 8, датчик положення 6, який фіксує переміщення поршня в циліндрі 7 вмикання/вимикання зчеплення, а поршень керується впускним 3, випускним 4 та впускним/випускним 9 електропневматичними клапанами. Блок керування 5, на основі інформації з датчика положення 6 поршня, виконує аналіз та формує керуючий вплив на електропневматичні клапани 3, 4 та 9, які мають невелику швидкодію. Живлення стиснутим повітрям відбувається за рахунок компресора 1 та ресивера 2.



А — робоча порожнина; 1 — компресор; 2 — ресивер; 3 — впускний електропневматичний клапан; 4 — випускний електропневматичний клапан; 5 — електронний блок керування; 6 — датчик положення штока; 7 — силовий циліндр; 8 — орган керування; 9 — послідовно розташований електропневматичний клапан

Рисунок 6.7 — Функціональна схема електропневматичної системи керування зчепленням із електропневматичними клапанами, що розташовані комбіновано

Структура сигналу керування двома послідовно розташованими електропневматичними клапанами (див. рис. 6.8) дозволяє використовувати два клапани з великим пропускним отвором, а так з невеликою швидкістю для керування точними пристроями, такими як електропневматичний підсилювач зчеплення.



t_1 — час відкритого стану першого електропневматичного клапана; t_2 — час відкритого стану другого електропневматичного клапана; t_3 — зміщення начала відкриття другого клапана відносно першого; t_4 — час відкритого стану каналу з двома послідовно встановленими електропневматичними клапанами; t_5 — період ШІМ.

Рисунок 6.8 — Структура сигналу керування двома послідовно розташованими електропневматичними клапанами

Оскільки час закриття електромагнітного клапана становить 0,03...0,05 с то точності позиціонування штоку електропневматичного підсилювача досягти вкрай складно. Для реалізації високої точності позиціонування пропонується застосовувати послідовне розташування електропневматичних клапанів. Завдяки такому розташуванню та подачі керуючої напруги на обмотки кожного з клапанів із

зміщенням за часом отримуємо час відкритого стану каналу із двома послідовними клапанами менший за час відкритого стану одного електромагнітного клапана. Крім того цим часом можна керувати за допомогою зміни зсуву подачі керуючих імпульсів у часі. Приклад такого комбінованого керуючого імпульсу наведений на рисунку 6.8. Також треба відзначити, що співвідношення між переміщенням якорів електромагнітів та подачею керуючих імпульсів не корелюється. Так на рисунку 6.9 демонструється інтерференція у переміщенні якорів електромагнітних клапанів, але такої інтерференції не спостерігається у електромагнітних імпульсах, що подаються на обмотки цих електромагнітів для їх роботи. Це пов'язано із швидкодією клапана.

На рисунку 6.10 зображено графік еквівалентного відкритого стану каналу з двома послідовно розміщеними клапанами.

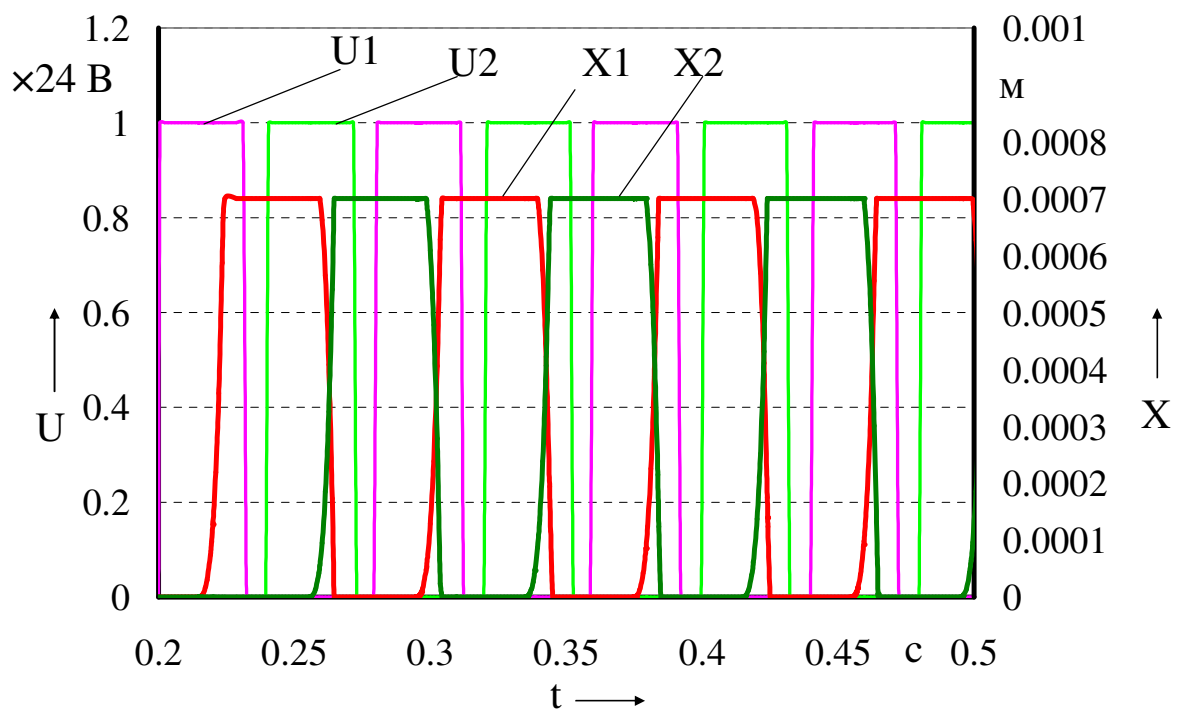


Рисунок 6.9 — Співвідношення між подачею електричних імпульсів та переміщенням якорів

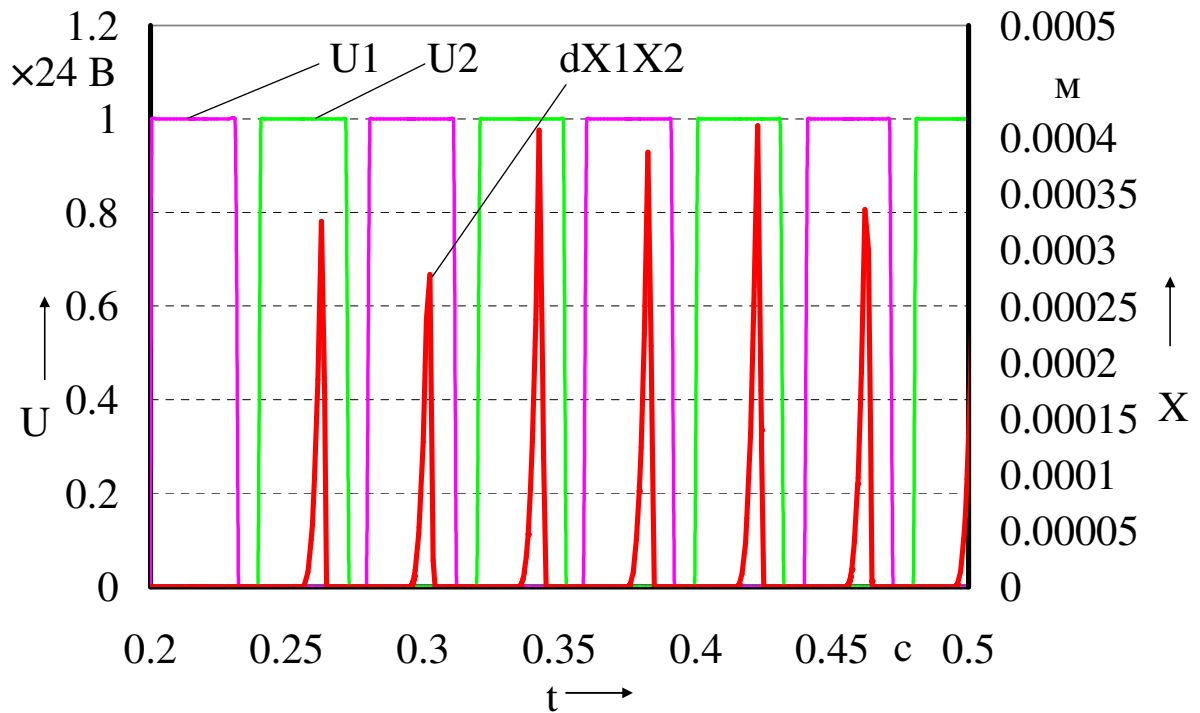


Рисунок 6.10 — Еквівалентний відкритий стан каналу з двома послідовно розміщеними клапанами

Слід зазначити що такий спосіб керування є дуже гнучким бо дозволяє за один період спрацювання клапана два рази відкривати канал використовуючи момент відкриття першого клапана так і момент його закриття. Таким чином послідовно накладаються відкриття першого клапана з закриттям другого клапана та закриття першого клапана з закриттям другого клапана. Це забезпечує зменшення числа спрацювання кожного електропневматичного клапана у півтора рази, що позитивно відіб'ється на їх довго тривалості роботи.

Збереження необхідної швидкодії вимикання зчеплення можливо досягти за рахунок каскаду підсилення у вигляді мембранного клапану діаметром не менше 6 мм (рис. 6.11).

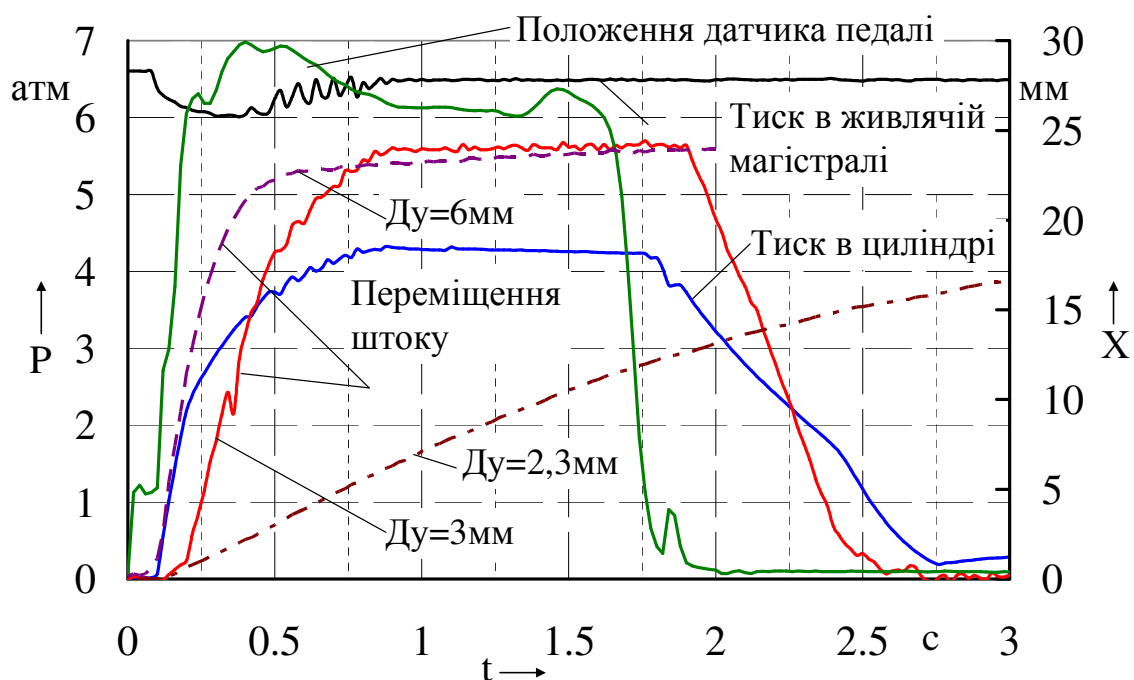


Рисунок 6.11 — Динаміка переміщення штоку виконавчого пристрою керування зчепленням

Відповідно до досліджень [74] та [16] на швидкодію мембранного клапану суттєво впливають схема його встановлення та рівень падіння тиску у підсилюючій порожнині. Спираючись на схему мембранного клапану (рис. 6.12) існує дві конструктивні схеми застосування мембранного клапану.

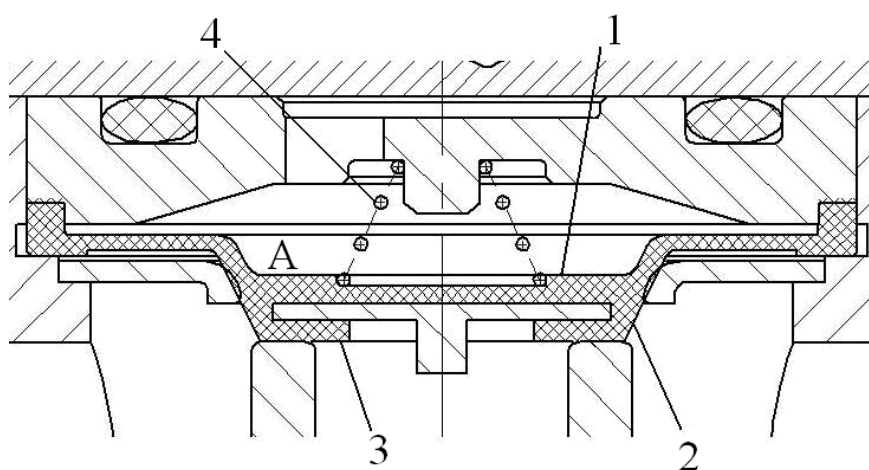


Рисунок 6.12 — Мембранний клапан

Конструктивна схема №1 (рис. 6.12).

На зону мембрани 1 впливає тиск керування від електромагнітного клапану.

На зону мембрани 2 впливає тиск повітря з:

- ресивера (для впускного мембранного клапану);
- атмосфери (для випускного мембранного клапану).

На зону мембрани 3 впливає тиск повітря з силової порожнини виконавчого пристрою керування зчепленням.

Конструктивна схема №2 (рис. 6.12).

На зону мембрани 1 впливає тиск керування від електромагнітного клапану.

На зону мембрани 2 впливає тиск повітря з силової порожнини виконавчого пристрою керування зчепленням.

На зону мембрани 3 впливає тиск повітря з:

- ресивера (для впускного мембранного клапану);
- атмосфери (для випускного мембранного клапану).

Співвідношення тиску для впускного та випускного мембранного клапану різних конструктивних схем виконання розраховано та показано на рисунку 6.13. Відповідно до розрахунків, класичний мембранний клапан потребує багато часу на закриття після закриття електромагнітного клапану. Цей ефект пов'язаний із робочим процесом відкриття мембранного клапану. Після спрацювання електромагнітного клапану тиск повітря в підсилюючій порожнині мембрани знижується до атмосферного оскільки електромагнітний клапан з'єднує підсилюючу порожнину з атмосферою. Робочий процес мембранного клапану, що керується електропневматичним клапаном добре розглянуто у [74].

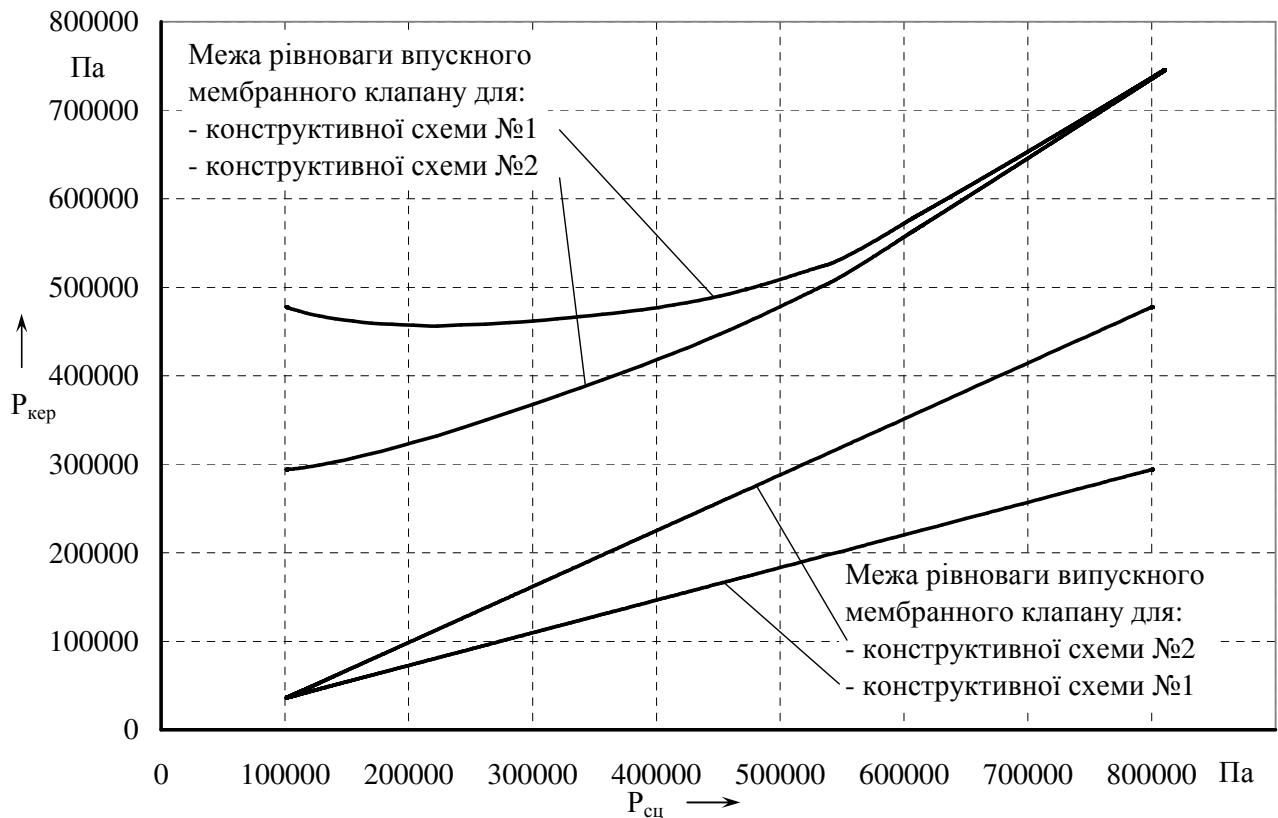
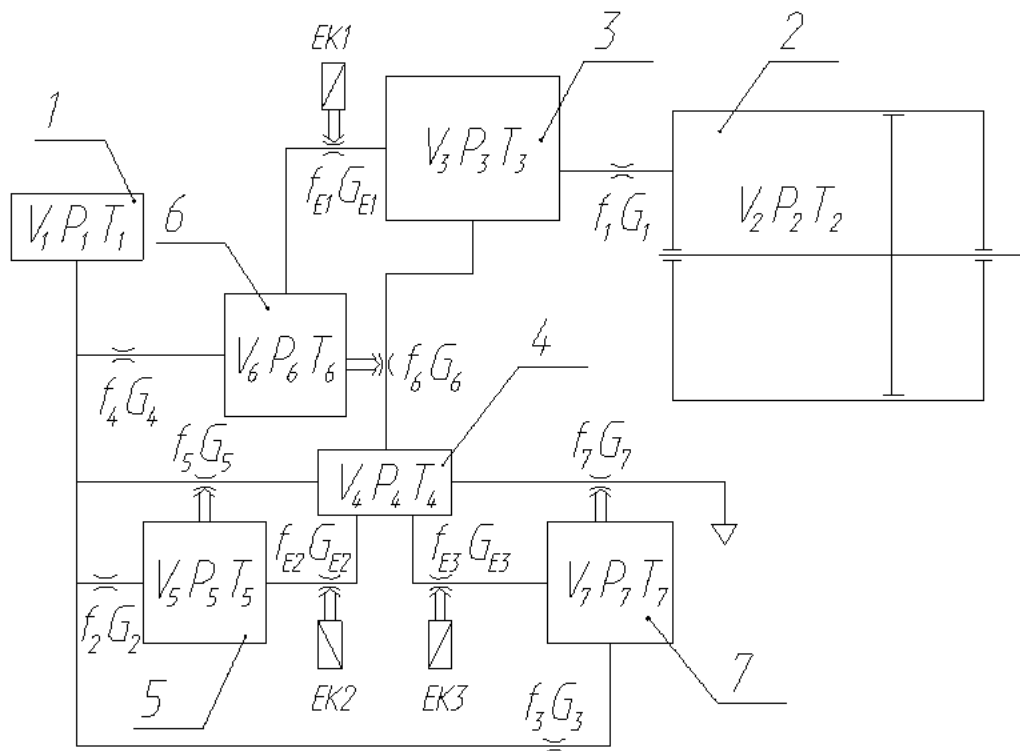


Рисунок 6.13 — Співвідношення тиску на мембранах впускного та впускного клапанів в залежності від тиску в силовому циліндрі виконавчого пристрою керування зчепленням

Уникнути ефекту затримки закриття мембранного клапану можливо за рахунок з'єднання підсилюючої порожнини мембранного клапана не з атмосферою, при відкритті електромагнітного клапана, а з порожниною, яка пов'язана із силовим циліндром виконавчого пристрою керування зчепленням (рис. 6.14). Відповідно до запропонованого підходу підсилююча порожнина А, мембранного клапану, (рис. 6.12) завжди з'єднана з магістраллю живлення через відповідний дросель f_2 , f_3 , f_4 (рис. 6.14). Випуск повітря з підсилюючої порожнини керується електромагнітним клапаном та через дросель f_{E1} , f_{E2} , f_{E3} випускається до проточної порожнини за клапаном V_3 , V_4 .



1 — ресивер; 2 — порожнина силового циліндра; 3 — канал між блоком клапанів та циліндром; 4 — порожнина між трьома клапанами; 5 — підсилююча порожнина впускного мембранного клапана; 6 — підсилююча порожнина мембранного клапана, що розташований послідовно до впускного та впускного мембранних клапанів; 7 — підсилююча порожнина впускного мембранного клапана; T, V, p — температура, об'єм і тиск повітря відповідних ланок; f_{E1}, f_{E2}, f_{E3} — площа перетину відповідно впускного, впускного та центрального (впускного-впускного) електропневматичного клапана, м^2 ; f_1, f_2, f_3, f_4 — площа прохідного перетину відповідних каналів, м^2 ; f_5, f_6, f_7 — площа перетину відповідних мембранних клапанів, м^2 ; $G_1, G_2, G_4, G_5, G_6, G_7, G_{E1}, G_{E2}, G_{E3}$ — витрата повітря через відповідні дроселі

Рисунок 6.14 — Розрахункова схема пневматичної частини виконавчого пристрою керування зчепленням

Виконаємо попереднє моделювання проточної підсилюючої порожнини для визначення діаметрів дроселів живлячого каналу та діаметру електромагнітного клапана. Відповідно до розрахункової схеми (рис. 6.14) запишемо рівняння.

$$\left\{ \begin{array}{l}
k \cdot R \cdot [T_1 G_4 - T_6 G_{E1}] dt = V_6 dp_6 \\
G_4 = \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k-1}} \cdot f_4 \cdot p_1 \cdot \sqrt{\frac{1}{R \cdot T}} \cdot \phi(Y_4) \\
G_{E1} = \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k-1}} \cdot f_{E1} \cdot p_6 \cdot \sqrt{\frac{1}{R \cdot T}} \cdot \phi(Z_{E1}) \\
f_4 = \frac{\pi \cdot d_4^2}{4 \cdot \sqrt{1 + \zeta_4}} \\
f_{E1} = \frac{\pi \cdot d_{E1} \cdot x_{E1}}{\sqrt{1 + \zeta_{E1}}} \\
\phi(Z_{E1}) = \begin{cases} \sqrt{\left(\frac{p_3}{p_6}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_3}{p_6}\right)^{\frac{k+1}{k}}}, \forall \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} < \frac{p_3}{p_6} < 1 \\ \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{k-1}{k+1}} \end{cases} \\
\phi(Y_4) = \begin{cases} \sqrt{\left(\frac{p_6}{p_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_6}{p_1}\right)^{\frac{k+1}{k}}}, \forall \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} < \frac{p_6}{p_1} < 1 \\ \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{k-1}{k+1}} \end{cases} \\
T_1 = T_0 \cdot \left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}} \\
T_6 = T_0 \cdot \left(\frac{p_6}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}
\end{array} \right. , \quad (6.1)$$

де k — показник адіабати;

R — універсальна газова постійна;

T_1, T_6 — температура у відповідних ланках;

G_4 — расход повітря при наповненні підсилюючої порожнини мембранного клапану;

V_6 — об'єм підсилюючої порожнини мембранного клапану;

p_6 — тиск повітря в підсилюючій порожнині мембранного клапану;

p_1 — тиск повітря в ресивері;

p_1 — тиск повітря в проточному каналі за мембранним клапаном;

$\phi(Z_{E1})$ — функція розходу при спорожненні підсилюючої порожнини;

$\phi(Y_4)$ — функція розходу при наповненні підсилюючої порожнини;

d_4, d_{E1} — умовні діаметри живлячого дроселя та електромагнітного клапану;

ζ_4, ζ_{E1} — опір живлячого дроселя та електромагнітного клапану

x_{E1} — висота підйому осердя електромагнітного клапану;

T_0 — температура у початковий момент інтегрування;

p_0 — атмосферний тиск повітря.

Для відкриття мембранного клапану необхідно забезпечити падіння тиску в підсилюючій порожнині нижче відповідної межі, що наведено на рисунку 6.13. Вирішення системи (6.1) показало, що при початковому тиску в циліндрі одна атмосфера необхідне падіння тиску в підсилюючій порожнині досягається за умови співвідношення діаметрів дроселів живлячого каналу — 0,0011 м, а діаметра електропневматичного клапану 0,0025 м. За таких умов при моделюванні прокачування повітря через підсилюючу порожнину спостерігається вихід на сталий рівень тиску при якому забезпечується відкриття мембранного клапану (рис. 6.15). Перевагою такого прокачування повітря через підсилюючу порожнину мембранного клапану є швидка реакція на закриття електромагнітного клапану.

Порівняння двох схем керування мембранним клапаном здійснимо шляхом математичного моделювання робочого процесу обох схем.

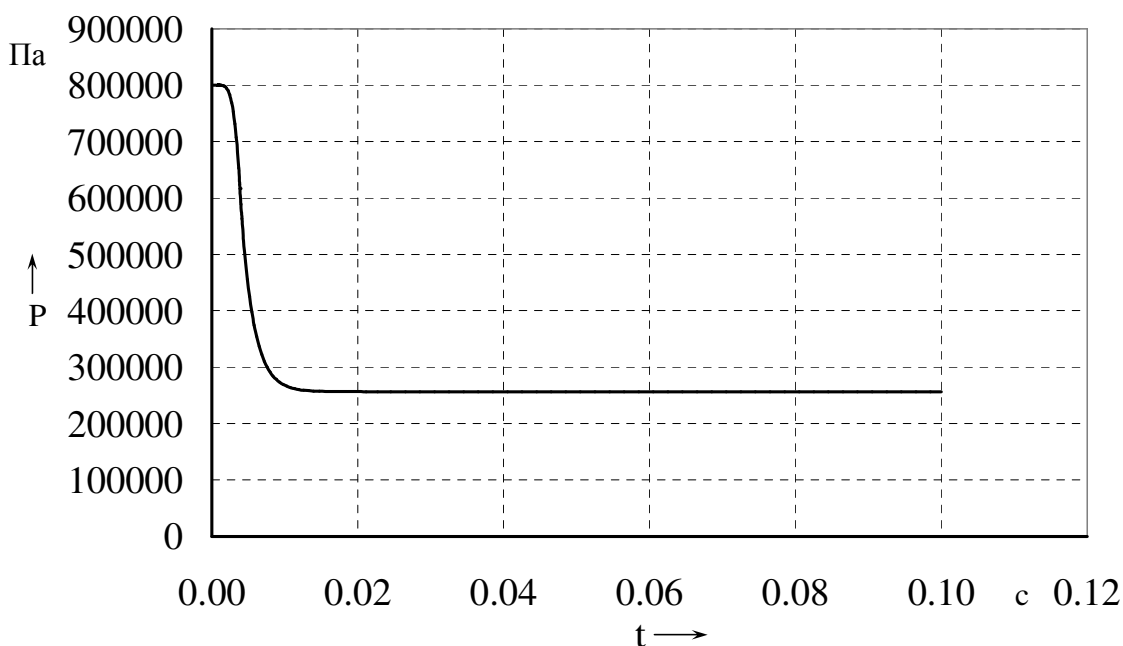


Рисунок 6.15 — Падіння тиску в підсилюючій порожнині при відкритті електромагнітного клапану

Для перевірки працездатності послідовного розташування двох електрпневматичних клапанів та алгоритму керування ними проведемо математичне моделювання роботи виконавчого пристрою керування зчепленням. Математична модель якого описана у [12, 21, 22]. Наведемо відмінності у математичній моделі, що стосуються мембранних клапанів та схеми їх підключення.

Враховуючи різницю між об'ємом ресивера 1 (рис. 6.14) і об'ємом штокової порожнини пневматичного циліндра 2, зміною тиску у ресивері нехтуємо, приймаємо $P_1 = \text{const}$. Моделі наведені у [12, 13, 16, 21] моделюють класичний контур електропневматичного приводу із мембранними клапанами, що мають замкнені підсилюючі порожнини із скиданням повітря до атмосфери при їх відкритті. Основною відмінністю від згаданих моделей є порожнина, яка знаходиться між трьома клапанами. Ця порожнина створена перетином п'яти каналів. Через отвір f_6 стиснуте повітря рухається в двох напрямках, а в інших в одному напрямку. Це визначає структуру системи рівнянь (6.2, 6.3) для визначення тиску в об'ємі V_6 .

$$\left\{ \begin{aligned}
& \mathbf{k} \cdot \mathbf{R} \cdot [\mathbf{T}_1 \mathbf{G}_5 + \mathbf{T}_5 \mathbf{G}_{E2} + \mathbf{T}_7 \mathbf{G}_{E3} - \text{sign}(p_4 - p_3) \mathbf{W}(\mathbf{T}_3; \mathbf{T}_4) \mathbf{G}_6 - \mathbf{T}_4 \mathbf{G}_7] dt = V_4 dp_4 \\
& G_5 = \sqrt{\frac{2 \cdot \mathbf{k}}{\mathbf{k} - 1}} \cdot f_5 \cdot p_1 \cdot \sqrt{\frac{1}{\mathbf{R} \cdot \mathbf{T}}} \cdot \phi(Y_5) \\
& G_{E2} = \sqrt{\frac{2 \cdot \mathbf{k}}{\mathbf{k} - 1}} \cdot f_{E2} \cdot p_5 \cdot \sqrt{\frac{1}{\mathbf{R} \cdot \mathbf{T}}} \cdot \phi(Y_{E2}) \\
& G_{E3} = \sqrt{\frac{2 \cdot \mathbf{k}}{\mathbf{k} - 1}} \cdot f_{E3} \cdot p_7 \cdot \sqrt{\frac{1}{\mathbf{R} \cdot \mathbf{T}}} \cdot \phi(Y_{E3}) \\
& G_6 = \sqrt{\frac{2 \cdot \mathbf{k}}{\mathbf{k} - 1}} \cdot f_6(\zeta_1; \zeta_2) \cdot \max(p_3; p_4) \sqrt{\frac{1}{\mathbf{R} \cdot \mathbf{W}(\mathbf{T}_3; \mathbf{T}_4)}} \phi(U_6) \\
& G_7 = \sqrt{\frac{2 \cdot \mathbf{k}}{\mathbf{k} - 1}} \cdot f_7 \cdot p_4 \cdot \sqrt{\frac{1}{\mathbf{R} \cdot \mathbf{T}}} \cdot \phi(Z_7) \\
& f_5 = \frac{\pi \cdot d_5 \cdot x_5}{\sqrt{1 + \zeta_5}} \\
& f_{E2} = \frac{\pi \cdot d_{E2} \cdot x_{E2}}{\sqrt{1 + \zeta_{E2}}} \\
& f_{E3} = \frac{\pi \cdot d_{E3} \cdot x_{E3}}{\sqrt{1 + \zeta_{E3}}} \\
& f_6(\zeta_{61}; \zeta_{62}) = \frac{\pi d_6^2}{4 \sqrt{1 + \left[\frac{\max\left[\left(p_4 \cdot \left(\zeta_{61} - \frac{\zeta_{61} - \zeta_{62}}{2}\right)\right), \left(p_3 \cdot \left(\zeta_{62} + \frac{\zeta_{61} - \zeta_{62}}{2}\right)\right)\right]}{\max(p_3; p_4)} + \text{sign}(p_4 - p_3) \cdot \frac{\zeta_{61} - \zeta_{62}}{2} \right]}} \\
& f_7 = \frac{\pi \cdot d_7 \cdot x_7}{\sqrt{1 + \zeta_7}} \\
& T_1 = T_0 \cdot \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \\
& T_5 = T_0 \cdot \left(\frac{p_5}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \\
& T_7 = T_0 \cdot \left(\frac{p_7}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \\
& T_4 = T_0 \cdot \left(\frac{p_4}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \\
& \mathbf{W}(\mathbf{T}_3; \mathbf{T}_4) = \left[\frac{\max\left[\left(p_4 \cdot \left(T_4 - \frac{T_4 - T_3}{2}\right)\right), \left(p_3 \cdot \left(T_3 + \frac{T_4 - T_3}{2}\right)\right)\right]}{\max(p_3; p_4)} + \text{sign}(p_4 - p_3) \cdot \frac{T_4 - T_3}{2} \right]
\end{aligned} \right. , \quad (6.2)$$

де $W(T_3; T_4)$ — функція зміни температури в порожнині відповідно до напрямлення течії потоку стиснутого повітря;

$f_6(\zeta_{61}; \zeta_{62})$ — функція зміни опору між ланками відповідно до напрямлення течії потоку стиснутого повітря;

x_5, x_{E2}, x_{E3}, x_7 — переміщення осердя електромагнітних клапанів та мембранних клапанів відповідно.

$$\left\{ \begin{array}{l} \phi(Y_5) = \begin{cases} \sqrt{\left(\frac{p_4}{p_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_4}{p_1}\right)^{\frac{k+1}{k}}}, \forall \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} < \frac{p_4}{p_1} < 1 \\ \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{k-1}{k+1}} \end{cases} \\ \phi(Z_{E2}) = \begin{cases} \sqrt{\left(\frac{p_4}{p_5}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_4}{p_5}\right)^{\frac{k+1}{k}}}, \forall \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} < \frac{p_4}{p_5} < 1 \\ \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{k-1}{k+1}} \end{cases} \\ \phi(Y_{E3}) = \begin{cases} \sqrt{\left(\frac{p_4}{p_7}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_4}{p_7}\right)^{\frac{k+1}{k}}}, \forall \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} < \frac{p_4}{p_7} < 1 \\ \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{k-1}{k+1}} \end{cases} \\ \phi(U_6) = \begin{cases} \sqrt{\left(\frac{\min(p_3; p_4)}{\max(p_3; p_4)}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{\min(p_3; p_4)}{\max(p_3; p_4)}\right)^{\frac{k+1}{k}}}, \forall \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} < \frac{\min(p_3; p_4)}{\max(p_3; p_4)} < 1 \\ \phi(U_6) = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{k-1}{k+1}} \end{cases} \\ \phi(Z_7) = \begin{cases} \sqrt{\left(\frac{p_0}{p_4}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_0}{p_4}\right)^{\frac{k+1}{k}}}, \forall \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} < \frac{p_0}{p_4} < 1 \\ \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{k-1}{k+1}} \end{cases} \end{array} \right. \quad . (6.3)$$

Результат моделювання робочого процесу системи керування зчепленням з класичною схемою мембранного клапану показав (рис. 6.16), що запізнення закриття мембрани по відношенню до переміщення осердя електромагнітного клапану складає 0,0075 с.

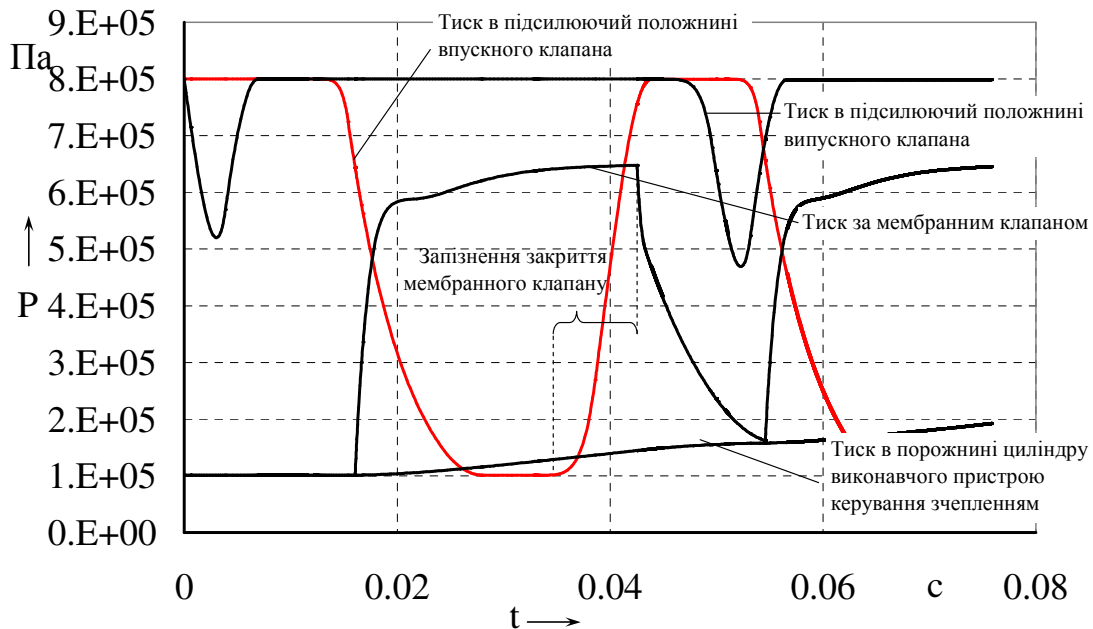


Рисунок 6.16 — Динаміка зміни тиску при використанні класичної мембрани із скиданням тиску до атмосфери із підсилюючої порожнини

Моделювання динаміки зміни тиску для мембранного клапану з прокачуванням повітря через підсилюючу порожнину (рис. 6.17) показало, що запізнення закриття мембрани по відношенню до переміщення осердя електромагнітного клапану складає 0,0028 с. Порівняно із класичною мембраною скорочення затримки становить 0,0047 с. З врахуванням умовного діаметру мембранного клапану 6 мм час-перетин за період різниці в затримці складає $132,9 \text{ мм}^2 \cdot \text{мс}$, що в три рази перевищує показник мінімального відкритого стану електромагнітного клапану при керуванні з забезпеченням високої точності позиціонування (рис. 4.43). Як видно з рисунка 6.17 такий результат стає можливим за рахунок того, що перепад тиску на мембрані постійно знаходиться на межі закриття мембрани.

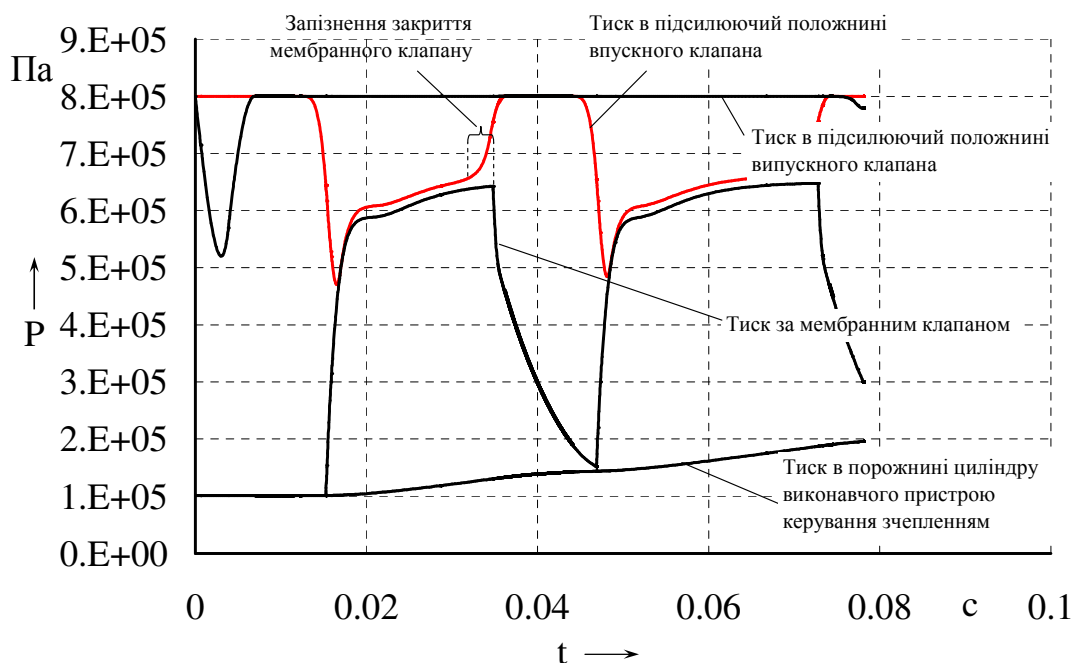


Рисунок 6.17 — Динаміка зміни тиску при використанні мембрани із прокачуванням повітря через її порожнину підсилення

Результати моделювання системи керування зчепленням, що має виконавчий пристрій побудований за розглянутою схемою (6.14) наведені на рисунку 6.18.

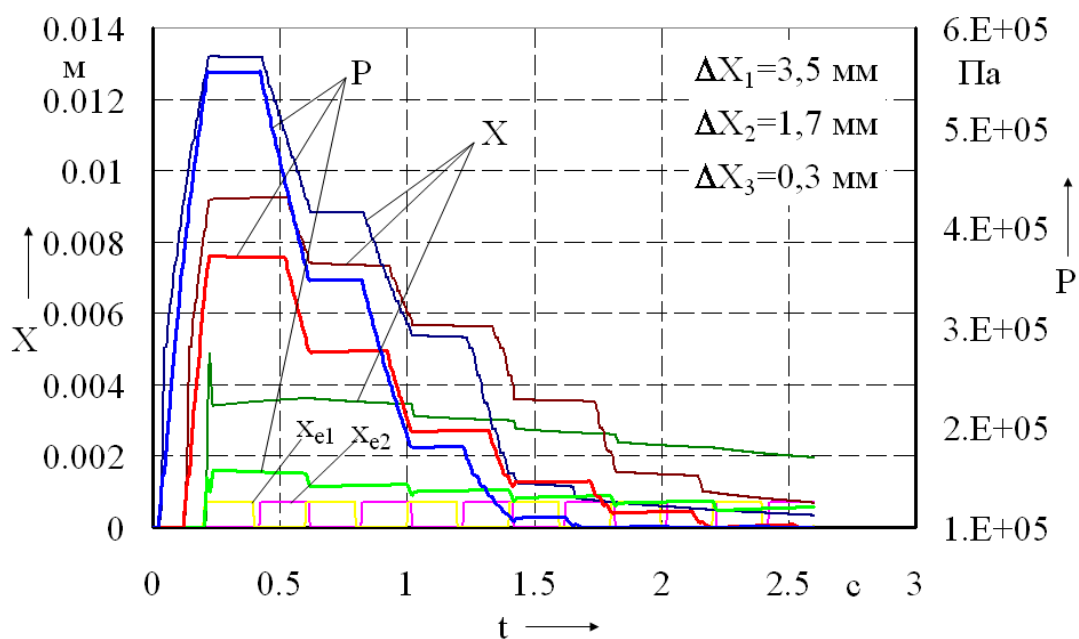


Рисунок 6.18 — Порівняння робочого процесу із різним ступенем зміщення відкриття послідовно розташованих електропневматичних клапанів

Розрахунки показали, що шляхом зміни часу t_1 , t_2 , t_3 (рис. 6.8) та частоти подачі електричного імпульсу на обмотку електромагніту можливо змінити час відкритого стану каналу t_4 який визначає відсоток зміщення сигналів керування $E_1=0\%$, $E_2=50\%$, $E_3=90\%$ яким відповідає точність роботи привода відповідно $\Delta X_1=3,5$ мм, $\Delta X_2=1,7$ мм та $\Delta X_3=0,3$ мм. Відповідно до рисунку 6.18 видно як змінюється дискретність переміщення штока електропневматичного підсилювача відповідно до зміщення керуючих сигналів, що подаються на обмотку послідовно встановлених електромагнітів.

6.3.2 Порівняння результатів роботи виконавчого пристрою із різними конструкціями прискорювального клапану

Як вже було зазначено, реалізація мікропроковзування при перемиканні передач потребує дуже високої точності позиціонування штоку виконавчого пристрою зчепленням для точного керування крутним моментом зчеплення. Конструкції, що використовуються серійно мають електропневматичні клапани в якості керуючих елементів [1.24]. Так само як і системи керування з прискорювальним клапаном [50] або мембранними клапанами [16] вони мають релейний характер переміщення штока виконавчого пристрою керування зчепленням. Реалізувати систему керування непереривної дії пропонували для систем керування гальмами [75] та механізмами керування коробкою передач [17, 18]. В зазначених роботах для цього використовували електричні двигуни постійного струму та крокові електродвигуни. Моделювання керуючих впливів Крокового електродвигуна можна забезпечувати із реалізацією його робочого процесу [15] та за допомогою імітаційної моделі (6.4). Оскільки найбільший інтерес представляє реакція пневматичної частини силового циліндру виконавчого пристрою, а не крокового електродвигуна скористаємося саме імітаційною його моделлю.

$$W(s) = \frac{1000}{0,01 \cdot s^2 + 2 \cdot s + 1000}. \quad (6.4)$$

Результатом є поворот ротора крокового електродвигуна на кут, що відповідає кількості кроків за секунду або переміщення штока лінійного шагового електродвигуна [15] (рис. 6.19).

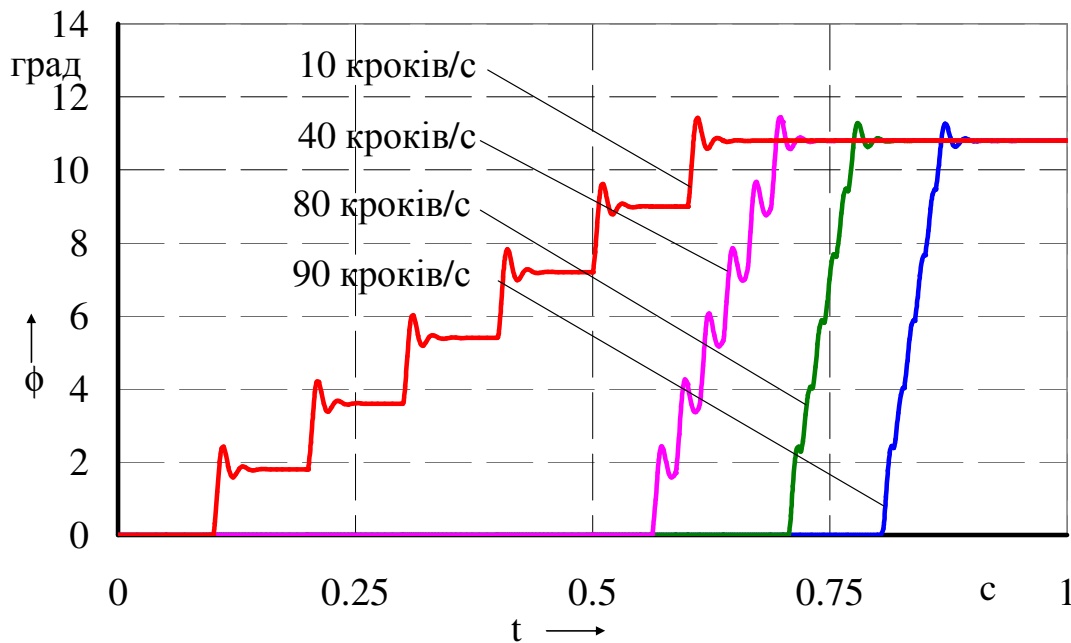


Рисунок 6.19 — Реакція імітаційної моделі крокового електродвигуна на шість кроків із різною швидкістю переміщення

При використанні, в якості керуючого елементу, крокового електродвигуна чи електродвигуна постійного струму використовують редуктор для узгодження переміщення поршня та золотника. Крім того, при використанні електродвигуна, характеристика виконавчого пристрою є функцією характеристики узгоджувальної пружини, передавального числа редуктора та кількості максимального кута повороту електродвигуна ().

$$\Delta X = \{C_{\text{пр}}; U_p; \varphi_{\text{max}}\}, \quad (6.5)$$

де ΔX — дискретність переміщення штоку виконавчого пристрою, м;

$C_{\text{пр}}$ — жорсткість пружини, Н·м;

U_p — передавальне число редуктора;

φ_{max} — максимальний кут повороту електродвигуна, що відповідає максимальному ходу педалі зчеплення, градуси.

Порівняння результатів моделювання системи керування зчепленням при керуванні електропневматичними клапанами та електродвигуном (6.20).

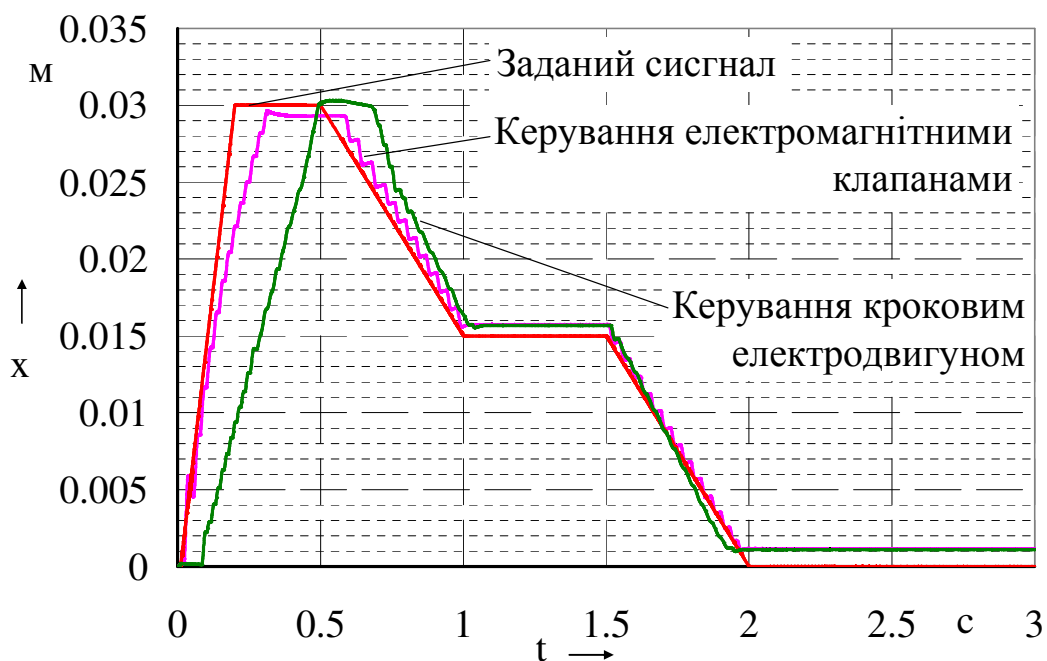


Рисунок 6.20 — Порівняння релейного та безперервного керування

При керуванні електродвигуном спостерігається безперервне керування без необхідності використання датчика зворотного зв'язку оскільки зворотний зв'язок підтримується за рахунок впливу тиску на золотник.

6.4 Експериментальні дослідження системи керування зчепленням

Для проведення експериментальних досліджень дослідного зразка системи керування зчепленням було створено її два екземпляри. Перший зразок використовувався для дослідження компонентів системи керування зчепленням в

різних режимах роботи в стендових умовах каф. автомобілів ім. А.Б. Гредескула та проходження заключних випробування на довго тривалість (рис. 6.21). На момент написання тексту дисертації система керування зчепленням пройшла 750 000 циклів спрацювання під час довготривалих випробувань.

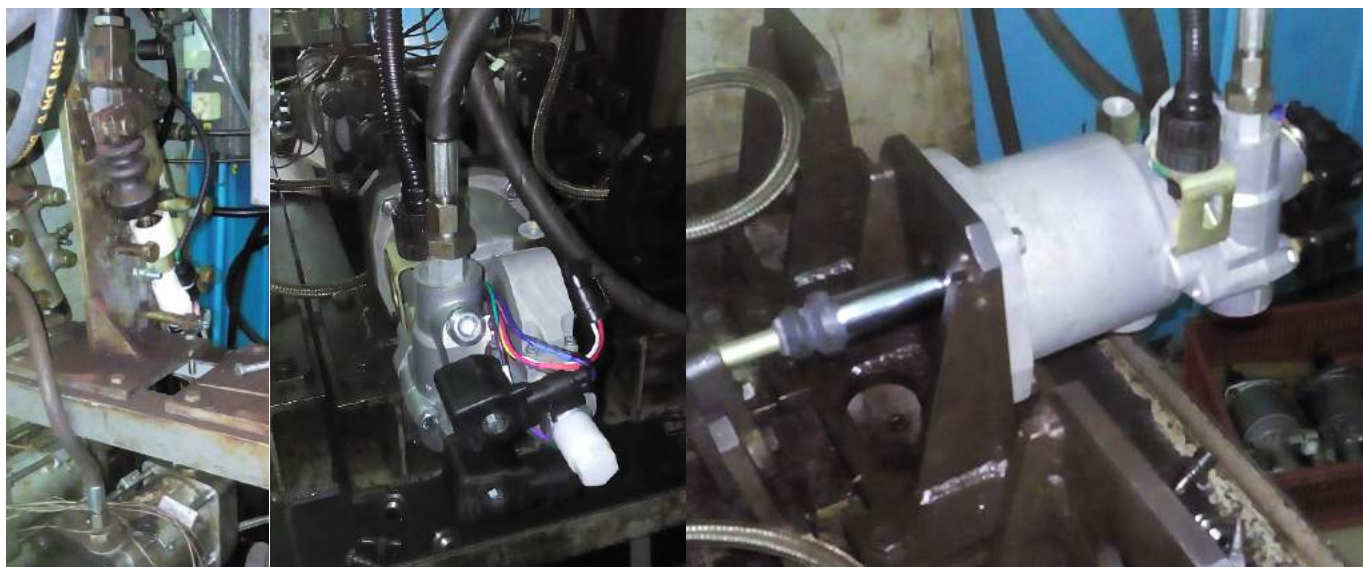


Рисунок 6.21 — Система керування зчепленням на стенді довготривалих випробувань Вовчанського агрегатного заводу

Також перший зразок проходив стендові випробування в кліматичних камерах кафедри автомобілів ім. А.Б. Гредескула ХНАДУ та в кліматичній камері ПрАТ «Вовчанський агрегатний завод» (рис. 6.22).



Рисунок 6.22 — Система керування зчепленням на стенді кліматичних випробувань Вовчанського агрегатного заводу

В кліматичній камері Вовчанського агрегатного заводу система керування зчепленням проходила довготривалу заморозку протягом 5 годин при температурі – 50 °С. Під час перевірки працездатності всі елементи системи керування зчепленням показали стійку та стабільну роботу в умовах низьких температур.

Другий зразок системи керування зчепленням проходив випробування у складі ходової лабораторії кафедри автомобілів ім. А.Б. Гредескула ХНАДУ на базі автобуса МАЗ 256.200 (рис. 6.23). Під час випробувань відпрацьовувалися режими керування зчепленням при напівавтоматичному керуванні. Проходили випробування передачі даних через CAN-шину. Для імітації CAN-шини в автобусі МАЗ використовувалося спеціальне обладнання, яке включало датчики положення педалі акселератора, сигнал натиснутої педалі гальма, датчики частоти обертання колінчастого валу двигуна частоти обертання карданного валу та проміжного валу коробки передач.



Рисунок 6.23 — Випробування системи керування зчепленням на автобусі МАЗ-256.200

Згадані датчики забезпечували систему керування зчепленням необхідною інформацією для роботи в автоматичному режимі.

Після адаптації конструкції до вимог Запорізького автомобілебудівного заводу систему автоматизованого керування зчепленням було встановлено на експериментальну модифікацію міського автобусу А10С3А (рис. 6.24).

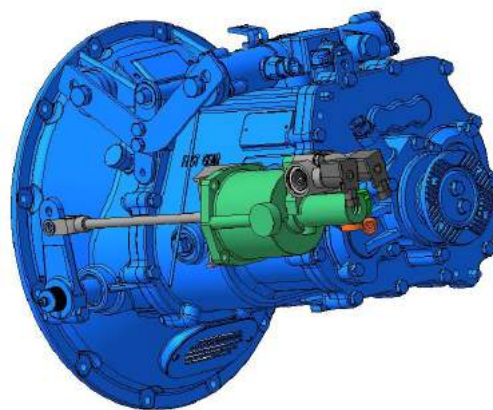


Рисунок 6.24 — Випробування на експериментальній модифікації міського автобусу А10С3А виробництва Запорізький автомобілебудівний завод

Відмінності від системи, що проходила випробування на автобусі МАЗ 256.200 складала в тому, що використовувалася напільна педаль зчеплення та штовхач із вилкою для кріплення до ричала вилки вимикання зчеплення (рис. 6.25).



Рисунок 6.25 — Складові системи керування зчепленням та їх установка на автобусі А10С3А виробництва Запорізький автомобілебудівний завод

Випробування показали позитивні результати як в якості так і в зручності керування зчепленням. За рахунок відсутності гальмової рідини підвищується екологічність автотранспортного засобу оскільки унеможлиблюється її витік як під час складання так і під час експлуатації автотранспортного засобу.

Акти впровадження наведені в додатку А.

Результати випробувань наведені в додатку Б.

Висновки за розділом

1. Порівняння результатів моделювання рушання в автоматичному режимі та неавтоматичному режимі дозволяє стверджувати про зменшення роботи буксування до 50 % та зменшення ривків прискорення.
2. Удосконалена методика довготривалих випробувань електропневматичного виконавчого пристрою керування зчепленням.
3. Визначено режими кліматичних випробувань індукційного датчика положення педалі керування зчепленням та його кола вимірювання в електронному блоці керування.
4. Розроблено програму-методику приймально-сдавальних випробувань електронного блоку системи керування зчепленням.
5. Розроблена конструкція електропневматичного виконавчого пристрою керування зчепленням із послідовно-паралельним з'єднанням електропневматичних клапанів, що дозволяє отримувати високу точність керування моментом зчеплення та зменшує кількість спрацювання електропневматичних клапанів у 1,5 рази.
6. Шляхом математичного моделювання, порівняно роботу системи керування зчепленням із класичним керуванням, електропневматичними клапанами та з керуванням кроковим електродвигуном. Визначено, що система керування з кроковим електродвигуном характеризується зниженням в 2 ради динаміки вимикання зчеплення при збереженні точності позиціонування штоку виконавчого пристрою керування зчепленням.

7. Розроблено електропневматичну систему керування зчепленням для автобуса А10С3А виробництва «ЗАЗ».
8. Проведено макетування системи керування зчепленням на міському автобусі А10С3А з механічною коробкою передач «Fast Gear».
9. Проведено експериментальні полігонні випробування міського автобусу А10С3А з механічною коробкою передач «Fast Gear» та електропневматичною системою керування зчепленням.

Основні результати досліджень по даному розділу опубліковані в роботах [12, 13, 15, 16, 17, 18, 24, 26, 35].

ВИСНОВКИ

В дисертаційній роботі теоретично узагальнено і показано розвиток наукових основ актуальної науково-технічної проблеми підвищення ефективності рушання автотранспортних засобів, покращення умов роботи водія та підвищення комфорту під час руху шляхом покращення вихідних параметрів автоматизованих та автоматичних систем керування зчепленням автотранспортних засобів категорій M_3 та N_3 .

Основні наукові і практичні висновки дослідження:

1. В результаті аналізу трансмісій автотранспортних засобів та їх систем керування встановлено, що механічна трансмісія займає 78% ринку. Існує проблема керування зчепленням та рушання автотранспортного засобу категорій M_3 та N_3 . Тому впровадження технологій автоматизації керування процесом рушання автотранспортного засобу з фрикційним зчепленням є актуальною проблемою.

2. Запропонований математичний опис рушання автотранспортного засобу, особливістю якого є: удосконалений опис сухого тертя в зчепленні, математична модель електронного блоку керування та опис опору коченню при рушанні автотранспортного засобу, дає змогу:

- забезпечити стабільність характеристики моменту зчеплення під дією циклічного крутного моменту двигуна та уникнути зупинки при моделюванні;

- скоротити час налаштування реальної системи керування за рахунок більш швидкого перенесення програми до електронного блоку;

- врахувати процеси затримки та якості фільтрації при моделюванні робочого процесу керування зчепленням;

- визначити опір коченню колеса при рушанні із врахуванням зміни вектору швидкості автотранспортного засобу;

- тестувати закони та алгоритми керування зчепленням та оцінювати їх ефективність.

Отриманий результат доповнює теорію автоматизованого та автоматичного рушання автотранспортного засобу.

3. Вперше запропоновано формування закону автоматичного керування зчепленням параметричними кривими. Встановлено, що:

- виділено два режими руху після синхронізації: режим руху із сталою швидкістю, режим руху із прискоренням. Розмежування між режимами руху визначається мінімально стійкою швидкістю обертання колінчастого валу двигуна та відношенням сусідніх передавальних чисел в коробці передач.

- опорні точки параметричної кривої Безьє дозволяють адаптувати закон керування зчепленням без складних обчислень у електронному блоці керування;

- визначений фізичний сенс та наведено залежності для визначення координат опорних точок кривих Безьє, що формують закон керування зчепленням.

Отриманий результат є теоретичними основами системи керування зчепленням механічної трансмісії автотранспортних засобів категорій M_3 та N_3 .

4. Імітаційними дослідженнями динаміки рушання автотранспортного засобу із застосуванням автоматичної системи керування зчепленням встановлено, що:

- запропоновані теоретичні основи формування автоматичного закону керування зчепленням забезпечують покращення умов роботи водія;

- використання інерції обертальних мас двигуна внутрішнього згоряння дозволяє скоротити час рушання на 33% та зменшити роботу буксування 27%;

- запропонований закон керування зчепленням дозволяє зменшити ривки автотранспортного засобу, що відчуються водієм під час торкання дисків зчеплення та наприкінці їх синхронізації на 90%;

- часткове розвантаження зчеплення наприкінці синхронізації його дисків дозволяє знизити ривок з $0,7 \text{ м/с}^3$ до $0,5 \text{ м/с}^3$;

– при рушанні із виходом на сталу швидкість руху вимикання зчеплення перед синхронізацією дозволяє уникнути перерегулювання швидкості руху на 0,8 км/год.

Отриманий результат підтверджує, що розроблені теоретичні основи системи керування зчепленням механічної трансмісії автотранспортного засобу забезпечують підвищення ефективності його рушання, покращення умов роботи водія та підвищення комфорту під час руху.

5. Встановлено, що похибка моделювання робочого процесу електропневматичного клапану не перевищує 2 % при його відкритті та 5 % при його закритті. Завдяки ідентифікації параметрів передавальних функцій, робочий процес виконавчого пристрою керування зчепленням описано з точністю 2 % порівняно із експериментальними даними. Опис робочого процесу на двох ділянках характеристики максимально точності відрізняється лише запізненням. Отриманий результат підтверджує коректність запропонованої методології формування стабільних вихідних параметрів системи керування зчепленням з врахуванням реакції її елементів.

6. Отримала подальший розвиток методологія формування стабільних вихідних параметрів системи керування зчепленням при дії збурюючих факторів. В результаті експериментальних досліджень, в умовах зміни температури навколишнього середовища, було встановлено, що:

– температурний дрейф сигналів, що проходять через аналогово-цифровий перетворювач електронного блоку керування не перевищує 8 % в межах температур – 45 °С ... +30 °С;

– підвищення температури навколишнього середовища на 100 °С, так само як і збільшення перепаду тиску на електропневматичному клапані вимагає подовження пілотного керуючого імпульсу на 1 мс для збереження стабільності керуючого впливу;

– температура навколишнього середовища не впливає на час відпускання електромагнітного клапану;

- використання сферичного осердя в індукційному датчику положення покращує лінійність його характеристики на 30 % ... 50 %;

- визначення початкової точки характеристики педалі керування з індуктивним датчиком шляхом шунтування живлення дозволяє в 3,6 рази зменшити дрейф точки положення педалі зчеплення при якому відбувається торкання дисків зчеплення та розпочинається рухання автотранспортного засобу в діапазоні температур навколишнього середовища – 55 °С ... +54 °С.

Отриманий результат підтверджує, що розроблена методологія формування стабільних вихідних параметрів системи керування зчепленням сприяє підвищенню стабільності її вихідних параметрів.

7. Зіставлення експериментальних даних із прогнозованим вибігом дозволяє стверджувати про похибку у визначенні 2 % для горизонтальної ділянки дороги та у похибку до 10 % при наявності ухилу дороги.

Отриманий результат підтверджує коректність запропонованого методу обрання раціонального режиму руху автотранспортного засобу.

8. Результати роботи впроваджено:

- в навчальний процес ХНАДУ;
- в Холдинговій компанії «АвтоКрАЗ»;
- в ПрАТ «Вовчанський агрегатний завод»;
- в Полтавському авто агрегатному заводі;
- в Запорізькому автомобілебудівному заводі.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ¹

1. Михалевич, М. Г. (2016). Проблеми фільтрації сигналів у системах керування та збору даних. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету*, 75, 178 – 181.
2. Михалевич, М. Г. (2020). Модель тертя для моделювання робочого процесу сухого фрикційного зчеплення. *Автомобіль і електроніка. Сучасні технології*, 18, 28 – 36.
3. Богомолів, В. А., Клименко, В. И., Ужва, А. В., Михалевич, Н. Г., Сильченко, Н. Н. (2010). Анализ существующих конструкций трансмиссий. *Автомобильный транспорт*, 27, 17 – 21.
4. Богомолів, В. А., Клименко, В. И., Михалевич, Н. Г., Ярита, А. А. (2011). Анализ конструкций исполнительных механизмов управления сцеплением автомобилей. *Автомобильный транспорт*, 29, 52 – 55.
5. Богомолів, В. О., Клименко, В. І., Михалевич, М. Г., Леонтьєв, Д. М., Ярита, О. О., Рябуха, Ю. О., Усков, О. І. (2018). Варіанти реалізації механізму компенсації зносу фрикційних накладок веденого диску зчеплення і його застосування для вантажних автомобілів та автобусів. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*, 14, 51 – 59.
6. Клименко, В. И., Богомолів, В. А., Михалевич, Н. Г., Ярита, А. А. (2013). Пути повышения быстродействия исполнительного механизма электропневматического привода сцепления автомобилей. *Вісник СевНТУ. Серія «Машиноприладобудування та транспорт»*, 142, 73 – 75.
7. Mikhalevich, N., Yarita, A., Turenko, A., Leontiev, D., Gritsuk, I., Bogomolov, V. ... Smieszek, M. (2018). Assessment of Operation Speed and Precision of Electropneumatic Actuator of Mechanical Transmission Clutch Control System. *SAE Technical Paper. 2018-01-1295*. (Scopus, кuartиль Q2).
8. Клименко, В. И., Богомолів, В. А., Михалевич, Н. Г., Ярита, А. А. (2014). Построение статической характеристики механизма выключения сцепления

¹ Оформлено відповідно до стилю API (American Institute of Physics) style.

транспортного средства. *Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»* (серія: Автомобіле- та тракторобудування), 8 (1051), 109 – 113.

9. Клименко, В. И., Богомолов, В. А., Михалевич, Н. Г., Ярита, А. А. (2014). Выбор способа управления рабочим процессом и построение алгоритма управления электропневматическим приводом сцепления. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*, 155, 14 – 20.

10. Yaryta, O. A., Mikhalevich, N. G., Leontiev, D. N., Klymenko, V. I., Bogomolov, V. A., Gritsuk, I. V., Novikova, Y. B. (2018). Features of Controlling Electropneumatic Valves of Actuator to Control its Clutch with Acceleration Valve. *Science and Technique*, 17 (1), 64 – 71. (Web of Science)

11. Клименко, В. І., Михалевич, М. Г., Леонтьев, Д. М., Ярита, О. О., Рябуха, Ю. О. (2017). Моделювання роботи автоматичної системи керування зчепленням. *Автомобільний транспорт*, 41, 49 – 56.

12. Михалевич, М. Г., Богомолов, В. О., Клименко, В. І., Ярита, О. О., Леонтьев, Д. М., Рябуха, Ю. О. (2018). Підвищення точності роботи електропневматичного механізму керування зчепленням транспортних засобів категорій N3 та M3 шляхом використання послідовного розташування електропневматичних клапанів. *Наука і техніка Повітряних Сил Збройних Сил України*, 1(30), 130 – 137.

13. Yarita, A., Mikhalevich, N., Leontiev, D., Gritsuk, I., Bogomolov, V., Klimenko, V., Saravas, V. (2019). Selection of Rational Parameters of Automated System of Robotic Transmission Clutch Control on the Basis of Simulation Modelling. *SAE Technical Paper. 2019-01-0029*. (Scopus, кuartиль Q2).

14. Riabukha, Iu. A., Mikhalevich, N. G., Voronova, E. M., Yarita, A. A., Klimenko, V. I., Kolbasov, A. N. (2018). Clutch operating device with friction lining wear compensation analysis of properties and utilization efficiency. *Автомобільний транспорт*, 43, 26 – 30.

15. Zalohin, M. Yu., Liubarskyi, B. A., Schuklinov, S. N., Mychalevych, M. G., Leontiev, D. N. (2018). Study of Proportional Pressure Modulator on the Basis of Electromagnetic-Type Linear Motor. *Science and Technique*, 17 (5), 440 – 446. (Web of Science)

-
16. Михалевич, Н. Г. (2009). Определение границ равновесия впускного и выпускного мембранного клапана модулятора давления. *Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»*, 47, 133 – 138.
 17. Михалевич, Н. Г., Сильченко, Н. Н. (2018). Усовершенствование параметров модели электродвигателя механизма переключения передач в трансмиссии автотранспортных средств. *Автомобіль і електроніка. Сучасні технології*, 13, 42 – 47.
 18. Михалевич, Н. Г., Сильченко, Н. Н. (2017). Теоретические исследования рабочих процессов в механизме переключения передач. *Збірник наукових праць Харківського національного університету Повітряних Сил*, 1(50), 88 – 91.
 19. Двадненко, В. Я., Михалевич, М. Г. (2016). Режим совместной работы электродвигателя и ДВС в конверсионном гибридном автомобиле. *Автомобільний транспорт*, 39, 80 – 85.
 20. Клименко, В. И., Михалевич, Н. Г. (2009). Уточнение методики определения статической точности электропневматического тормозного привода и требований к его статической характеристике. *Автомобільний транспорт*, 24, 27 – 32.
 21. Туренко, А. Н., Шуклинов, С. Н., Михалевич, Н. Г. (2012). Моделирование динамики колесной машины с адаптивным электропневматическим приводом тормозов. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету*, 56, 66 – 74.
 22. Клименко, В. И., Богомолов, В. О., Михалевич, М. Г., Леонтьев, Д. М. (2018). *Автоматизація механічної трансмісії автобусів та вантажних транспортних засобів: монографія*. Харків: ХНАДУ.
 23. Богомолов В.О., Клименко В.И., Михалевич М.Г., Леонтьев Д. М. Ярита О.О., Сильченко М.М. (2018). *Розробка адаптивних систем керування трансмісією: монографія*. Харків: ХНАДУ.
 24. Михалевич, Н. Г., Ярита, А. А. (2016). Обоснование ступенчатости характеристики максимальной точности механизма управления сцеплением. *Совершенствование организации дорожного движения и перевозок пассажиров и*

грузив. Сборник научных трудов по результатам МНПК «Безопасность дорожного движения», 446 – 452.

25. Клименко, В. И., Михалевич, Н. Г., Рябуха, Ю. А. (2017). *Механизм управления сцеплением с компенсацией износа фрикционных накладок*, Анализ свойств и эффективности использования. Перспективы развития дорожно-транспортных и инженерно-коммуникационных інфраструктур. Сборник материалов международной конференции. Ташкент.

26. Богомоллов, В. О., Кліменко, В. І., Михалевич, М. Г., Леонтьєв, Д. М., Ярита, О. О., Сільченко, М. М. (2019). *Автоматизована система керування механічною трансмісією спеціальних та військових автомобілів*, Службово-бойова діяльність Національної гвардії України: сучасний стан, проблеми та перспективи, Секція 2. Технічне та тилове забезпечення службово-бойової діяльності Національної гвардії України: сучасний стан, проблеми та перспективи. Збірник тез доповідей науково-практичної конференції. Харків: Національна Академія Національної гвардії України.

27. Михалевич, Н. Г., Ярита, А. А. (2014). *Разработка алгоритма для управления электропневматическим приводом сцепления*, Новейшие технологии развития конструкции, производства, эксплуатации, ремонта и экспертизы автомобиля. Тезисы докладов международной научно-практической конференции по случаю Дня автомобилиста и дорожника. Харьков: ХНАДУ.

28. Михалевич, М. Г., Ярита, О. О. (2019). *Дослідження характеристик розробленого датчика положення педалі зчеплення під дією низьких температур*, Сучасні технології на автомобільному транспорті та машинобудуванні. Міжнародна науково-практична конференція. Харків: ХНАДУ. 15-18 жовтня 2019 р. С. 37 – 39.

29. Михалевич, М. Г., Дзюбенко, О. А., Ярита, О. О. (2020). *Дослідження впливу температури на роботу електромагнітного клапана*, Сучасні тенденції розвитку автомобільного транспорту та галузевого машинобудування. Наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції присвяченої 90-річчю Харківського

автомобільно-дорожнього університету та 90-річчю автомобільного факультету. Харків: ХНАДУ. 16-18 вересня 2020 р. с. 25 – 28.

30. Михалевич, Н. Г., Щербинка, А. В. (2015). *Аналіз динаміки розгону швидкісного автомобіля класу Е-8, що оснащено різними варіантами трансмісій*, Новітні технології в автомобілебудуванні та на транспорті. Наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції присвяченої 85-річчю заснування ХНАДУ та 85-річчю автомобільного факультету та з нагоди Дня автомобіліста і дорожника. Харків: ХНАДУ. 15-16 жовтня 2015 р. м. Харків. С. 47 – 48.

31. Михалевич, М. Г. (2020). *Модель тертя для моделювання робочого процесу сухого фрикційного зчеплення*, Автомобіль і електроніка. Сучасні технології. VII-міжнародна науково-технічна інтернет-конференція. Харків. 23-24 листопада 2020 р. Харків. с. 81 – 82.

32. Михалевич, М. Г. (2020). *Оптимізація керуючих впливів на електропневматичний клапан виконавчого пристрою керування зчепленням*, Всеукраїнська науково-практична конференція здобувачів вищої освіти і молодих учених. Харків. 25 листопада 2020 р. 1.14. с. 1 – 2.

33. Михалевич, М. Г., Гурко, О. Г., Ткачов, Д. І. . *Ідентифікація математичної моделі елементів електромеханічної трансмісії автомобіля*, Всеукраїнська науково-практична конференція здобувачів вищої освіти і молодих учених. Харків. 25 листопада 2020 р. 1.09. с. 1 – 6.

34. Прискорювальний клапан: пат. 109503 Україна, № а 2014 05006, Клименко В. І., Богомолів В. О., Михалевич М. Г., та ін.; опубл. 25.08.2015. (Патент на винахід)

35. Підсилювач приводу зчеплення автотранспортного засобу: пат. 119918 Україна, № а 2017 09695, Богомолів В. О., Клименко В. І., Михалевич М. Г., та ін.; опубл. 27.08.2019. (Патент на винахід)

36. Naunheimer, H., Bertshe, B., Ryborz, J., Novak, W. (2011). *Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application* (2 edition). Springer.

-
37. Ngo, D. V. (2012). *Gear shift strategies for automotive transmissions*. Technische Universiteit Eindhoven. <https://doi.org/10.6100/IR735458>.
 38. Программа самообучения 390 «7-ступенчатая коробка передач со сдвоенным сцеплением 0AM». Retrieved from http://www.help4auto.com/download/ssp/390_7-stup.%20KP%200AM.pdf.
 39. Heath, R. Zeroshift. (2007). A seamless Automated Manual Transmission (AMT) with no torque interrupt. *SAE Technical Paper 2007-01-1307* <https://doi.org/10.4271/2007-01-1307> Retrieved from <http://www.zeroshift.com/pdf/A%20Seamless%20Automated%20Manual%20Transmission%20With%20No%20Torque%20Interrupt.pdf>.
 40. Программа самообучения 221. Механическая коробка передач DS 085 с электронным управлением. Устройство и принцип действия. Retrieved from https://www.autodela.ru/assets/files/books/VW/1/221_MKP_DS085.pdf.
 41. Михалевич, М. Г. (2015). Аналіз динаміки розгону швидкісного автомобіля класу Е-8, оснащеного різними варіантами трансмісії. *Автомобильный транспорт*, 37. 111 – 115.
 42. Руктешель, О. С., Соломахо, В. Л., Кусяк, В. А., Филимонов, А. А. (2006). Сравнительные показатели коробок передач грузовых автомобилей. *Грузовик&*. 12, 21 – 27.
 43. Кусяк, В. А., Руктешель, О. С. (2015). *Проектирование автоматизированных мехатронных систем управления силовым агрегатом грузовых автомобилей и автопоездов: монография*. Минск: БНТУ.
 44. Coombes, P., Rogers, D. (2006). *Hillier's Fundamentals of Motor Vehicle Technology* (5th edition Book 2). *Powertrain Electronics V.A.W. Hillier*. United Kingdom, Nelson Thornes Ltd.
 45. European Roadmap Hybridisation of Road Transport. ERTRAC Expert Group Enabling Technologies. Retrieved from https://www.ertrac.org/uploads/documents_publications/Roadmap/Hybridisation%20of%20Road%20Transport.pdf (Дата звернення 15.02.2020).

-
46. Бухарин, Н. А., Прозоров, В. С., Щукин, М. М. (1973). *Автомобили. Конструкция, нагрузочные режимы, рабочие процессы, прочность агрегатов автомобиля: Учебное пособие для вузов*. Л.: Машиностроение.
47. Гируцкий, О. И., Есеновский-Лашков, Ю. К., Поляк, Д. Г. (2000). *Электронные системы управления агрегатами автомобиля*. М.: Транспорт.
48. Емельянов, Е. П. (2007). *Исследование динамики управляемого электромеханического привода сцепления автомобиля*. (Дис. канд. техн. наук). Курский государственный технический университет, Курск.
49. Румянцев, Л. А. (1975). *Проектирование автоматизированных автомобильных сцеплений*. М.: Машиностроение.
50. Ярита, О. О. (2017). *Вдосконалення електропневматичного приводу зчеплення великовантажних автомобілів та автобусів*. (Дис. канд. техн. наук). Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Харків.
51. Adaptive shift control method/system for modifying engine delay rate or vehicle coast deceleration during upshifts: pat. 5489247 USA, №226749, R.K. Markyvech, R.A. Graves; date of patent 06.02.1996.
52. Electronic Clutch Actuator. Инструкция по эксплуатации и ремонту. Відновлено з <http://www.7detalei.ru/downloadfile.ashx?DataID=fc30179f-69b3-11e0-9cb6-20cf303d0a66> (Дата звернення 21.02.2020).
53. Абрамович, Б. А. (2007). *Безопасность человека при ускорениях*. М.: Книга.
54. Нужный, В. В. (1996). *Разработка электропневматического тормозного привода автотранспортного средства*. (Дис. канд. техн. наук). Донецкий государственный технический университет, Донецк.
55. ООО «Кора». (2006). *Электропневматический привод коробки передач Модель ЭПП.12 Руководство по эксплуатации*. Відновлено з <http://www.kora.ru.production/electropneumatic-drive/complete> (Дата звернення 17.05.2010)
56. Кусяк, В. А., Белевич, А. В. (2012). Автоматизированный привод управления фрикционным сцеплением с дублирующим пневмогидравлическим контуром.

Вісник СевНТУ. зб. Наук пр. Серія: Машиноприладобудування та транспорт, 134/2012, С. 154 – 157.

57. Пневмогідравлічний підсилювач приводу зчеплення транспортного засобу: пат. 84816 Україна, № а 2007 12578, Богомолів В. О., Клименко В. І., Антоненко О. А., та ін.; опубл. 25.11.2008.

58. Пильгуй, В. Б. *Совершенствование мембранных исполнительных механизмов тормозного привода автомобилей.* (Дис. канд. техн. наук). Харьковский государственный автомобильно-дорожный технический университет, Харьков.

59. Туренко, А. Н., Богомолів, В. А., Клименко, В. И., Кирчатый. В. И. (2000). *Повышение эффективности торможения автотранспортных средств с пневматическим тормозным приводом.* Харьков: ХГАДТУ.

60. Ярита, А. А. (2014). Влияние износа фрикционных накладок на быстродействие электропневматического привода управления сцеплением. *Праці Одеського політехнічного університету, Машинобудування. технологія металів. Матеріалознавство*, 1(43), 45 – 49

61. Александров, М. П., Лысяков, А. Г., Федосеев, В. Н., Новожилов, М. В. (1985). *Тормозные устройства: Справочник.* М. П. Александров (Ред.). М.: Машиностроение.

62. Гуревич, Л. В., Меламуд, Р. Д. (1978). *Тормозное управление автомобиля.* М.: Транспорт.

63. Пневмогідравлічний підсилювач приводу зчеплення транспортного засобу: пат. 114423 Україна, № а 2015 02326, Лукашик М. А., Лопанчук М. М., Река О. М., та ін; опубл. 12.06.2017.

64. Пневмогідравлічний підсилювач приводу зчеплення: пат. 136517 Україна, № а 2019 01730, Богомолів В. О., Клименко В. І., Михалевич М. Г., та ін, опубл. 27.08.2019.

65. Clutch system for passenger car up to 800 Nm. ZF Driveline and Chassis Technology. Retrieved from

- https://www.zf.com/master/media/en/corporate/m_zf_com/company/download_center/products/passenger_cars/kupplungssystemefrpkwbis800nm.pdf (Дата звернення 15.02.2020)
66. Wagner, U., Berger, R., Ehrlich, M., Homm, M. (2006) Electromotoric actuators for double clutch transmissions – Best efficiency by itself. *LuK Symposium 2006*. 137 – 153.
67. Mueller, B., Rathke, G., Grethel, M., Man L. (2010). Transmission Actuators. *Schaeffler SYMPOSIUM*, 360 – 377.
68. Kroll, J., Hausner, M., Seebacher, R. (2014). Mission CO2 Reduction. The future of the manual transmission. *Schaeffler SYMPOSIUM*, 56 – 77.
69. Баханович, А. Г., Руктешель, О. С., Кусяк, В. А., Гурин, А. Н. (2015). Реализация концепции электронного управления при автоматизации дизельного двигателя с механической топливоподачей. *Новости науки и технологий*, 1(32), 11 – 18.
70. Кусяк, В. А. (2014). Исследование зависимости диапазона управления исполнительным механизмом дизельного двигателя от частоты генерируемого ШИМ-сигнала. *Вестник Белорусско-российского университета. Сер. Машиностроение*, 3(44), 35 – 43.
71. Баханович, А. Г., Кусяк, В. А., Филимонов А. А., (2013). *Электронное управление пневматическим приводом регулятора ТНВД*, материалы Международной науч.-техн. конф. «Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии». Могилев: Белорусско-российский ун-т.
72. Руктешель, О.С., Кусяк, В.А., Белевич, А.В., Луцкий, В.И. (2014). Использование стратегии DSAC при трогании автопоезда с места в автоматическом режиме работы силового агрегата. *Вестник ГГТУ им. Сухого*, 3(58), 28 – 35.
73. Product Catalogue 2018-2019 edition Rev. 011. Pneumatic and electronic systems for commercial vehicle. System Specific workshop equipment. Retrieved from <https://ww.knorr-bremsecvs.com> (Дата звернення 22.02.2020).
74. Михалевич, Н. Г. (2009). *Совершенствование электронпневматических аппаратов тормозного привода автотранспортных средств*. (Дис. канд. техн. наук). Харьковський національний автомобільно-дорожній університет, Харків.

-
75. Красюк, А. Н. (2011). *Совершенствование электронно-пневматической тормозной системы автотранспортных средств*. (Дис. канд. техн. наук). Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, Харьков.
76. Каталог-прайс производственно-комерческой фирмы ЭЛКОС «Двигатели Fulling Motor», Шаговые двигатели, драйверы управления, бесколлекторные двигатели, мотор-редукторы. Відновлено з http://www.elkos.com.ua/catalog_mcat_17.html (Дата звернення 23.02.2020).
77. ConAct. Pneumatic clutch actuation. Retrieved from https://www.zf.com/products/en/trucks/products_29275.html. (Дата звернення 22.02.2020).
78. Михалевич, М. Г. (2020). *Зчеплення автотранспортних засобів. Математичне моделювання та автоматизація: монографія*. Харків: ХНАДУ
79. Online Catalogue WABCO. WABCO-inform. Retrieved from <http://www.wabco-auto.com>.
80. Сысоева, С. А. (2005). Автомобильные датчики положения. Современные технологии и новые перспективы. Часть 13. Магнитостриктивные преобразователи — актуальные измерители линейных и нелинейных перемещений и детекторы крутящего момента. *Компоненты и технологии*, 6, 12.
81. Russell, J. (2001). Magnetostrictive Position Sensors Enter the Automotive Market. *Sensors*.
82. Magnetostriction in Automotive Position Measurement. Retrieved from <http://www.mtssensors.com/pdfs/550947.pdf> (Дата звернення 19.03.2020).
83. Magnetostrictive Linear-Position Sensors. Retrieved from https://www.controldesign.com/assets/wp_downloads/pdf/mts_sensors.pdf. (Дата звернення 26.04.2020).
84. Nyce D. S. (2004). *Linear Position Sensors: Theory and Application*. Wiley US.
85. How do magnetostrictive sensors work. Retrieved from <https://www.linearmotiontips.com/how-do-magnetostrictive-sensors-work> (Дата звернення 17.03.2020).

-
86. ECAS в грузовых автомобилях Описание системы и инструкции по установке. Издание 2. WABCO 2007. Відновлено з www.wabco-auto.com (Дата звернення 23.02.2020).
87. Welter, R., Herrmann, T., Honselmann, S., Keller J. (2010). Clutch Release Systems. *Schaeffler SYMPOSIUM*, 94 – 111.
88. Сысоева, С. А. (2005). Автомобильные датчики положения. Современные технологии и новые перспективы. Часть 5. Новые перспективы бесконтактных угловых измерений в диапазоне угла 360 градусов: снова датчики Холла – угловые магнитные энкодеры. *Компоненты и технологии*, 6, 12.
89. ДСТУ ISO 16121-1:2014 Колісні транспортні засоби. Ергономічні вимоги до робочого місця водія автобуса загального призначення. Частина 1. Загальний опис, основні вимоги (ISO 16121-1:2012, IDT). Відновлено з <http://csm.kiev.ua/nd/nd.php?b=1&z=%D0%9A%D0%BE%D0%BB%D1%96%D1%81%D0%BD%D1%96%20%D1%82%D1%80%D0%B0%D0%BD%D1%81%D0%BF%D0%BE%D1%80%D1%82%D0%BD%D1%96%20%D0%B7&l=60> (Дата звернення 14.02.2020).
90. Рынкевич, С. А. (2009). *Новые технологии и проблемы науки на транспорте: монография*. Могилев: белорус.-рос. ун-т.
91. Соснин, Д. А., Яковлев, В. Ф. (2005). *Новейшие автомобильные электронные системы: учеб. пособие*. М.: Солон–Пресс.
92. Automotive Buses and Vehicle Bus Description (Ed. Leroy Davis). Retrieved from http://www.interfacebus.com/Design_Connector_Automotive.html (Дата звернення 23.02.2020).
93. ISO 11519-2 –1994, TC/SC: TC 22/SC 3, ICS 4 3.040.15. Road vehicles. Low speed serial data communication. Part 2: low-speed controller area network (CAN).
94. ISO 11898-3 –2006, TC/SC: TC 22/SC 3, ICS 4 3.040.15. Road vehicles. Controller area network (CAN). Part 3: Low-speed, fault tolerant, medium-dependent interface.

-
95. ISO 11898/Adm 1 – 1995, TC/SC: TC 22/SC 3, ICS 4 3.040.15. Road vehicles. Interchange of digital information. Controller area network (CAN) for high-speed communication.
96. ISO 11898-2 –2003, TC/SC: TC 22/SC 3, ICS 4 3.040.15. Road vehicles. Controller area network (CAN). Part 2: High- speed medium access unit.
97. ISO 11898-5 –2007, TC/SC: TC 22/SC 3, ICS 4 3.040.15. Road vehicles. Controller area network (CAN). Part 5: High-speed medium access unit with low-power mode.
98. Garofalo, F., Glielmo, L., Iannelli, L., Vasca, F. (2001). *Smooth Engagement for Automotive Dry Clutch*, in proc. 40th IEEE Conf. Decision and Control. Orlando.
99. Serrarens, A., Dassen, M., Steinbuch, M. (1999). *Simulation and control of an automotive dry clutch*, in Proc. of the 2004 American Control Conference. Boston, Massachusetts.
100. *Автомобильный справочник* (Пер. с англ. – 2 изд. перераб. и доп.). (2004). М.: ЗАО КЖИ «За рулём».
101. Performance and quality in products and technologies from ZF. Retrieved from zf.com/mobile/en/technologies/technologies.html (Дата звернення 05.03.2020).
102. Кисуленко, Б. В. и др. (2004). *Краткий автомобильный справочник. Легковые автомобили. Часть 1* (Т. 3). М.: Трансконсалтинг.
103. Кисуленко, Б. В. и др. (2004). *Краткий автомобильный справочник. Легковые автомобили. Часть 2* (Т. 3). М.: Трансконсалтинг.
104. Кисуленко, Б. В. и др. (2002). *Краткий автомобильный справочник. Автобусы* (Т. 1). М.: Трансконсалтинг.
105. Кисуленко, Б. В. и др. (2004). *Краткий автомобильный справочник. Грузовые автомобили* (Т. 2). М.: ИПЦ «Финпол».
106. Грифф, М. И., Венгеров, И. А. и др. (2004). *Краткий автомобильный справочник. Справ. изд в 5 томах. Специальные и специализированные автотранспортные средства. Часть 1: Фургоны, самосвалы, платформы, тягачи специальные, прицепы-ропуски, России и СНГ* (Т. 4). М.: Автополюс-плюс.

-
107. Шуклинов, С. Н. (2013). *Теоретические основы адаптивного управления торможением колесных машин*. (Дис. док. техн. наук). Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, Харьков.
108. Kim, J., Choi. S. B. (2010). *Control of Dry Clutch Engagement for Vehicle Launches via a Shaft Torque Observer*, American Control Conference Marriott Waterfront. Baltimore, MD, USA.
109. Бухарин, Н. А. (1950). *Тормозные свойства автомобилей*. М.: Машгиз.
110. Беленький, Ю. Б. (1963). О требованиях к тормозным свойствам автомобиля. *Автомобильная промышленность*, 5, 26 – 28.
111. Kiencke, U., Nielsen, L. (2005). *Automotive Control Systems. For Engine, Driveline, and Vehicle* (Second edition). Springer-Verlag Berlin Heidelberg.
112. Кретов, А. В., Есаков, А. Е., Минаев, В. В. (2009). *Оценка влияния погрешностей измерений датчиков на качество управления автоматических приводов фрикционных сцеплений*, Материалы 65-ой Международной научно-технической конференции Ассоциации автомобильных инженеров (ААИ) «Приоритеты развития отечественного автотракторостроения и подготовки инженерных и научных кадров» Международного научного симпозиума «Автотракторостроение-2009». Москва: МГТУ «МАМИ».
113. Красневский, Л. Г., Белевич, А. Б., Кусяк В. А. и др. (2011). *Управление фрикционным сцеплением на основе ШИМ-сигнала с однопараметрической обратной связью*, материалы международной науч.-техн. конф. «Перспективные приводные системы, трансмиссии и роботехнические комплексы». Могилёв: Белорусско-российский ун-т.
114. Руктешель, О. С., Соломахо, В. Л., Кусяк, В. А, Филимонов, А. А. (2010). Определение пороговых значений параметра обратной связи при широтно-импульсном управлении сцеплении. *Вестник восточнукраинского национального ун-та им. В. Даля*, 6(148), 97 – 101.

-
115. *Теоретичні основи створення автоматизованої системи керування механічною трансмісією спеціальних та військових автомобілів: звіт про НДР.* (2018). (№ 03-53-17, Др. 0117U002403). Харків: ХНАДУ.
116. Захарик, Ю. М. (2004). Комплексный закон управления сцеплением. *Автомобильная промышленность*, 9, 23 – 25.
117. Гришкевич, А. И., Бусел, Б. У., Бутусов Г. Ф. и др. (1984). *Проектирование трансмиссий автомобилей: Справочник.* А. И. Гришкевич (Ред.). М.: Машиностроение.
118. Кретов, А. В., Есаков, А. Е. (2009). Определение загрузки сцепления автомобиля на основе экспериментальных данных. *Известия МГТУ «МАМИ»*, 1(7), 41 – 46.
119. Ni, C., Lu, T., Zhang, J. (2009). Gearshift control for dry dual-clutch transmissions. *WSEAS TRANSACTIONS on SYSTEMS*, 11, (8), 1177 – 1186.
120. Туренко, А. Н., Богомолов, В.А., Клименко, В.И., Логвинов, В.П. (2000). Анализ времени включения сцепления транспортного средства с пневмогидравлическим усилителем. *Вестник Харьковского государственного политехнического университета*, 124, 17 – 122.
121. Логвинов, В. П. (2001). *Разработка и исследование пневмогидравлического усилителя привода управления сцеплением большегрузного автомобиля.* (Дис. канд. техн. наук). Харьковский государственный автомобильно-дорожный технический университет, Харьков.
122. Захарик, Ю. М., Руктешель, О. С. (2004). Обоснование параметров динамической системы машинного агрегата в отношении исследования режимов управления сцеплением. *Весці нацыянальнай акадэміі навук Беларусі. Серыя фізіка-тэхнічных навук*, 4, 54 – 56.
123. Myklebust, A. (2014). *Dry Clutch Modeling, Estimation, and Control.* Doctoral Dissertation. №. 1612, Linköping, Sweden.

-
124. Watson, M., Byington, C., Edwards D., Amin S. (2005). Dynamic Modeling and Wear-Based Remaining Useful Life Prediction of High Power Clutch Systems. *STLE Tribology Transactions*, 48 (2), 208 – 217.
125. Bataus, M., Maciac, A., Oprean, M., Vasiliu, N. (2011). Automotive clutch models for real time simulation. *THE PUBLISHING HOUSE OF THE ROMANIAN ACADEMY PROCEEDINGS OF THE ROMANIAN ACADEMY*, 12, 109 – 116.
126. Watechagit, S. (2004). *Modeling and estimation for stepped automatic transmission with clutch-to-clutch shift technology*. (Dissertation ... Doctor of Philosophy: Mechanical Engineering). Sarawoot Watechagit, Ohio.
127. Runde, J. (1986). *Modelling and Control of an Automatic Transmission* (M.S.M.E. Thesis), Department of Mechanical Engineering, M.I.T.
128. Senatore, A., Ruggiero, A., Pisaturo, M. (2013). Models for pressure control of automated dry clutches: temperature influence on frictional and elastic behaviour. *ACTA TECHNICA CORVINIENSIS – Bulletin of Engineering*, 4 (4), 55 – 58.
129. Andersson, S., Soderberg, A., Bjorklund, S. (2007). Friction models for sliding dry, boundary and mixed lubricated contacts. *Tribology International*, 40, 580 – 587.
130. Karnopp, D. (1985). Computer simulation of stick/slip friction in mechanical dynamic systems, *Trans. ASME, J. of Dynamic Systems, Measurement and Control*, 107, 100 – 103.
131. Canudas-De-Wit, C. (1998). Comments on «A New Model for Control of Systems with Friction. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 43 (8), 1189 – 1190.
132. Dupont, P., Hayward, V., Armstrong, B., Altpeter, F. (2002). Single State Elastoplastic Friction Models. *IEEE TRANSACTIONS ON AUTOMATIC CONTROL*, 47 (5), 787 – 792.
133. Миловзоров, В. П. (1983). *Электромангитные устройства автоматики*. М.: Высшая школа.
134. Сливинская, А. Г. (1972). *Электромагниты и постоянные магниты*. М.: Энергия.

-
135. Тер-Акопов, А. К. (1965). *Динамика быстродействующих электромагнитов*. М. Л.: Энергия.
136. Байбузов, А. В., Букашев, Ф. И. (2009). Принципы проектирования электромагнитных клапанов с форсированным электромагнитом. *Вестник Новгородского государственного университета*, 50, 51 – 52.
137. Ряшенцев, Н. П., Тимошенко, Е. М. (1965). О расчёте тягового усилия электромагнита. *Известия Томского ордена трудового красного знамени политехнического института имени С.М. Кирова*, 129, 162 – 172.
138. О.Б. Буль. (2005). *Методы расчёта магнитных систем электрических аппаратов. Магнитные цепи, поля и программа FEMM: Учебное пособие*. Москва. ACADEMIA.
139. Huang, S., Zhang, F., Liu, Y., & Guo, Q. (2019). A dynamic simulation of the circuit breaking electromagnetic system with a drive circuit. *Advances in Mechanical Engineering*, 11 (3), 1–9. <https://doi.org/10.1177/1687814019828564>
140. Hoffmann J., Hafner C., Leidenberger P., Hesselbarth J., Burger S. (2009). Comparison of electromagnetic field solvers for the 3D analysis of plasmonic nanoantennas, *Proc. SPIE 7390, Modeling Aspects in Optical Metrology II*, 73900J. <https://doi.org/10.1117/12.828036>
141. WABCO Celebrates 5M AMTs Sold Worldwide. Retrieved from <https://www.wabco-auto.com/ru-RU/News-Events/News/2019/How-Automated-Manual-Transmission-Control>. (Дата звернення 21.02.2020).
142. OptiDrive. Retrieved from <https://www.wabco-auto.com/emea/Our-Solutions/Off-Highway-solutions/Off-Highway-Efficiency/Driveline-Control-Solutions/OptiDrive> (Дата звернення 27.02.2020).
143. ZF Easyshift. Electro-pneumatische Schaltung (ES), ZF Semishift. Semiautomatic mit electro-pneumatischer Schaltung (SES), ZF Ecoshift. Automatisierte Vorwahl-Schaltung (AVS), ZF Autoshift. Automatische Schaltung (AS) (проспект фирмы Zahnradfabric. Германия).

-
144. Product Overview. Truck & Van Driveline Technology. Retrieved from https://www.zf.com/master/media/corporate/m_zf_com/company/download_center/products/trucks/TT_Product_Overview_201812_DE_EN_LowRes.pdf (Дата звернення 12.02.2020).
145. Experiencing Dynamics – reliably. Retrieved from https://www.zf.com/master/media/corporate/m_zf_com/company/download_center/products/trucks/zf_bro tn 2014_en.pdf. (Дата звернення 12.02.2020).
146. Сильченко, М. М. (2019). *Вдосконалення автоматизованої системи керування механічною коробкою передач транспортних засобів категорії N3 та M3*. (Дис. канд. техн. наук). Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Харків.
147. Тверсков, Б. М. (2005). Коробки передач WSK без сцепления и синхронизаторов. *Автомобильная промышленность*, 4.
148. WABCO OptiDrive AMT. A game-changing technology that raises the bar on fuel efficiency, driver comfort, efficiency and safety factors. Retrieved from <http://www.motorindiaonline.in/aftermarket/wabco-optidrive-amt-2/>. (Дата звернення 19.02.2020).
149. Reset and configurationes techniques. Automotive Training Courses TRAINER manual. Retrieved from <http://www.texaedu.com>. (Дата звернення 25.02.2020).
150. Фучаджи, К. С. (1997). *АВТОМОБИЛЬ ЗАЗ-968М "Запорожец"*. *Многокрасочный альбом*. Москва: Третий Рим.
151. eClutch saves fuel and makes driving easier. Retrieved from <https://www.bosch-presse.de/pressportal/de/en/eclutch-saves-fuel-and-makes-driving-easier-42266.html> (Дата звернення 02.02.2020).
152. Raicam's eClutch system breaks the mechanical link between the clutch pedal and the clutch itself, in manual transmission vehicles. Retrieved from <https://www.raicam.com/e-clutch> (Дата звернення 18.01.2020).
153. Dr. Welter, R., Kneißler, M. (2018). The Manual Transmission Has a Future. E-Clutch and Hybridization. *Schaeffler SYMPOSIUM*, 162 – 175.

154. Müller, B., Grethel, M., Gückler, M. (2018). Innovative Power-on-Demand Concepts for Transmission Actuation. *Schaeffler SYMPOSIUM*, 224 – 238.
155. Ярита, А. А. (2014). *Влияние износа фрикционных накладок на быстродействие электронневматического привода управления сцеплением*, Труды Одесского политехнического университета: Научный и научно-производственный сборник. Одесса.
156. Oh J., Choi S. B., Chang Y. J., Eo J. S. (2017). Engine clutch torque estimation for parallel-type hybrid electric vehicles. *International Journal of Automotive Technology*, 18 (1). 125–135. doi 10.1007/s12239-017-0013-9.
157. Ding, J., Jiao, X. (2020). A Novel Control Method of Clutch During Mode Transition of Single-Shaft Parallel Hybrid Electric Vehicles. *Electronics*, 9(1), 54. <https://doi.org/10.3390/electronics9010054>.
158. Li L., Wang X., Hu X., Chen Z. (2016). *A Modified Predictive Functional Control with Sliding Mode Observer for Automated Dry Clutch Control of Vehicle*. J. Dyn. Syst. Meas. Control 2016. <http://dx.doi.org/10.1115/1.4032830>.
159. Wang Sh., Liu Y., Cai T. (2019). *Clutch Control Strategy of Driving Mode Transition for P2 Hybrid Electric Vehicle*, ICMEAS 2018. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 470. IOP Publishing. doi:10.1088/1757-899X/470/1/012003.
160. Dong, P. (2015). *Optimized Shift Control in Automatic Transmissions with respect to Spontaneity, Comfort, and Shift Loads*. (Dissertation...Doktor-Ingenieur). Bochum.
161. Барский, И. Б., Борисов, С. Г., Галягин В. А. и др. (1989). *Сцепления транспортных и тяговых машин*. Ф.Р. Геккера и др. (Ред.). М.: Машиностроение.
162. Dolcini, P. J., Canudas de Wit, C., Béchart, H. (2010). *Dry Clutch Control for Automotive Applications*, Springer London Dordrecht Heidelberg New York. Springer-Verlag London Limited. DOI 10.1007/978-1-84996-068-7.
163. Абрамчук, Ф. І., Гутаревич, Ю. Ф., Долганов, К. Є., Тимченко, І. І. (2004). *Автомобільні двигуни: Підручник*. К.: Арістей.
164. Марченко, А. П., Рязанцев, М. К., Шеховцов, А. Ф. (2004). *Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах (Т. 3). Комп'ютерні системи*

керування ДВЗ. А. П. Марченка та засл. діяча науки України проф.. А.Ф. Шеховцова (Ред.). Харків: Прапор.

165. Моргулис, Ю. Б. (1972). *Двигатели внутреннего сгорания. Теория, конструкция и расчёт* (2-е изд.). М., «Машиностроение».

166. Laschet, A. (1988). *Simulation von Antriebssystemen*. Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, New York.

167. Петунин, В. П. (1990). *Особенности нагружения и пути снижения крутильных колебаний в трансмиссии переднеприводного легкового автомобиля с дизелем*. (Дис. канд. техн. наук). Научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт, Москва.

168. Fisher, Berger. (1998). *Automation of Manual Transmission*, 6th LuK Symposium, LuK.

169. ABDULLAH, O. I., SCHLATTMANN, J. (2016). *Thermal behavior of friction clutch disc based on uniform pressure and uniform wear assumptions*, Friction 4 (3). doi 10.1007/s40544-016-0120-z.

170. Kern, R. H., Gao, C.-T., Nitsche, R. (1995). Reibkraftkompensation mittels Fuzzy-Logik. *Automatisierungstechnische Praxis*, 37, 50 – 60.

171. Хлебалин, Н. А., Костиков, А. Ю. (2003). *Моделирование трения и компенсация его негативного влияния в процедуре автоматизированной настройки регулирующего устройства технологической машины*, Тр. международ. конф. «Идентификация систем и задачи управления» SICPRO'2003. Москва: ИПУ РАН.

172. Armstrong, B. (1995). *Challenges to Systematically Engineered Friction Compensation*, Proc. of IFAC Workshop on Motion Control. Munich.

173. Крагельский, И. В., Гитис, Н. В. (1987). *Фрикционные автоколебания*. М. Наука.

174. Солодовников, В. В. (Ред.). (1967). *Техническая кибернетика*. М.: Машиностроение.

175. Хлебалин, Н. А., Костиков, А. Ю. (2000). *Библиотека моделей трения в Simulink (опыт создания и использования)*, Труды II научной конференции

«Проектирование инженерных и научных приложений в среде MATLAB». Секция 5. Моделирование в Simulink.

176. Ritter, C. S., Valdiero, A. C., Andrighetto, P. L., Zago, F., Endler, L. Nonlinear characteristics systematic study in pneumatic actuators. *ABCM Symposium Series in Mechatronics*, 4, 818 – 826.

177. Swevers, J., Al-Bender, F., Ganseman, C.G., Prajogo T. (2000). An integrated friction model structure with improved presliding behavior for accurate friction compensation. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 45 (4), 675 – 686.

178. Sfarni, S., Bellenger, E., Fortin, J., Malley, M. (2000). Numerical modeling of automotive riveted clutch disc for contact pressure verification. Retrieved from <https://www.semanticscholar.org/paper/NUMERICAL-MODELING-OF-AUTOMOTIVE-RIVETED-CLUTCH-FOR-Sfarni-Bellenger/7f3463e5970637889fa313b2d47e7255d80b3792> (Дата звернення 15.05.2020).

179. Федосьев, В. И. (1973). *Избранные задачи и вопросы по сопротивлению материалов*. М.: Наука.

180. Малаховский, Я. Э., Лапин, А. А. (1960). *Сцепления*. М.: Машгиз.

181. Геккер, Ф. Р. (1971). Расчёт упругих систем с тарельчатыми пружинами. *Вестник машиностроения*. 9, 16 – 17.

182. Бомбенков, А. А., Геккер, Ф. Р. (1981). Упругофрикционная характеристика устройства, включающую тарельчатую пружину. *Изв. вузов. Машиностроение*, 5, 43 – 47.

183. Геккер, Ф. Р., Боровкова, Е. В., Петров, Ю. Н. (1976). Экспериментальные исследования распределений напряжений в разрезных тарельчатых пружинах. *Известия вузов. Машиностроение*, 5, 40 – 44.

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

185. Сцепление моделей MFZ-430, MFZ-350. Техническая характеристика, техническое обслуживание и ремонт. 16 с. Відновлено з URL: <https://autodnevnik.com/docs/index-2829.html?page=6> (Дата звернення 21.02.2020).

-
186. Волков, В. П. (2003). *Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: Навч. посібник*. Харків. ХНАДУ.
 187. Sandberg, T. (2001). *Heavy Truck Modeling for Fuel Consumption Simulations and Measurements*. (Thesis №.924), Linköping.
 188. Туренко, А. Н., Клименко, В. И., Ужва, А. В. и др. (2016). *Экспериментальные исследования динамики спортивного автомобиля с элементами пассивной безопасности и несущей системой из композитных материалов*. Харків: ХНАДУ.
 189. Pacejka, H. B. (2006). *Tyre and Vehicle Dynamics* (2nd ed). Oxford, United Kingdom: Butterworth-Heinemann.
 190. Fors, V. (2020). *Autonomous Vehicle Maneuvering at the Limit of Friction*. (Linköping Studies in Science and Technology Dissertations No. 2102). Sweden.
 191. ISO 9948:1992. Truck and bus tyres — Methods of measuring rolling resistance
 192. ISO 18164:2005. Passenger car, truck, bus and motorcycle tyres — Methods of measuring rolling resistance
 193. Helgeland, E. (2008). *Sliding Mode Control of an Electro-Pneumatic Clutch Actuator*. Norwegian University of Science and Technology.
 194. Xue, D., Chen, Y., Atherton D.P. (2007). *Linear Feedback Control. Analysis and Design with MATLAB*. Philadelphia. SIAM.
 195. Verhaegen, M., Verdult, V., Bergboer, N. (2007). *Filtering and system identification: an introduction to using MATLAB software*. Delft University of Technology.
 196. Burger, P., Buzinaro, C., Bucci, A. (2014). *Innovative hill start assistance device*, in Anais do XXI Simposio Internacional de Engenharia Automotiva. SIMEA 2013. Sao Paulo. Blucher. DOI 10.5151/engpro-simea-PAP100.
 197. Peng, P., Wang, H., Wang, X., Wang, W., Pi, D., & Jia, T. (2019). Research on the Hill-Start Assist of Commercial Vehicles Based on Electronic Parking Brake System. *Strojniški vestnik – Journal of Mechanical Engineering*, 65(1), 50 – 60. doi:<http://dx.doi.org/10.5545/sv-jme.2018.5422>.
 198. Shuklinov, S., Leontiev, D., Makarov, V., Verbitskiy, V., Hubin, A. (2021). *Theoretical Studies of the Rectilinear Motion of the Axis of the Locked Wheel After*

- Braking the Vehicle on the Uphill*. In: Shkarlet S., Morozov A., Palagin A. (eds) Mathematical Modeling and Simulation of Systems (MODS'2020). MODS 2020. Advances in Intelligent Systems and Computing. Springer. Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-030-58124-4_7.
199. Денисенко, В., (2006). ПИД -регуляторы: принципы построения и модификации. "СТА", 4, 66 – 74.
200. Van der Heijden A.C. (2007). *Hybrid optimal control of dry clutch engagement*. (Master's thesis). Technische Universiteit Eindhoven, Eindhoven.
201. Ibrahim, A., Datong, Q., Zhenjun, L. (2005). A control strategy on starting up of vehicle with automatic manual transmissions (AMT). *Information Technology Journal*, 4 (2), 140 – 145.
202. Лигун, А. А., Шумейко, А. А. (1997). *Асимптотические методы восстановления кривых*. Киев.
203. Кривая Безье: Материал из Википедии – свободной энциклопедии. https://ru.wikipedia.org/wiki/%D0%9A%D1%80%D0%B8%D0%B2%D0%B0%D1%8F_%D0%91%D0%B5%D0%B7%D1%8C%D0%B5: (Дата звернення 20.01.2020).
204. Криві Безье. Основні поняття та властивості кривих Безье. Відновлено з <http://www.mathros.net.ua/kryvi-bezje.html> (Дата звернення 08.02.2020).
205. ГОСТ 14254-96 (2008). Степени защиты, обеспечиваемые оболочками (код IP).
206. ГОСТ 15150-69 (2010) Машины, приборы и другие технические изделия. Исполнения для климатических районов. Категории, условия эксплуатации, хранения и транспортирования в части воздействия климатических факторов внешней среды. Москва. Стандартинформ.
207. ДСТУ ISO 7588-2:2007 Колісні транс-портні засоби. Пристрої перемикальні електричні/електронні. Частина 2. При-строї електронні.
208. Denton, T. (2004). *Automobile Electrical and Elec-tronic Systems* (Third edition). Elsevier.

-
209. Bruce A. Myers. Cooling Issues for Automotive Electronics. Retrieved from <https://www.electronics-cooling.com/2003/08/cooling-issues-for-automotive-electronics> (Дата звернення 08.02.2020).
210. Johnson, R. W., Evans, J. L., Jacobsen, P., Thompson, J. R., Christopher, M. (2004). The changing automotive environment: high-temperature electronics. *IEEE Transactions on Electronics Packaging Manufacturing*, 27 (3), 164–176. Doi: 10.1109/TEPM.2004.843109.
211. KMZ41 Magnetic field sensor. Product data sheet. Retrieved from <https://www.nxp.com/docs/en/data-sheet/KMZ41.pdf>. (Дата звернення 05.03.2020).
212. Ceramic chip capacitors Y5V dielectric. Hitnano. Retrieved from https://www.hitano.com.tw/wp-content/uploads/doc/MLCC-Y5V_20140919.pdf (Дата звернення 23.01.2020).
213. Ceramic chip capacitors X7R/X5R dielectric. Hitnano. Retrieved from https://www.hitano.com.tw/wp-content/uploads/doc/MLCC-X7R_20190116.pdf (Дата звернення 23.01.2020).
214. Ceramic chip capacitors NP0 (C0G) dielectric. Hitnano. Retrieved from https://www.hitano.com.tw/wp-content/uploads/doc/MLCC-NPO_20200916.pdf (Дата звернення 07.03.2020).
215. ECAS Height Sensor. Retrieved from https://www.wabco-customercentre.com/catalog/uk_UA/4410500110?cclcl=uk_UA (Дата звернення 07.03.2020).
216. Electronic Clutch Actuator for Automated Manual Transmission. Retrieved from https://www.knorr-bremse.com/en/products_1/transmission_management/transmission_management_1.js (Дата звернення 07.03.2020).
217. Clutch-by-Wire. Retrieved from https://www.zf.com/products/en/cars/products_47296.html#products_anchor_link_c4655462-95c0-3613-9110-f94789534187 (Дата звернення 07.03.2020).

218. Колесник, Ю. И., Томашевский, Р. С. (2016). *Электронные устройства измерения и согласования сигналов: Текст лекций*. Х. : НТУ «ХПИ».
219. Федотов, А. В. (2011). *Теория и расчет индуктивных датчиков перемещений для систем автоматического контроля: Монография*. Омск: ОмГТУ.
220. Яворский, Б. М., Детлаф, А. А., Милковская, Л. Б. (1966). *Курс физики* (Т. 2). *Электричество и магнетизм* (3-е изд., испр. и доп.). М.:Высшая школа.
221. Ceramic SMD- capacitors – 0805. Retrieved from <http://www.kosmodrom.com.ua/prodlist.php?name=cap0805> (Дата звернення 07.03.2020).
222. Бинс, К., Лауренсон, П. (1970). *Анализ и расчет электрических и магнитных полей*. Москва: Энергия.
223. Рыжих, Л. А. (1987). *Особенности рабочих процессов пневматического тормозного привода автомобиля при низких температурах*. (Дис. канд. техн. наук). Харьковский автомобильно-дорожный институт, Харьков.
224. Баранюк, Р. А. (2017). *Системи теплового захисту напівпровідникових перетворювачів електроенергії*. (Дис. канд. техн. наук). Бібліотека НТУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського», Київ.
225. Пантелеев, А. В., Летова, Т. А. (2005). *Методы оптимизации в примерах и задачах: Учеб. пособие* (2-е изд., исправл.) М.:Высш. шк.
226. Северин, В. П. (2012). *Методы одномерного поиска: учебно-метод. пособ. по курсу «Методы оптимизации»*. Х. : НТУ «ХПИ».
227. Жиль, Ж., Пелегрэн, М., Декольн, П. (1961). *Теория и техника следящих систем* (Пер с англ. Батков А. М., Усков А. С., Агеева М. И.) М.: «МАШГИЗ».
228. Браммер, К., Зифлинг, Г. (1982). *Фильтр Кальмана-Бюси. Детерминированное наблюдение и стохастическая фиксация*. М. Наука.
229. Заголовок з екрану Savitzky–Golay filter. Retrieved from https://en.wikipedia.org/wiki/Savitzky%E2%80%93Golay_filter (Дата звернення 07.03.2020).

-
230. Грузман, И. С., Киричук, В. С., Косых, В. П., Перетягин, Г. И., Спектор А. А. (2000). *Цифровая обработка изображений в информационных системах. Учебное пособие*. Новосибирск: НГТУ.
231. Полтавский, В. П. (1991). *Разработка методов регистрации и оптимизации режимов движения автомобилей*. (Дис. канд. техн. наук). Харьковский автомобильно-дорожный институт, Харьков
232. Гащук, П. Н. (1992). *Энергетическая эффективность автомобиля*. Львів.: Світ.
233. Пат. 125238 Україна, МПК (2018.01) F16D 25/00. Електропневматична система керування зчепленням. Клименко В.І., М.Г. Михалевич, Леонтьєв Д.М., Богомолів В.О., Ярита О.О., Савченко Є.Л., Рябуха Ю.О. u201707303; заявл. 11.07.2017; опубл. 10.05.2018, бюл.№9.

Додаток А

Акти впровадження

Затверджую

Директор технічний Приватного
акціонерного товариства «АвтоКрАЗ»,
кандидат технічних наук



С.В. Дунь

12 2020 р.

АКТ

про впровадження розробки, що виконана спеціалістами
Харківського національного автомобільно-дорожнього університету

Складений комісією:

- Картузов А.В. — заст. директора технічного з підготовки та серійного виробництва ПрАТ «АвтоКрАЗ»;
- Васечек С.В. — головний конструктор ХК «АвтоКрАЗ»;
- Клименко В.І. — професор, завідувач кафедри автомобілів ім. А.Б. Гредескула ХНАДУ;
- Михалевич М.Г. — доцент кафедри автомобілів ім. А.Б. Гредескула ХНАДУ.

Комісія провела роботу по визначенню фактичного використання розробок доцента Михалевича М.Г. та встановила наступне:

1. Розроблено метод обрання раціонального режиму руху автотранспортного засобу на основі функціональної залежності між шляхом руху у режимі накату або гальмування двигуном та початковою швидкістю руху.
2. Розроблена конструкція електропневматичного виконавчого пристрою керування зчепленням із послідовно-паралельним з'єднанням електропневматичних клапанів, що дозволяє отримувати високу точність керування моментом зчеплення.

3. Проведено стендові експериментальні дослідження електропневматичного виконавчого пристрою керування зчепленням в кліматичній камері в широкому діапазоні температур навколишнього середовища, що дозволяє казати про стабільність вихідних параметрів.

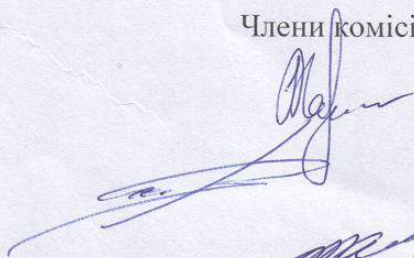
Зазначені результати дослідження передбачається використовувати в перспективних розробках заводу.

Комісією встановлено, що участь доцента Михалевич М. Г. у впроваджених результатах становить 80 %.

Акт складено у 4-х екземплярах.

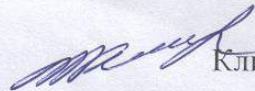
Екземпляри 1, 2, 3 — передані до ХНАДУ.

Члени комісії:



Каргузов А.В.

Васечек С.В.



Клименко В.І.



Михалевич М.Г.



ПРИВАТНЕ АКЦІОНЕРНЕ ТОВАРИСТВО
«ЗАПОРІЗЬКИЙ АВТОМОБІЛЕБУДІВНИЙ ЗАВОД»

ТЕХНІЧНИЙ ЦЕНТР
УПРАВЛІННЯ ГОЛОВНОГО КОНСТРУКТОРА

пр. Соборний, 8, м. Запоріжжя, 69600
Телефон: 286 09 26, телефакс: 286 01 09, E-mail: y.ralchenko@zaz.zp.ua
Поточний рахунок 2600340369 в ПАТ «ПУМБ» м. Київ, МФО 334851, код ЄДРПОУ 25480917

№ _____



Затверджую

Головний конструктор «Запорізького автомобілебудівного заводу»

Ю.Ю. Ральченко

«11» грудня 2020

АКТ

про впровадження розробки, що виконана спеціалістами
Харківського національного автомобільно-дорожнього університету.

Складений комісією:

- Назаренко І.М. — начальник відділу автобусів та вантажних автомобілів «ЗАЗ»;
- Клименко В.І. — проф. зав. каф. автомобілів ім.. А.Б. Гредескула ХНАДУ;
- Михалевич М.Г. — доц. каф. автомобілів ім.. А.Б. Гредескула ХНАДУ;

Комісія провела роботу по визначенню фактичного використання розробок доцента Михалевича М.Г. та встановила наступне:

1. Розроблено електропневматичну систему керування зчепленням для автобуса А10С3А виробництва «ЗАЗ»;
2. Проведено макетування системи керування зчепленням на міському автобусі А10С3А з механічною коробкою передач «Fast Gear»;
3. Проведено експериментальні полігонні випробування міського автобуса А10С3А з механічною коробкою передач «Fast Gear» та електропневматичною системою керування зчепленням.

Зазначені результати дослідження передбачається використовувати в перспективних розробках заводу.

Комісією встановлено, що участь доцента Михалевич М. Г. у впровадженні результатів становить 80 %.

Акт складено у 4-х екземплярах.

Екземпляри 1, 2, 3 — передані до ХНАДУ.

Члени комісії:

Назаренко І.М.

Клименко В.І.

Михалевич М.Г.


 Затверджую
 зам. директора з розвитку
 «Полтавський авто-агрегатний завод»
 А.В. Алипа
 «22» вересня 2020

АКТ

про впровадження розробки, що виконана спеціалістами
Харківського національного автомобільно-дорожнього університету.

Складений комісією:

- Зеленський С.М. — головний конструктор «ПААЗ»;
- Клименко В.І. — проф. зав. каф. автомобілів ім. А.Б. Гредескула ХНАДУ;
- Михалевич М.Г. — доц. каф. автомобілів ім. А.Б. Гредескула ХНАДУ;

Комісія провела роботу по визначенню фактичного використання розробок доцента Михалевича М.Г. та встановила наступне:

1. Розроблено спосіб підвищення стабільності передавальної характеристики педалі системи керування з індуктивним датчиком;
2. Встановлено взаємозв'язок між температурою навколишнього середовища та вихідними параметрами компонентів автоматичної системи керування зчепленням;
3. Розроблено методи синтезу індукційних датчиків переміщення.

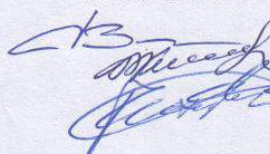
Зазначені результати дослідження використовуються в перспективних розробках заводу.

Комісією встановлено, що участь доцента Михалевич М. Г. у впроваджених результатах становить 80 %.

Акт складено у 4-х екземплярах.

Екземпляри 1, 2, 3 — передані до ХНАДУ.

Члени комісії:


 Зеленський С.М.
 Клименко В.І.
 Михалевич М.Г.

Затверджую

голова правління

ПрАТ «Вовчанський агрегатний завод»

О.А. Антоненко

2020



АКТ

про впровадження розробки, що виконана спеціалістами
Харківського національного автомобільно-дорожнього університету.

Складений комісією:

- Рожнов О. І. — головний інженер ПрАТ «ВАЗ»;
- Сопов В.О. — зам. директора ПрАТ «ВАЗ»;
- Лукашик М.А. — головний конструктор ПрАТ «ВАЗ»;
- Клименко В.І. — проф. зав. каф. автомобілів ім.. А.Б. Гредескула ХНАДУ;
- Михалевич М.Г. — доц. каф. автомобілів ім.. А.Б. Гредескула ХНАДУ;

Комісія провела роботу по визначенню фактичного використання розробок доцента Михалевича М.Г. та встановила наступне:

1. Удосконалена методика довготривалих випробувань електропневматичного виконавчого пристрою керування зчепленням;

2. Визначено режими кліматичних випробувань індукційного датчика положення педалі керування зчепленням та його кола вимірювання в електронному блоці керування;
3. Розроблено програму-методику приймально-сдавальних випробувань електронного блоку системи керування зчепленням.

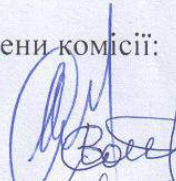
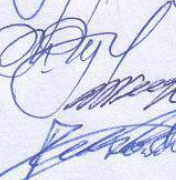
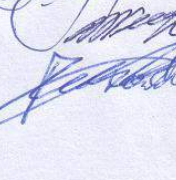
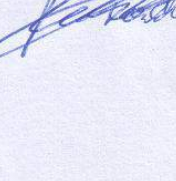
Зазначені результати дослідження використовуються в перспективних розробках заводу.

Комісією встановлено, що участь доцента Михалевич М. Г. у впроваджених результатах становить 80 %.

Акт складено у 4-х екземплярах.

Екземпляри 1, 2, 3 — передані до ХНАДУ.

Члени комісії:

 Рожнов О. І.
 Сопов В.О.
 Лукашик М.А.
 Клименко В.І.
 Михалевич М.Г.

Затверджую

Заступник ректора (проректор)
з науково-педагогічної роботи

С. Я. Ходирев

«16» 12 2020

АКТ

про впровадження розробки, що виконана спеціалістами
Харківського національного автомобільно-дорожнього університету.

Складений комісією:

- Клименко В.І. — проф. зав. каф. автомобілів ім.. А.Б. Гредескула ХНАДУ;
- Волков В. П. — д.т.н., професор, зав. каф. технічної експлуатації та сервісу автомобілів ім. М.Я. Говоруценка ХНАДУ;
- Шуклінов С. М. — д.т.н., професор каф. автомобілів ім.. А.Б. Гредескула ХНАДУ;
- Михалевич М.Г. — доц. каф. автомобілів ім.. А.Б. Гредескула ХНАДУ;

Комісія провела роботу по визначенню фактичного використання розробок доцента Михалевича М.Г. та встановила, що результати використовуються у навчальному процесі підготовки бакалаврів та магістрів за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування» при викладанні дисциплін «Керування робочими процесами КГТЗ», «Робочі процеси КГТЗ», «Теорія автоматичних систем КГТЗ», а також при підготовці бакалаврів за спеціальністю 274 "Автомобільний транспорт" у вигляді запропонованих розрахункових схем, результатів моделювання, алгоритмів керування, методів розрахунків і проектування, а також розроблених програмних модулів.

Комісією встановлено, що участь доцента Михалевич М. Г. у впровадженні результатів становить 80 %.

Акт складено у 4-х екземплярах.

Члени комісії:

Клименко В.І.

Волков В. П.

Шуклінов С. М.

Михалевич М.Г.

Додаток Б

Експериментальні дорожні випробування

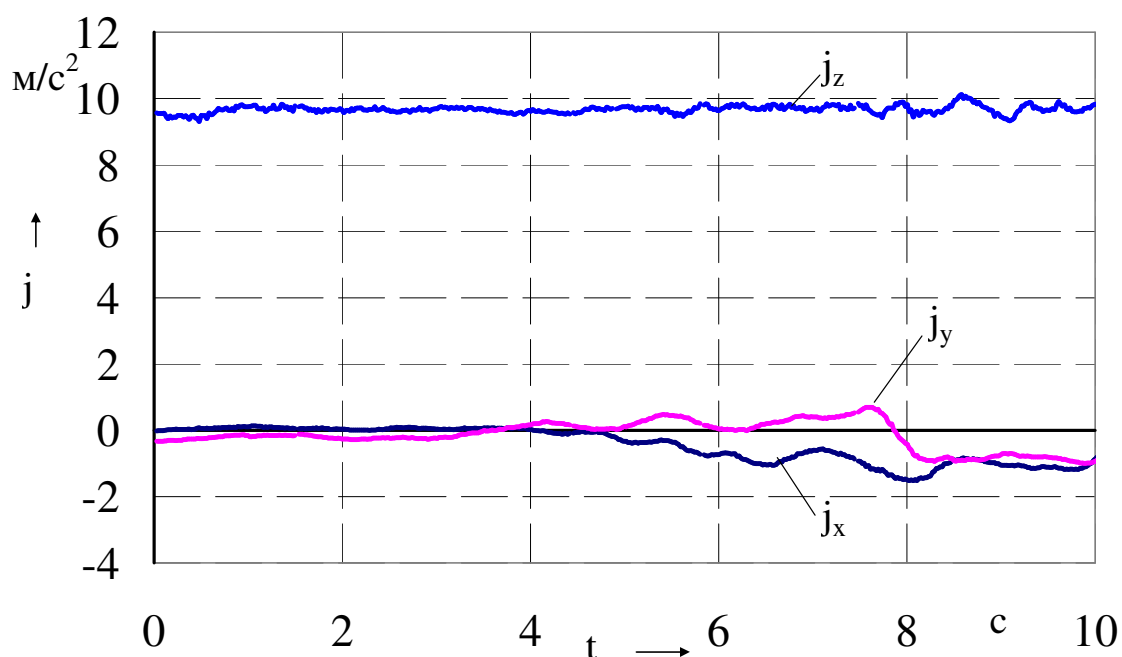


Рисунок Б.1 — Виміряні прискорення під час рушення автотранспортного засобу

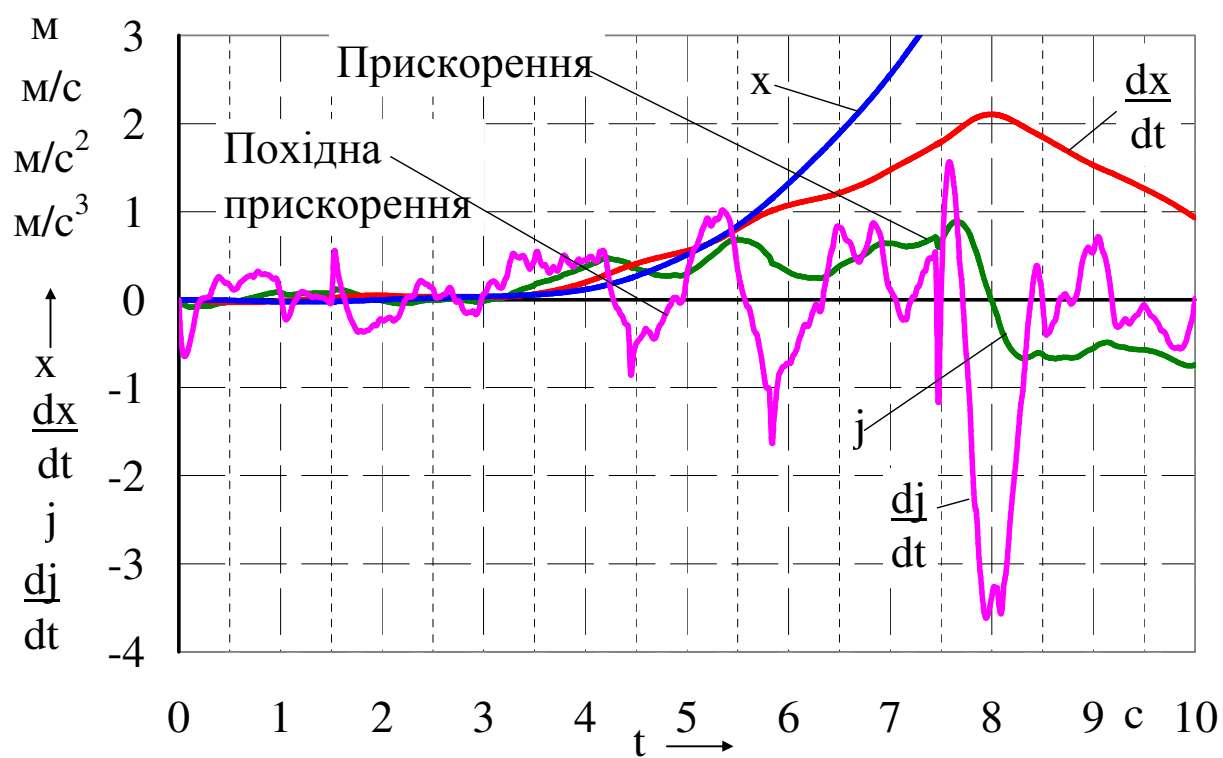


Рисунок Б.2 — Результати аналізу робочого процесу рушення автобуса з автоматизованою системою керування зчепленням

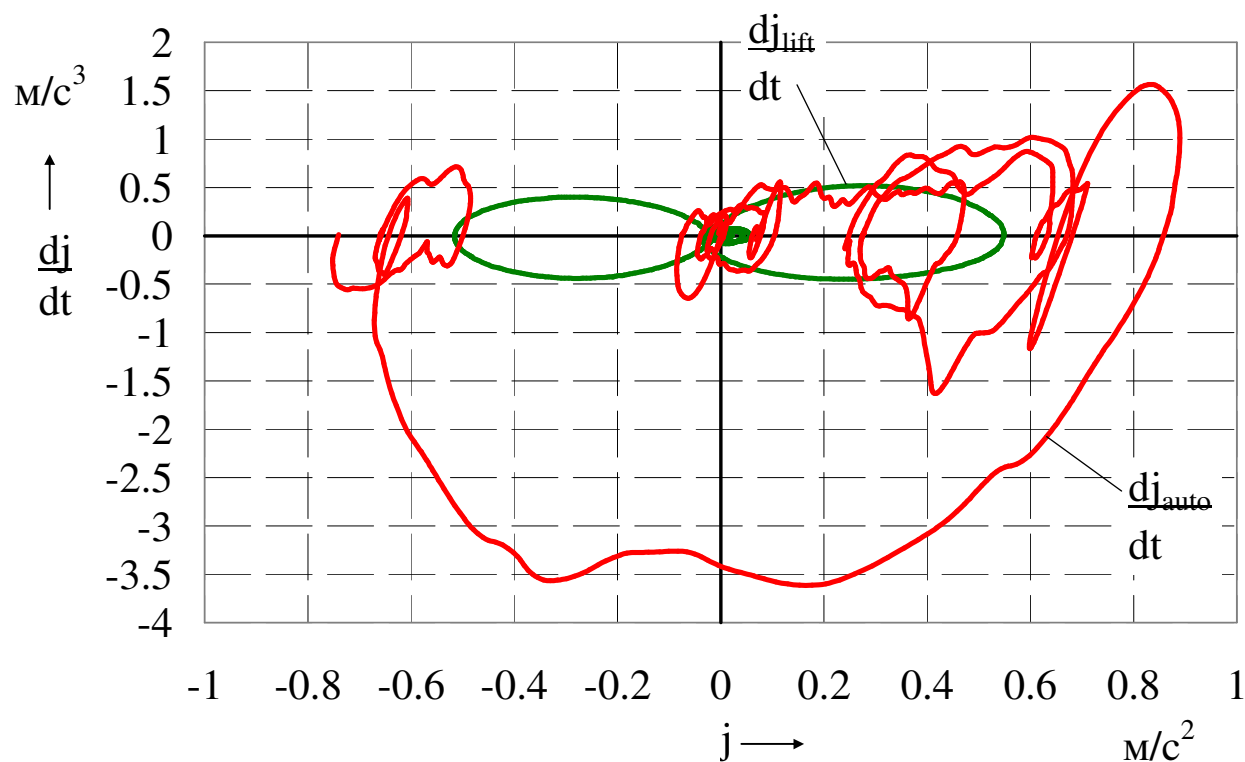


Рисунок Б.3 — Порівняння рушання автотранспортного засобу та швидкісного ліфта

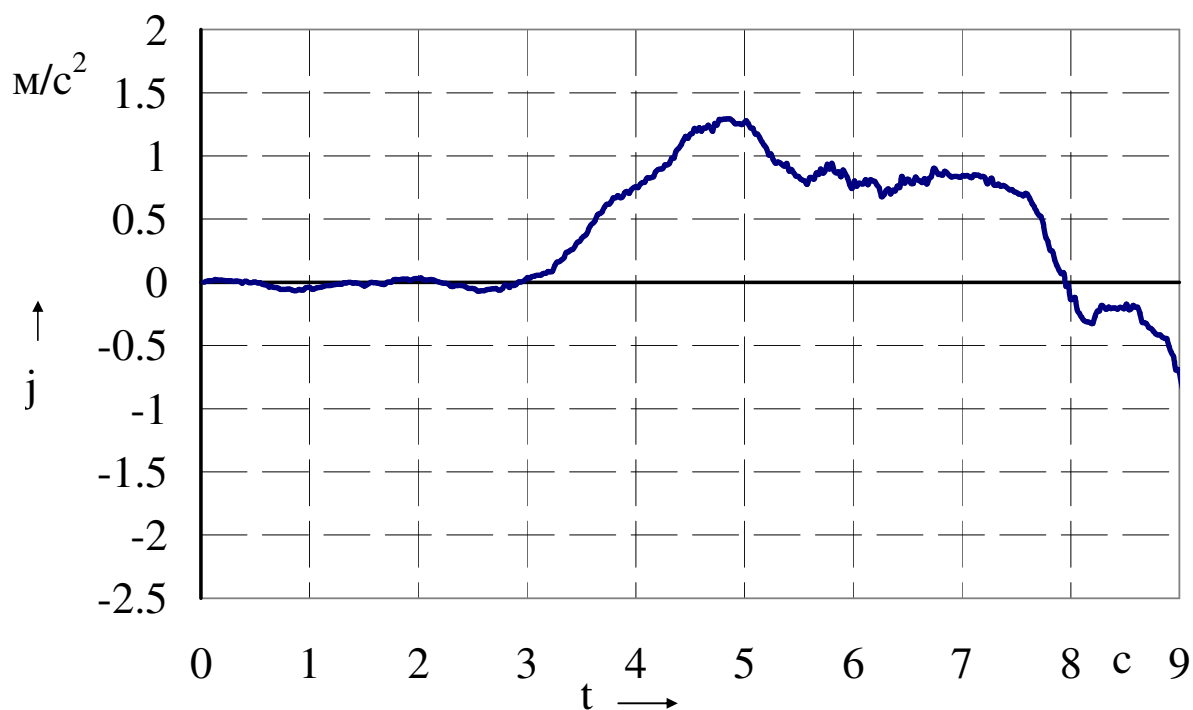


Рисунок Б.4 — Виміряні прискорення під час рушання автотранспортного засобу

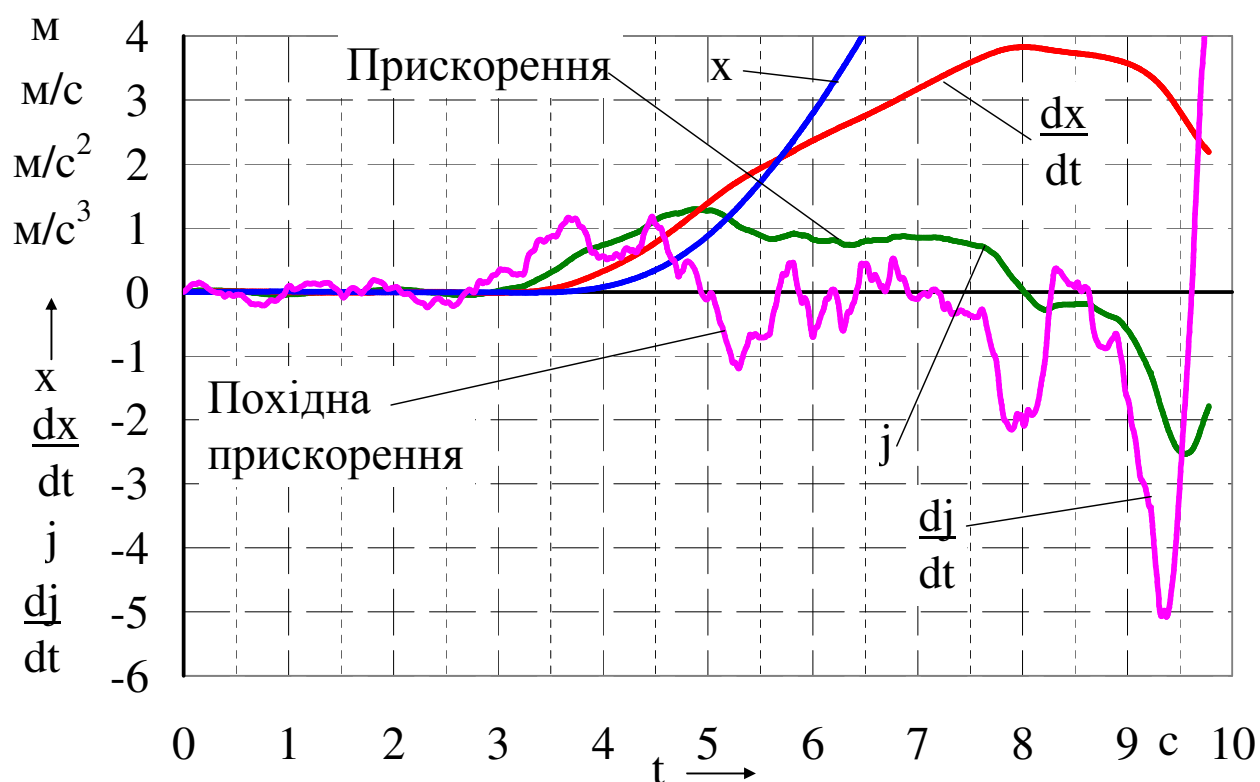


Рисунок Б.5 — Результати аналізу робочого процесу рушення автобуса з автоматизованою системою керування зчепленням

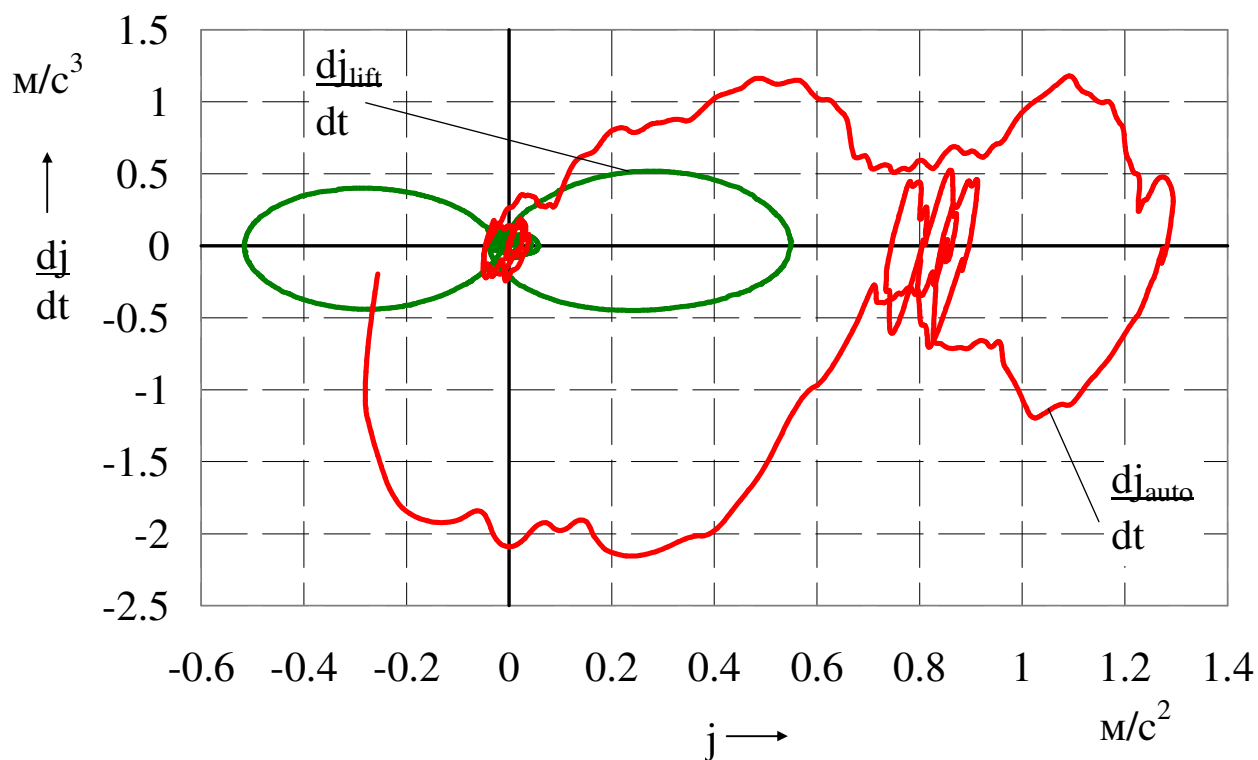


Рисунок Б.6 — Порівняння рушення автотранспортного засобу та швидкісного ліфта

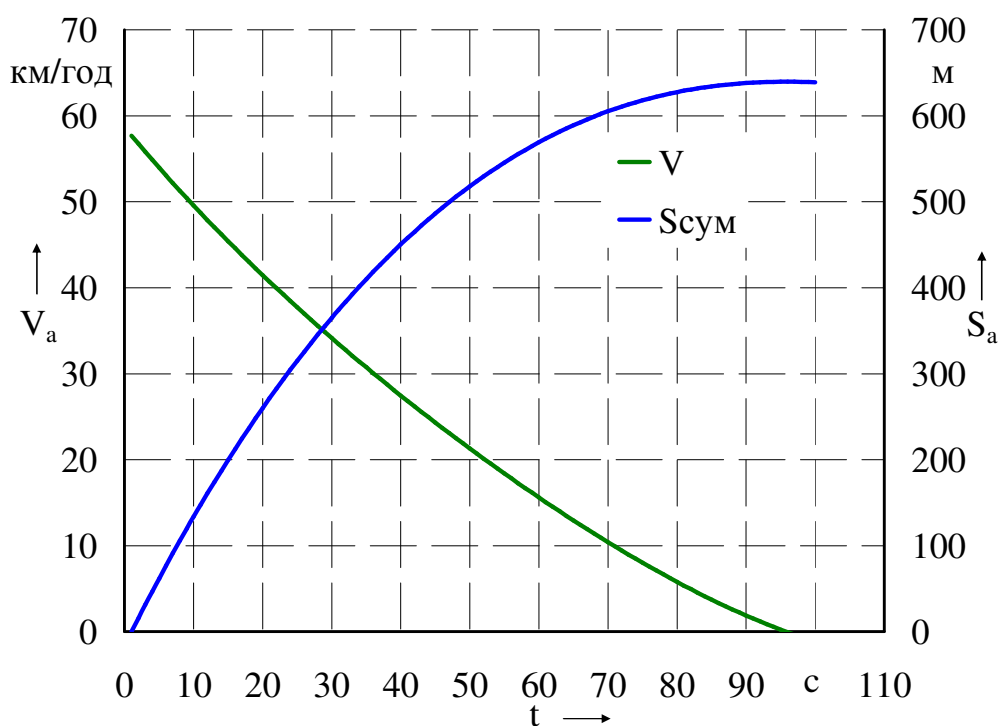


Рисунок Б.7 — Характеристики руху в режимі накату автомобіля Chevrolet Aveo [за даними Рабинович, Э.Х., Волков, В.П., Белогуров, Е.А., Белошицкий, В.В. (2011) *Визначення опорів руху автомобіля Chevrolet Aveo методом вибігу. Автомобільний транспорт*, 28, 18 – 22]

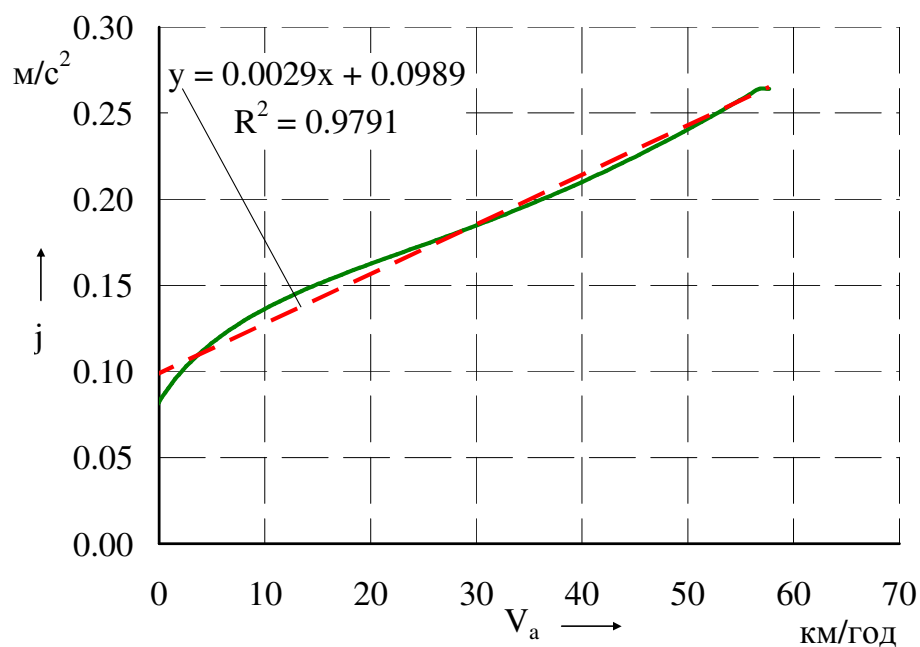


Рисунок Б.8 — Прискорення автомобіля Chevrolet Aveo та його лінійна апроксимація в режимі накату

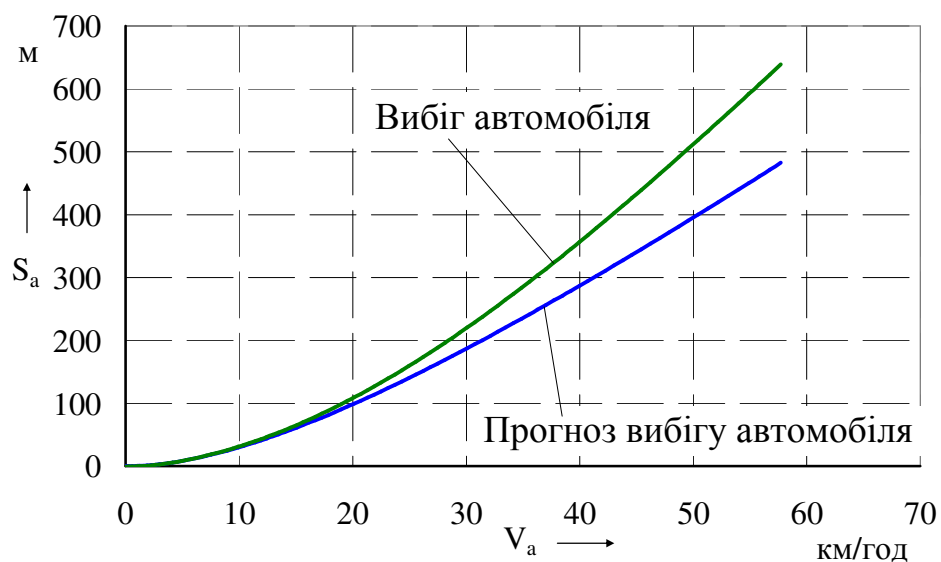


Рисунок Б.9 — Зіставлення реального вибігу автомобіля Chevrolet Aveo із прогнозованим вибігом у відповідності до швидкості руху

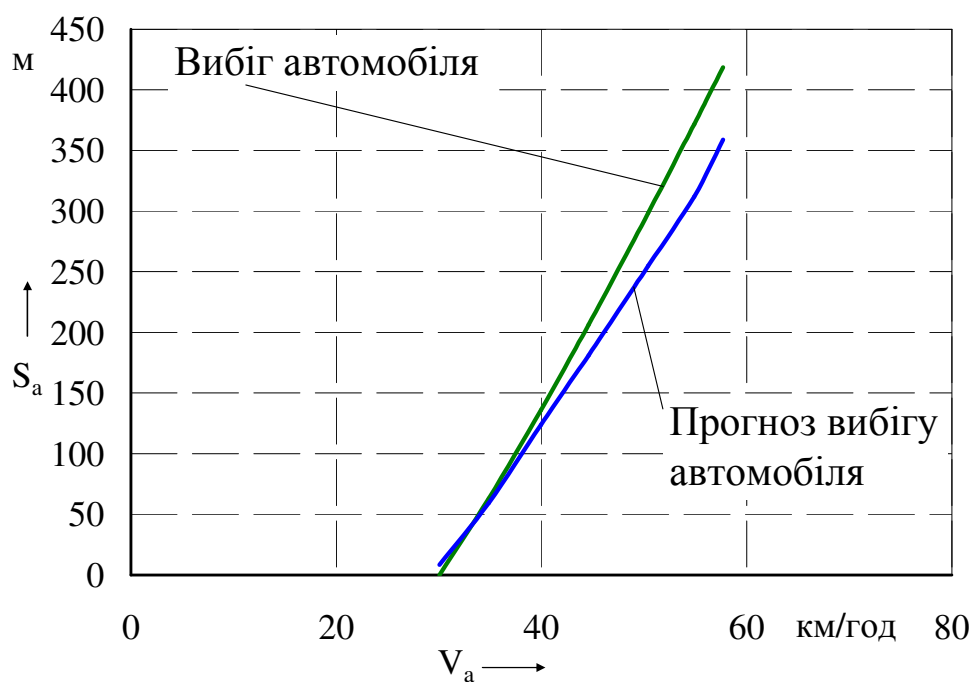


Рисунок Б.10 — Зіставлення реального вибігу автомобіля Chevrolet Aveo до швидкості 30 км/год із прогнозованим вибігом у відповідності до швидкості руху

Додаток В

Список публікацій за темою дисертації
та відомості про апробацію результатів дисертації

Список публікацій здобувача.

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Михалевич, М. Г. (2016). Проблеми фільтрації сигналів у системах керування та збору даних. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету*, 75, 178 – 181.
2. Михалевич, М. Г. (2020). Модель тертя для моделювання робочого процесу сухого фрикційного зчеплення. *Автомобіль і електроніка. Сучасні технології*, 18, 28 – 36.
3. Богомолов, В. А., Клименко, В. И., Ужва, А. В., Михалевич, Н. Г., Сильченко, Н. Н. (2010). Анализ существующих конструкций трансмиссий. *Автомобильный транспорт*, 27, 17 – 21.
4. Богомолов, В. А., Клименко, В. И., Михалевич, Н. Г., Ярита, А. А. (2011). Анализ конструкций исполнительных механизмов управления сцеплением автомобилей. *Автомобильный транспорт*, 29, 52 – 55.
5. Богомолов, В. О., Клименко, В. І., Михалевич, М. Г., Леонтьєв, Д. М., Ярита, О. О., Рябуха, Ю. О., Усков, О. І. (2018). Варіанти реалізації механізму компенсації зносу фрикційних накладок веденого диску зчеплення і його застосування для вантажних автомобілів та автобусів. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*, 14, 51 – 59.
6. Клименко, В. И., Богомолов, В. А., Михалевич, Н. Г., Ярита, А. А. (2013). Пути повышения быстродействия исполнительного механизма электропневматического привода сцепления автомобилей. *Вісник СевНТУ. Серія «Машиноприладобудування та транспорт»*, 142, 73 – 75.
7. Mikhalevich, N., Yarita, A., Turenko, A., Leontiev, D., Gritsuk, I., Bogomolov, V. ... Smieszek, M. (2018). Assessment of Operation Speed and Precision of Electropneumatic Actuator of Mechanical Transmission Clutch Control System. *SAE Technical Paper*. 2018-01-1295. (Scopus, кuartиль Q2).

8. Клименко, В. И., Богомолов, В. А., Михалевич, Н. Г., Ярита, А. А. (2014). Построение статической характеристики механизма выключения сцепления транспортного средства. *Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» (серія: Автомобіле- та тракторобудування)*, 8 (1051), 109 – 113.
9. Клименко, В. И., Богомолов, В. А., Михалевич, Н. Г., Ярита, А. А. (2014). Выбор способа управления рабочим процессом и построение алгоритма управления электропневматическим приводом сцепления. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*, 155, 14 – 20.
10. Yaryta, O. A., Mikhalevich, N. G., Leontiev, D. N., Klymenko, V. I., Bogomolov, V. A., Gritsuk, I. V., Novikova, Y. B. (2018). Features of Controlling Electropneumatic Valves of Actuator to Control its Clutch with Acceleration Valve. *Science and Technique*, 17 (1), 64 – 71. (Web of Science)
11. Клименко, В. И., Михалевич, М. Г., Леонтьев, Д. М., Ярита, О. О., Рябуха, Ю. О. (2017). Моделювання роботи автоматичної системи керування зчепленням. *Автомобільний транспорт*, 41, 49 – 56.
12. Михалевич, М. Г., Богомолов, В. О., Клименко, В. И., Ярита, О. О., Леонтьев, Д. М., Рябуха, Ю. О. (2018). Підвищення точності роботи електропневматичного механізму керування зчепленням транспортних засобів категорій N3 та M3 шляхом використання послідовного розташування електропневматичних клапанів. *Наука і техніка Повітряних Сил Збройних Сил України*, 1(30), 130 – 137.
13. Yarita, A., Mikhalevich, N., Leontiev, D., Gritsuk, I., Bogomolov, V., Klimenko, V., Saravas, V. (2019). Selection of Rational Parameters of Automated System of Robotic Transmission Clutch Control on the Basis of Simulation Modelling. *SAE Technical Paper*. 2019-01-0029. (Scopus, квартиль Q2).
14. Riabukha, Iu. A., Mikhalevich, N. G., Voronova, E. M., Yarita, A. A., Klimenko, V. I., Kolbasov, A. N. (2018). Clutch operating device with friction lining wear compensation analysis of properties and utilization efficiency. *Автомобільний транспорт*, 43, 26 – 30.

15. Zalohin, M. Yu., Liubarskyi, B. A., Schuklinov, S. N., Mychalevych, M. G., Leontiev, D. N. (2018). Study of Proportional Pressure Modulator on the Basis of Electromagnetic-Type Linear Motor. *Science and Technique*, 17 (5), 440 – 446. (Web of Science)
16. Михалевич, Н. Г. (2009). Определение границ равновесия впускного и выпускного мембранного клапана модулятора давления. *Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»*, 47, 133 – 138.
17. Михалевич, Н. Г., Сильченко, Н. Н. (2018). Усовершенствование параметров модели электродвигателя механизма переключения передач в трансмиссии автотранспортных средств. *Автомобіль і електроніка. Сучасні технології*, 13, 42 – 47.
18. Михалевич, Н. Г., Сильченко, Н. Н. (2017). Теоретические исследования рабочих процессов в механизме переключения передач. *Збірник наукових праць Харківського національного університету Повітряних Сил*, 1(50), 88 – 91.
19. Двадненко, В. Я., Михалевич, М. Г. (2016). Режим совместной работы электродвигателя и ДВС в конверсионном гибридном автомобиле. *Автомобільний транспорт*, 39, 80 – 85.
20. Клименко, В. И., Михалевич, Н. Г. (2009). Уточнение методики определения статической точности электропневматического тормозного привода и требований к его статической характеристике. *Автомобільний транспорт*, 24, 27 – 32.
21. Туренко, А. Н., Шуклинов, С. Н., Михалевич, Н. Г. (2012). Моделирование динамики колесной машины с адаптивным электропневматическим приводом тормозов. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету*, 56, 66 – 74.
22. Клименко, В. И., Богомолов, В. О., Михалевич, М. Г., Леонтьев, Д. М. (2018). *Автоматизація механічної трансмісії автобусів та вантажних транспортних засобів: монографія*. Харків: ХНАДУ.
23. Богомолов В.О., Клименко В.И., Михалевич М.Г., Леонтьев Д. М. Ярита О.О., Сільченко М.М. (2018). *Розробка адаптивних систем керування трансмісією: монографія*. Харків: ХНАДУ.

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

24. Михалевич, Н. Г., Ярита, А. А. (2016). Обоснование ступенчатости характеристики максимальной точности механизма управления сцеплением. *Совершенствование организации дорожного движения и перевозок пассажиров и грузов. Сборник научных трудов по результатам МНПК «Безопасность дорожного движения»*, 446 – 452.

25. Клименко, В. И., Михалевич, Н. Г., Рябуха, Ю. А. (2017). *Механизм управления сцеплением с компенсацией износа фрикционных накладок, Анализ свойств и эффективности использования. Перспективы развития дорожно-транспортных и инженерно-коммуникационных инфраструктур. Сборник материалов международной конференции*. Ташкент. с. 268 – 272.

26. Богомоллов, В. О., Кліменко, В. І., Михалевич, М. Г., Леонтьєв, Д. М., Ярита, О. О., Сільченко, М. М. (2019). *Автоматизована система керування механічною трансмісією спеціальних та військових автомобілів, Службово-бойова діяльність Національної гвардії України: сучасний стан, проблеми та перспективи, Секція 2. Технічне та тилове забезпечення службово-бойової діяльності Національної гвардії України: сучасний стан, проблеми та перспективи. Збірник тез доповідей науково-практичної конференції*. Харків: Національна Академія Національної гвардії України. 2019 р. 14 березня. с.23 – 24.

27. Михалевич, Н. Г., Ярита, А. А. (2014). *Разработка алгоритма для управления электропневматическим приводом сцепления, Новітні технології розвитку конструкції, виробництва, експлуатації, ремонту та експертизи автомобіля: Міжнародна науково-практична конференція з нагоди Дня автомобіліста та шляховика присвячена 90-річчю проф. Говорущенко М. Я. Харків: ХНАДУ. 15 – 16 жовтня 2014 р. с. 34 – 35.*

28. Михалевич, М. Г., Ярита, О. О. (2019). *Дослідження характеристик розробленого датчика положення педалі зчеплення під дією низьких температур, Сучасні технології на автомобільному транспорті та машинобудуванні. Міжнародна науково-практична конференція*. Харків: ХНАДУ. 15 – 18 жовтня 2019 р. с. 37 – 39.

29. Михалевич, М. Г., Дзюбенко, О. А., Ярита, О. О. (2020). *Дослідження впливу температури на роботу електромагнітного клапана*, Сучасні тенденції розвитку автомобільного транспорту та галузевого машинобудування. Наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції присвяченої 90-річчю Харківського автомобільно-дорожнього університету та 90-річчю автомобільного факультету. Харків: ХНАДУ. 16 – 18 вересня 2020 р. с. 25 – 28.

30. Михалевич, Н. Г., Щербинка, А. В. (2015). *Аналіз динаміки розгону швидкісного автомобіля класу E-8, що оснащено різними варіантами трансмісії*, Новітні технології в автомобілебудуванні та на транспорті. Наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції присвяченої 85-річчю заснування ХНАДУ та 85-річчю автомобільного факультету та з нагоди Дня автомобіліста і дорожника. Харків: ХНАДУ. 15 – 16 жовтня 2015 р. м. Харків. С. 47 – 48.

31. Михалевич, М. Г. (2020). *Модель тертя для моделювання робочого процесу сухого фрикційного зчеплення*, Автомобіль і електроніка. Сучасні технології. VII-міжнародна науково-технічна інтернет-конференція. Харків. 23-24 листопада 2020 р. Харків. с. 81 – 82.

32. Михалевич, М. Г. (2020). *Оптимізація керуючих впливів на електропневматичний клапан виконавчого пристрою керування зчепленням*, Всеукраїнська науково-практична конференція здобувачів вищої освіти і молодих учених. Харків. 25 листопада 2020 р. 1.14. с. 1 – 2.

33. Михалевич, М. Г., Гурко, О. Г., Ткачов, Д. І. *Ідентифікація математичної моделі елементів електромеханічної трансмісії автомобіля*, Всеукраїнська науково-практична конференція здобувачів вищої освіти і молодих учених. Харків. 25 листопада 2020 р. 1.09. с. 1 – 6.

Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:

34. Прискорювальний клапан: пат. 109503 Україна, № а 2014 05006, Клименко В. І., Богомолів В. О., Михалевич М. Г., та ін.; опубл. 25.08.2015. (Патент на винахід)

35. Підсилювач приводу зчеплення автотранспортного засобу: пат. 119918 Україна, № а 2017 09695, Богомолів В. О., Клименко В. І., Михалевич М. Г., та ін.; опубл. 27.08.2019. (Патент на винахід)

Відомості про апробацію результатів дисертації

Основні результати дисертаційної роботи доповідалися, обговорювалися та отримали позитивну оцінку на: WCX™ WORLD RONGRESS EXPERIENCE. (MICHIGAN. DETROIT. April 10 – 12. 2018 р., очна форма участі); Международной конференции "Перспективы развития дорожно-транспортных и инженерно-коммуникационных инфраструктур" (Ташкент – 2017 р., заочна форма участі); Міжнародній науково-практичній конференції присвяченій 85-річчю засновання ХНАДУ та 85-річчю автомобільного факультету та з нагоди Дня автомобіліста і дорожника. «Новітні технології в автомобілебудуванні та на транспорті». (15 – 16 жовтня 2015 р. м. Харків, очна форма участі); Міжнародній науково-практичній конференції «Совершенствование организации дорожного движения и перевозок пассажиров и грузов» (Мінськ, БНТУ, 2016 р., форма участі заочна); Службово-бойова діяльність Національної гвардії України: сучасний стан, проблеми та перспективи, Секція 2. Технічне та тилове забезпечення службово-бойової діяльності Національної гвардії України: сучасний стан, проблеми та перспективи (14 березня 2019 р. форма участі очна); Міжнародній науково-практичній конференції "Сучасні технології на автомобільному транспорті та машинобудуванні". (15 – 18 жовтня 2019 р. форма участі очна); Міжнародній науково-практичній конференції присвяченій 90-річчю Харківського автомобільно-дорожнього університету та 90-річчю автомобільного факультету. "Сучасні тенденції розвитку автомобільного транспорту та галузевого машинобудування". (16 – 18 вересня 2020 р. форма участі очна); VII-міжнародній науково-технічній інтернет-конференції «Автомобіль і електроніка. Сучасні технології» (23 – 24 листопада 2020 р. Харків, форма участі дистанційна); Всеукраїнській науково-практичній конференції здобувачів вищої освіти і молодих учених. (м. Харків 25 листопада 2020 р. форма участі заочна); 84-й науково-технічній та науково-методичній конференції університету (4 – 8 травня 2020 р. м. Харків, ХНАДУ, форма участі очна).