

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

Манойло Володимир Максимович

УДК 629.03

ДИСЕРТАЦІЯ

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЗАСОБІВ
ТРАНСПОРТУ ТА ЇХ ФУНКЦІОНАЛЬНИХ СИСТЕМ, КОНВЕРТОВАНИХ
ДЛЯ РОБОТИ НА ПРИРОДНОМУ ГАЗІ

05.22.20 – Експлуатація та ремонт засобів транспорту

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



В.М. Манойло

(підпис)

(ініціали та прізвище пошукача)

Науковий консультант: Бажинов Олексій Васильович, доктор технічних наук,
професор

Харків – 2020

АНОТАЦІЯ

Манойло В.М. Підвищення ефективності експлуатації транспортних засобів транспорту та їх функціональних систем конвертованих для роботи на природному газі. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.22.20 – експлуатація та ремонт засобів транспорту. 275 Транспортні технології (на автомобільному транспорті). – Харківський національний автомобільно-дорожній університет Міністерство освіти і науки України, Харків, 2020.

Дисертація присвячена вирішенню науково-прикладної проблеми, підвищення ефективності експлуатації засобів транспорту і їх функціональних систем, конвертованих для роботи на природному газі.

Наукова новизна отриманих результатів полягає у підвищенні ефективності експлуатації засобів транспорту та їх функціональних систем конвертованих для роботи на природному газі, шляхом використання комплексних методів діагностування для підвищення їх техніко-економічних і екологічних показників.

Проведеним системним аналізом літературних джерел встановлено, що існуючий конвертований автотранспорт вітчизняного виробництва, обладнаний здебільшого безнадувними газовими двигунами внутрішнього згоряння з механічним підводом газу (який здійснюється за допомогою газового змішувача, що серійно виготовляється) на ведучих колесах має: недостатній запас тягової сили (крутного моменту); що призводить до непродуктивних витрат енергії (потужності) на рух засобів транспорту; низькі показники динамічності, маневреності та енергетичної ефективності. А на режимах номінальної потужності деталі циліндро-поршневої групи, особливо нижня плита головки циліндрів вантажних засобів транспорту, працює в умовах високої тепло-напруженості і теплового навантаження, що приведе в умовах експлуатації до появи тріщин у міжперемичковому просторі клапанів, та до поломки двигуна.

На підставі аналізу відомих досліджень і публікацій з динаміки і енергетичної ефективності автотранспорту визначено, що підвищення ефективності експлуатації засобів транспорту, шляхом конвертування їх функціональних систем для роботи на природному газі, забезпечує поліпшення експлуатаційних, техніко-економічних і екологічних показників рухомого складу до рівня сучасних вимог.

Вдосконалено метод спільного електронного управління розподіленою подачею газу і системою запалювання газового двигуна конвертованого транспортного засобу. Визначено способи та розроблено алгоритми управління електромагнітним дозатором газу (ЕДГ) системи живлення газового двигуна, з використанням спеціального методу «Pick & Hold» форсування струму для збільшення швидкодії клапана-сердечника ЕДГ. Розроблено структурну схему і блок-системи управління мікропроцесорною розподільною подачею газу. Обрано мікроконтролер (мікросхема ATmega 328 фірми Atmel), сімейства AVR.

Одержав подальший розвиток метод експериментального дослідження параметрів технічних систем подачі повітря і газу двигуна конвертованого транспортного засобу, який базується: на методиці зняття і обробки результатів витратних, екологічних і техніко-економічних показників газового ДВЗ, підборі вимірювальної апаратури і відстежуючо-реєструючого комплексу, який представляє собою автоматизовану систему дослідження і діагностування (АСДД) автотракторних двигунів «ІВК ДВЗ», за допомогою якого можна здійснювати індиціювання циліндрів двигуна.

Удосконалено метод параметричної ідентифікації показників двигуна, що відображає тягово-швидкісні характеристики конвертованого транспортного засобу; в процесі зняття характеристик використовується метод математичного планування експерименту, який дозволив визначити функції відгуку, за допомогою якого отримані статичні характеристики показників безнадувного двигуна з розподіленою подачею газу, останні представлені у вигляді поліноміальних залежностей. Розбіжності між поліноміальними

залежностями і залежностями, отриманими на підставі обробки експериментальних індикаторних діаграм знаходяться в межах $\pm 3\%$.

Розроблено комплект математичних моделей автоматичного управління параметрами елементарних технічних систем подачі повітря, запалювання і подачі палива двигуна транспортного засобу, конвертованого для роботи на природному газі; комплект математичних моделей дозволяє здійснювати над функціональними технічними системами різні види діагностування.

Одним з напрямків реалізації цієї проблеми є використання діагностичної інформації, отриманої при вивченні властивостей технічних систем (ТС) конвертованих АТЗ. Ці параметри є універсальними показниками технічного стану конвертованих засобів транспорту на стадіях конвертації, проектування і експлуатації рухомого складу.

Другим напрямком реалізації цієї проблеми є розробка математичного опису поведінки окремих елементарних ланок ТС, а також самого транспортного засобу, що базується на математичних методах, основаних на принципі суперпозиції і функціональних рівнянь.

На підставі чого отримав подальший розвиток метод оцінки технічного стану елементарних ланок, заснований на математичному методі, який оснований на принципі суперпозиції. За допомогою цього методу – визначені числові значення (у відсотках) окремих діянь вхідних елементарних впливів на характер (поведінку) протікання перехідного процесу часових динамічних характеристик (ЧДХ) вихідних параметрів елементарних ланок 1-9 технічних систем ДВЗ конвертованого АТЗ.

Для дослідження параметрів перехідних процесів елементарних ланок 1-9, застосовується також метод оцінки технічного стану, заснований на математичному методі функціональних рівнянь, який дозволяє оцінити технічний стан і динамічну стійкість вихідних параметрів функціональних систем АТЗ, з урахуванням сумарної дії елементарних вхідних впливів діючих на системи.

За допомогою методу функціональних рівнянь – з n -го числа елементарних ланок, що надходять до складу функціональної системи, шляхом порівняння визначається графічне відображення найбільш динамічно стійкого (швидкого) і, відповідно, самого інерційного (повільного) вихідного параметра окремої елементарної ланки технічної системи АТЗ.

В роботі достатньо велика увага приділяється дослідженням оцінки технічного стану елементарних ланок функціональних технічних систем конвертованих газових ДВЗ в залежності від зміни терміну експлуатації АТЗ, коли значення нормативних показників погіршується. Тому задачею цього дослідження є встановлення граничної межі, у діапазоні якої можна здійснювати ефективну експлуатацію перелічених елементарних ланок 1-9.

Для математичного опису поведінки складних багатоланцюгових технічних систем використовується пряме і зворотне перетворення Лапласа. Це принципово новий метод для комплексного вирішення такої важливої наукової проблеми оптимізаційного вибору найбільш бажаних функціональних схем вузлів і агрегатів технічних систем ЗТ, на етапах конвертації дизельних АТЗ, для подальшої їх експлуатації на газовому паливі.

Розроблений метод оцінки технічного стану і динамічної стійкості складних багатоланкових розімкнутих технічних систем, з використанням операційного методу прямого і зворотного перетворень Лапласа, дозволяє досліджувати перехідні процеси часових динамічних характеристик і динамічну стійкість вихідних параметрів складних багатоланкових розімкнутих технічних систем.

Дослідження часових динамічних характеристик розімкнених багатоланкових систем подачі повітря, подачі палива і запалювання ДВЗ здійснюється математичним методом прямого і зворотного перетворення Лапласа – з k -го числа розгорнутих багатоланкових технічних систем, кожна з яких складається з i -го числа елементарних ланок, за допомогою графоаналітичного порівняння (по поведінці ліній) перехідних процесів ЧДХ вихідних параметрів (ВП) оцінюється технічний стан і динамічна стійкість

кожної системи АТЗ, визначається найбільш динамічно стійкий, і відповідно, най інерційніший вихідний параметр багатоланкових технічних систем засобів транспорту.

Сукупність теоретично обґрунтованих і експериментально підтверджених положень і підходів дозволили розробити нові діагностичні методи, які забезпечують вирішення найважливішої прикладної проблеми підвищення ефективності засобів транспорту і їх функціональних систем, конвертованих для роботи на природному газі.

Отримав подальший розвиток метод оптимізації конструктивних і режимних параметрів газового ДВЗ, який базується: на критерії детонації і методі дослідження простору параметрів з використанням сіток проф. І.М. Соболя та проф. Р.Б. Статнікова. Метод оптимізації конструктивних і режимних параметрів дозволив вирішити завдання оптимізації конструктивних і регульованих параметрів (α – коефіцієнта надлишку повітря, θ – кута запалювання, n – частоти обертання валу двигуна, β – кута повороту вісі дросельної заслінки, π_k – ступеню підвищення тиску у компресорі), та тримати теоретично (розрахункові) характеристичні карти, за допомогою яких здійснюється управління робочим процесом двигуна з газотурбінним наддувом і розподільною подачею газу.

Експериментально на розгорнутому стенді, математичним моделюванням доведено, що використання газотурбінного наддуву на газовому двигуні 6ГЧН 13/14 дозволило досягти показників потужності, які відповідають показникам потужності базового дизеля ($N_e = 132$ кВт). На номінальному режимі роботи N_e газового двигуна 6ГЧН 13/14 з ГТН в порівнянні з ефективною потужністю безнадувного ДВЗ, остання зросла на 26% (з 108 кВт до 135 кВт). Частота обертання колінчастого вала, що відповідає максимальному крутному моменту зрушилася у бік менших частот обертання і дорівнює $n_{Me.max} = 1400$ хв⁻¹. Максимальний ефективний крутний момент ДВЗ, котрий відповідає даній частоті обертання, збільшився на 36% (з 480 Н·м до 750 Н·м).

З наведеної характеристики видно, що збільшення N_e на 26 – 31 % відчутно зросла на всіх частотах обертання колінчастого вала, а крутний момент збільшився на 35 – 41 %, питома витрата палива теж дещо збільшилася – на 7 – 9 %.

Використання стендової системи управління (СУ) РПГ на двигуні 6ГЧН 13/14 дозволило підтримувати склад паливо-повітряної суміші α на всіх режимах експлуатації конвертованого транспортного засобу, який на 3 – 4 % бідніший, ніж в двигуні 6ГЧ 13/14 (без наддуву).

Збільшення α сприяє зниженню рівня температур продуктів згоряння в циліндрах двигуна на 5-10% на всіх режимах експлуатації конвертованого транспортного засобу. На режимах номінальної потужності температура нижньої плити головки циліндрів в області міжперемичкового простору клапанів знизилася з 440 °С до 370 °С і відповідає допустимим нормам експлуатації вузла. Зниження температури згоряння позитивно впливає на механізм виникнення викидів NO_x і призводить до зниження концентрації останніх в відпрацьованих газах на 8-15%. Викиди CO і CH в обох модифікаціях газових двигунів знаходяться практично на одному рівні.

При випробуваннях вантажного транспортного засобу з газовим двигуном на паливну економічність на стендах з біговими барабанами (за методикою проф. Говорущенко М. Я.) нормована експлуатаційна витрата палива вантажного автомобіля КрАЗ-5401К2 зі стендовою системою управління, склала 25,75 літрів на 100 км шляху.

Також дослідна газопаливна апаратура (ГПА) була досліджена на автомобілі-самоскиді КрАЗ-5401К2 з дослідним газовим двигуном ЯМЗ-5362Г.

При порівнянні показників двигунів, працюючих по циклу Отто (MAN і ЯМЗ-5362Г), максимальна експлуатаційна витрата палива автобуса ЛіАЗ 52929 з газовим двигуном, обладнаного іноземною ГПА фірми Bosch складає 47,2 кг/100км (65,6 л/100 км), а автомобіля-самоскида КрАЗ-5401К2 з газовим ДВЗ ЯМЗ-5362Г та вітчизняною конвертованою газопаливною апаратурою дорівнює 48,39 кг/100 км (67,21 л/100 км).

Для проведення розрахункових досліджень була створена одна імітаційна модель для автомобіля-самоскида (на базі КрАЗ-5401К2) за допомогою програмного комплексу AVL Cruise v2011.3. Їздові цикли АТЗ проводилися в міських і приміських умовах експлуатації.

Випробування по визначенню екологічної складової роботи модернізованого газового двигуна ЯМЗ-5362Г з вітчизняною ГПА проводилися на моторному стенді в ХНАДУ згідно з Правилами ЕСК ООН № 96.

Результати випробувань газового двигуна мод.8212.10-321 СТДС (Аткінсона-Мілера) з закордонною ГПА і дизеля ЯМЗ-5362 взяті для порівняння з [180]. Згідно нормативних вимог, щодо викидів забруднюючих речовин, газовий двигун мод.8212.10-321 СТДС (Аткінсона-Мілера) з іноземним обладнанням фірми Bosch відповідає нормам Euro-5, а конвертований газовий двигун ЯМЗ-5362Г з дослідницькою вітчизняною ГПА відповідає нормам Euro-4.

Запропоновані в дисертації основні наукові положення, розробки і рекомендації впровадженні у виробничих підприємствах та наукових установах, а саме: у приватному акціонерному товаристві ПрАТ «АвтоКрАЗ» при розробці вантажного автомобілю серії КрАЗ-5401Г з конвертованим газовим двигуном ЯМЗ-5362Г для комунального господарства; на ДП «Харківський автомобільний завод» при виконанні і обґрунтуванні техніко-економічних вимог при конвертації перспективних зразків автомобілів для роботи на природному газі; у Харківській філії УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого в практиці проведення випробувальних робіт мобільної техніки з газовими двигунами використовуються комплексні методи діагностування; у Харківському національному технічному університеті сільського господарства імені Петра Василенка в навчальному процесі підготовки бакалаврів, спеціалістів та магістрів за напрямками (спеціальностями) 27 Транспорт, 275 Транспортні технології (на автомобільному транспорті).

Ключові слова: конвертація, автомобіль, газовий ДВЗ, комплексні

методи діагностування технічних об'єктів, економічність, екологічні показники, експеримент.

Список публікацій пошукача:

Список публікацій, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Куценко А.С., Манойло В.М. Математическое моделирование переходных процессов в регулируемой системе “ДВС – волновой обменник давления”. *Автомобільний транспорт*. 2001. № 6. С. 59–61.

2. Куценко А.С., Манойло В.М., Землянов С.А. Анализ динамики регулируемой системы наддува ДВС – ВОД. *Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»*. 2001. № 7. С. 128–133.

3. Жилин С.С., Манойло В.М. Исследование особенностей регулирования мощности бензинового двигателя ВАЗ – 2112 путем изменения максимального подъема впускных клапанов. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету*. 2001. № 20. С. 26–28.

4. Куценко А.С., Манойло В.М., Жилин С.С., та ін. Перспективы применения волновых обменников давления в качестве агрегатов наддува автотракторных двигателей. *Автомобільний транспорт*. 2003. № 13. С. 259–262.

5. Абрамчук Ф.И., Манойло В.М., Кабанов А.И., та ін. Пути повышения технико-экономических показателей газовых двигателей с искровым зажиганием. *Двигатели внутреннего сгорания*. 2010. № 1. С. 7–11.

6. Богомолов В.А., Абрамчук Ф.И., Манойло В.М., та ін. Особенности экспериментальной установки для проведения исследований газового двигателя 6Ч 13/14 с искровым зажиганием. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету*. 2007. № 37. С. 43–49.

7. Богомолов В.А., Бажинов А.В., Манойло В.М., та ін. Экспериментальная стендовая электронная система управления газовым двигателем 6Ч 13/14 с искровым зажиганием. *Автомобільний транспорт*. 2007. № 20. С. 81–87.

8. Манойло В.М., Воронков А.И., Бороденко Ю.Н., та ін. Конструктивные особенности электронного датчика частоты вращения и положения приводного вала газового ДВС. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету*. 2008. № 38. С. 327–335.
9. Абрамчук Ф.И., Манойло В.М., Червяк В.С., та ін. Экспериментальная оценка теплового состояния элементов головки цилиндров газового двигателя 6Ч 13/14. *Автомобільний транспорт*. 2008. № 23. С. 120–124.
10. Абрамчук Ф.И., Манойло В.М., Липинский М.С., та ін. Особенности конструкций электромагнитных дозаторов газа систем питания ДВС. *Автомобільний транспорт*. 2010. № 27. С.43–51.
11. Абрамчук Ф.И., Манойло В.М., Дзюбенко А.А. , та ін. Экспериментальная установка для исследования газового двигателя 6ГЧН 13/14 с наддувом и принудительным зажиганием. *Автомобільний транспорт*. 2011. № 29. С.139–143.
12. Врублевский А. Н., Манойло В.М., Дзюбенко А.А., та ін. Выбор и обоснование способа стабилизации процесса топливоподачи транспортного газового двигателя. *Вісник Національного транспортного університету*. 2012. № 25. С.119–123.
13. Дзюбенко О.А., Манойло В.М., Липинский М.С. Синтез системи керування розподільною подачею газу для двигуна 6ГЧН 13/14. *Автомобільний транспорт*. 2012. № 30. С.103–105.
14. Абрамчук Ф.И., Манойло В.М., Дзюбенко А.А., та ін. Опытный образец электромагнитного дозатора газа системы питания автотракторного двигателя 6ГЧН 13/14. *Східно-європейський журнал передових технологій*. 2012. №2/8 (56). С. 38–42.
15. Манойло В.М. Регулювання процесу подачі газу перепускним клапаном редуктора низького тиску системи паливоподачі транспортного двигуна. *Збірник наукових праць Національної академії Національної гвардії України*. 2015. Вип. 1(25). С. 47-51.

16. Манойло В.М. Методика определения параметров электромеханической части электромагнитного дозатора газа, системы питания транспортного двигателя. *Автомобіль і електроніка. Сучасні технології*. 2015. № 7. С. 6–11.

17. Манойло В.М. Модель процесса течения свежего заряда, проходящего через сердцевину воздушного фильтра транспортного двигателя. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. 2016. № 4. С. 243–249.

18. Манойло В.М., Берладін Д.В. Аналітичний огляд газових редукторів застосованих в системах живлення автотракторних ДВЗ транспортних засобів. *Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту*. 2016. Випуск 160. С. 60–63.

19. Манойло В.М., Липинский М.С., Дзюбенко А.А. Конструктивные особенности дроссельных узлов систем воздухообеспечения автотракторных ДВС. *Автомобіль і електроніка. Сучасні технології*. 2017. № 11. С. 38–45.

20. Манойло В.М., Дзюбенко А.А., Липинський М.С. Стенд для дослідження витратних та динамічних характеристик електромагнітних дозаторів систем живлення газових ДВЗ. *Вісник СевНТУ. Серія «Машиноприладобудування та транспорт»*. 2011. № 122/2011. С. 77–81.

21. Абрамчук Ф.И., Манойло В.М., Кабанов А.Н., та ін. Стенд для исследования рабочего процесса газового двигателя 6ГЧН 13/14 с искровым зажиганием и распределенной системой подачи газа. *Наукові нотатки*. 2012. № 36. С. 4–9.

22. Дзюбенко А.А., Манойло В.М., Липинский М.С. Реализация метода «Pick & Hold» в системе распределенной подачи газа для двигателя 6ГЧН 13/14. *Двигатели внутреннего сгорания*. 2012. № 2. С. 48–53.

23. Дзюбенко А.А., Манойло В.М., Липинский М.С. Структурный синтез системы управления распределенной подачей газа. *Вісник СевНТУ. Серія «Машиноприладобудування та транспорт»*. 2012. № 134. С. 100–103.

24. Manoylo V., Shevchenko I., Kolesnik I. Experimental evaluation of

capacity gas reducer of foreign production, adapted to the engine power supply system. *MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*. 2017. Vol.19. №4. P. 5–8.

25. Манойло В.М. Методика определения параметров проточной части электромагнитного дозатора газа, системы питания транспортного двигателя. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенко*. 2015. № 163. С. 221–227.

26. Манойло В.М. Модель регулирования процесса течения газоз-воздушной смеси в горловине диффузора смесителя, системы топливоподачи автотракторного ДВС. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. 2018. № 14. С. 169–173.

27. Манойло В.М. Матмодель газового двигателя, используемого в качестве привода мобильного транспортного средства. *World World Science. Warsaw: RS Global*. №9 (37). September. 2019. P. 15–25.

28. Манойло В.М. Управление дроссельной заслонкой системы воздухообеспечения транспортного двигателя. *Автомобіль і електроніка. Сучасні технології*. 2018. № 13. С. 36–41.

29. Манойло В.М. Безмоторный стенд для исследования электроуправляемых газовых дозаторов систем питания автотранспортных двигателей. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету*. 2018. № 82. С. 131–136.

30. Манойло В.М., Козлов Ю.Ю. Система регулювання наддуву автотракторних двигунів для транспортних засобів АПК. *Техніка і технології АПК*. 2018. № 10–11 (108). С.19–21.

31. Манойло В.М. Дослідження характеристик автотранспортного двигуна 6ГЧН 13/14 з наддувом і розподіленою подачею газу. *Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: Техніка та енергетика АПК*. 2018. № 296. С.143–147.

32. Turinskyi O., Iasechko M., Manoylo V., та ін. Protection of board radioelectronic equipment from the destructive powerful electromagnetic radiation

with the use of natural technologies. *International Journal of Emerging Trends in Engineering Research*. 2019. Vol. 4, № 11. P. 542–548. (Scopus)

33. Iasechko M., Gnusov Y., Manoylo V., та ін. Determination of requirements for the protection of radio-electronic equipment from the terroristic influence by electromagnetic radiation. *International Journal of Emerging Trends in Engineering Research*. 2019. Vol.7, №12. P. 772–777. (Scopus)

34. Iasechko M., Mozhaiev M., Manoylo V., та ін. Conditions for reliable transmission of information over long distances using a powerful electromagnetic radiation. *International Journal of Emerging Trends in Engineering Research*. 2020. Vol. 8: Issue 1. P. 138–144. (Scopus)

35. Manoylo V., Arhun Shch., Kalinin E. , та ін. Looking into characteristics of a designed electromagnetic gas regulator for the power supply system of a motor vehicle. *2020 IEEE 40th International Conference on Electronics and Nanotechnology (ELNANO)*. April 24-26, 2020. P. 629–634. (Scopus)

Праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

36. Сериков С.А., Бороденко Ю.Н., Манойло В.М., та ін. Микропроцессорные системы управления газовыми двигателями внутреннего сгорания. *Транспорт, экология – устойчиво развитие*. 2005. С. 440–445.

37. Манойло В.М., Миронов М.В., Линник Е.В., та ін. Безмоторный стенд для исследования автотракторных электроуправляемых газовых форсунок. *Сучасні проблеми двигунобудування: стан, ідеї, рішення*. 2009. С. 79–85.

38. Абрамчук Ф.І., Манойло В.М., Липинский М.С. Обгрунтування ступеня наддування для двигуна 6ГЧ 13/14 в умовах використання бідних газоповітряних сумішей. *Інформаційні технології, наука, техніка, технологія освіти, здоров`я*. 2010. С. 161.

39. Абрамчук Ф.І., Манойло В.М., Липинський М.С. Результати оцінки пропускної спроможності дозаторів газу автотракторного газового двигуна 6ГЧ 13/14. *72-а міжнародна науково-технічна конференція Академії*

залізничного транспорту, інженерно-технічних працівників залізниць, підприємств та організацій України та інших країн, 21-22 квітня, 2010.

40. Абрамчук Ф.И., Манойло В.М., Дзюбенко А.А., та ін. Электромагнитный дозатор газа систем питания автотракторных ДВС конвертированных из дизеля. *Сучасні проблеми двигунобудування: стан, ідеї, рішення*. 2011. № 1. С. 300.

41. Абрамчук Ф.И., Манойло В.М., Дзюбенко А.А., та ін. Система управления распределенной подачей газа для двигателя средней мощности конвертированного из дизеля. *6-е Луканинское чтение. Решение энерго-экологических проблем в автотранспортном комплексе: тезисы докладов международной научно-технической конференции*. 2013. С. 19–21.

42. Манойло В.М., Дзюбенко А.А., Липинский М.С. Исследование характеристик системы управления распределенной подачей газа двигателя 6ГЧН 13/14. *Сучасні проблеми двигунобудування: стан, ідеї, рішення*. 2013. С. 320.

43. Манойло В.М. Динамические структурные схемы многоконтурных систем газового ДВС транспортного назначения. *Автомобільний транспорт в аграрному секторі: проектування, дизайн та технологічна експлуатація*. 2018. С. 65–66.

Праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:

44. Богомолов В.А., Абрамчук Ф.И., Манойло В.М., та ін. Экспериментальная установка для доводки систем зажигания и управления газовым двигателем 6Ч 13/14 с искровым зажиганием. *Авто – Газо – Заправочный – Комплекс + Альтернативное топливо*. 2005. № 4 (25). С. 42–45.

45. Манойло В.М. Регулирование процесса подачи смеси положением поворотной заслонки дроссельного узла системы воздухообеспечения транспортного двигателя. *Мир транспорта и технологических машин*. 2014. № 3. С. 53–59.

46. Датчик частоти обертання та кута положення: пат. 77233 Україна,

(51) МПК (2006) G01P 3/42. Абрамчук Ф.І., Бабенко П.Г., Манойло В.М., та ін.; заявка № 2004 9705245 від 01.07.2004; опубл. 16.11.2006. бюл. № 11.

47. Спосіб керування форсованим включенням електромагніта виконавчого пристрою і пристрій для його виконання: пат. 87359 Україна, (51) МПК (2009) H03K 17/00. Лінник Є.В., Бабенко П.Г., Манойло В.М., та ін.; заявка № а2007 10124 від 10.03.2009; опубл. 10.07.2009. Бюл. № 13.

48. Датчик частоти обертання та кута положення: пат. 88054 Україна, (51) МПК (2009) G01P 3/00. Лінник Є.В., Манойло В.М., Бабенко П.Г.; заявка № а2007 101125 від 10.09.2007; опубл. 10.09.2009. Бюл. № 17.

49. Система запалювання високої енергії: пат. на кор. модель 57928 Україна, (51) МПК (2009) F02P 3/00. Лінник Є.В., Бабенко П.Г., Манойло В.М., та ін.; заявка № а2010 03590 від 29.03.2010; опубл. 25.03.2011. Бюл. № 6.

50. Система регулювання газодизеля: пат. 89683 Україні, (51) МПК (2009) F02D 19/00. Лінник Є.В., Бабенко П.Г., Манойло В.М., та ін.; заявка № а2008 02031 від 18.02.2008; опубл. 25.02.2010. Бюл. № 4.

51. Двопаливна інжекторна система живлення для двигуна внутрішнього згорання: пат. 97303 Україна, (51) МПК (2011.01) F02D 41/00, F02B 69/00, F02D 19/00, F02M 21/00. Лінник Є.В., Бабенко П.Г., Манойло В.М., та ін.; заявка № а2010 08314 від 05.07.2011; опубл. 25.01.2012. Бюл. № 2.

52. Застосування тіла розжарення лампи накаливання як термочутливого елемента швидкодіючих датчиків температури: пат. 65905 Україна, (51) МПК (2011.01) G01K 7/00. Лінник Є.В., Бабенко П.Г., Манойло В.М., та ін.; заявка № а2010 03590 від 29.03.2011; опубл. 26.12.2011. Бюл. № 24.

53. Електромагнітний газовий дозатор системи живлення газового двигуна: пат. на кор. модель 76717 Україна, (51) МПК (2013.01) F02M 51/00. Абрамчук Ф.І., Манойло В.М., Дзюбенко О.А., та ін.; заявка № u2012 08523 від 10.07.2012; опубл. 10.01. 2013. Бюл. № 1.

54. Комбінована силова установка транспортного засобу: Пат. на кор. модель 70248 Україна, (51) МПК (2012.01) B60K 5/00. Туренко А.М.,

Абрамчук Ф.І., Манойло В.М., та ін.; заявка № а2011 09363 від 26.07.2011; опубл. 11.06. 2012. Бюл. № 11.

55. Спосіб визначення часових і фазових характеристик роботи електромагнітних виконавчих пристроїв: пат. 101453 Україна, С2 (51) МПК (2013.01) Н01Н 3/00, G05В 23/02 (2006.01), G01DR31/00. Лінник Є.В., Міронов М.В., Манойло В.М., та ін.; заявка № а2012 02031 від 05.02.2012; опубл. 25.03.2013. Бюл. № 6.

56. Газовий двигун внутрішнього згорання, конвертований з дизеля: пат. на кор. модель 81552 Україна, (51) МПК F02В 23/06, F02В 23/08. Абрамчук Ф.І., Манойло В.М., Кабанов О.М., та ін.; заявка № а2012 12862 від 12.11.2012; опубл. 10.07. 2013. Бюл. № 13.

57. Газовий двигун внутрішнього згорання, конвертований з дизеля: пат. 103249 Україна, (51) МПК F02В 1/00, F02В 3/00, F02В 23/06, F02В 23/08. Абрамчук Ф.І., Манойло В.М., Кабанов О.М., та ін.; заявка № а2012 00418 від 16.01.2013; опубл. 25.09. 2013. Бюл. № 18.

58. Комбінована силова установка автотранспортного засобу: пат. на кор. модель 82136 Україна, (51) МПК В60К 6/00. Абрамчук Ф.І., Манойло В.М., Жилін С.С., та ін.; заявка № а2013 00167 від 03.01.2013; опубл. 25.07. 2013. Бюл. № 14.

59. Комбінована силова установка автотранспортного засобу: пат. 103978 Україна, (51) МПК (2013.01) В60К 6/00, F02В 73/00, F02G 1/00. Абрамчук Ф.І., Манойло В.М., Жилін С.С., та ін.; заявка № а2013 00162 від 03.01.2013; опубл. 10.11.2. 2013. Бюл. № 23.

60. Дросельний вузол системи повітропостачання ДВЗ: пат. на кор. модель 110618 Україна, F01L/00, F02M23/00.00. Абрамчук Ф.І., Манойло В.М., Дзюбенко О.А., та ін.; заявка № а2013 00833 від 24.01.2013; опубл. 25.10. 2016. Бюл. № 20.

61. Двохтактний двигун внутрішнього згорання з кулачковою шайбою та з підводом теплоти при постійному об'ємі ротора: пат. на кор. модель 118331

Україна, F02B23/06, F02B23/08. Кучава О.О., Манойло В.М., Морозов І.Є., та ін.; заявка № u2016 10187 від 06.10.2016; опубл. 10.06.2017 р. Бюл №15.

62. Роторно-поршнева турбіна з випарним охолодженням ротора: пат. на кор. модель 113119 Україна, F02B 53/02, F02B 55/08, F02B 55/04, F02G 1/04. Кучава О.О., Манойло В.М., Морозов І.Є., та ін.; заявка № u2016 07894 від 12.07.2016; опубл. 10.01.2017 р. Бюл №1.

ABSTRACT

Manoylo V.M. Improving the efficiency of transport vehicles and their functional systems, convertible to work on natural gas.– Qualifying research paper, manuscript copyright.

Doctoral thesis in Engineering Science in specialty 05.22.20 “Operation and repair of transport means” 275 Transportation Technology (for road transport). – Kharkiv National Automobile and Highway University, Ministry of Education and Science of Ukraine, Kharkiv, 2020.

The dissertation is devoted to the solution of a scientific and applied problem, increase of efficiency of operation of vehicles and their functional systems convertible for work on natural gas.

The scientific novelty of the obtained results is to increase the efficiency of vehicles and their functional systems convertible to work on natural gas, by using comprehensive diagnostic methods to improve their technical, economic and environmental performance.

A systematic analysis of the literature found that the existing convertible vehicles of domestic production, equipped mostly with supercharged gas internal combustion engines with mechanical gas supply (which is carried out using a gas mixer, which is mass-produced) on the drive wheels has: insufficient traction ; which leads to unproductive energy costs (power) for the movement of vehicles; low indicators of dynamism, maneuverability and energy efficiency. And in the rated power modes of the cylinder-piston group, especially the lower plate of the cylinder head of trucks, operates under conditions of high heat stress and heat load, which in

operation will lead to cracks in the inter-jumper space of the valves and engine failure.

Based on the analysis of known research and publications on the dynamics and energy efficiency of vehicles, it is determined that increasing the efficiency of vehicles by converting their functional systems to run on natural gas, improves operational, technical, economic and environmental performance of rolling stock to modern requirements.

The method of joint electronic control of distributed gas supply and ignition system of the gas engine of a converted vehicle has been improved. Methods and algorithms for controlling the electromagnetic gas dispenser (EDG) of the gas engine power supply system are determined, using a special method "Pick & Hold" of current forcing to increase the speed of the EDG core valve. The structural scheme and block system of control of microprocessor distributive gas supply are developed. A microcontroller (ATmega 328 chip from Atmel), AVR family, was selected.

The method of experimental research of parameters of technical systems of air and gas supply of the engine of the converted vehicle which is based on: a technique of removal and processing of results of expense, ecological and technical and economic indicators of gas internal combustion engine, selection of the measuring equipment and the tracking and registering complex received further development. the automated system of research and diagnostics (ASRD) of autotractor engines "IVK DVZ" by means of which it is possible to carry out indication of engine cylinders.

The method of parametric identification of engine performance, which reflects the traction and speed characteristics of the converted vehicle, has been improved; in the process of removing the characteristics, the method of mathematical planning of the experiment is used, which allowed to determine the response functions, by which the static characteristics of the indicators of the airless engine with distributed gas supply are obtained, the latter are presented as polynomial dependences. The differences between the polynomial dependences and the dependences obtained on the basis of processing of experimental indicator diagrams do not exceed $\pm 3\%$.

A set of mathematical models of automatic control of parameters of elementary technical systems of air supply, ignition and fuel supply of the engine of the vehicle convertible for work on natural gas is developed; a set of mathematical models allows to carry out various types of diagnostics on functional technical systems.

One of the areas of implementation of this problem is the use of diagnostic information obtained by studying the properties of technical systems (TS) of convertible MV. These parameters are universal indicators of the technical condition of convertible vehicles at the stages of conversion, design and operation of rolling stock.

The second direction of realization of this problem is the development of a mathematical description of the behavior of individual elementary parts of the vehicle, as well as the vehicle itself, based on mathematical methods based on the principles of superpositions and functional equations.

On the basis of which the method of estimating the technical condition of elementary units, based on the mathematical method, which is based on the principles of superpositions, was further developed. Using this method – determined the numerical values (in percent) of individual actions of the input elementary influences on the nature (behavior) of the transient process of temporal dynamic characteristics (TDC) of the output parameters of the elementary units $1 - 9$ technical systems of engine convertible MV.

To study the parameters of transients of elementary units $1 - 9$, also uses the method of assessing the technical condition, based on the mathematical method of functional equations, which allows to assess the technical condition and dynamic stability of the output parameters of functional MV systems, taking into account the total effect of elementary inputs.

Using the method of functional equations – from the n -th number of elementary links that make up the functional system, by comparison determines the graphical representation of the most dynamically stable (fast) and, accordingly, the most inertial (slow) output parameter of a single elementary link technical system MV.

The paper pays a lot of attention to the study of the assessment of the technical condition of the elementary units of functional technical systems of convertible gas internal combustion engines depending on the change in the service life of MV, when the value of regulatory indicators deteriorates. Therefore, the task of this study is to establish a limit in the range of which you can effectively operate the listed elementary links $1 - 9$.

For the mathematical description of the behavior of complex multichain technical systems, the direct and inverse Laplace transform is used. This is a fundamentally new method for a comprehensive solution to such an important scientific problem of optimization selection of the most desirable functional schemes of components and units of technical systems of vehicles, at the stages of conversion of diesel MV, for their further operation on gas fuel.

The developed method for estimating the technical condition and dynamic stability of complex multi-link open technical systems, using the operational method of direct and inverse Laplace transforms, allows to study the transients of time dynamic characteristics and dynamic stability of the output parameters of complex multi-link open technical systems.

The study of temporal dynamic characteristics of open multi-link air supply, fuel and ignition systems is carried out by the mathematical method of direct and inverse Laplace transform – from the k -th number of deployed multi-link technical systems, each of which consists of the i -th number of elementary units, using graph analysis (by the behavior of the lines) of the transient processes of TDC of the initial parameters (IP) the technical condition and dynamic stability of each MV system is estimated, the most dynamically stable and, accordingly, the most inertial initial parameter of multi-link technical systems of vehicles is determined.

The set of theoretically substantiated and experimentally confirmed provisions and approaches allowed to develop new diagnostic methods that provide a solution to the most important applied problem of improving the efficiency of vehicles and their functional systems convertible to work on natural gas.

The method of optimizing the design and mode parameters of the gas engine,

which is based on: on the criterion of detonation and the method of studying the space of parameters using the networks prof. I.M. Sobol and prof. R.B. Statnikov The method of optimization of structural and regime parameters allowed to solve the problem of optimization of constructive and regulated parameters (α – coefficient of excess air, θ – ignition angle, n – speed of the engine shaft, β – angle of rotation of the axle of the throttle valve, π_k – degree of pressure increase in compressor), and keep theoretical (calculated) characteristic charts, through which the working process of the engine is controlled by the gas turbine supercharging and the distribution gas supply.

Experimentally, on the expanded stand and mathematical modeling it was proved that the use of gas turbine supercharging on the gas engine 6GCHN 13/14 made it possible to achieve power performance, which corresponds to the power indices of the base diesel ($N_e = 132$ kW). On the nominal mode of operation N_e of the gas engine 6GCHN 13/14 in comparison with the effective power of the 6GCH 13/14 engine increased by 26% (from 108 kW to 135 kW). The frequency of rotation of the crankshaft corresponding to the maximum torque shifted toward lower frequencies and equal $n_{Me,max} = 1400 \text{ min}^{-1}$. The maximum effective torque corresponding to this rotational speed has increased by 36% (from 480 Nm to 750 Nm).

From the above characteristics it is seen that the N_e increase by 26 – 31% has significantly increased at all crankshaft speeds, and the torque has increased by 35 – 41%, and the specific fuel consumption has also slightly increased – by 7 – 9%.

The use of the gas distribution control system (CS) on the 6GCHN13/14 engine allowed to maintain the composition of the fuel and air mixture α in all modes of operation of the convertible vehicle, which is 3 – 4% poorer than in the 6GCH13/14 (no boost).

The increase in α helps to reduce the temperature of combustion products in engine cylinders by 5 - 10% on all modes of operation of a convertible vehicle. In the modes of rated power, the temperature of the bottom plate of the cylinder head in the area of the intervertebral space of valves decreased from 440 to 370°C and corresponds to the permissible operating norms of the site. Reducing the combustion

temperature positively affects the mechanism of emissions and leads to a decrease in the concentration of the latter in the exhaust gases by 8 – 15%. Emissions *CO* and *CH* in both modifications of gas engines are almost at the same level.

At testing of a truck with a gas engine for fuel efficiency on the stands with running drums (according to prof. Govoruschenko M.Ya.), The normalized operating fuel consumption of the cargo vehicle KrAZ-5401K2 with a stand management system was 25,75 liters per 100 km of track .

Also, the experimental gas-oil equipment (GOE) was investigated on the dump truck KrAZ-5410K2 with the experimental gas engine YMZ-5362G.

When comparing the performance of engines operating on the Otto cycle (MAN and YMZ-5362G), the maximum operating fuel consumption of the LiAZ 52929 bus with a gas engine equipped with a foreign GOE firm Bosch is 47,2 kg/100 km (65,6 l/100 km), and the car-dump truck KrAZ-5401K2 with gas engine YMZ-5362G and domestic convertible gas-fueled equipment is 48,39 kg/100 km (67,21 l/100 km).

One simulation model for a car-dumper (based on KrAZ-5401K2) with the help of AVL Cruise v2011.3 software was created for conducting settlement researches. ATV riding cycles were conducted in urban and suburban operating conditions.

The tests for determining the ecological component of the work of the modernized gas engine YMZ-5362G with the domestic GOE were carried out at the engine stand in KhNAHU in accordance with UN regulations № 96.

The results of tests of the gas engine mod.8212.10-321 CTDC (Atkinson-Miller) with a foreign GOE and diesel YMZ-5362 are taken for comparison with [180]. According to regulatory requirements, the gas engine mod. 8212.10-321 CTDC (Atkinson-Miller) with foreign equipment from Bosch complies with Euro-5 standards, and the converted gas engine YMZ-5362G with the research national GOE meets the Euro-4 standards.

Proposed in the dissertation are the main scientific provisions, developments and recommendations for implementation at industrial enterprises and scientific institutions, namely: in the private company "AvtoKrAZ" in the development of a

truck series KrAZ-5401G with a convertible gas engine YMZ-5362G for utilities; at SE "Kharkiv Automobile Plant" in the implementation and justification of technical and economic requirements for the conversion of promising models of cars to work on natural gas; in L. Pogoriliy Ukrainian Scientific Research Institute of Forecasting and Testing of Machinery and Technologies for Agricultural Production, Kharkov branch in the practice of testing mobile equipment with gas engines using comprehensive diagnostic methods; at the Kharkiv Petro Vasilenko National Technical University of Agriculture in the educational process of training bachelors, specialists and masters in areas (specialties) 27 Transport, 274 Road transport.

Keywords: conversion, automobile, gas engine, complex methods of diagnosing technical objects, efficiency, ecological indicators, experiment.

Publication list of candidate for a degree:

List of publications in which the main scientific results of the dissertation are published:

1. Kutsenko A.S., Manoylo V.M. Mathematical modeling of transients in the regulated system "Engine - wave pressure exchanger". *Automobile transport*. 2001. Issue. 6. P. 59–61.
2. Kutsenko A.S., Manoylo V.M., Zemlyanov S.A. Analysis of the dynamics of the regulated pressurization system of the engine - water. *Bulletin of NTU "KhPI"*. 2001. Issue. 7. P. 128–133.
3. Zhilin S. S., Manoylo V. M. Study of the features of power regulation of a VAZ - 2112 gasoline engine by changing the maximum lift of the intake valves. *Bulletin of KhNAHU*. 2001. Issue. 20. P. 26–28.
4. Kutsenko A.S., Manoylo V.M., Zhilin S.S., et al. Prospects for the use of wave pressure exchangers as aggregates of pressurization of automotive engines. *Automobile transport*. 2003. Issue. 13. P. 259–262.
5. Abramchuk F.I., Manoylo V.M., Kabanov A.I., et al. Ways to improve the technical and economic indicators of gas engines with spark ignition. Internal combustion engines. 2010. Issue. 1, P. 7–11.

6. Bogomolov V.A., Abramchuk F.I., Manoylo V.M., et al. Features of an experimental setup for researching a 6CH 13/14 gas engine with spark ignition. *Bulletin of KhNAHU*. 2007. Issue. 37. P. 43–49.
7. Bogomolov V.A., Bazhinov A.V., Manoylo V.M., et al. Experimental bench electronic system for controlling a gas engine 6CH 13/14 with spark ignition. *Automobile transport*. 2007. Issue. 20. P. 81–87.
8. Manoylo V.M., Voronkov A.I., Borodenko Yu.N., et al. Design features of the electronic speed sensor and the position of the drive shaft of the gas engine. *Bulletin of KhNAHU*. 2008. Issue. 38. P. 327–335.
9. Abramchuk F.I., Manoylo V.M., Chervyak V.S., et al. Experimental assessment of the thermal state of the cylinder head elements of a gas engine 6CH 13/14. *Automobile transport*. 2008. Issue. 23. P. 120–124.
10. Abramchuk F.I., Manoylo V.M., Lipinsky M.S., et al. Design features of electromagnetic gas dispensers for engine power systems. *Automobile transport*. 2010. Issue. 27. P. 43-51.
11. Abramchuk F.I., Manoylo V.M., Dzyubenko A.A. , et al. An experimental setup for researching a 6GCHN 13/14 gas engine with supercharging and positive ignition. *Automobile transport*. 2011. No. 29. P.139-143.
12. Vrublevsky A.N., Manoylo V.M., Dzyubenko A.A., et al. Selection and justification of a method for stabilizing the fuel supply process of a transport gas engine. *Bulletin of NTU*. 2012. Issue. 25. P.119–123.
13. Dzyubenko O.A., Manoylo V.M., Lipinsky M.S. Synthesis of ceruvanny system with gas supply for dvigun 6GCHN 13/14. *Automobile transport*. 2012. Issue. 30. P.103-105.
14. Abramchuk F.I., Manoylo V.M., Dzyubenko A.A., et al. A prototype of an electromagnetic gas metering system for the power supply of the 6GChN 13/14 automotive tractor engine. *East European Journal of Advanced Technology*. 2012. No. 2/8 (56). P. 38–42.
15. Manoylo V.M. Regulating the process of supplying gas to the bypass valve of the low wise reducer of the conveying system of the transport engine. *Collection of*

scientific works of the National Academy of the National Guard of Ukraine. 2015. Issue. 1 (25). P. 47-51.

16. Manoylo V.M. The methodology for determining the parameters of the electromechanical part of the electromagnetic gas dispenser, the power system of the transport engine. *The electronic magazine "Automobile and Electronics. Advanced Technologies "*. 2015. Issue. 7. P. 6–11.

17. Manoylo V.M. A model of the process of the flow of fresh charge passing through the core of the air filter of a transport engine. *The scientific journal "Technical Service of the Agro-Industrial, Forest and Transport Complex"*. 2016. No. 4. P. 243–249.

18. Manoylo V.M., Berladin D.V. An analogous look of gas reducers in the stagnation in the systems of the live of automotive tractor engine motor vehicle. Collection of scientific works of UkrSURT. 2016. Issue 160. P. 60–63.

19. Manoylo V.M., Lipinsky M.S., Dzyubenko A.A. Design features of the throttle nodes of the air supply systems of automotive engine engine. *The electronic magazine "Automobile and Electronics. Advanced Technologies "*. 2017. Issue. 11 P. 38–45.

20. Manoylo V.M., Dzyubenko A.A., Lipinsky M.S. A stand for up-to-date and dynamic characteristics of electro-magnetic dispensers of gas-filled combustion engine systems. *Bulletin Of SevNTU*. 2011. Issue. 122/2011. P. 77–81.

21. Abramchuk F.I., Manoylo V.M., Kabanov A.N., et al. A stand for studying the working process of a gas engine 6GCHN 13/14 with spark ignition and a distributed gas supply system. *Science notes*. 2012. Issue. 36. P. 4–9.

22. Dzyubenko A.A., Manoylo V.M., Lipinsky M.S. Implementation of the Pick & Hold method in a distributed gas supply system for the 6GCHN 13/14 engine. *Internal combustion engines*. 2012. Issue. 2. P. 48–53.

23. Dzyubenko A.A., Manoylo V.M., Lipinsky M.S. Structural synthesis of a distributed gas control system. *Bulletin Of SevNTU*. 2012. Issue. 134. P. 100–103.

24. Manoylo V., Shevchenko I., Kolesnik I. Experimental evaluation of capacity gas reducer of foreign production, adapted to the engine power supply

system. *MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*. 2017. Vol.19. Number 4. P. 5-8.

25. Manoylo V.M. The methodology for determining the parameters of the flow part of the electromagnetic gas metering system, the power system of the transport engine. *Bulletin Of KhNTUAC*. 2015. Issue. 163. P. 221–227.

26. Manoylo V.M. A model for regulating the flow of a gas-air mixture in the neck of a mixer diffuser, a fuel supply system for an autotractor engine. *The scientific journal "Technical Service of the Agro-Industrial, Forest and Transport Complex"*. 2018. No. 14. P. 169–173.

27. Manoylo V.M. Matmodel of a gas engine used as a drive of a mobile vehicle. *World World Science. Warsaw: RS Global. Release*. No. 9 (37). September 2019. P. 15–25.

28. Manoylo V.M. Throttle control of the air supply system of the transport engine. *The electronic magazine "Automobile and Electronics. Advanced Technologies "*. 2018. Issue. 13. P. 36–41.

29. Manoylo V.M. Non-motorized test bench for the study of electrically controlled gas dispensers for automotive engine power systems. *Bulletin of KhNAHU*. 2018. Issue. 82. P. 131–136.

30. Manoylo V.M., Kozlov Yu.Yu. The system of regulation of the boost of autotractor engines for transport problems of the agro-industrial complex. *Technique and technology of agribusiness*. 2018. Issue. № 10–11 (108). P.19-21.

31. Manoylo V.M. The performance characteristics of the motor dvigun 6GCHN 13/14 with supercharging and redistributed gas supply. *Science Bulletin of the National University of Ukraine's Biological Resources and Nature Management. Series of machinery and power engineering of agrarian and industrial complex*. 2018. Issue 296. P.143-147.

32. Turinskyi O., Iasechko M., Manoylo V., et al. Protection of board radioelectronic equipment from the destructive powerful electromagnetic radiation with the use of natural technologies. *International Journal of Emerging Trends in Engineering Research*. 2019. Vol. 4, № 11. P. 542–548. (Scopus)

33. Iasechko M., Gnusov Y., Manoylo V., et al. Determination of requirements for the protection of radio-electronic equipment from the terroristic influence by electromagnetic radiation. *International Journal of Emerging Trends in Engineering Research*. 2019. Vol.7, №12. P. 772–777. (Scopus)

34. Iasechko M., Mozhaiev M., Manoylo V., et al. Conditions for reliable transmission of information over long distances using a powerful electromagnetic radiation. *International Journal of Emerging Trends in Engineering Research*. 2020. Vol. 8: Issue 1. P. 138–144. (Scopus)

35. Manoylo V., Arhun Shch., Kalinin E. , et al.. Looking into characteristics of a designed electromagnetic gas regulator for the power supply system of a motor vehicle. *2020 IEEE 40th International Conference on Electronics and Nanotechnology (ELNANO)*. April 24-26, 2020. P. 629–634. (Scopus)

Publications which prove approbation of the dissertation materials:

36. Serikov S.A., Borodenko Yu.N., Manoylo V.M., et al. Microprocessor control systems for gas internal combustion engines. *Transport, ecology – sustainable development*. 2005. P. 440-445.

37. Manoylo V.M., Mironov M.V., Linnik E.V., et al. Non-motorized stand for the study of electrically driven autotractor gas nozzles. *Modern problems of engine building: state, ideas, solutions*. 2009. P. 79–85.

38. Abramchuk F.I., Manoylo V.M., Lipinsky M.S. Justification of the degree of supercharging for the 6GC 13/14 engine in the conditions of use of poor gas-air mixes. *Information technology, science, technology, technology, education, health*. 2010.P. 161.

39. Abramchuk F.I., Manoylo V.M., Lipinsky M.S. The results of the estimation of throughput capacities of dispensers for gas of autotractor gas engine 6GCH 13/14. *72nd International Scientific and Technical Conference of the Academy of Railway Transport, Railway Engineers, Enterprises and Organizations of Ukraine and Other Countries*, 21-22 April, 2010.

40. Abramchuk F.I., Manoylo V.M., Dzyubenko A.A., et al. lectromagnetic gas dispenser of power systems of autotractor internal combustion engines converted from diesel. *Modern problems of engine building: state, ideas, solutions*. 2011. Issue. 1, P. 300.

41. Abramchuk F.I., Manoylo V.M., Dzyubenko A.A., et al. Distributed gas control system for a medium-power engine converted from a diesel engine. *6th Lucanine reading. The solution of energy and environmental problems in the motor transport complex: abstracts of reports of an international scientific and technical conference*. 2013. P. 19–21.

42. Manoylo V.M., Dzyubenko A.A., Lipinsky M.S. Study of the characteristics of the distributed gas supply control system of the engine 6GCHN 13/14. *Modern problems of engine building: state, ideas, solutions*. 2013.P. 320.

43. Manoylo V.M. Dynamic structural diagrams of multi-circuit systems of a gas engine for transport purposes. *Automobile transport in the agricultural sector: project design, design and technological operation*. 2018. P. 65–66.

Publications that additionally represent the scientific results of the dissertation:

44. Bogomolov V.A., Abramchuk F.I., Manoylo V.M., et al. An experimental setup for fine-tuning ignition systems and controlling a 6CH 13/14 gas engine with spark ignition. *Auto - Gas - Refueling - Complex + Alternative fuel*. 2005. Issue 4 (25). P. 42–45.

45. Manoylo V.M. Regulation of the process of supplying the mixture by the position of the rotary damper of the throttle assembly of the transport engine air supply system. *The world of transport and technological machines*. 2014. No 3. P. 53-59.

46. Rotation frequency sensor and angle of position: Pat. 77233 Ukraine: (51) IPC (2006) G01P 3/42. / Abramchuk F.I., Babenko P.G., Manoylo V.M., et al.; Fotchenkov; application No. 2004 9705245 dated 01.07.2004; published on November 16, 2006. Bul. No. 11.

47. A method for controlling the forced activation of an electromagnet of an actuating device and a device for its execution: Pat. 87359 Ukraine: (51) IPC (2009) H03K 17/00. / Linnik E.V., Babenko P.G., Manoylo V.M., et al.; application No. a2007 10124 dated March 10, 2009; published July 10, 2009. Bul. No. 13

48. Rotation frequency sensor and angle of position: Pat. 88054 Ukraine: (51) IPC (2009) G01P 3/00. / Linnik E.V., Manoylo V.M., Babenko P.G.; application No. a2007 101125 dated September 10, 2007; published 09/10/2009. Bul. No. 17

49. High-ignition system: Pat. for ut. mod. 57928 Ukraine: (51) IPC (2009) F02P 3/00. /Linnik E.V., Babenko P.G., Manoylo V.M., et al; application № a2010 03590 dated March 29, 2010; published March 25, 2011. Bul. No. 6

50. Gas Diesel Regulation System: Pat. 89683 Ukraine: (51) IPC (2009) F02D 19/00. /Linnik E.V., Babenko P.G., Manoylo V.M., et al.; application No. a2008 02031 dated February 18, 2008; published 25.02.2010. Bul. No. 4

51. Two-fuel injector power system for internal combustion engine: Pat. 97303 Ukraine: (51) IPC (2011.01) F02D 41/00, F02B 69/00, F02D 19/00, F02M 21/00. / Linnik E.V., Babenko P.G., Manoylo V.M., et al.; application № a2010 08314 dated July 5, 2011; published January 25, 2012. Bul No. 2

52. Application of the burning body of the incandescent lamp as a thermosensitive element of high-speed temperature sensors: Pat. 65905 Ukraine: (51) IPC (2011.01) G01K 7/00. / Linnik E.V., Babenko P.G., Manoylo V.M., et al.; application No. a2010 03590 dated March 29, 2011; published 12/26/2011. Bul. No. 24

53. Electromagnetic gas dispenser of the gas engine supply system: Pat. for ut mod. 76717 Ukraine: (51) IPC (2013.01) F02M 51/00. / Abramchuk F.I, Manoylo V.M., Dzyubenko O.A., et al; application No. u2012 08523 dated 10.07.2012; published 10.01. 2013. Bul. No. 1

54. Combined power plant of a vehicle: Pat. for ut. mod. 70248 Ukraine: (51)

IPC (2012.01) B60K 5/00. / Turenko A.M., Abramchuk F.I., Manoylo V.M., et al.; application No. a2011 09363 dated July 26, 2011; published 11.06 2012. Bul. No. 11.

55. Method of determining the time and phase characteristics of electromagnetic actuators: Pat. 101453 Ukraine: C2 (51) IPC (2013.01) H01H 3/00, G05B 23/02 (2006.01), G01DR31 / 00. / Linnik E.V., Mironov M.V., Manoylo V.M., et al.; application No. a2012 02031 dated February 5, 2012; published March 25, 2013. Bul. No. 6

56. Gas-fired internal combustion engine, convertible from diesel: Pat. for ut. mod. 81552 Ukraine: (51) IPC F02V 23/06, F02V 23/08. / Abramchuk F.I, Manoylo V.M., Kabanov O.M., et al.; application No. a2012 12862 dated 12.11.2012; published 10.07 2013. Bul. No. 13.

57. Gas-fired internal combustion engine convertible from diesel: Pat. 103249 Ukraine: (51) IPC F02B 1/00, F02B 3/00, F02V 23/06, F02B 23/08. / Abramchuk F.I., Manoylo V.M., Kabanov O.M., et al.; application No. A2012 00418 dated January 16, 2013; published 25.09. 2013. Bul. No. 18.

58. Combined power plant of a vehicle: Pat. for ut. mod. 82136 Ukraine: (51) IPC V60K 6/00. / Abramchuk F.I, Manoylo V.M., Zhilin S.S., et al.; application No. A2013 00167 dated January 3, 2013; published 25.07 2013. Bul. No. 14.

59. Combined power plant of a vehicle: Pat. 103978 Ukraine: (51) IPC (2013.01) B60K 6/00, F02B 73/00, F02G 1/00. / Abramchuk F.I, Manoylo V.M., Zhilin S.S., et al; application No. A2013 00162 dated January 3, 2013; published 10.112. 2013. Bul. No. 23.

60. Choke center of air supply system of ICE: Pat. for ut. mod. 110618 Ukraine: F01L / 00, F02M23 / 00.00. / Abramchuk F.I, Manoylo V.M., Dzyubenko O.A., et al.; application No. a2013 00833 dated January 24, 2013; published 25.10 2016. Bul. No. 20.

61. Two-stroke internal combustion engine with a cam nut and a heat supply with constant rotor volume: Pat. for ut. mod. 118331 Ukraine: F02B23 / 06,

F02V23 / 08. /Kuchava O.O., Manoylo V.M., Morozov I.E., et al.; application No. u2016 10187 dated 06.10.2016; published June 10, 2017. Bul. No. 15.

62. Rotor-piston turbine with evaporative cooling of the rotor: Pat. for ut. mod. 113119 Ukraine: F02B 53/02, F02B 55/08, F02B 55/04, F02G 1/04. / Kuchava O.O., Manoylo V.M., Morozov I.E., et al; application No. u2016 07894 dated July 12, 2016; published January 10, 2017. Bul. No. 1.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ.....	40
ВСТУП	43
1. ОЦІНКА ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ КОНВЕРТОВАНИХ ДЛЯ РОБОТИ НА ПРИРОДНОМУ ГАЗІ	51
1.1 Основи конвертування дизелів у газові двигуни.....	55
1.1.1 Стислі відомості про розвиток газових двигунів.....	55
1.1.2 Переваги і недоліки використання газового палива в газових двигунах, конвертованих з дизеля.....	63
1.1.3 Аналіз відомих методів діагностування та технічного обслуговування функціональних систем засобів транспорту з газовими ДВЗ.....	65
1.2 Аналітичний огляд схем систем конвертування дизелів у газові двигуни.....	71
1.3 Обґрунтування найбільш ефективних способів використання газового палива.....	74
1.4 Способи конвертації дизелів у газовий двигун. Переваги і недоліки.....	76
1.5 Вплив конструктивних та регулювальних параметрів на показники газового двигуна.....	81
1.6 Способи підвищення техніко-економічних і екологічних показників газових двигунів.....	86
1.7 Результати попередніх випробувань двигуна без наддуву з серійним ГБО для конвертованого автотранспортного засобу.....	95
ВИСНОВКИ ЗА РОЗДІЛОМ 1 ТА ПОСТАНОВКА ЗАВДАНЬ ДОСЛІДЖЕННЯ	99
2. ВДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДУ СУМІСНОГО УПРАВЛІННЯ ЕЛЕКТРОННОЮ РОЗПОДІЛЕНОЮ СИСТЕМОЮ ПОДАЧІ ГАЗУ, ПОВІТРОПОСТАЧАННЯ ТА ЗАПАЛЮВАННЯ	101

2.1 Створення теоретичних підходів опису процесів управління подачею газу та системою запалювання.....	101
2.1.1 Принципи регулювання робочого процесу двигуна з розподіленою подачею палива у впускний колектор	101
2.1.2 Дозування палива електромагнітними дозаторами газу в системах впорскування з електронним управлінням	108
2.1.3 Особливості робочого процесу електромагнітного дозатору газу, як складової одиниці системи подачі палива.....	112
2.1.4 Особливості конструкції дослідного зразка електромагнітного дозатору газу.....	115
2.1.5 Вплив зовнішніх регулювальних параметрів на динамічні та витратні характеристики електромагнітного дозатора газу	118
2.1.6 Методи підвищення швидкодії електромагнітних дозаторів газу систем подачі палива до циліндру.....	127
2.2 Розробка електронної системи управління подачі газу і системи запалювання в залежності від режиму роботи двигуна за даними зворотного зв'язку	134
2.2.1 Визначення оптимального моменту подачі природного газу до циліндру двигуна	134
2.2.2 Розробка алгоритму і структурної схеми системи управління процесом подачі палива в газовому двигуні	138
2.2.3 Способи синхронізації системи управління процесом паливоподачі в газовому двигуні	144
2.3 Розробка електронної системи управління подачі палива та системи запалювання в залежності від режиму роботи двигуна за даними зворотного зв'язку. Перевірка роботи системи живлення на експериментальному стенді	146
2.3.1 Перевірка реалізації процесу управління електромагнітним дозатором подачі газу за методом «Pick & Hold».....	148

2.3.2 Вплив реалізації методу управління «Pick & Hold» на динамічні та витратні характеристики електромагнітного дозатора газу.....	150
2.3.3 Розробка електронних захисних екранів для систем запалювання та живлення газових ДВЗ з мікропроцесорним впрскуванням палива.....	153
ВИСНОВКИ ЗА РОЗДІЛОМ 2.....	155
3. РОЗРОБКА ОСНОВ ТЕОРІЇ АВТОМАТИЧНОГО УПРАВЛІННЯ І СХЕМАТИЧНЕ ПРЕДСТАВЛЕННЯ ОЦІНКИ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ФУНКЦІОНАЛЬНИХ СИСТЕМ КОНВЕРТОВАНИХ АТЗ	157
3.1 Математичні моделі управління процесами в типових елементарних ланках технічних систем газового ДВЗ конвертованого АТЗ.....	163
3.1.1 Модель управління процесом зміни швидкості обертання колінчастого вала газового ДВЗ, задіяного в якості приводу автотранспортного засобу.....	163
3.2 Математичні моделі управління процесами в вузлах системи подачі повітря ДВЗ	176
3.2.1 Модель управління процесом руху потоку повітря у фільтрувальному елементі повітряного фільтра	176
3.2.2 Модель управління процесом зміни кутового прискорення положення поворотної заслінки дросельного вузла подачі суміші	183
3.2.3 Модель управління процесом зміни витрати робочого тіла у впускному колекторі ДВЗ	188
3.3 Математичні моделі управління процесами в вузлах системи подачі палива ДВЗ	192
3.3.1 Модель управління процесом прискорення зворотно-поступового руху перепускового клапану редуктора низького тиску подачі газу	192
3.3.2 Модель управління процесом прискорення зворотно-поступового руху клапана-сердечника електромагнітного дозатора подачі газу	196
3.3.3 Модель управління процесом зміни витрати газоповітряної суміші у дифузорі змішувача	202
3.4 Автоматичне управління енергією іскрового розряду в типових	

ланках свічкового вузла контактної і безконтактно-транзисторних системах запалювання	205
3.5 Особливості протікання іскрового розряду в контактнотранзисторній системі запалювання (КТСЗ).....	206
3.6 Математичні моделі управління процесами в типових ланках свічкового вузла контактнотранзисторної системи запалювання ДВЗ ...	208
3.6.1 Математична модель управління енергією ємнісного розряду в свічковому вузлі контактнотранзисторної системи запалювання ДВЗ ...	208
3.6.2 Математична модель управління енергією індуктивного розряду в свічковому вузлі контактнотранзисторної системи запалювання ДВЗ ...	210
3.7 Математичні моделі управління процесами в типових ланках свічкового вузла безконтактно-транзисторної системи запалювання ДВЗ	217
3.7.1 Математична модель управління процесом ємнісною енергією в свічковому вузлі безконтактно-транзисторної системи запалювання ДВЗ.	217
3.7.2 Математична модель управління енергією індуктивного розряду в свічковому вузлі безконтактно-транзисторної системи запалювання ДВЗ	217
3.8 Розробка розімкнутих структурних багатоланкових динамічних схем технічних систем і об'єктів газового ДВЗ	220
3.8.1 Розробка розімкнутих динамічних структурних багатоланкових систем повітропостачання газового ДВЗ	221
3.8.2 Розробка розімкнутих динамічних структурних багатоланкових схем системи подачі палива газового ДВЗ	222
3.8.3 Розробка розімкнутих структурних динамічних багатоланкових схем свічкового вузла системи запалювання газового ДВЗ	224
3.9 Передавальні функції технічних систем і об'єктів конвертованого транспортного засобу	224
3.9.1 Передавальні функції окремих типових елементарних ланок технічних систем і об'єктів конвертованого АТЗ	225

3.9.2 Багатоланкові передавальні функції розімкнених технічних систем і об'єктів конвертованого АТЗ	229
ВИСНОВКИ ЗА РОЗДІЛОМ 3.....	235
4. ВДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДІВ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ У СИСТЕМАХ І ТЕХНІЧНИХ ОБ'ЄКТАХ КОНВЕРТОВАНИХ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ.....	237
4.1 Особливості конструкції експериментальної установки для дослідження сімейства газових двигунів 6Ч13/14 автотранспортних засобів	237
4.2 Малогабаритний безмоторний стенд для дослідження характеристик електромагнітного дозатора газу	243
4.2.1 Особливості конструкції і технічні можливості безмоторного стенду для проведення випробувань ЕДГ	244
4.2.2 Вимірювальна апаратура і принцип роботи малогабаритного випробувального стенду	248
4.3 Параметрична ідентифікація математичної моделі АТЗ з дизельним двигуном, конвертованого в газобалонний автомобіль	251
4.3.1 Апроксимаційний метод параметричної ідентифікації обробки експериментальних статичних характеристик ДВЗ і систем ЗТ	251
4.3.2 Ідентифікація параметрів функціональних систем конвертованого транспортного засобу, обладнаного газовим двигуном	252
ВИСНОВКИ ЗА РОЗДІЛОМ 4.....	256
5. МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕННЯ ОЦІНКИ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ФУНКЦІОНАЛЬНИХ СИСТЕМ ГАЗОВИХ ДВИГУНІВ КОНВЕРТОВАНИХ АТЗ	258
5.1 Поняття динамічної стійкості САР.....	258
5.2 Дослідження оцінки технічного стану функціональних технічних систем конвертованого транспортного засобу	259
5.2.1 Дослідження типових елементарних ланок функціональних технічних систем конвертованого АТЗ методом оцінки технічного стану з використанням функціональних рівнянь і принципу суперпозиції	260

5.2.2 Дослідження стійкості складних розімкнутих динамічних систем ЗТ методом оцінки технічного стану з використанням прямого і зворотного перетворень Лапласа	281
ВИСНОВКИ ЗА РОЗДІЛОМ 5.....	290
6. ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ, КОНВЕРТОВАНИХ ДЛЯ РОБОТИ НА ПРИРОДНОМУ ГАЗІ	292
6.1 Вибір і спосіб стабілізації процесу подачі палива газового ДВЗ конвертованого транспортного засобу	292
6.2 Методи розрахунку умов появи детонації в циліндрі газового двигуна автотранспортного засобу	299
6.3 Удосконалення існуючих методів оптимізації конструктивних і регульовальних параметрів газового двигуна	302
6.3.1 Використання критерію детонації для оптимізації конструктивних параметрів газового двигуна с газотурбінним наддувом	302
6.3.2 Адаптація методу дослідження простору параметрів з використанням сіток проф. І.М.Соболя і проф. Р.Б. Стаднікова для оптимізації регульованих параметрів газового двигуна	309
6.4 Отримання узагальнених характеристичних карт управління процесами запалення і подачі газу в ДВЗ з газотурбінним наддувом.....	314
6.5 Результати моделювання та оптимізації режимних і конструктивних параметрів газового двигуна АТЗ	318
6.6 Випробування вантажного транспортного засобу з газовим ДВЗ на паливну економічність і токсичність ВГ на стенді з біговими барабанами	321
6.7 Порівняльні експериментальні дослідження по їздовим циклам автотранспортних засобів з різними варіантами ДВЗ	323
6.7.1 Розрахункові дослідження режимів роботи газового двигуна в умовах роботи на транспортних засобах при різних їздових циклах	323
6.7.2 Результати випробувань газового двигуна ЯМЗ-5362Г, щодо	

викидів забруднюючих речовин на відповідність нормативним вимогам (Правил ООН № 96-03).....	331
ВИСНОВКИ ЗА РОЗДІЛОМ 6.....	333
ОСНОВНІ ВИСНОВКИ.....	337
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	342
Додаток А Алгоритм матмоделі розрахунку параметрів систем газового ДВЗ АТЗ	368
Додаток Б Алгоритм розрахунку і математичні операції, які використовуються при визначені вхідних та вихідних складових елементарної ланки 1 (фільтруючого елемента повітряного фільтра ДВЗ)...	370
Додаток В Алгоритм розрахунку і математичні операції, які використовуються при визначені вхідних та вихідних складових елементарної ланки 2 (горловини дифузора змішувача).....	372
Додаток Г Алгоритм розрахунку і математичні операції, які використовуються при визначені вхідних та вихідних складових елементарної ланки 3 (поворотної заслінки дросельного вузла)	374
Додаток Д Алгоритм розрахунку і математичні операції, які використовуються при визначені вхідних та вихідних складових елементарної ланки 4 (впускний колектор ДВЗ).....	378
Додаток Е Алгоритм розрахунку і математичні операції, які використовуються при визначені вхідних та вихідних складових елементарної ланки 5 (газового двигуна внутрішнього згоряння)	379
Додаток Ж Алгоритм розрахунку і математичні операції, які використовуються при визначені вхідних та вихідних складових елементарної ланки 6 (газовий редуктор низького тиску).....	381
Додаток З Алгоритм розрахунку і математичні операції, які використовуються при визначені вхідних та вихідних складових елементарної ланки 7 (клапан-сердечника електромагнітного дозатора газу)	385
Додаток К Алгоритм розрахунку і математичні операції, які	

використовуються при визначені вхідних та вихідних складових елементарної ланки 8 (свічний вузол ємкісного заряду системи запалювання).....	391
Додаток Л Алгоритм розрахунку і математичні операції, які використовуються при визначені вхідних та вихідних складових елементарної ланки 9 (свічний вузол індуктивного заряду системи запалювання).....	392
Додаток М Технічні характеристики вантажних автомобілів КрАЗ-5401 з дизелем та КрАЗ-5401К2 з газовим двигуном	393
Додаток Н Основні техніко-економічні показники газових двигунів.....	396
Додаток П Патенти	397
Додаток Р Акти впровадження результатів дисертаційного дослідження	415
Додаток С Сертифікати отримані пошукачем від фірми CLAAS.....	421
Додаток Т Список публікацій за темою дисертації та відомості про апробацію результатів дисертації.....	426

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

ЗТ	– засіб транспорту;
АТЗ	– автотранспортний засіб;
ТС	– технічна система;
ДВЗ	– двигун внутрішнього згорання;
ГБО	– газобалонне обладнання;
НДР	– науково-дослідна робота;
МОН	– Міністерство освіти і науки;
ХНАДУ	– Харківський національний автодорожній університет;
ХНТУСГ	– Харківський національний технічний університет сільського господарства;
АГНКС	– автозаправочні газо-наповнюючі комплекси і станції;
МФУ	– метод функціональних рівнянь;
МОКіРП	– метод оптимізації конструктивних і режимних параметрів;
ККД	– коефіцієнт корисної дії;
ВГ	– відпрацьовані гази;
СНГ	– стиснутий нафтовий газ;
СПГ	– стиснутий природний газ;
СкПГ	– скраплений природний газ;
ПГ	– природний газ;
СкВГ	– скраплений вуглеводневий газ;
МЧ	– метанове число;
ОЧ	– октанове число;
ПА	– паливна апаратура;
ПНВТ	– паливний насос високого тиску;
КЗ	– камера згорання;
в.м.т.	– верхня мертва точка;
н.м.т.	– нижня мертва точка;
ГТН	– газотурбінний наддув;

ТКР	– турбокомпресор;
ЕДГ	– електромагнітний дозатор газу;
ЧШХ	– часові швидкісні характеристики;
ЗШХ	– зовнішні швидкісні характеристики;
АСДД	– автоматизована система дослідження двигуна;
ГПШ	– генератор прямокутних імпульсів;
град п.к.в.	– градусів повороту колінчастого валу;
ЕДГ	– електромагнітний дозатор газу;
КВ	– колінчастий вал;
град п.р.в.	– градусів повороту розподільного валу;
НК	– низьковольтний ключ;
ВК	– високовольтний ключ;
ЕСКД	– електронна система керування двигуном;
ЕСУД	– електронна система управління двигуном;
ГПА	– газопаливна апаратура;
ОНП	– охолоджувач надувного повітря;
КВЗ	– кут випередження запалювання;
ЕРС	– електрорушійна сила самоіндукції;
СК РПГ	– система керування розподіленою подачею газу;
ДПВ	– датчик початку відліку;
ДКІ	– датчик кутових імпульсів;
ДПДЗ	– датчик положення дросельної заслінки;
ДТОР	– датчик температури охолоджуючої рідини;
ДТиГ	– датчик тиску газу;
ДТеГ	– датчик температури газу;
СУ	– система управління;
α	– коефіцієнт надлишку повітря;
g_e	– питома витрата палива;
N_e	– ефективна потужність;

M_e	– ефективний крутний момент;
$n, n_{\text{ДВЗ}}$	– частота обертання колінчатого валу/ДВЗ;
ε	– ступінь стиснення;
$D_{\text{ц}}$	– діаметр циліндру;
$S_{\text{п}}$	– хід поршня;
V_h	– робочий об'єм двигуна;
π_k	– ступінь підвищення тиску при наддуванні;
G_s	– витрата повітря через компресор;
P_s	– тиск надувного повітря;
η_v	– коефіцієнт наповнення;
ВЕВ	– вхідний елементарний вплив;
ЧДХ	– часові динамічні характеристики;
БПГ	– безпосередня подача газу;
МПГ	– моно подача газу;
РПГ	– розподільна подача газу;
ВК	– впускний колектор;
ДЗ	– дифузор змішувача;
ДрЗ	– дросельна заслінка;
ФЕПФ	– фільтруючий елемент повітряного фільтру;
ГРНТ	– газовий редуктор низького тиску;
КТСЗ	– контактно-транзисторна система запалювання;
БКТСЗ	– безконтактно-транзисторна система запалювання;
МІЦ	– міський їздовий цикл;
ПІЦ	– приміський їздовий цикл;

ВСТУП

Обґрунтування вибору теми дослідження. Конвертація засобів транспорту для роботи на природному газі є одним з актуальних напрямів розвитку і вдосконалення транспортного машинобудування, що вирішує проблему поліпшення екологічної безпеки та підвищення ефективності експлуатації ЗТ в цілому. При цьому, конвертації, в основному, підлягає тільки обладнання функціональних систем подачі повітря, газу і запалювання двигунів ЗТ.

Проектувальники на стадії конвертації ЗТ в газобалонні автотранспортні засоби, не мають в своєму розпорядженні достатньо ефективних методів щодо вибору оптимальних параметрів для вже розроблених, або принципово нових технічних систем, які б забезпечили найбільш ефективну роботу ДВЗ в процесі експлуатації ЗТ.

Основними труднощами на етапі конвертації ЗТ є вибір найкращої функціональної схеми вузлів і агрегатів технічної системи ДВЗ, яка б забезпечила найбільш високі техніко-економічні та екологічні показники робочого процесу двигуна конвертованого АТЗ.

Для вирішення цієї проблеми необхідне отримання діагностичної інформації про параметри технічних систем, не тільки на режимах номінальної потужності, але в широкому діапазоні зміни навантаження та частоти обертання колінчатого валу ДВЗ, які є показниками оцінки технічного стану функціональних систем конвертованих ЗТ на стадіях їх проектування, конвертації і експлуатації.

Для отримання такої діагностичної інформації необхідна розробка нових комплексних методів оцінки технічного стану окремих елементарних ланок ТС конвертованого ЗТ, що базуються на математичних методах, основаних на принципі суперпозиції і функціональних рівнянь, а в складних багатоланкових розімкнутих системах оцінка технічного стану визначається за допомогою перетворень Лапласа. Останній метод дозволяє вирішувати

проблему оптимізаційного вибору найбільш ефективної функціональної схеми із декількох варіантів складних технічних систем двигуна. При застосуванні найбільш ефективної ТС, можна підвищити ефективну потужність, поліпшити екологічні показники та паливну економічність двигуна конвертованого ЗТ.

Для вирішення проблеми оцінки технічного стану АТЗ необхідна розробка комплексних методів оцінки технічного стану параметрів елементарних і багатоланкових систем конвертованих ЗТ, які забезпечують вирішення прикладної проблеми підвищення ефективності експлуатації засобів транспорту і їх функціональних систем, конвертованих для роботи на природному газі.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконана згідно: Закону України «Про стимулювання розвитку вітчизняного машинобудування для агропромислового комплексу» № 5478-V1 (5478-17) від 06.11.2012 р.; Постанова Кабінету Міністрів України «Про затвердження переліку пріоритетних тематичних напрямів наукових досліджень і науково-технічних розробок на період до 2015 р.» № 942 від 07.09.2012 р.; Постанова Президії Національної академії наук України № 55 від 25.02.2009 р. «Основні наукові напрямки, найважливіші проблеми фундаментальних досліджень у галузі природничих, технічних і гуманітарних наук на 2009-2013 рр.».

За темою дисертації за безпосередньою участю пошукача виконані дослідження з прикладних держбюджетних НДР МОН України: «Теоретичні основи конвертування дизеля у двигун, працюючий на природному газі» (2006-2007 рр. ДР № 06-53-04), «Розроблення та дослідження автомобільного малолітражного екологічно чистого двигуна внутрішнього згорання, що працює на стиснутому природному газі» (2007-2008 рр. ДР № 0107U007789), «Теоретичні основи конвертування дизеля в газовий двигун з розподільною подачею природного газу й газотурбінним наддуванням» (2011-2012 рр. ДР № 0110U001168).

Частина досліджень виконувалася з науково-технічного співтовариства

між ХНАДУ і Харківським автомобільним ремонтним заводом № 126 «Конвертування дизеля ЯМЗ-236 у газовий двигун 6Ч 13/14 з іскровим запалюванням» (2003-2005 рр., м. Харків).

Мета і завдання дослідження. Метою дослідження є підвищення ефективності експлуатації засобів транспорту, конвертованих для роботи на природному газі, шляхом використання комплексних методів діагностування функціональних систем ДВЗ, які дозволяють покращити їх техніко-економічні і екологічні показники.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- визначити та обґрунтувати актуальну невирішену проблему за вибраним напрямком дослідження;
- виконати математичне моделювання перехідних процесів параметрів елементарних і багатоланкових технічних систем подачі повітря, палива і запалювання двигуна АТЗ, конвертованого для роботи на природному газі;
- сформулювати концепцію оцінки технічного стану функціональних систем засобів транспорту, конвертованих для роботи на природному газі;
- розробити методи оцінки технічного стану і динамічної стійкості елементарних технічних систем конвертованого АТЗ;
- розробити методологію оцінювання ефективності експлуатації засобів транспорту та їх функціональних систем, конвертованих для роботи на природному газі;
- удосконалити метод параметричної ідентифікації експериментально отриманих залежностей оцінки параметрів газового ДВЗ конвертованого АТЗ;
- розвинути метод оптимізації конструктивних і режимних параметрів конвертованого АТЗ з газовим ДВЗ;
- розвинути методи експериментального дослідження діагностичних параметрів систем газового ДВЗ конвертованого АТЗ;
- синтезувати методологію підвищення паливної економічності засобів транспорту в умовах експлуатації;

– провести порівняльні експериментальні дослідження по їздовим циклам АТЗ з базовим дизелем і декількома варіантами газових ДВЗ.

Об'єкт дослідження – процес підвищення функціонування транспортних засобів, конвертованих для роботи на природному газі.

Предмет дослідження – підвищення ефективності експлуатації засобів транспорту, конвертованих для роботи на природному газі.

Методи дослідження. Теоретичні та експериментальні дослідження, проведені в роботі, базуються на загальнонаукових методах системного аналізу і синтезу складних технічних систем для створення ефективних способів регулювання процесів, що виникають в них. Для ідентифікації численних математичних моделей ТС і програмної оптимізації режимних і конструктивних параметрів ТС використовується метод дослідження простору параметрів на основі сіток проф. І.М. Соболя та проф. Р.Б. Статнікова. Метод підвищення експлуатації конвертованих ЗТ з елементарними ТС, базується на математичних методах, основаних на принципі суперпозиції і функціональних рівнянь.

Фундаментальною базою діагностичного методу розімкнених багатоланкових технічних систем АТЗ є використання складних передавальних функцій, з застосуванням операційного методу прямого та зворотного перетворення Лапласа.

Наукова новизна отриманих результатів.

Вперше:

– запропоновано концепцію оцінки технічного стану функціональних систем засобів транспорту, конвертованих для роботи на природному газі, яка на відміну від відомих базується на аналізі характеристик їх перехідних процесів;

– розрахунково-функціональним моделюванням елементарних ланок газових ДВЗ розроблено методологію оцінки їх динамічної стійкості, яка відрізняється від існуючої реалізацією нестабільності вхідних параметрів функціональних систем, обумовлених їх технічним станом;

– на основі аналізу структурних зв'язків багатоланкових функціональних систем засобів транспорту, конвертованих для роботи на природному газі, сформовано основні положення їх синтезу, які відрізняються від існуючих реалізацією заданих їх властивостей при зміні технічного стану.

Отримали подальший розвиток:

– метод спільного управління функціональними системами газового ДВЗ, що на відміну від існуючих коригується відповідно до показань інформаційної системи транспортного засобу;

– метод параметричної ідентифікації показників газового ДВЗ, який дозволив визначити статичні характеристики діагностичних показників його функціональних систем, який на відміну від відомого базується на тягово-швидкісних характеристиках конвертованого транспортного засобу.

Удосконалено:

– теорія конвертованих засобів транспорту для роботи на природному газі, що на відміну від існуючої враховує технічний стан функціональних систем;

– теорія паливної економічності транспортного засобу з газовим ДВЗ, яка на відміну від існуючої враховує різні їздові цикли.

Практична цінність отриманих результатів. Дисертаційні дослідження створюють теоретичну базу: для розробки нових методів оцінки технічного стану, моделювання і програмної оптимізації параметрів газового ДВЗ конвертованого АТЗ; наукового обґрунтування та вибору основних режимно-технічних параметрів і характеристик конвертованих АТЗ з поліпшеною паливною економічністю, екологічною безпекою та надійністю роботи на природному газі.

Запропоновані в дисертації основні наукові розробки і рекомендації впровадженні на виробничих підприємствах та у наукових установах, а саме:

– у приватному акціонерному товаристві ПрАТ «АвтоКрАЗ» при розробці вантажного автомобілю серії КрАЗ-5401Г з конвертованим газовим двигуном ЯМЗ-5362Г для комунального господарства;

– на ДП «Харківський автомобільний завод» при виконанні і обґрунтуванні техніко-економічних вимог при конвертації перспективних зразків автомобілів для роботи на природному газі;

– у Харківській філії УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого в практиці проведення випробувальних робіт мобільної техніки з газовими двигунами використовуються комплексні методи діагностування;

– у Харківському національному технічному університеті сільського господарства імені Петра Василенка в навчальному процесі підготовки бакалаврів, спеціалістів та магістрів за напрямками (спеціальностями) 27 Транспорт, 274 Автомобільний транспорт.

Особистий внесок пошукача. Результати теоретичних і експериментальних досліджень, які виносяться на захист, отримані особисто автором.

У роботах, опублікованих у співавторстві, автору належать:

– методи підвищення техніко-економічних показників ЗТ конвертованих з дизеля, в газові двигуни з іскровим запалюванням [3, 4, 5 і 42];

– систематизовані дані про особливості експериментальної установки для проведення досліджень конвертованих безнадувних газових ДВЗ, а також двигунів з наддувом [6, 7, 11, 20, 24, 29, 37 і 44];

– відомості про оцінку теплового стану елементів головки циліндрів газового двигуна [9];

– систематизовані дані про доцільність використання на конвертованому двигуні мікропроцесорної системи управління [2, 30, 35, 36, 39, 40, 41, 47, 50 і 54-55], структурний синтез системи управління розподіленої подачею газу [13, 23, 25, 53 і 60] та захисного електронного екрану [32-34] для МПСУ;

– систематизовані дані про доцільність використання на конвертованому двигуні електронної системи запалювання [8, 46, 48 і 49] та реалізацію методу «Pick & Hold» в системі розподіленої подачі газу в ДВЗ [22];

- систематизовані дані про доцільність використання на конвертованому двигуні в функціональних системах високоефективних вузлів [10,14, 18, 19, 51, 52, 61 і 62];
- вибір і обґрунтування способу стабілізації процесу подачі палива транспортного газового двигуна [12];
- математичні методи регулювання процесу руху робочого тіла в вузлах подачі повітря і в агрегатах паливоподачі ДВЗ [15-17, 25-28, 35, 45];
- розроблені динамічні структурні схеми ТС конвертованого АТЗ, переобладнаного для роботи на природному газі [43].

Апробація результатів дисертації. Основні положення роботи доповідалися, обговорювалися та отримали позитивну оцінку на: XI-й Міжнародній науково-технічній конференції «Транспорт, екологія – устойчиво развитие» (Болгарія, Варна, Технічний університет, 4-5 квітня 2005 р.); Міжнародних науково-технічних конференціях «Сучасні проблеми двигунобудування: стан, ідеї, рішення» (Первомайськ, ППІ НУК, 23-24 травня 2007 р., 21-22 травня 2009 р.); науково-технічній та науково-методичній конференції університету присвяченій 80-річчю ХНАДУ (Харків, ХНАДУ, 15-16 вересня 2010 р.); Міжнародній науково-технічній конференції кафедр академії, інженерно-технічних працівників залізниць, підприємств і організацій України та інших країн (Харків, УкрДАЗТ, 21-23 квітня, 2010 р.); XVIII-й Міжнародній науково-практичній конференції «Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я» (Харків, НТУ «ХП», 12-13 травня, 2010 р.; 1-3 червня, 2011 р.; 15-17 травня 2012 р.); Міжнародній науково-практичній конференції, присвяченій 85-річчю академіка Аніловича В.Я. «Проблеми надійності машин і засобів механізації сільського господарства» (Харків, ХНТУСГ, 14-15 травня 2015 р.); Всеукраїнській науково-практичній конференції «Автомобільний транспорт в аграрному секторі: проектування, дизайн та технологічна експлуатація», (Харків, ХНТУСГ, 24-25 травня, 2018 р.).

Публікації. За матеріалами дисертаційної роботи опубліковано 62

наукові праці, у тому числі: 35 статті у наукових (зокрема 2 електронних) фахових виданнях України та 9 інших держав (з них 4 публікації у періодичних виданнях, що входять до наукометричної бази Scopus та 11 публікацій у виданнях, які включені до інших міжнародних наукометричних баз). За матеріалами досліджень опубліковано 8 тез у збірниках доповідей міжнародних та всеукраїнських наукових конференціях, отримано 8 патентів України на винахід та 9 патентів України на корисну модель.

Структура і об'єм роботи. Дисертаційна робота складається з анотації, вступу, шести розділів, висновків, списку використаних джерел. Загальний обсяг дисертації становить 434 аркушів друкованого тексту. Обсяг основного тексту дисертаційної роботи становить 298 сторінки, у тому числі 134 рисунка і 9 таблиць, список використаних джерел містить 258 найменувань на 25 аркушах.

РОЗДІЛ 1

ОЦІНКА ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ
КОНВЕРТОВАНИХ ДЛЯ РОБОТИ НА ПРИРОДНОМУ ГАЗІ

Використання природного газу в транспортних ДВЗ вирішує проблему здешевлення перевезень та зменшення концентрації шкідливих компонентів у продуктах згоряння. У сільському господарстві перехід з дизельного пального на стиснутий природний газ в тракторах і комбайнових, окрім здешевлення сільськогосподарської продукції, робить її екологічно чистою. Конвертація дизелів у газові двигуни дозволить використовувати газ, як пальне у двигунах компресорних станцій. Крім цього, дозволяє використовувати збалансовані ресурси: вугільний метан, біогаз, газ відпрацьованих нафтогазових родовищ та ін. З врахуванням того, що Україна виготовляє та закуповує переважно дизельні двигуни, а нафту експортує, то використання стиснутого природного газу економічно дуже вигідно. Так, наприклад, конвертування транспортних та стаціонарних дизелів в газові двигуни зменшить собівартість сільгосппродуктів на 20...25 %. А застосування на автобусах газових двигунів дозволить знизити ціну на проїзд на 30 % [76].

На сільськогосподарській техніці (тракторах, комбайнах), вантажних автомобілях, автобусах, спеціальній та дорожній техніці застосовуються силові установки на базі дизелів. Така тенденція буде зберігатися і в подальшому.

Для розширення використання природного газу у якості моторного палива слід сконцентрувати зусилля саме на цих двигунах.

Традиційним паливом для дизелів є паливо нафтового походження. Сировину для виготовлення цього палива Україна вимушена закупати за кордоном. Альтернативним моторним паливом сьогодні в світі вважається природний газ, який за запасами розвідних родовищ перевищує запаси нафти. Слід відмітити, що світові ціни на газ будуть завжди нижче за ціну на нафту, тому слід розширювати використання природного газу у якості моторного палива.

Україна має досвід використання стисненого природного газу як моторного палива на автомобільному транспорті. В країні існує мережа з 90 потужних АГНКС, розташованих у 66 містах, продуктивністю по стисненому газу 675 млн. м³ на рік. Вона здатна на протязі року забезпечити природним газом 70 тис. автомобілів та замістити при цьому 624 тис. тон рідких моторних палив. Автомобілі на газі виконують як міські та міжміські перевезення, а тому мережа АГНКС повинна бути пов'язана з мережами сусідніх країн і здатна забезпечити також і міждержавні перевезення, уникнувши при цьому обмежень у перетинанні кордону, пов'язаних з екологічно недосконалими засобами транспорту.

В даний час практично у всіх країнах світу як основне паливо для автомобільних двигунів внутрішнього згорання використовується продукт дистилювання нафти (бензин або дизельне паливо).

Зростання автомобільного парку неминуче супроводжується збільшенням споживання рідкого палива нафтового походження і значним забрудненням атмосферного повітря. На даний момент автомобільний транспорт споживає більше половини світлих нафтопродуктів, що складає близько 13 % всіх енергоресурсів [80]. Крім того, нафта необхідна і іншим галузям народного господарства (медицині, парфумерії, харчовій промисловості, тваринництву та ін.), потреби яких в нафтових продуктах постійно зростають, а витрати на їх здобич щорічно збільшуються. Тому оптимізація структури споживання автомобільним транспортом палива нафтового походження представляє одне з найбільш важливих завдань. Не менш гострою є проблема зменшення забруднення навколишнього середовища, особливо у великих промислових центрах. Вирішенню цих питань сприяє застосування на автомобільному транспорті газобалонних автомобілів, що працюють на різних видах газових палив, які мають наступний ряд переваг:

– його високі моторні властивості (октанове число 110) дозволяють використовувати високі ступені стиснення (до 14 в малорозмірних двигунах) і мати високу економічність;

- завдяки низькому співвідношенню вуглецю до водню низькі викиди твердих частин і менше CO_2 на одиницю палива;
- природний газ не має практично сірки, тому незначні викиди SO_2 ;
- природний газ не викликає забруднення ґрунту як нафтові палива, що витікають із сховищ;
- при роботі на бідних сумішах має значно менші викиди NO_x ;
- природний газ має більшу температуру запалювання ніж дизельне паливо, що робить його більш важким до samozapalювання;
- він має розтягнуті межі запалювання, що дозволяє стабільно запалюватись на збіднених сумішах;
- повніше згорання палива, унаслідок чого у відпрацьованих газах міститься значно менше шкідливих речовин, чим при роботі на рідкому паливі, що має особливо важливе значення для автомобільного транспорту, який працює у великих містах і промислових центрах, а також в закритих приміщеннях і на підприємствах харчової промисловості. Повніше згорання палива забезпечує також різке зниження утворення нагару на поверхні поршнів, циліндрів, камер згорання і електродів свічок запалення, внаслідок чого зменшується попадання твердих частинок в масло, поліпшуються умови роботи свічок запалення, і збільшується їх термін служби, а також знижується загальний час простою автомобіля в ремонті;
- відсутня конденсація палива на циліндрах двигуна і не змивається масляна плівка із стінок поршнів і циліндрів, внаслідок чого знижується в 1,5 – 2 рази знос поршнів і циліндрів та підвищується в 2 – 3 рази термін служби масла;
- легше і досконаліше перемішування газу з повітрям, ніж рідкого палива з повітрям, та відсутність конденсації палива дозволяють працювати на газі без підігріву робочої суміші;
- вищі антидетонаційні властивості газоподібного палива в порівнянні з рідким паливом дозволяють застосовувати при роботі на газі вищі ступені стиску, що підвищує літрову потужність двигуна і зменшує питому витрату палива;

– знижуються витрати при експлуатації газобалонних автомобілів за рахунок нижчої вартості газу в порівнянні з рідким паливом, а також унаслідок зменшення питомої витрати палива;

– покращуються умови роботи системи живлення і глушників шуму випуску. Газоподібний стан палива і надлишковий тиск в газобалонній установці різко знижують ймовірність засмічення паливоподавальної апаратури газобалонних автомобілів. Крім того, оскільки система живлення газом герметизована, то навіть при тривалих стоянках газобалонних автомобілів з непрацюючими двигунами не відбувається корозії внутрішніх поверхонь деталей системи живлення;

– рівень шуму, що виникає при роботі газового двигуна з іскровим запалюванням значно нижчий порівняно з дизельним двигуном;

– можливість використання місцевих ресурсів палива. Деякі країни обмежені ресурсами нафти, але мають в своєму розпорядженні достатні джерела отримання газу. Для цих країн переведення автотракторних двигунів з рідкого палива на газове паливо має особливо важливе значення, оскільки дозволяє скоротити імпорт нафтопродуктів. Не виключенням є і Україна.

Попит на використання газового палива в ДВЗ та вимоги до норм токсичності відпрацьованих газів ставлять перед винахідниками задачі по розробці та виготовленню принципово нових систем живлення, в яких керування циклової подачі палива та кута випередження запалювання відбувається за сигналом від електронного блоку управління.

Розроблені електронні системи подачі газового палива знайшли своє широке застосування на автомобілях з робочим об'ємом двигуна до 4,5 л. Використання таких систем паливоподачі на газових двигунах, конвертованих з дизеля у яких робочий об'єм більший за 10 л, практично неможливе [79]. По-перше це пов'язано з низькою частотою обертання колінчастого валу (КВ) конвертованого ДВЗ на номінальному режимі роботи (частота обертання КВ близько 2000 хв^{-1}), де потрібні великі значення циклових подач від ЕДГ; по-друге, на конвертованих двигунах, а це як

правило дизельні двигуни з традиційною паливною апаратурою, відсутня будь-яка електронна система керування робочим процесом, повітро- та паливопостачання; по-третє, для газових ДВЗ, конвертованих з дизеля відсутні вітчизняні електромагнітні дозатори газу (ЕДГ), які здатні задовольнити потреби в паливі такі двигуни.

Таким чином наведені у цьому розділі дисертації результати направлені на розробку сучасних систем керування не тільки кутом випередження запалювання та цикловою подачею палива (де поставлена задача вирішується окремим електронним блоком), але і на створення вітчизняних адаптивних систем керування робочим процесом двигуна.

Наведені результати відображають сучасний рівень розвитку газових двигунів, оснащених системою розподіленої подачі палива та системою газотурбінного наддування.

1.1 Основи конвертування дизелів у газові двигуни

1.1.1 Стислі відомості про розвиток газових двигунів

Помітне скорочення природних енергетичних ресурсів в більшості країн світу робить актуальною проблему як розробки нових джерел енергії, так і, насамперед, раціонального використання існуючих запасів. В зв'язку з цим все більш істотне значення як паливо для ДВЗ набувають різні гази.

Газові двигуни мають достатньо високий ККД, а з урахуванням нижчої ціни на газове паливо, в порівнянні з рідинним, виявляються в експлуатації найбільш рентабельними енергетичними установками [64]. На думку ряду провідних зарубіжних фірм, газові двигуни є більш «екологічно чистими», оскільки рівень емісії шкідливих речовин з ВГ у них нижче ніж норми Euro-4 та Euro-5.

Значні темпи видобутку нафти (основної сировини для отримання традиційних видів палив) обумовлює ряд економічних і стратегічних причин

використання газоподібного палива. Це є основним поштовхом для розвитку, як газової промисловості, так і газових двигунів. Газові двигуни, зазвичай, створюються на базі дизелів. Тому їх виробництво зосереджене в країнах з розвинутою дизелебудівною промисловістю: у США, Канаді, Англії, Франції, Німеччині, Австрії, Голландії, Італії, Японії і країн пострадянського простору [65]. Газові двигуни використовуються як силові установки в багатьох країнах Північної і Латинської Америки, в Європі і Африці, в країнах Близького і Середнього Сходу, в Австралії і Азії.

Широкий розвиток газових двигунів за кордоном обумовлюється наступними факторами:

- економічною доцільністю використання газового палива як основного моторного палива, що дешевше ніж дизельне;
- достатньо високими ефективними показниками (табл. 1.1) [66] в порівнянні з іншими типами двигунів;
- не складною модернізацією дизельного двигуна в газовий двигун;
- можливістю застосування знижених ступенів стиску в порівнянні з дизельними двигунами, що забезпечує отримання в них зниженого тиску згорання і зменшення механічних навантажень на несучі деталі двигуна;
- дозволяє зменшити забруднення навколишнього середовища канцерогенними речовинами за рахунок низького вмісту вільного вуглецю (сажі) у ВГ газового двигуна.

В даний час всі газові двигуни випускаються на базі дизельних двигунів. Перш за все, це пов'язано з економічною доцільністю конвертації (переобладнання), яка не вимагає розробки нових конструкцій двигуна. А також те, що дизельний двигун вже пристосований для надійної роботи при високому тиску в циліндрі [67].

Таким чином, за даними джерела [67] ухвалена програма про переведення до 2025 р. 23 % європейського автотранспорту саме на альтернативні палива (стиснутий і зріджений газ, палива, що отримуються з природного газу, вугілля та ін.), зокрема 10 % – на природний газ, 8 % – на біогаз і 5 % – на водень.

Таблиця 1.1 – Порівняння основних параметрів сучасних двигунів

Показник		Тип ДВЗ		
		Дизельний		Газовий
		Без ГТН	з ГТН	
Коефіцієнт залишкових газів		0,03 – 0,06	0,02 – 0,04	0,04 – 0,10
Коефіцієнт наповнення		0,80 – 0,94	0,90 – 0,98	0,70 – 0,90
Тиск в кінці стискування, МПа		3,5 – 6,0	до 8,0	1,0 – 2,0
Температура в кінці стискування, К		800 – 1000	до 1100	650 – 800
Показники політропи	стискування	1,35 – 1,39	1,32 – 1,37	1,36 – 1,39
	розширення	1,15 – 1,28	1,15 – 1,30	1,25 – 1,35
Температура згоряння, К		1700 – 2300	1800 – 2500	2200 – 2500
Індикаторний ККД		0,38 – 0,50	0,39 – 0,53	0,28 – 0,38
Середній індикаторний тиск, МПа		0,7 – 1,2	до 2,5	0,6 – 0,9
Питома Індикаторна витрата	палива, г/(кВт·г)	169 – 233	160 – 217	–
	теплоти, МДж/(кВт·г)	–	–	8,6 – 13,4
Ефективний ККД		0,30 – 0,40	0,35 – 0,45	0,23 – 0,30
Середній ефективний тиск, МПа		0,60 – 0,80	0,80 – 1,80	0,50 – 0,75
Питома ефективна витрата	палива, г/(кВт·г)	210 – 280	190 – 245	–
	теплоти, МДж/(кВт·г)	–	–	12 – 17
Температура ВГ перед ТКР, °С		–	650 – 800	–

На користь використання природного газу як основного моторного палива виступає його ресурсна забезпеченість, високі моторні властивості, екологічні і економічні показники.

На використання газових палив автомобільним транспортом багатьох країн впливає, по-перше, проведення політики по забезпеченню енергетичної незалежності, по-друге, свідомість згубного забруднення атмосферного повітря викидами автотранспорту.

Проте кожна країна враховує свої національні чинники і причини використання газових палив автомобільним транспортом. Основними причинами використання природного газу в якості основного моторного палива можуть стати, як вже наголошувалося вище, екологічні, політичні і

економічні чинники. Внаслідок цього за останні роки на автомобільному транспорті багатьох держав спостерігається збільшення використання газового палива [68]. За джерела [68, 69, 71] Україна входить до першої «десятки» країн, в яких експлуатуються засоби транспорту на природному газі і мережі АГНКС.

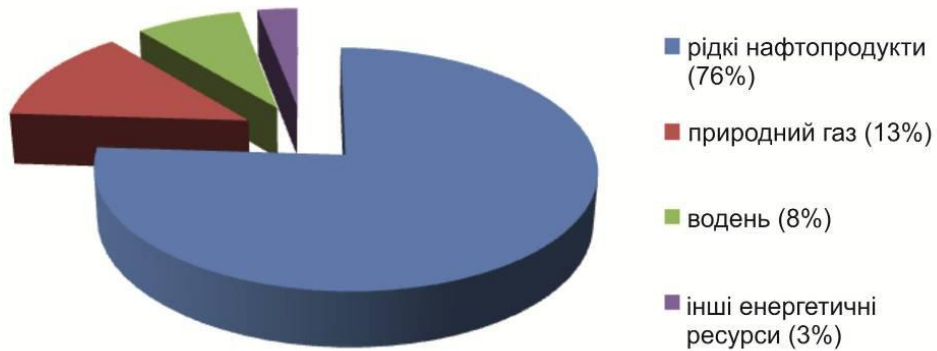


Рисунок 1.1 – Відсоток європейського автотранспорту, котрий необхідно перевести на альтернативний вид палива

Аналізуючи джерела [69, 71, 72] спостерігається значне збільшення уваги до застосування газів як основного моторного палива для двигунів внутрішнього згорання. Простежується явне збільшення не тільки парку засобів транспорту що використовують природний газ як паливо, але і значний розвиток інфраструктури в галузі газифікації автомобільного транспорту і мережі АГНКС.

Застосування газових двигунів має місце на муніципальному, міському і вантажному автомобільному транспорті, де в якості силової установка застосований дизельний двигун внутрішнього згорання. У США за станом на 1996 р. розробкою і випуском газових двигунів створених на базі дизелів займалися декілька фірм.

Cummins Inc., одна з таких фірм-виробників, яка займалася доведенням газових двигунів робочим об'ємом у 6 – 11 л. для вантажівок, що працюють на природному газі. Але на той момент фірма-виробник випускала лише один їх тип – модель L10G потужністю 180 кВт для міжміських автобусів. А на початку 1996 р. планувався випуск подібного двигуна, але вже збільшеною

потужністю до 188 кВт для комунальних засобів транспорту. Інша фірма-виробник, яка працює в даному напрямку є Detroit Diesel. Серія газових двигунів 60G, створена фірмою на базі свого дизеля робочим об'ємом в 12,7 л, та призначена для використання на важких вантажівках. Фірма з Navistar International на базі серії двигунів 30G і 40G, в 1996 р. для важких вантажівок розробила двигуни серії 50G робочим об'ємом 8,5 л, потужністю 188 – 225 кВт. Свої розробки у цьому напрямі мають також фірми Mack Trucks і Caterpillar Inc. [73].

У європейських країнах особлива увага розвитку газових двигунів приділена фахівцями фірми «RABA» (Угорщина) і акціонерним товариством «Mielec – Diesel» GAZ (Республіка Польща) [74]. Так угорською фірмою «RABA» на базі рядного шестициліндрового дизеля RABA D10 з горизонтальним розташуванням циліндрів і газотурбінним наддуванням розроблено два варіанти газових двигунів: з подачею газу до кожного циліндра (RABAG10TE) та з подачею газоповітряної суміші газовим змішувачем (RABAG10DE). У двигунах RABA G10TE застосована система живлення газом, яка забезпечує подачу газу електромагнітними форсунками Servojet SPO14. Подачу природного газу і регулювання кута випередження запалення забезпечує електронна мікропроцесорна система керування, яка використовує сигнали датчиків положення дросельної заслінки, температури і тиску газу та інші. Дозування газу забезпечується тривалістю часу відкриття клапана електромагнітної форсунки в період наповнення повітрям циліндрів двигуна [74].

Двигун RABA G10DE має деякі конструктивні відмінності в організації системи живлення газом двигуна.

Застосована система живлення має газовий змішувач з електронним регулюванням складу газоповітряної суміші. Коефіцієнт надлишку повітря α в цьому двигуні змінюється від 0,79 до 1,5 залежно від навантаження на двигун. Подачу газу регулює кроковий електродвигун. Електронна система керування двигуном використовує сигнали датчиків тиску повітря у

впускному колекторі, температури відпрацьованих газів і інших. Електронна система керує не лише процесом дозування газу, але і кутом випередження запалювання та перепускним клапаном в турбокомпресорі [74]. Цією фірмою розроблено три основні моделі газових двигунів: RABA G10 TE-165, RABA G10 TE-190 і RABA G10 DE-190, технічні характеристики яких відрізняються залежно від їх конструктивного виконання і призначення (додаток Н, табл.Н.1). Опубліковані фірмою RABA зовнішні швидкісні характеристик газових двигунів (рис 1.2) моделі RABA G10 TE-165, RABA G10 TE-190 і RABA G10 DE-190 наочно показують, що запас крутного моменту двигуна G10 TE-165 складає 8,6 %, G10 TE-190 – 33,6 % і DE-190 – 29,3 % порівняно з дизельним варіантом.

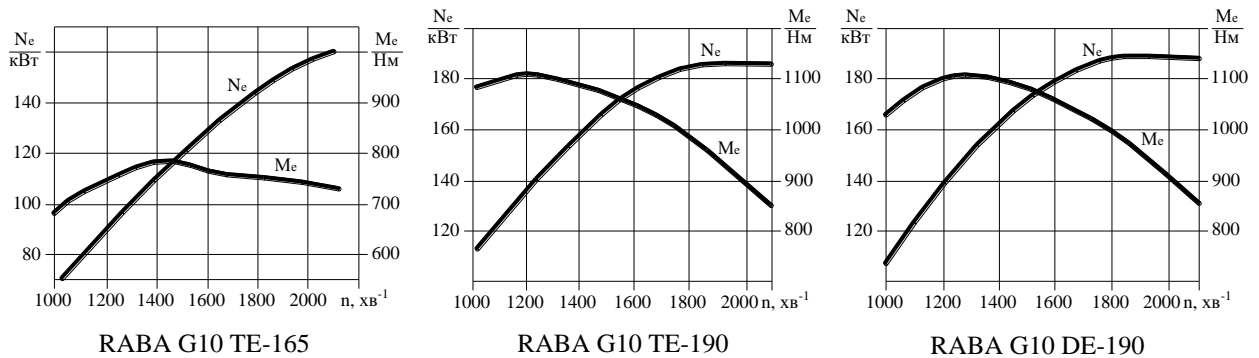


Рисунок 1.2 – Зовнішні швидкісні характеристики газових двигунів RABA серії G10

Провідні автомобілебудівні компанії світу – Honda, Iveco, FPT Industrial Scania, Mercedes-Benz та ін. створюють на базі газових двигунів транспортні засоби з наднизькими викидами.

Перспективна модель чисто газової модифікації легкового автомобіля Honda Civic CNG, оснащена 1.8-літровим чотирициліндровим ДВЗ сімейства Honda R марки R18A4, спроектованим спеціально для роботи на природному газі.

На ДВЗ встановлюються спеціальні газові форсунки, що виготовляються компанією Honda з низьким коефіцієнтом тертя, які забезпечують більш тривалий термін служби і екологічно чисту роботу двигуна.

Концерн Iveco на сідельний тягач встановлює новий газовий двигун Cursor 13 Natural Gas, який виготовляється компанією FPT Industrial (Італія). Двигун проектувався спеціально для важких дорожніх засобів транспорту, призначеної для експлуатації на далекі перевезення. Для живлення газовим паливом застосовується: багатоточечна система впорскування з газовими клапанними форсунками і паливна рампа. На один циліндр ДВЗ встановлено по дві газові форсунки. Використовується газова паливна апаратура концерну Bosch.

Шведський виробник, компанія Scania, випускає автобус Scania Interlink LD, що працює на природному газі. Автобус обладнаний газовим двигуном потужністю 320 к.с. Потужність газового двигуна аналогічна дизельному.

Корпорація Daimler AG випускає автобус Citaro NGT, який працює на природному газі та відповідає екологічним нормам Euro-6.

Газовий двигун Mercedes-Benz M 936 G створений на базі вдосконаленого 7,7-літрового турбодизельного двигуна OM 936, що розвиває номінальну потужність 222 кВт (302 к.с.) при частоті обертання валу ДВЗ 2000 хв^{-1} . Максимальний крутний момент на валу ДВЗ відповідає 1200 Нм та коливається в діапазоні частот обертання від 1200 до 1600 хв^{-1} .

Також проведені роботи з конвертування двигуна ЯМЗ-236 HE2 в газовий варіант [81]. Цей двигун обладнано системою газотурбінного наддування та системою запалювання з мікропроцесорним керуванням. Мікропроцесорна система керування дозволяє забезпечувати та автоматично підтримувати склад паливо-повітряної суміші у межах, що забезпечують найкращі показники потужності, паливної економічності та токсичності незалежно від стану двигуна та впливу зовнішніх факторів. Запропонований газовий двигун за викидами шкідливих речовин з ВГ забезпечує зниження виділення двооксиду вуглецю більш ніж на 25 % в порівнянні з дизелями аналогічної розмірності, та відповідають вимогам Правил ЄЕК ООН до рівня не гірше Euro-3 [81].

Значну увагу приділено розвитку газових двигунів і в Україні. Спеціалістами Луцького технічного університету [82-84] був розроблений газовий двигун з іскровим запалюванням на базі дизеля Д-240. Конструктивні особливості даного газового двигуна дозволяють здійснювати перехід між видами палива, що використовується (дизельне або газоподібне паливо) з мінімальними економічними витратами та без шкоди для надійної роботи двигуна.

За результатами експериментальних досліджень було виявлено, що газовий двигун має надійну роботу на всіх навантажувальних режимах. При знятті навантажувального режиму при частоті обертання колінчастого валу двигуна, яка дорівнює 1400 хв^{-1} було виявлено зменшення ефективної потужності на 4 % в порівнянні з дизелем Д-240. Питома витрата палива збільшилась на 6,2 %. Це пов'язано з тим, що газовий двигун працює на більш багатих паливо-повітряних сумішах, ніж дизель. Рівень токсичних компонентів CO та C_mH_n у складі ВГ у газового двигуна нижче та відсутня сажа, але було відмічено те, що концентрація NO_x на режимах максимального навантаження не перевищує показники дизельного двигуна [82, 83].

Спеціалістами Інституту проблем машинобудування АН України ім. А.Н. Підгорного було проведено конвертування дизеля Д-21А в газовий двигун з іскровим запалюванням та зовнішнім сумішоутворенням [85]. У газовому двигуні знижена ступінь стиснення до 9,5; доопрацьовані форсункові отвори для встановлення свічок запалювання; для приготування газоповітряної суміші використовується газовий змішувач; двигун обладнано серійною системою іскрового запалювання від автомобіля ВАЗ-2108 з приводом від розподільного вала.

За результатами випробувань було відмічено, що зміна α при повністю відкритій дросельній заслінці знаходиться у діапазоні 1,1 – 1,3. Температура ВГ двигуна підвищилась, у порівнянні з дизельним варіантом, у всьому діапазоні роботи, однак вона є цілком допустимою для забезпечення надійної роботи деталей камери згоряння (КЗ). Вміст токсичних компонентів у складі

ВГ, особливо NO_x та CO , при роботі на газовому паливі зменшилось в 2 – 5 рази, а CH дещо збільшилось але не суттєво.

Харківським національним автомобільно-дорожнім університетом було виконано переобладнання для роботи на стиснутому природному газі дизельний двигун ЯМЗ-236 [86]. Для забезпечення надійної роботи та високих техніко-економічних показників газового двигуна з'явилась потреба у зниженні ступеню стиснення до 11,8; встановити систему запалювання високої енергії [71, 72]; для регулювання потужності був виготовлений дросельний вузол з приводом від крокового двигуна; приготування паливо-повітряної суміші здійснюється у газовому змішувачі власного виробництва. Керування робочим процесом газового двигуна було покладено на електронну систему керування [71].

Результати випробувань показали, що ефективна потужність газового двигуна 6ГЧ 13/14 за зовнішньою швидкісною характеристикою знаходиться на рівні 125 кВт, при цьому g_e не перевищує $0,384 \text{ м}^3/(\text{кВт}\cdot\text{год.})$, а α знаходиться на рівні 1,25 [86]. Зниження вмісту токсичних компонентів у ВГ, залежно від режиму роботи двигуна, при використанні стиснутого природного газу складає: NO_x – 18...68 %, CO – 57...78 %, CH – 37 % [27]. Проте поряд з поліпшенням екологічних показників газового двигуна 6ГЧ 13/14 було відмічено, що на деталі камери згоряння діють значні теплові навантаження [87].

Основні техніко-економічні показники конвертованих з дизеля газових двигунів наведено у додатку Н.

1.1.2 Переваги і недоліки використання газового палива в газових двигунах, конвертованих з дизеля

Переваги застосування природного газу у якості моторного палива наступні:

- високі моторні властивості природного газу, зокрема, його октанове

число, що забезпечує можливість використання великої ступені стиску ε (до 14) і тому вищу економічність в порівнянні з бензиновими двигунами. Зміна економічності в порівнянні з економічністю дизелів залежить від способу їх конвертування для роботи на природному газі [89];

- забезпечуються низькі викиди шкідливих речовин (рис. 1.3). При порівнянні з існуючими нормами для автомобілів з бензиновими двигунами питомих викидів двох автомобілів і одного автобуса з двигунами, які використовують у якості палива природний газ. Питомі викиди газовими двигунами, розробленими на базі дизелів, також істотно нижче, ніж в базових двигунах особливо по твердих частинках [31, 32]. Рівень викидів CO , CH , і NO_x істотно залежить від способу конвертації. Важливим є і те, що при роботі двигуна на природному газі в атмосферу не потрапляють високомолекулярні вуглеводи, сірка, бензол, олефіни та альдегіди;

- збільшується строк служби двигуна до капітального ремонту і масла в картері двигуна [91];

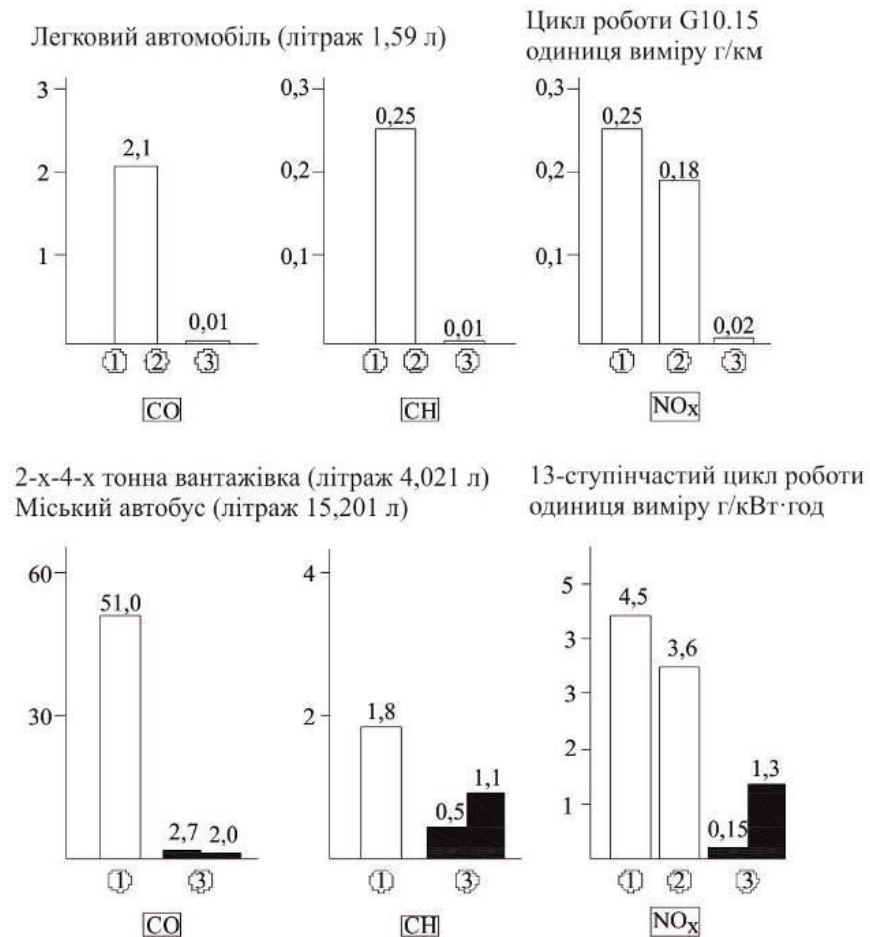
- здатність швидко набувати готовності до навантажень після пуску, а максимальне значення крутного моменту зміщується у бік менших частот обертання колінчастого валу [91];

- можливість використання бідних паливо-повітряних сумішей, зважаючи на високі моторні властивості природного газу [92, 93].

Проте разом з позитивними якостями використання природного газу як моторного палива для ДВЗ, виникають і негативні сторони його використання:

- зниження ефективної потужності газового двигуна в наслідок [90]: значного парціального об'єму природного газу у складі газоповітряної суміші; менша, в порівнянні з дизельним паливом, теплотворна здатності газоповітряної суміші H_u / l_0 ;

- збільшення теплових навантажень на деталі механізму газорозподілу (сідла і фаски клапанів) [91] і деталі камери згорання (кромки поршня і міжклапанні перемички) [94-96];



1 – норми для автомобілів з бензиновими двигунами; 2 – технологічна норма для автомобілів з двигунами, що живляться природним газом; 3 – реально зміряне значення для автомобіля, живленим природним газом

Рисунок 1.3 – Викиди різних типів автомобілів з двигунами, що живляться природним газом

– погіршення протікання робочого процесу газового двигуна з причини збільшення часу згорання газоповітряної суміші і зсуву процесу на лінію розширення [95].

1.1.3 Аналіз відомих методів діагностування та технічного обслуговування функціональних систем засобів транспорту з газовими ДВЗ

Найважливішим завданням в галузі експлуатації засобів транспорту (ЗТ) є подальше вдосконалення організації технічного обслуговування (ТО) і поточного ремонту (ПР) автотракторної техніки з метою підвищення її

роботоздатності і зниження витрат на експлуатацію. Актуальність зазначеного завдання підтверджується і тим, що на ТО АТЗ витрачається у багато разів більше праці і засобів, ніж на його виробництво.

В даний час на базі науково-технічного прогресу отримує подальший розвиток перевірена багаторічним досвідом планово-попереджувальна система ТО і ПР засобів транспорту та агропромислового комплексу в цілому.

Як в області організації автомобільних перевезень і транспортних робіт, так і в області ТО і ПР починають застосовуватися різні економіко-математичні методи аналізу, планування і проектування. Все ширше розробляються і впроваджуються нові методи і засоби діагностування технічного стану та прогнозування ресурсів безвідмовної роботи АТЗ. Створюються нові види технологічного обладнання, що дозволяють механізувати, а в ряді випадків і автоматизувати трудомісткі операції по ТО і ПР рухомого складу. Розробляються сучасні методи управління виробництвом, які розраховані на застосування комп'ютерної технології з подальшим переходом на автоматизовану систему управління.

При зростаючому насиченні народного господарства засобами транспорту сучасна система господарювання передбачає нові структурні підрозділи засобів транспорту – автокомбінати і виробничі об'єднання, ремонтно-обслуговуючі бази, СТО та ін., які потенційно сприяють переходу на централізоване здійснення ТО і ПР АТЗ.

Найважливішим завданням у будь-якому господарсько-промисловому підрозділі є організація ТО і ПР засобів транспорту.

Один з методів скорочення витрат на ТО і ПР, а також збільшення терміну експлуатації є конвертація засобів транспорту для роботи на природному газі.

В даному підрозділі роботи автором наведено аналіз вже відомих методів діагностування, ТО і ПР функціональних систем (ФС) газових ДВЗ засобів транспорту.

Метод підвищення ефективності експлуатації ГБО IV покоління з використанням діагностування та своєчасного ТО електромагнітних форсунок (ЕМФ) описаний в роботі [99]. За результатами діагностики, встановлено, що, викиди CO_2 знижуються на 25 %, а відпрацьовані гази (ВГ) не містять шкідливих домішок: сірки, бензолу, свинцю.

Вміст окису вуглецю CO в ВГ двигунів АТЗ контролюють на режимах холостого ходу, а на інших режимах, що становлять 60 % всього часу роботи двигуна, цей параметр не контролюється. Тому забезпечити мінімальний вміст CO на всіх режимах роботи ДВЗ можна тільки за рахунок справного технічного стану (ТС) ФС. Несправності ТС ФС можуть призвести не тільки до підвищеного викиду токсичних компонентів, але і до зменшення потужності двигуна на 15...23%.

Система підтримки роботоздатності двигуна з газобалонним обладнанням (ГБО) IV покоління передбачає ТО електронних блоків управління (ЕБУ) через 10000 км пробігу.

Однак одним з найменш надійних елементів системи подачі палива ГБО є ЕМФ.

Експериментально встановлено, що з усіх елементів подачі палива електромагнітна форсунка має найбільш низьку експлуатаційну надійність. Були досліджені форсунки фірми Valtek type 30; Poletron F-1.9; Valtek type 34 (Італія). Їх простота конструкції забезпечує високу ремонтпридатність, здатність пропускати не якісний газ, через відносно невисоку вартість вони отримали дуже широке поширення. Основним недоліком вузла є не точне дозування газу. Точність дозування газу вдалося підвищити застосуванням модифікації Valtek type 30. Але з'явилися і недоліки, в першу чергу – не ремонтпридатність вузла, в другу – відносно невеликий моторесурс вузла (приблизно – 30...50 тис. км).

Відмова форсунок настає у 10 % АТЗ, що експлуатуються в сільському господарстві в період гарантійного терміну ГБО. Неприпустимі зміни технічного стану форсунок (пропускна здатність змінюється більш ніж на

6 %, а відхилення «розкид» пропускної здатності між окремими форсунками в комплекті допускається до ± 2 %). Це говорить про низьку експлуатаційну надійність виробу.

Діагностичне обладнання ГБО, що використовується, рекомендоване заводом-виробником, що реєструє зміну (відхилення) пропускної здатності форсунок ці розбіжності були не фіксовані. Це, свідчить про недостатній клас точності діагностичного обладнання, яке дозволяє оцінювати технічний стан форсунок. Висока конструктивна надійність ФС газових ДВЗ АТЗ реалізується при експлуатації на паливі високої якості. Встановлено, що на автомобілях, що експлуатуються в країнах Євросоюзу, при використанні якісної газової суміші ресурс форсунок становить 60...80 тис. км. Відомі випадки, коли форсунки Valtek Type 30 безвідмовно працювали протягом 200 тис. км. Однак при експлуатації АТЗ в Україні, Росії і країнах СНД основна причина відхилення від нормованих параметрів роботи форсунок є використання не якісного газового палива з підвищеним вмістом домішок. При цьому дуже важливу роль відіграють правильно підібрані фільтри, здатні значно знизити це забруднення.

Встановлено, що відмова ЕМФ настає у 10 % автомобілів, які знаходяться в гарантійному періоді експлуатації. Неприпустимі зміни технічного стану ЕМФ (пропускна здатність змінюється більш ніж на ± 6 %, а нормативне відхилення пропускної здатності між окремими форсунками в комплекті допускається ± 2 %) відбуваються у 40 % автомобілів при пробігу 15...30 тис. км. Необхідність очищення паливних систем засобів транспорту виникає вже через 15...30 тис. км.

Головною причиною значного числа відмов засобів транспорту є дія експлуатаційних факторів, які призводять до того, що 75...90 % робочого часу автомобіль експлуатується з несправним ГБО.

Вдосконалений метод настройки ГБО на нерухомому автомобілі запропонований в роботі [161]. Робочі навантаження створюються методом повного і часткового відключення робочих циліндрів діагностичним

пристроєм. Використання даного методу забезпечило зниження витрати палива в 1,1 – 2 рази.

Перед експериментальними дослідженнями було проведено підбір коефіцієнтів паливної корекції під поточний технічний стан електромагнітних форсунок, для яких визначалася витрата палива в л/год.

Достовірність коефіцієнтів апроксимації становить 0,99. Тестовий метод настройки ГБО, дозволяє з похибкою менше 1 % встановлювати мінімум витрати палива при будь-якому технічному стані автомобіля.

Діагностичні засоби, що дозволяють забезпечити підвищення ефективності процесу діагностування датчиків і регулятора холостого ходу (РХХ) автомобілів при формуванні стресових тестових впливів наведені в роботі [162].

Для виявлення несправності РХХ в процесі запуску ДВЗ визначається ступінь висунення штока (кількість кроків). Далі перевіряється швидкість коригувальних дій РХХ і ступінь адаптивності під стрес тест. Для перевірки швидкості коригувальних дій РХХ (вимикаються з роботи два циліндра ДВЗ) і оцінюється його час реакції, до моменту додавання числа кроків регулятора. При цьому частота обертання колінчастого вала ДВЗ на двох, що залишилися циліндрах повинна бути кратною частоті обертання холостого ходу або на 10 % може бути більшою.

При проведенні експериментальних досліджень фіксувалися значення вихідних даних процесу діагностування РХХ двигуна у вигляді інтерфейсу експериментальних даних.

При справному РХХ процес компенсації падіння частоти обертання двигуна відбувається миттєво і утримується на рівні частоти холостого ходу. Даний діагностичний параметр дуже чутливий до зміни технічного стану РХХ і з високою вірогідністю дозволяє визначати його технічний стан.

Метод статичного настроювання ГБО і комплекс обладнання для його реалізації наведено в роботі [163]. В результаті застосування запропонованої методики досягнуто зниження витрати газу в 1,1 – 2 рази.

Окремі елементи системи впуску – датчик масової витрати повітря (ДМВП), РХХ, датчик положення дросельної заслінки (ДПДЗ) – є лідерами за кількістю відмов. Так, розподіл відмов у %, елементів системи управління роботою ДВЗ виглядає наступним чином: електричні ланцюги – окислення контактів і обрив проводів – 35 %; ДМВП – 22 %; РХХ – 10 %; елементи системи запалювання – 9 %; газові форсунки – 8 %; датчик кисню – 7 %; датчики і реле – 6 %; ЕБУ – 3 %.

Система впуску представлена низкою послідовних і паралельних елементів. Деякі з них практично не змінюють свої властивості і вихідні параметри в процесі експлуатації, тоді як інші змінюють свій технічний стан безперервно. Для визначення ступеня впливу окремих елементів системи впуску використовується розрахункова схема процесу подачі повітря через елементи системи впуску.

Повітряний фільтр – один з найбільш швидко динамічно змінювальний елемент, який у міру забруднення змінює параметри всієї системи.

Одним з найбільш ненадійних елементів системи подачі повітря є ДМВП, його відмова проявляється в неправильному представленні даних по кількості повітря в мікропроцесорній системі управління двигуном (МСУД). Виникають несправності, які дають значне відхилення параметрів повітроподачі.

Для діагностування ДМВП в експлуатаційних умовах ринок пропонує значну кількість діагностичних засобів [164].

Перевірка ДМВП діагностичним сканером DST-14 (і його аналогами). Сканер простий у використанні і має малу трудомісткість підключення.

Перевірка тестером (мультиметром). Тестер приєднують до гнізда датчика і в режимі вимірювання постійної напруги вимірюють напругу при зміні витрати повітря. Порівнюють отримані дані з еталонними і виходячи з цього, роблять висновок про стан датчика.

Перевірка мотор-тестером МТ-10 дозволяє проводити поглиблену діагностику ДМРВ, контроль на різних режимах роботи.

Осцилограф Постоловського – універсальний діагностичний засіб, що дозволяє здійснювати поглиблене діагностування ДМВП.

З проведеного аналізу методів і засобів діагностування функціональних систем засобів транспорту, оснащених ГБО, наведених вище можна констатувати наступне.

Існуючі методи і діагностичні засоби не дозволяють із заданою вірогідністю оцінити технічний стан елементів функціональних систем засобів транспорту, обладнаних ГБО IV і вище поколіннями. Тому для отримання більш достовірної діагностичної інформації необхідно розробити більш досконалі методи діагностування та оцінки ефективності технічного стану для елементарних функціональних систем, які базуються на математичних методах, основаних на принципі суперпозиції і функціональних рівнянь, а для багатоланкових розімкнутих систем – використовувати математичний метод, заснований на перетвореннях Лапласа.

1.2 Аналітичний огляд схем систем конвертування дизелів у газові двигуни

Застосування природного газу в ДВЗ можуть відрізнятися різними способами сумішоутворення (зовнішнє та внутрішнє) і методом запалювання робочої суміші (з іскровим, форкамерно-смолоскипним запалюванням і від запальної дози дизельного палива).

Газові двигуни з зовнішнім сумішоутворенням. Найбільш простим та ефективним для зовнішнього сумішоутворення є застосування газоповітряного змішувача і дозуючого пристрою. Газоповітряний змішувач погоджують з газовим редуктором та витратними характеристиками двигуна.

Найбільш складними вузлами газової апаратури є газові редуктори. Вони діляться на два класи: високого і низького тиску, які застосовуються в системах живлення із стиснутим природним газом. У редукторах високого

тиску тиск газу складає 20...25 МПа та знижується до тиску 1 МПа, при якому газ подається далі на вхід редуктора низького тиску.

Редуктори низького тиску являють собою автоматичні дво- або триступеневі регулятори тиску мембранно-важільного типу. Вони виконують такі функції:

- знижують тиск газу на виході з редуктора до трохи надлишкового значення 20...1000 Па, необхідного для нормального сумішоутворення та стійкої роботи двигуна на перехідних режимах;

- забезпечують необхідну витрату газу в залежності від режиму роботи двигуна;

- перекривають подачу газу при зупинці двигуна.

Недоліком зовнішнього сумішоутворення при застосуванні газоповітряного змішувача є нерівномірність розподілу газу по циліндрах двигуна та неможливість якісного забезпечення перехідних режимів. Тому, так як і для бензинових двигунів, застосовуються системи локальної подачі газу за допомогою електромагнітних форсунок з електронним керуванням. Величина подачі газу регулюється зміною тривалості впорскування і тиску газу перед розпилювачами форсунки залежно від частоти обертання, тиску у впускному колекторі і положення педалі керування двигунів. У цих системах замість газового редуктора низького тиску застосовується газовий редуктор середнього тиску, з якого газ поступає до електромагнітних дозаторів під тиском 0,07...0,2 МПа, які працюють за допомогою електронного мікропроцесорного блоку керування.

Газові двигуни з іскровим запалюванням. Найбільш простим вважається іскрове запалювання, при якому джерелом запалювання є об'єм, що прилягає до міжелектродного простору свічки запалювання. Як показали дослідження, енергія, яка необхідна для запалювання (енергія іскри) газу значно більша ніж для інших видів палива. Це пояснюється високою температурою запалювання природного газу (650...700 °С), значно вищою ніж для дизельного палива (320...380 °С) [3].

Найбільш раціональний коефіцієнт надлишку повітря (α) при роботі на природному газі знаходиться в межах 1,0...1,5. Більше значення відноситься до середніх навантажень, а для максимального навантаження $\alpha = 1,0$ [65].

Вплив ступеню стискання (ε) на протікання робочого процесу для газових двигунів дуже важливо, бо вони працюють при високих ε . При зростанні ступеня стискання зростає індикаторний ККД, але з'являється небезпека детонаційного згоряння. Тому для газових двигунів обмежуються ε . При зростанні ступеня стискання зростає індикаторний ККД, але з'являється небезпека детонаційного згоряння. Тому для газових двигунів обмежуються $\varepsilon = 12$ [67].

Газові двигуни з форкамерно-смолоскипним запалюванням. В газових двигунах з форкамерно-смолоскипним запалюванням форкамера з об'ємом $\approx 4\%$ від об'єму камери згоряння влаштовується в головці циліндрів. В форкамері створюються умови для легкого запалювання, а далі факел з форкамери пронизує основну камеру з швидкістю 200...400 м/с, тобто з швидкістю на порядок більшою ніж швидкість фронту полум'я. Досліди двигунів з форкамерно-смолоскипним запалюванням показали, що є можливість працювати на більш бідних сумішах, що є основною перевагою таких двигунів. Ця перевага особливо помітна при застосуванні газових двигунів з-за двох особливостей газового палива.

По-перше, завдяки більш широким меж допустимого запалювання. Якщо межі при факельному запалюванні можна розширити для бензину з $\alpha=1,2...1,25$ до $\alpha = 1,7...1,8$, то для природного газу з $\alpha = 1,7...1,8$ до $\alpha > 3$. Таким чином, при форкамерно-смолоскипному запалюванні стає можливим більш ефективно чисто якісне регулювання потужності двигуна.

По-друге, вигідна особливість газового палива добре змішуватися з повітрям.

Газові двигуни з запалюванням від запальної дози дизельного палива. Такі двигуни називаються газодизелями. По основній ознаці – способу запалювання – газодизелі відносяться до двигунів з вимушеним

запалюванням, як і двигуни з запалюванням від іскри, однак робочий процес газодизелів значно відрізняється від робочого процесу двигунів з іскровим запалюванням [68].

У газодизелі потужність джерела запалювання більша ніж у двигунах з іскровим запалюванням. Крім того, робоча суміш запалюється не в одній точці, а в багатьох місцях одночасно. Тому у газодизелів межі можливого збіднення робочої суміші значно розширюються, коефіцієнт надлишку повітря може сягати $\alpha = 5...7$ та більше. Це дозволяє застосувати у газодизелях регулювання потужності шляхом зміни складу газоповітряної суміші, тобто подачею газу.

При зменшенні подачі газу відбувається збіднення газоповітряної суміші і, відповідно, зниження потужності двигуна. Однак, збіднення газоповітряної суміші погіршує економічність двигуна і збільшує кількість викидів метану CH_4 , який не згорів.

Ефективною межею збіднення робочої суміші в газодизелях визначають $\alpha = 2,0$.

Враховуючи це, можна застосувати кількісне регулювання, при якому потужність двигуна регулюється зміненням подачі газоповітряної суміші двигуна. Але при такому регулюванні не забезпечується самозаймання запального рідкого палива при газоповітряній суміші, тому в газодизелях доцільно застосувати змішане регулювання: кількісне при великих та середніх навантаженнях з переходом на одне дизельне паливо при навантаженнях менших 25... 10 % від номінального та в режимі холостого ходу.

Основним недоліком газодизелів є наявність двох систем живлення та складної системи регулювання (електронні мікропроцесорні регулятори частоти обертання, мікропроцесорні блоки керування).

1.3 Обґрунтування найбільш ефективних способів використання газового палива

При конвертуванні дизелів у газові двигуни можливі наступні рішення:

а) *двигун працює на стехіометричній суміші.* Потужність газового двигуна на стехіометричній суміші вище ніж у базового двигуна. При цьому зростає запас крутного моменту при роботі цих модифікацій без наддуву. Однак в цьому випадку, зрівняно з базовим двигуном, значно знижується економічність та підвищується теплове навантаження на деталі камери згоряння.

б) *двигун працює на бідних сумішах ($\alpha = 1,4 \dots 1,6$).*

Для збереження потужності та максимального моменту в газовому варіанті двигуна необхідно застосувати наддув з проміжним охолодженням або при зовнішньому сумішоутворенню в газовій моделі запобігти систему наддуву з метою підвищення тиску наддуву і компенсації втрат наповнення циліндрів повітрям з-за значного об'єму природного газу. Як показують дослідження газових двигунів з наддувом ($\alpha = 1,6$) теплові навантаження на деталі нижче, ніж у двигуна без наддуву, який працює при $\alpha = 1$. Перевагою такого варіанта конвертації дизеля у газовий двигун є його висока економічність. Максимальне значення ефективного ККД газового двигуна досягає 38 %, що на 10...12 % вище ніж у двигуна з $\alpha = 1$, але на 10...12 % нижче ніж у дизеля.

в) *двигун працює на сумішах, які забезпечують номінальну потужність і максимальний момент базового дизеля.* Такий двигун на часткових режимах працює на бідних сумішах. Досвід розробки такого двигуна з інжекційною центральною подачею газу показав неможливість без застосування нейтралізаторів досягти норм Euro-2. Досягнення потужності та моменту базового двигуна КамАЗ необхідно було знизити коефіцієнт надлишку повітря з $\alpha = 1,55 \dots 1,38$ до $\alpha = 1,05 \dots 1,2$ [68]. При знижених значеннях α склад суміші близький до тих, при яких викиди оксидів азоту являються максимальними. Так як два режими – максимальний момент та номінальний - є вирішальним у впливі на величину питомих викидів NO_x , які визначаються по правилах R49, в зрівнянні з іншими 11 режимами, то питомий викид NO_x , який визначається по 13-ступеневому циклу, робить помітно вище ніж норми Euro-2.

г) *двигун працює з використанням газодизельного процесу*. При газодизельному процесі можна забезпечити більш високу економічність за рахунок збереження високої ступені стиснення і якісного регулювання. Але слід відзначити, що при зменшенні навантаження і якісному регулюванні газоповітряна суміш в частині об'єму камери згоряння виходить за межі запалювання, що приводить до появи великої кількості метану у випускних газах. Крім цього в газодизелях знижується надійність роботи розпилювачів дизельної форсунки. Це зв'язано з підвищенням температури розпилювача при газодизельному процесі.

Застосування двигунів, які працюють на природному газі, буде безумовно зростати [81]. Буде зростати кількість гібридних автомобілів з двигунами, які використовують природний газ [71], тому що двигуни найбільш економічні і екологічні. Отже, в даному розділі наведені шляхи поліпшення техніко-економічних та екологічних показників конвертованих дизелів у газові двигуни, за рахунок застосування на останніх сучасних електроуправляємих систем паливоподачі, повітропостачання та запалювання.

1.4 Способи конвертації дизелів у газовий двигун. Переваги і недоліки

Використання природного газу в якості моторного палива в дизелях, перш за все посиленням екологічних норм по токсичності викидів ВГ. Таким чином, виникає необхідність у пошуку нової альтернативи дизельному паливу. В якості такого палива найвигідніше підходить природний газ [69, 91, 92]. Однак, для його використання в дизельних двигунах без переобладнання останнього це не можливо.

Переобладнання дизельного двигуна (рис. 1.4), в якому ПГ використовується як основне моторне паливо, може вестися по двох основних напрямках:

- використання газодизельного циклу;
- переобладнання (конвертування) дизельного двигуна в двигун з іскровим

запалюванням. При цьому може бути проведена повна (без можливості зворотного переходу до дизельного двигуна) або часткова (з можливістю зворотного переходу до дизельного двигуна) конвертування останнього.



Рисунок 1.4 – Способи конвертування дизеля в газовий двигун

Використання газодизельного циклу. Головною перевагою використання газодизельного циклу по відношенню до іскрових газових двигунів є економічна сторона питання, оскільки в цьому випадку дизельний двигун оснащується тільки додатковою паливною апаратурою і пристроями для регулювання подачі газового палива [97].

Особливість газодизельного циклу полягає в тому, що температура самозаймання газу вища за температуру самозаймання дизельного палива, а оскільки температура в циліндрі двигуна в кінці такту стискування нижче температури самозаймання газоповітряної суміші, то для її надійного

займання необхідно упорскувати в циліндри двигуна так звану «запальну дозу» дизельного палива.

Основною перевагою газодизелів є те, що вони працездатні як по дизельному циклу (лише на дизельному паливі), так і по газодизельному циклу (на ПГ і дизельному паливі) без втрати ефективної потужності. При цьому величина «запальної дози» дизельного палива може коливатися в межах від 5 – 7 % до 30 % від номінальної витрати палива. Необхідно зазначити, що для надійного займання газоповітряної суміші, яка знаходиться в циліндрі газодизеля, достатньо 5 – 7 % величин «запальної дози» на всіх швидкісних і навантажувальних режимах. Проте досягти таких значень, не змінюючи конструкції ПА, неможливо. Якщо в конструкцію ПА внести конструктивні зміни (зменшити діаметр і/або хід плунжерів ПНВТ, площу прохідних отворів форсунок і/або їх число), то це приведе до того, що газодизель під час роботи по дизельному циклу втратить до 20 – 40 % ефективної потужності.

У зв'язку з цим на транспортних газодизелях «запальна доза» дизельного палива коливається в межах від 15 – 20 % до 25 – 30 %. Такі значення не вимагають внесення змін до конструкції ПА. А регулювання ПА на нижчі значення «запальної дози» не рекомендується, оскільки це може стати причиною пропусків подачі палива секціями ПНВТ і погіршити охолодження розпилювачів форсунок.

Переобладнання (конвертування) дизельного двигуна в двигун з іскровим запалюванням. Переобладнання дизеля в двигун з іскровим запалюванням може йти по двох основних напрямках:

- конвертування дизельного двигуна в двигун з іскровим запалюванням з можливістю зворотного переходу до дизельного циклу [76, 77, 78];
- конвертування дизеля в двигун з іскровим запалюванням без можливості зворотного переходу до дизельного циклу [6, 76, 84, 86].

При застосуванні першого способу конвертування дизельний двигун підлягає наступній доробці:

- дороблюються отвори під установку паливних форсунок для установки свічок запалювання;
- певним чином модернізується ПНВТ. Як правило, на вал приводу встановлюється переривач-розподільник системи запалювання [85];
- встановлюється газова ПА і засоби регулювання потужності двигуна;
- знижується ступінь стиску до 10 – 12 одиниць, шляхом установки проставки певної товщини. При цьому забезпечується збільшення об'єму камери згорання.

Даний спосіб конвертування доцільний для газових двигунів при мінімальних економічних витратах, при цьому забезпечується можливість зворотного переходу до дизельного циклу.

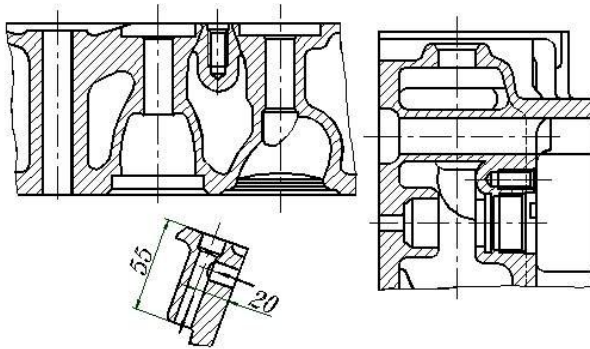
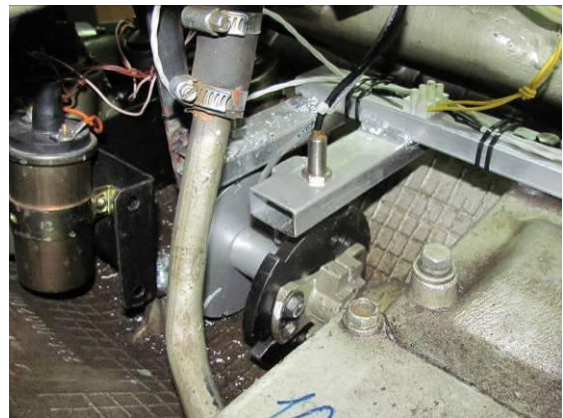
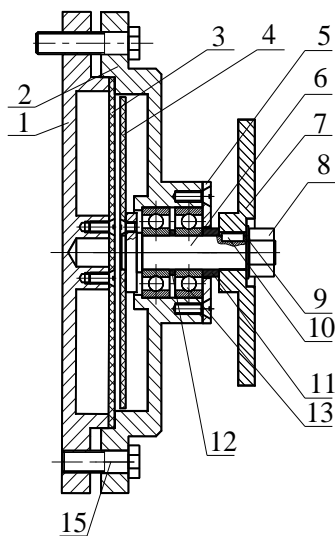
Недолік даного способу конвертування полягає у використанні двох паливних систем (газової та дизельної).

Конвертування дизеля в двигун з іскровим запалюванням без можливості зворотного переходу до дизельного циклу – «чисто газовий двигун». Переобладнання дизельного двигуна даним способом полягає в повному демонтажі дизельної ПА та глибокій зміні конструкції.

Зміна конструкції дизельного двигуна полягає в наступному (рис. 1.5):

- знижується ступінь стиску до 10 – 12, шляхом збільшення об'єму КЗ.
- Збільшення об'єму КЗ здійснюється доробкою днища поршня і зміною форми камери згорання [6, 85];
- дороблюються отвори паливних форсунок під установку свічок запалювання в головках циліндрів;
 - замість ПНВТ встановлюється переривач-розподільник або датчик моменту іскроутворення [9, 85];
 - доопрацьовуються головки циліндрів, а саме отвори під розміщення корпусів паливних форсунок; в модернізованій голівці в допрацьовані отвори встановлюються свічки запалювання (див. рис. 1.5 а);
 - для регулювання потужності газового двигуна використовується дросельний вузол (рис.1.5 б) і якісне сумішоутворення;

– замість ТНВТ встановлюється переривник-розподільник або датчик моменту іскроутворення [36] (рис.1. 5 *в* і 1.5 *г*);

*a**б**в**г*

a – поперечні перетини головки циліндрів двигуна ЯМЗ-236, в яких відбувається доопрацювання; *б* – загальний вид дросельного вузла системи подачі повітря; *в* – деталіровка датчика моменту іскроутворення: 1 – кришка корпусу; 2 – корпус; 3 – електронна плата; 4 – обертовий диск; 5 – кришка; 6 – вал; 7 – маточина; 8 – гайка; 9 – прокладка; 10 – шпонка; 11 і 12 – кільце; 13 – підшипник; *г* – загальний вигляд датчика моменту іскроутворення;

Рисунок 1.5 – Модернізовані вузли газового двигуна

- демонтується дизельна ПА і встановлюється газова ПА. При цьому ПА не повинна бути нижчою за третє або четверте покоління [98];
- встановлюється система електронного керування робочим процесом

газового двигуна. Як правило, система керування оптимізує кут випередження запалювання і здійснює корекцію складу паливної суміші за даними зворотного зв'язку від датчика кисню, що розташований у випускній трубі транспортного засобу.

Перевагою даного способу конвертування дизельного двигуна перед останніми полягає в можливості повного використання моторних властивостей природного газу і оптимізації робочого процесу.

1.5 Вплив конструктивних та регулювальних параметрів на показники газового двигуна

Вибір ступеня стиску газового двигуна. Вибір необхідної величини ступеня стиску повинен задовольняти умови без детонаційного згорання газоповітряної суміші при різних коефіцієнтах надлишку повітря. Для вибору необхідного ступеня стиску по двох приведених вище критеріях існує емпірична залежність, яка справедлива для двигунів з діаметром циліндрів від 100 до 150 мм:

$$\varepsilon = 10 - 0,0420 \cdot t_{ex} + 5,6 \cdot (\alpha - 1) \quad (1.1)$$

де t_{ex} – температура газової суміші на вході в двигун °С; α – коефіцієнт надлишку повітря.

При збільшенні ступеня стиску з 10 до 12 підвищення ефективного ККД складає 14 % [99].

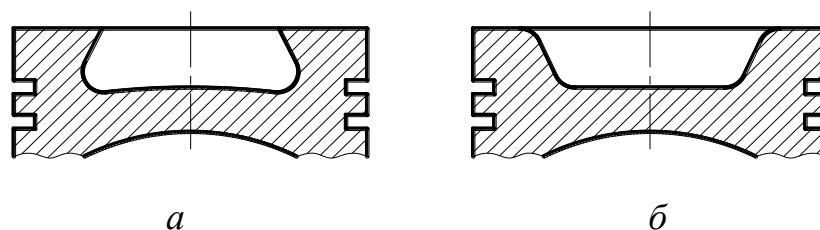
Підвищення ступеня стиску сприяє зростанню ступеня розширення згорілих газів, що робить вирішальний вплив на протікання робочого циклу. При збільшенні ε знижується температура і тиск в кінці процесу розширення [95]. Проте при підвищенні ε спостерігається деяке відставання в зростанні індикаторного ККД в порівнянні із збільшенням ККД теоретичного циклу. Це обумовлено тим, що при збільшенні ε сумарні втрати дійсного циклу, що відрізняють його від теоретичного (зростають), що виражається в падінні

відносного ККД [100]. Причинами даного явища в тій чи іншій мірі є конструктивні особливості КЗ і особливості робочого процесу двигуна на газовому паливі.

Суттєве значення, особливо для газових двигунів, що працюють на збіднених сумішах, здійснює ϵ на межі ефективного збіднення. Збільшення ϵ забезпечує зсув межі ефективного збіднення убік бідніших сумішей, що сприяє підвищенню індикаторного ККД. У поєднанні із збільшенням можливого діапазону збіднення це значно покращує умови роботи при холостому ході і малих навантаженнях.

Форма камери згорання. Форма КЗ в газовому двигуні робить істотний вплив на протікання робочого процесу і в сукупності з кутом випередження запалення робить вплив на токсичність ВГ, зокрема на емісію NO_x . Так за результатами проведених раніше теоретичних і експериментальних дослідженнях [77] найбільш доцільними формами КЗ для газового двигуна є (рис. 1.6): ω -подібна форма КЗ або конічна форма КЗ.

Використання ω -подібної форми КЗ збільшує інтенсивність турбулентності заряду. Що у свою чергу впливає на характеристики тепловиділення. Використання даної форми КЗ в газовому двигуні доцільніше з погляду поліпшення техніко-економічних характеристик. Проте використання даної камери згорання в газовому двигуні збільшує процес емісії NO_x .



a – ω - подібна форма КЗ; *б* – конічна форма КЗ;

Рисунок 1.6 – Доцільні форми камери згорання для газового двигуна

Найбільш доцільною формою КЗ для газового двигуна з погляду екологічних показників є конічна форма КЗ (рис. 1.6 *б*) [57]. Дана форма КЗ

забезпечує мінімальний рівень теплових навантажень на основні деталі камери згорання в порівнянні з ω -подібною. Перевагами використання конічної форми КЗ в газовому двигуні є: низька концентрація оксидів азоту, низький рівень швидкості наростання тиску, низький рівень шуму і механічних навантажень, що у свою чергу є наслідком м'якого протікання процесу згорання.

Кут випередження запалювання. Експериментальними дослідженнями [28, 92, 101] встановлено, що величина кута випередження запалювання газового двигуна повинна бути збільшена на 8 – 14 град. п.к.в. від початкового.

Визначенню оптимальної величини кута випередження запалювання слід приділяти істотну увагу так, як його відхилення на величину до 8 град. п.к.в. зменшує потужність і ККД двигуна на 2 – 5 % [101]. Величина кута випередження запалювання значною мірою робить вплив на фазу згорання шляхом зрушення ділянки видимого згорання відносно в.м.т.

Так за даними проведених випробувань газового двигуна 6ГЧ 13/14 з системою запалювання високої енергії при знятті характеристик на навантажувальних режимах роботи, початковий кут випередження запалювання складав 36 – 45 ° при цьому $\alpha = 2,04 - 1,8$.

Кут випередження запалювання значною мірою впливає на індикаторний (а отже – і ефективний) ККД циклу, є частка палива, що підводиться на догоранні

$$\Delta\xi = \frac{\xi_{at.max} - \xi_{at}}{\xi_{at.max}} \quad (1.2)$$

де $\xi_{at.max}$ – частка вигорілого палива; ξ_{at} – коефіцієнт активного тепловиділення.

На рис. 1.7 наведено залежність цих параметрів від кута випередження запалювання.

З рис. 1.7 видно що, із збільшенням кута випередження запалювання

зменшується частка палива, вигорілого після досягнення максимальної температури циклу, при одночасному збільшенні коефіцієнта активного тепловиділення в кінці фази видимого згорання. Це веде до зростання температур в процесі згорання, а отже – до збільшення викидів NO_x .

Крім того, із зростанням кута випередження запалювання знижується ефективність згорання палива у фазі догорання, унаслідок чого збільшується вміст незгорілих вуглеводнів у ВГ двигуна.

Коефіцієнт надлишку повітря. Ряд показників робочого процесу і тепловиділення залежить від складу паливо-повітряної суміші, а саме від величини α , зокрема ефективна потужність і економічність (рис.1.8).

Встановлено, що при застосуванні ПГ в якості палива максимум економічності забезпечується при $\alpha > 1$. Так для ПГ значення α лежать в діапазоні 1,4 – 1,5. Також при живленні двигуна газоподібним паливом збільшується верхня межа стійкої роботи двигуна по α та становить 1,6 – 1,65 на повному дроселі [101].

Експериментальними дослідженнями [92] встановлено, що межі ефективного збіднення суміші і стійкої роботи двигуна за α пов'язані з не ідентичністю послідовних робочих циклів унаслідок не стаціонарності згорання. Не стаціонарність згорання від циклу до циклу виявляється на ПГ у меншій мірі, чим на рідких вуглеводневих паливах.

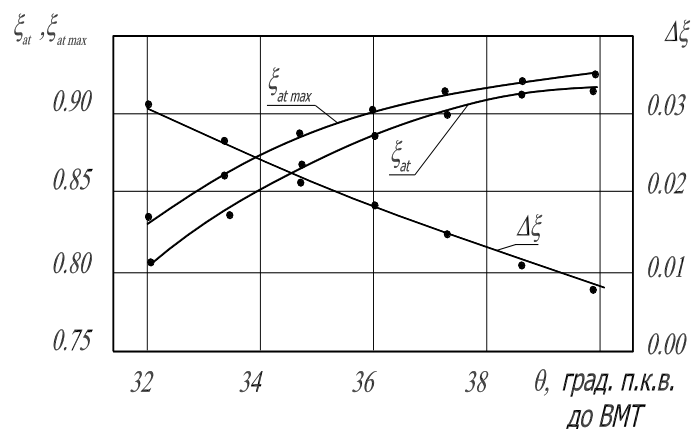


Рисунок 1.7 – Залежність показників згорання від кута випередження запалювання

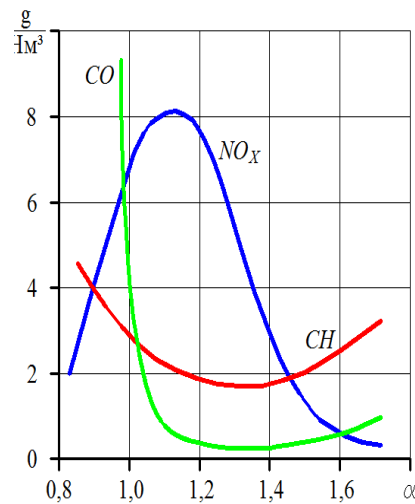


Рисунок 1.8 – Вплив коефіцієнту надлишку повітря на екологічні показники ДВЗ, які працюють на СПГ

Максимум ефективної потужності двигуна при використанні у якості палива СкПГ має місце при декілька збагачених сумішах $\alpha = 0,9 - 0,95$, в порівнянні із СПГ, для яких α складає $1,0 - 1,04$ [101]. Проте використання $\alpha = 1$ в конвертованих з дизеля газових двигунах неприпустимо через значні теплові навантаження на деталі КЗ і погіршення екологічних показників [90, 102].

Величина коефіцієнту надлишку повітря робить істотний вплив на токсичність ВГ.

Так при конвертуванні дизеля в газовий двигун, що працює на стехіометричній суміші, забезпечуються відносно низькі рівні викидів CH , проте, унаслідок високої підвищеної температури згорання газоповітряної суміші при $\alpha = 1$ вміст оксидів азоту у ВГ порівняно з базовим дизелем істотно збільшується. Тому для зниження викидів NO_x в стехіометричному газовому ДВЗ необхідно застосовувати системи нейтралізації токсичних речовин у ВГ. З метою зменшення утворення оксидів азоту і зниження температури циклу ефективнішою є схема «бідного горіння», оскільки вона забезпечує достатньо низький вміст токсичних речовин у відпрацьованих газах і виключає застосування каталітичного нейтралізатора ВГ. Робота на бідних сумішах істотно знижує температуру згорання в циліндрі двигуна в порівнянні із стехіометричною сумішшю, тому при конвертації дизельного

ДВЗ в газовий доробка системи охолодження не потрібна. Крім того, це призводить до значного зниження вмісту оксидів азоту NO_x у відпрацьованих газах при незначному збільшенні викидів вуглеводнів CH .

Так, в [100, 103] показано, що при збільшенні коефіцієнта надлишку повітря з 1 до 1,2 вміст NO_x у ВГ експериментального двигуна, який працює на газовому паливі, знижується на 25 %.

При досягненні α значень рівних 1,3 вміст NO_x у ВГ знижується до 46%, а коли $\alpha = 1,4$ вміст NO_x складає 58%. Якщо α досягає значень 1,6, то вміст NO_x зменшується до 75%.

Результати досліджень, приведені в [102], показують, що в газовому ДВЗ при значеннях ступеню стискання ($\epsilon < 16$) межа займання бідної паливо-повітряної суміші характеризується коефіцієнтом надлишку повітря 1,67. Проте, аналіз світового досвіду розробки газових ДВЗ на базі дизельних показує, що при використанні концепції «бідного горіння» в газовому ДВЗ без наддування з іскровим запалюванням робота останнього при значеннях α вище 1,5 небажана, оскільки при перевищенні цих значень відбувається невиправдане зниження потужнісних і економічних показників двигуна.

Основною причиною збільшення вмісту CH у ВГ двигунів при роботі на бідних сумішах є зниження надійності займання паливо-повітряної суміші і поява пропусків спалахів запалювання. Зниження викидів CH при роботі на бідних сумішах можна досягти за рахунок використання багато іскрової системи запалювання високої енергії.

1.6 Способи підвищення техніко-економічних і екологічних показників газових двигунів

Для підвищення техніко-економічних і екологічних показників газових ДВЗ доцільно застосовувати:

- азнацію повітря, яке надходить в циліндри ДВЗ;

- підмішування водневої складової (до 10%) до основного палива;
- концепцію двигуна, що працює на збіднених газоповітряних сумішах з використанням газотурбінного наддуву (ГТН);
- систему живлення з розподіленою подачею газу, найважливішим вузлом якої є електромагнітний дозатор газу;
- системи запалювання з підвищеною енергією іскрового розряду.

Використання аzoneції повітря в ДВЗ дозволило (за результатами досліджень по циклу ESC) знизити кількість шкідливих викидів CO у відпрацьованих газах (ВГ) на 11.3%, а концентрація CH і NO_x при цьому не змінилася. Питома витрата палива при використанні аzoneції зменшився на 2 – 9%, в залежності від режиму роботи ДВЗ. Недоліком використання аzoneаторів на двигунах є джерело високої напруги, який становить більш ніж 35 кВ.

Експериментально встановлено, що підмішування невеликої порції водню в кількості 10% до основного палива, збільшує нормальну швидкість згорання і дозволяє використовувати класичні системи запалювання. Поліпшується питома витрата палива, а також підвищуються показники токсичності. Недоліком цього способу є підвищена пожежонебезпека і розміщення додаткового обладнання на ЗТ, за допомогою якого здійснюється зберігання і регулювання подачі водню в ДВЗ.

Для газових ДВЗ, пропонується реалізація процесу згорання за трьома напрямками: стехіометричному, збідненому і змішаному згорянню.

При реалізації робочого процесу газового ДВЗ з використанням стехіометричної паливо-повітряної суміші супроводжується максимальними показниками потужності і задовільним питомим вмістом CH (рис. 1.8), однак при цьому концентрація NO_x і CO в складі ВГ значно підвищується.

Збільшення вмісту NO_x пояснюється тим, що при згорянні паливо-повітряної суміші при $\alpha = 1$ відбувається збільшення температури згорання, що створює умови для їх утворення. Знизити вміст токсичних компонентів можливо лише з використанням трьохкомпонентного нейтралізатора ВГ [90],

застосування якого збільшує вартість конструкції. Крім того, використання стехіометричних сумішей супроводжується підвищенням збільшенням теплових навантажень на деталі КЗ, і особливо тарілки клапанів, кромки поршня, клапанної перемички і т.д. [89, 91, 96], що в свою чергу відбивається на надійності роботи системи охолодження двигуна. Таким чином, при реалізації напрямки необхідна модернізація штатної системи охолодження, а це пов'язано зі збільшенням поверхні теплообміну радіатора і навіть з технологічним зміною потоку охолоджуючої рідини в термічно навантажених місцях головки блоку циліндрів [96], що теж здорожує вартість конструкції газового ДВЗ.

Найкращою концепцією робочого процесу (РП) ДВЗ, є робота двигуна на збіднених паливо-повітряних сумішах, з коефіцієнтом надлишку повітря α від 1,3 до 1,6. При реалізації цієї концепції на ДВЗ, зі збільшенням α з одного боку забезпечується зниження експлуатаційної витрати палива АТЗ і виконання екологічних норм, однак при цьому погіршуються умови протікання РП; погіршується фаза запалення паливо-повітряної суміші і зменшується швидкість поширення фронту полум'я в обсязі камери згоряння.

Найбільш сприятливим способом організації робочого процесу, що сприяє підвищенню техніко-економічних і екологічних показників газового ДВЗ, є реалізація концепції двигуна, експлуатація якого здійснюється на бідних паливо-повітряних сумішах з використанням ГТН. Реалізація цієї концепції газового двигуна можлива, якщо підтримувати значення α в досить вузькому діапазоні. А відхилення α від необхідного значення має бути мінімальним при заданому режимі експлуатації АТЗ. Таке технічне рішення на практиці, можна реалізувати тільки застосуванням електронних систем управління паливоподавання газу.

Найбільш ефективним виходом з даної ситуації може бути здійснення концепції двигуна, що працює на збіднених паливо-повітряних сумішах, з α від 1,3 до 1,6. При реалізації даної концепції на двигуні, досягаються низькі показники питомої витрати палива, а також зниження теплових навантажень на

деталі КЗ і систему охолодження двигуна за рахунок більш низьких температур згоряння паливо-повітряних сумішей [76, 102, 104]. Однак через умови забезпечення максимальної потужності й крутного моменту в газовому варіанті двигуна доцільніше використовувати газотурбінний наддув [76, 90].

Крім того, збільшення α з одного боку забезпечує зниження експлуатаційної витрати палива і задоволення екологічних норм, однак при цьому з'являються негативні умови для протікання робочого процесу: погіршується фаза запалення паливо повітряної суміші і зменшується швидкість поширення фронту полум'я в об'ємі КЗ [92, 105].

Робота газового двигуна з збіднінням паливо повітряної суміші, як правило, супроводжується збільшенням тривалості фази запалення і уповільнення фази основного перетворення енергії, при цьому для займання суміші необхідно збільшення енергії, яка підводиться від системи запалювання. У цей час при забезпеченні безперервної роботи ДВЗ на збіднених паливно-повітряних сумішах спостерігається підвищення η_i з поліпшенням паливної економічності і зниженням емісії NO_x , яка в залежності від величин α може досягти 80% [105].

Аналітичні і експериментальні дослідження показують [106], що практично будь-який газовий двигун без впровадження спеціальних методів може працювати на паливо повітряних сумішах з α до 1,2. Однак при $\alpha > 1,3$ з'являються деякі труднощі, для вирішення яких пропонується розробити деякі методи. Такими методами є: використання систем запалювання з підвищеною енергією іскрового розряду; підвищення ступеня стиснення; та ін.

Підвищення ступеня стиснення розширює межі збіднення суміші (рис. 1.9), однак при цьому підвищується схильність до антидетонаційного згоряння [92].

Для поліпшення антидетонаційних якостей доцільно інтенсифікувати потоки в КЗ, які на відміну від завихрення суміші, до моменту запалювання суміші поблизу в.м.т. і створюють оптимізаційні умови для запалювання суміші.

Інтенсифікація потоків в КЗ досягається за рахунок вибору її геометрії

із забезпеченням не тільки необхідних ступенів стиснення і надійності, але і забезпечення вимог до токсичності ВГ [77, 86].

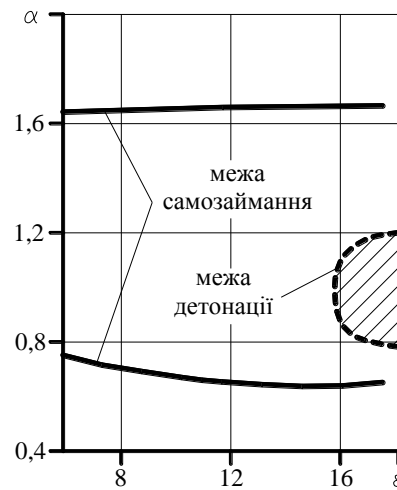
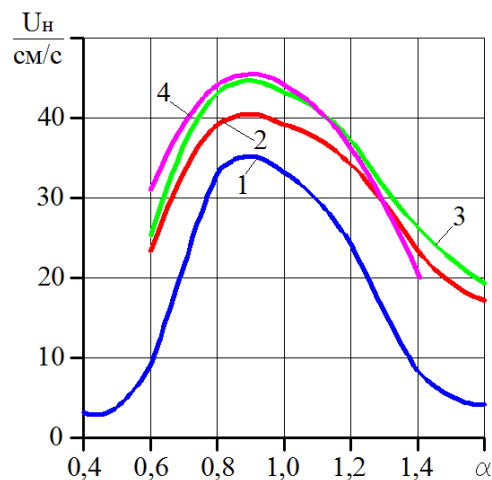


Рисунок 1.9 – Залежність меж самозаймання і детонації метану від ступеня стиснення ϵ і коефіцієнта надлишку повітря α

Відомо, що нормальна швидкість згоряння U_H паливно-повітряної суміші в значній мірі залежить від величини α (рис. 1.10).



1 – метан, 2 – бутан, 3 – пропан, 4 – бензин

Рисунок 1.10 – Нормальна швидкість поширення полум'я (U_H)

Зниження U_H пояснюється тим, що реакція окислення основного компонента природного газу – метану відноситься до числа слабо-розгалужених [107, 108]. Наслідком цього є розглянутий у часі процес згоряння, якої в свою чергу призводить до погіршення ефективних показників роботи двигуна і підвищення вмісту CH у ВГ.

Найбільш перспективним способом, який забезпечує надійність роботи силової установки без пропусків запалювання, при здійсненні концепції двигуна, що працює на збіднених сумішах, а також зниження викидів CH , є використання багато-іскрових систем запалювання з підвищеною енергією іскрового розряду [105].

Кількість іскор в пачці повинно бути не менше 15, енергія іскрового розряду повинна бути не менше 300 мДж, а тривалість трохи менше 10 мс [109]. Підвищення енергії іскрового розряду досягається застосуванням накопичувальних конденсаторів, які необхідно розташувати якомога ближче до свічки запалювання.

Характерним для двигунів, що працюють на збіднених сумішах, є відносно вузька смуга за коефіцієнтом надлишку повітря між необхідним ступенем зниження викидів NO_x (рис. 1.8) і кордоном допустимої нерівномірності ходу. Для вирішення таких завдань необхідно застосування систем автоматичного регулювання дозування палива і кута випередження запалювання. В якості основного керуючого параметра для цих систем регулювання використовують концентрацію кисню у ВГ.

У двигунів, що працюють на збіднених сумішах, викид CH , як правило, перевищує допустимі граничні значення. Усунення цього недоліку можливо застосуванням нерегульованого окисного нейтралізатора ВГ.

Повною мірою реалізувати концепцію «двигуна, що працює на бідних сумішах», можна реалізувати тільки при використанні газотурбінного наддуву. У разі конвертації без надувного варіанти дизеля за концепцією «двигуна, що працює на бідних сумішах» неминуче суттєве зниження потужності, особливо в разі зовнішнього сумішоутворення. Зберегти потужність і крутний момент базового двигуна можна лише зниженням коефіцієнта надлишку повітря на режимах повного відкриття дросельної заслінки [77].

Розрахункові дослідження, проведені для двигуна 6ЧГ 13/14, показали, що зі збільшенням коефіцієнта надлишку повітря до $\alpha = 1,6$ зменшується

ефективна потужність (табл. 1.2). Зменшення ефективної потужності відбувається з наступних причин [86]:

- природний газ в складі газоповітряної суміші має значний парціальний обсяг, тому в циліндри двигуна надходить менше повітря;
- дещо менше теплотворна здатність газоповітряної суміші H_u/l_0 ;
- менше, в зв'язку зі зменшенням середнього індикаторного тиску, механічний ККД.

Таблиця 1.2 – Показники ефективної потужності в залежності від величини коефіцієнта надлишку повітря паливної суміші

α	L_0	CH_4	H_u	N_e	ΔN_e
–	м ³ /м ³	%	МДж/м ³	кВт	%
1,0	10,041	9,057	3,443	129,35	100
1,1	11,045	8,302	3,156	117,59	90,9
1,2	12,049	7,663	2,913	107,79	83,3
1,3	13,053	7,115	2,705	99,50	76,9
1,4	14,057	6,641	2,524	92,39	71,4
1,5	15,061	6,226	2,366	86,23	66,6
1,6	16,065	5,859	2,227	80,84	62,5

У роботах [5, 16, 77] пропонуються варіанти схем ГТН газових двигунів з іскровим запалюванням. Найбільш ефективні схеми систем ГТН ДВЗ представлені в роботі [5, 77] (рис. 1.11).

На рис. 1.11, а приведена схема газового двигуна з наддувом від 2-х турбокомпресорів і розділеної системою подачі повітря по циліндрах. Дана схема містить в собі: 1 – циліндри газового двигуна; 2, 3 – випускні та впускні колектори; 4, 5 – дросельні вузли лівого і правого рядів циліндрів; 6, 7 – турбокомпресори лівого і правого рядів циліндрів; 8 – повітряний фільтр. Застосування даної схеми наддуву призначене для отримання співвідношення $P_S/P_T \geq 1$. Таке співвідношення P_S/P_T сприяє сприятливому протіканню процесу газообміну і підвищення потужних показників газового двигуна, де P_S – тиск повітря у впускному колекторі, а P_T – тиск ВГ в випускному колекторі перед турбіною.

Застосування двох окремих турбокомпресорів і дросельних вузлів призведе до збільшення вартості газового двигуна з даною системою наддуву. З'явиться певний ряд складнощів, пов'язаних з адаптацією цих агрегатів наддуву на двигуні. Однак дана схема наддуву є найкращою з точки зору забезпечення умови $P_s/P_T \geq 1$. Застосування турбокомпресорів типорозміру ТКР-5,5-С1, що випускаються Харківським агрегатним заводом, сприяє розвитку не тільки вітчизняного двигунобудування, а й задоволенню необхідної умови $P_s/P_T \geq 1$.

Головним недоліком даної схеми ГТН наведеної на рис. 1.11, а є її громіздкість.

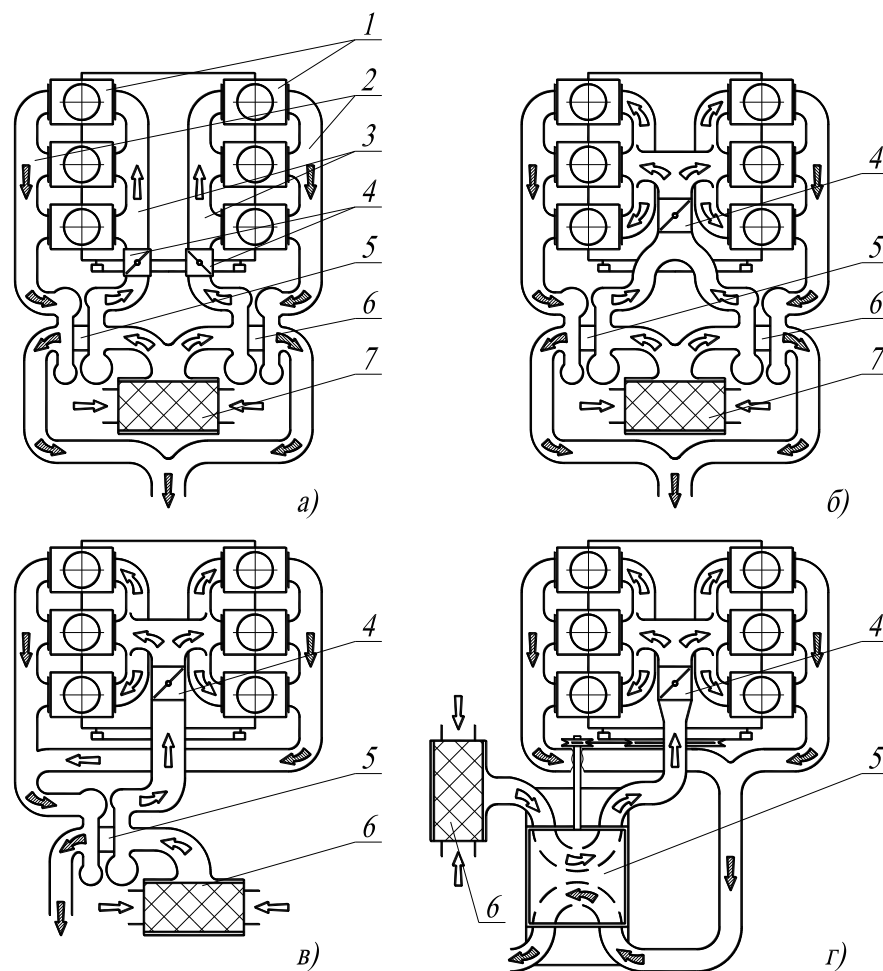


Рисунок 1.11 – Схеми систем ГТН газового двигуна

На рис. 1.11, б приведена схема газового двигуна з наддувом від 2-х турбокомпресорів з поєднаною системою подачі повітря. Дана схема

запропонована для дослідного зразка газового двигуна КамАЗ. Схема містить в собі: 1 – 3 теж, що і для схеми *a*); 4 – загальний дросельний вузол для двох рядів циліндрів; 5, 6 – турбокомпресори лівого і правого рядів циліндрів; 7 – повітряний фільтр. Як агрегатів наддуву використовуються турбокомпресори К-27 виробництва Чехії. Застосування даної схеми наддуву дозволяє отримати співвідношення $P_s/P_T > 1$, що в свою чергу зробило сприятливий вплив на перебіг процесу газообміну [77] і таким чином сприяло поліпшенню техніко-економічних показників двигуна. Використання цієї схеми наддуву дає запас крутного моменту в 20% по зовнішній швидкісній характеристиці.

На рис. 1.11, *в* приведена схема газового двигуна з наддувом від одного турбокомпресора. Дана схема полягає: 1 – 3 теж, що і для схеми рис 1.11, *a*); 4 – загальний дросельний вузол для двох рядів циліндрів; 5 – загальний турбокомпресор для двох рядів циліндрів. У дослідних зразках газового двигуна КамАЗ застосовувалася така схема ГТН, з ТКР-9 (Росія) і з ТКР Н1В марки Holset (Англія). За оцінками фахівців [77] вона не здатна забезпечувати відношення $P_s/P_T \geq 1$. Головною причиною цього є недосконалість системи підведення відпрацьованих газів до турбіни. Однак для забезпечення умови $P_s/P_T > 1$ необхідно використовувати досвід доведення дизельного двигуна ВАЗ-341 з системою ГТН [112].

Суть даного досвіду полягає в поетапному раціональному підборі вузлів системи наддуву з різною геометрією основних вузлів турбокомпресора.

На рис. 1.11, *г* представлена схема газового двигуна з наддувом від хвильового обмінника тиску (ХОТ). Ця схема наддуву може застосовуватися в якості основної не тільки в чисто газовому двигуні, але і при роботі ДВЗ на суміші СПГ з 10% добавкою водню [127].

Привабливість даної схеми полягає в тому, що агрегат наддуву може працювати при більш високих температурах ВГ, ніж турбокомпресори, розвивати достатні тиску наддуву, і при цьому відсутній провал наростання потужності в процесі різкого відкриття дросельної заслінки [4, 5]. Цей нагнітач

поки виготовляється єдиною турбокомпресорної фірмою Asea Brown Boveri Ltd. (Швейцарія) і собівартість виготовлення його значно вище, ніж ТКР.

Таким чином, для газових двигунів, конвертованих з дизеля, найбільш придатною схемою є: схема газового двигуна з наддувом від одного турбокомпресора (див. рис. 1.11, в).

При застосуванні систем ГТН ефективний ККД вище на 3 – 15% в порівнянні з ефективним ККД газового двигуна без системи ГТН і ефективним ККД дизеля [5]. При цьому виконуються вимоги до токсичності відпрацьованих газів за викидами CO і NO_x , однак необхідно врахувати нейтралізацію CH .

1.7 Результати попередніх випробувань двигуна без наддуву з серійним ГБО для конвертованого автотранспортного засобу

Випробування без надувного ДВЗ з серійним газобалонним обладнанням проводилися на навантажувальних характеристиках при частотах обертання $n = 1500 \text{ хв}^{-1}$ та $n = 2100 \text{ хв}^{-1}$, графічні залежності яких наведені стосовно на рис. 1.12 і рис. 1.13.

Навантажувальна характеристика при $n = 1500 \text{ хв}^{-1}$, це режим максимального крутного моменту.

Відповідно навантажувальна характеристика при $n = 2100 \text{ хв}^{-1}$, це режим номінальної потужності.

Під час випробувань вимірювалися такі параметри:

- а) Δp_{pz} – розрядження після повітряного фільтра, в дифузорі під час сумішоутворення, перед і після заслінки (мм. рт. ст.);
- б) $V_{нов}$ – витрата повітря ($\text{м}^3/\text{год.}$);
- в) V_G – витрата газу ($\text{м}^3/\text{год.}$);
- г) t_{BG} – температура відпрацьованих газів;
- д) n – частота обертання колінчастого вала, (хв^{-1});
- е) P_T – крутний момент двигуна (Н·м).

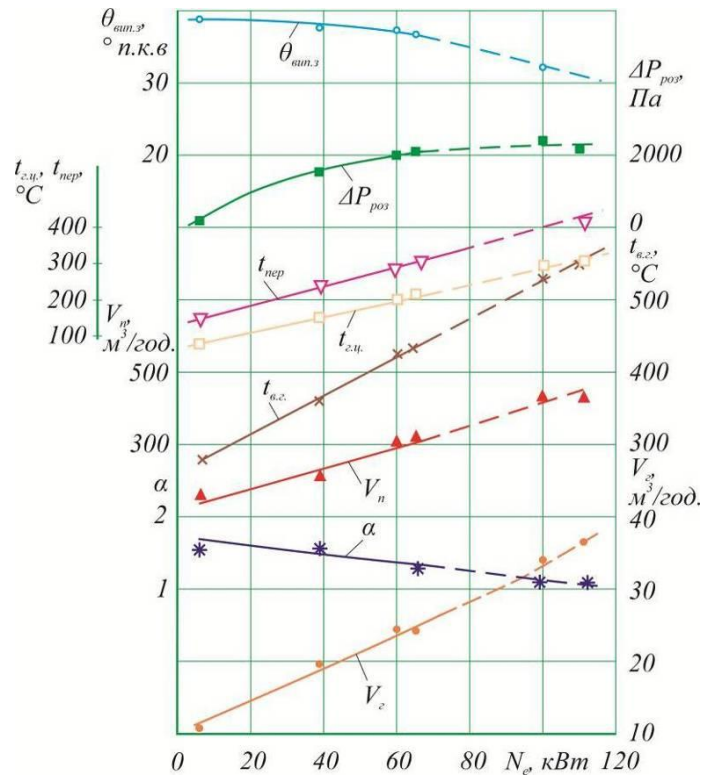


Рисунок 1.12 – Навантажувальна характеристика газового ДВЗ 6ГЧ 13/14 при $n = 1500 \text{ хв}^{-1}$

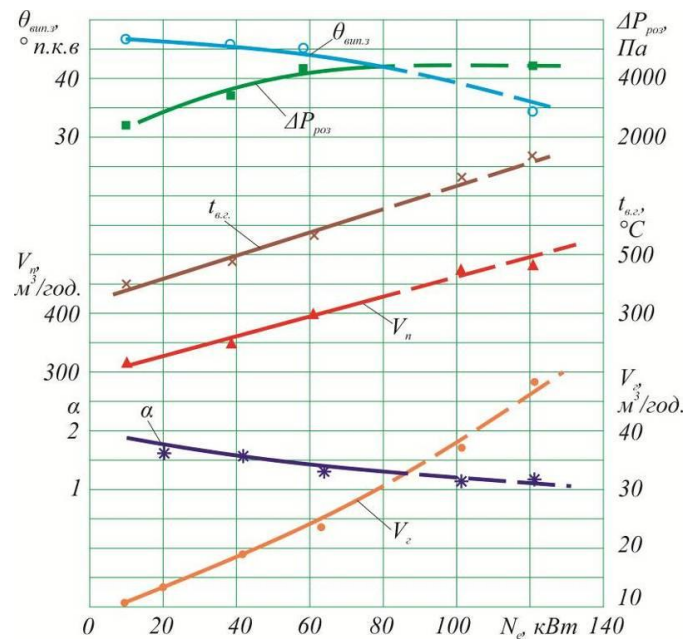


Рисунок 1.13 – Навантажувальна характеристика газового ДВЗ 6ГЧ13/14 при $n = 2100 \text{ хв}^{-1}$

На всіх експериментальних режимах, були зняті індикаторні діаграми газового двигуна 6ГЧ 13/14. На рис. 1.14 наведено копія екрану процедури зняття індикаторної діаграми.

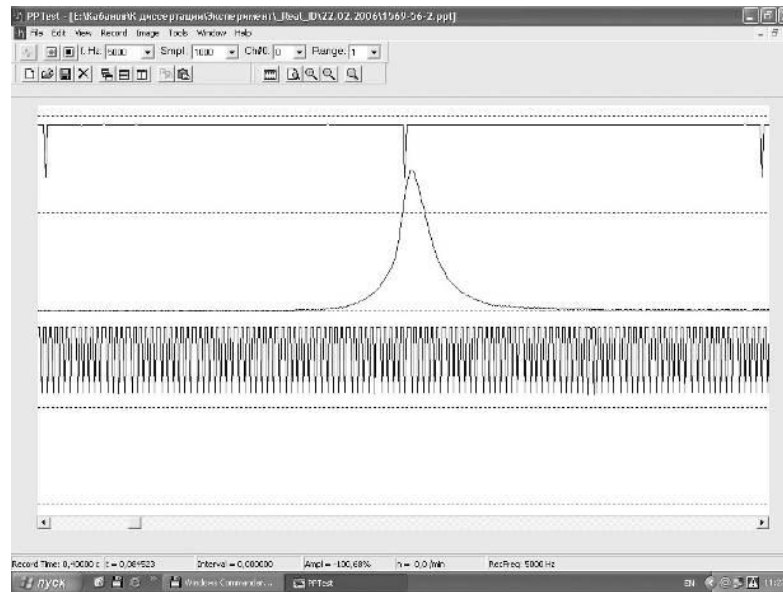


Рисунок 1.14 – Копія екрану процедури зняття індикаторної діаграми безнадувного газового ДВЗ 6ГЧ13 / 14 з серійним ГБО

Загальний вигляд розгорнутого стенду для випробування безнадувних газових ДВЗ для конвертованих АТЗ наведений на рис. 1.15.

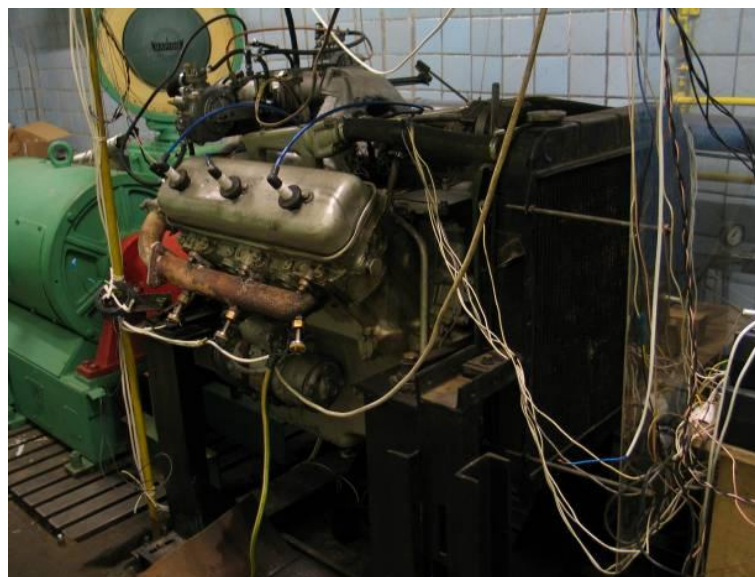


Рисунок 1.15 – Загальний вигляд розгорнутого стенду для випробування безнадувних газових ДВЗ конвертованих АТЗ

Виконаними дослідженнями встановлено:

– силова установка для АТЗ стійко працює (зі штатною газовою апаратурою від газодизеля КамАЗ-740Г) на режимах пуску, малих і

середніх навантажень, режимах максимального крутного моменту і номінальної потужності; з рис. 1.13 (режим номінальної потужності) видно, що при збільшенні навантаження коефіцієнт надлишку повітря α зменшується від 1,8 до 1,2, а потужність змінюється в діапазоні від 0 до 118,1 кВт.

На навантажувальній характеристиці, яка знята при $n = 1500 \text{ хв}^{-1}$ та наведена на рис. 1.12, кут випередження запалювання зменшується в діапазоні від 47 до 35 градусів повороту колінчастого вала, а коефіцієнт надлишку повітря α також зменшується від 2,0 до 1,0;

– проте необхідно відзначити, що номінальна потужність газового ДВЗ на 7 – 10% менше і, відповідає 118,1 кВт, в порівнянні з базовим дизелем ЯМЗ-236, номінальна потужність якого за паспортними даними досягає 130,2 кВт;

– при спробі форсувати потужність без надувного газового ДВЗ до значень близьких до базового дизелю, шляхом збагачення суміші до коефіцієнта надлишку повітря $\alpha \leq 1$, спостерігається різке збільшення теплонапруженості деталей «жарового пояса» ЦПГ і особливо нижньої плити головки циліндрів [10].

Температура нижньої плити головки циліндрів $t_{2,4}$ перевищує 440°C , що не припустимо з міркування надійності вузла при тривалих моторних випробуваннях ДВЗ.

Це призведе до появи мікротріщин в міжперемичечному просторі клапанів головки циліндрів та передчасної поломки моторної установки.

Ці пробні дослідження з задовільними характеристиками потужності і техніко-економічними показниками (на *першому етапі ковертації*) робочого процесу газового ДВЗ були дуже необхідні, по-перше, для порівняльної ідентифікації з показниками дизеля ЯМЗ-236, а по-друге, для розробки параметричної ідентифікації математичної моделі АТЗ з дизельним двигуном, конвертованого в газобалонний автомобіль [38].

ВИСНОВКИ ЗА РОЗДІЛОМ 1 ТА ПОСТАНОВКА ЗАВДАНЬ ДОСЛІДЖЕННЯ

Таким чином, в першому розділі дисертації була визначена область дослідження, обрані способи конвертації дизельних засобів транспорту, в газобалонні АТЗ, проаналізовані перспективи і проблеми їх розвитку, на підставі чого обґрунтовано актуальність роботи.

Наведений аналіз стану проблеми конвертації дизельних, в газобалонні автомобілі, показав, що існуючі способи конвертації і методи підвищення економічності, екологічної безпеки, надійності і ефективності експлуатації ЗТ не надають необхідних можливостей для повноцінного вирішення даної проблеми.

Згідно проведеного аналізу і виконаних попередніх досліджень з газовим ДВЗ зі штатним ГБО, конвертованим з дизеля, можна сформулювати мету дослідження: є підвищення ефективності експлуатації засобів транспорту, конвертованих для роботи на природному газі, шляхом використання комплексних методів діагностування функціональних систем ДВЗ, які дозволяють покращити їх техніко-економічні і екологічні показники.

Для досягнення поставленої мети передбачено вирішення таких задач:

- визначити та обґрунтувати актуальну невирішену проблему за вибраним напрямком дослідження;
- виконати математичне моделювання перехідних процесів параметрів елементарних і багатоланкових технічних систем подачі повітря, палива і запалювання двигуна АТЗ, конвертованого для роботи на природному газі;
- сформулювати концепцію оцінки технічного стану функціональних систем засобів транспорту, конвертованих для роботи на природному газі;
- розробити методи оцінки технічного стану і динамічної стійкості елементарних технічних систем конвертованого АТЗ;
- розробити методологію оцінювання ефективності експлуатації засобів транспорту та їх функціональних систем, конвертованих для роботи на природному газі;

- удосконалити метод параметричної ідентифікації експериментально отриманих залежностей оцінки параметрів газового ДВЗ конвертованого АТЗ;
- розвинути метод оптимізації конструктивних і режимних параметрів конвертованого АТЗ з газовим ДВЗ;
- розвинути методи експериментального дослідження діагностичних параметрів систем газового ДВЗ конвертованого АТЗ;
- синтезувати методологію підвищення паливної економічності засобів транспорту в умовах експлуатації;
- провести порівняльні експериментальні дослідження по їздовим циклам АТЗ з базовим дизелем і декількома варіантами газових ДВЗ.

Результати досліджень, наведені в розділі 1, опубліковані в роботах [3-5, 19, 24, 30, 46, 48, 52, 56, 57, 60].

РОЗДІЛ 2

ВДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДУ СУМІСНОГО УПРАВЛІННЯ ЕЛЕКТРОННОЮ РОЗПОДІЛЕНОЮ СИСТЕМОЮ ПОДАЧІ ГАЗУ, ПОВІТРОПОСТАЧАННЯ ТА ЗАПАЛЮВАННЯ

2.1 Створення теоретичних підходів опису процесів управління подачею газу та системою запалювання

2.1.1 Принципи регулювання робочого процесу двигуна з розподільною подачею палива у впускний колектор

Потужність газового двигуна з впорскуванням палива, регулюється зміною положення дросельної заслінки. Якщо у бензинового або газового двигуна при цьому змінюється об'єм паливо-повітряної суміші, що потрапила до циліндрів, то дросельна заслінка двигуна з впорскуванням палива регулює безпосередньо тільки об'єм повітря, склад же суміші залежить від маси палива, що упорскується паливо-подавальною апаратурою.

Для підтримки складу суміші в заданих межах потрібний автоматичний регулятор складу суміші, який дозує паливо в точній відповідності з повітрям, що надходить до циліндру.

Двигуни з впорскуванням палива і іскровим запаленням вимагають дуже високої точності регулювання складу суміші. Звертаючись до типових регулювальних характеристик двигуна з впорскуванням (рис. 2.1, *a*), можна помітити, що залежність потужності і економічності двигуна від коефіцієнту надлишку повітря α за характером протікання близька до аналогічної залежності карбюраторного двигуна. З графіку видно, що склад суміші, який забезпечує отримання максимальної потужності $N_{e.max}$, та мінімальну питому витрату палива $g_{e.min}$ має місце при іншому, певному значенні α . Робочі режими двигуна не повинні виходити за межі заштрихованої зони, бо поза цією межею потужність падає, а питома витрата палива росте. При

подальшому відхиленні складу суміші від цих меж можливе погіршення стійкості роботи двигуна і поява неприпустимих перебоїв в протіканні робочого процесу.

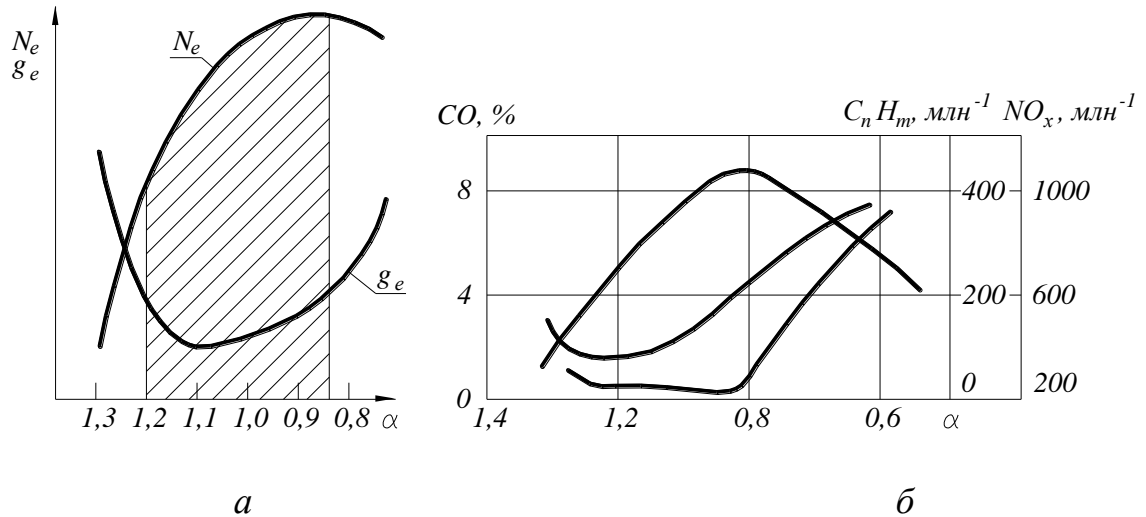


Рисунок 2.1 – Регульовальна характеристика двигуна з електронним управлінням подачі палива у впускний колектор та залежність зміни показників токсичності ВГ ДВЗ від α

Сучасні вимоги до рівня токсичності ВГ, примушують при вирішенні питання про вибір складу суміші у допустимих межах його відхилення звертатися до кривих залежності складу ВГ, від α (рис. 2.1, б). Зважаючи на необхідність обмеження виділення, як оксиду вуглецю CO , вуглеводнів $C_n H_m$, а також оксидів азоту NO_x , доводиться встановлювати додаткові обмеження на вибір α для кожного з робочих режимів.

Системи впорскування, які застосовуються на автомобільних двигунах, можна класифікувати за такими параметрам:

- годинною витратою повітря;
- годинною витратою повітря і частотою обертання двигуна;
- кутом відкриття дросельної заслінки і частотою обертання двигуна;
- розрідженням у впускній системі двигуна;
- розрідженням у впускній системі і частотою обертання двигуна;
- складом відпрацьованих газів.

Регулювання за годинною витратою повітря і частотою обертання двигуна здійснюється на основі безпосереднього виміру витрати повітря лопатевим витратоміром, насадкою Вентурі, мірним соплом або термоанемометром.

Найбільш простою і очевидною є схема регулювання у якій об'єм повітря пов'язаний з масою палива. Практично це може бути реалізовано в першу чергу в механічних системах безперервного впорскування. Регулювання подання палива в найбільш простому випадку здійснюється зміною площі перерізу отвору, яке дозує паливо. Воно зазвичай виконується у вигляді щілини, що перекривається кромкою рухливого плунжера. Для виміру витрати повітря використовується витратомір у вигляді пластини розміщеної в конічній горловині впускного колектора. Пластина зв'язана з плунжером важільною системою, яка забезпечує їх пропорційне переміщення. При збільшенні витрати повітря пластина переміщається, пересуваючи плунжер таким чином, що площа прохідного перерізу щілини збільшується, а отже і збільшується подача палива. На цьому принципі побудована пневмомеханічна система впорскування палива K-Jetronic.

Така система регулює склад суміші тільки в залежності від витрати повітря, але не враховує особливостей зміни характеристик роботи двигуна в залежності від частоти обертання. Цей недолік усувається в системах з вимірником витрати повітря і електронним регулюванням. В таких системах з електронним регулюванням, дозування палива здійснюється електромагнітними форсунками, що подають паливо циклічно. Електричні імпульси, що подаються на форсунки, формуються синхронно з частотою обертання колінчастого валу двигуна, для чого в електронний блок керування вводиться сигнал від спеціального датчика обертів або від первинного ланцюга системи запалювання. Вимірник витрати повітря раніше виконувався у вигляді поворотної пластини, яка розташована у впускній системі і завантажена зворотною пружиною. Відхилення пластини пропорційне витраті повітря, а сигнал, який пропорційний відхиленню,

знімається з потенціометра, сполученого з віссю пластини вимірника. У блоці керування, тривалість формувальних імпульсів повинна залежати від циклової витрати повітря і може коригуватися залежно від частоти обертання КВ. За цим принципом регулювання побудована система впорскування L-Jetronic. Пізніше датчик витрати з рухливими пластинами був замінений датчиком, працюючим за принципом термоанемометра. При цьому стабільність і надійність системи регулювання були значно підвищені. Такі системи впорскування отримали назву LH-Jetronic.

Регулювання по куту відкриття дросельної заслінки і частоті обертання колінчастого валу двигуна. Циклова витрата повітря пов'язана з положенням дросельної заслінки. В той же час циклова витрата кожного фіксованого положення заслінки залежить від частоти обертання. Така схема застосовувалася в системах з механічним регулюванням і плунжерними паливними насосами фірми «Bosch» [149]. Рейка насосу переміщувалась механізмом, що підсумовує дію відцентрового регулятора і тяги приводу дроселя, для цієї мети використовувався пристрій з просторовим (двовірним) кулачком. Можливе застосування цього принципу і в системах з електронним керуванням, де сигнал кута повороту дроселя може зніматися з потенціометра сполученого з його віссю, а частота обертання враховується частотною характеристикою електронного блоку.

Регулювання по розрядженню у впускній системі і частоті обертання вала двигуна. До появи систем з датчиками витрати повітря, широкого розповсюдження набули системи регулювання складу суміші по розрідженню (тиску) у впускній трубі. Дія системи ґрунтується на тому, що цикловий заряд повітря практично лінійно залежить від розрідження у просторі впускного колектора за дросельною заслінкою. Таким чином, завдання зводиться до виміру розрідження у впускній трубі. На ранніх стадіях розвитку таких систем застосовувалися мембранні або сільфоні регулятори з тарованою пружиною, які безпосередньо керували рейкою плунжерного паливного насоса. У сучасних системах з електронним керуванням

використовуються індуктивні датчики тиску з мембранними коробками. Блоки керування таких систем змінюють тривалість імпульсів залежно від тиску у впускній трубі і від частоти обертання КВ двигуна. На цьому принципі регулювання побудовано системи впорскування фірми «Bendix» і вітчизняної системи впорскування «АВТЕ» [149]. Регулювання двигуна за розрідженням у впускній трубі набули свого розповсюдження в США.

Регулювання по складу відпрацьованих газів. Враховуючи постійне посилення вимог до рівня токсичності відпрацьованих газів доцільно ввести в систему регулювання складу суміші зворотний зв'язок. Таке рішення вимагає спеціального датчика, що реагує на зміну складу відпрацьованих газів. Єдиним датчиком такого типу, який використовується в автомобільній промисловості, є так званий лямбда-датчик (λ -датчик), який реагує на вміст залишкового кисню.

Датчик цього типу реагує на відхилення складу суміші від стехіометричного ($\alpha = 1$) і дозволяє з високою точністю підтримувати саме цей склад в широкому діапазоні робочих режимів двигуна. Таким чином, створюються необхідні умови для роботи двигуна з трикомпонентним нейтралізатором, який вимагає саме такого складу суміші. В той же час робота двигуна з $\alpha = 1$ можлива далеко не на всіх режимах (пуск, прогрівання, рух з непрогрітим двигуном, розгін), крім того λ -датчик починає подавати сигнал тільки після досягнення певної його температури, при якій компоненти з яких виготовлено датчик почнуть давати різницю потенціалів. Тому регулювання по складу суміші вводиться як додатковий зворотний зв'язок в систему зі звичайною схемою регулювання, чим досягається робота двигуна на усіх необхідних режимах.

При складанні програми регулювання двигуна з впорскуванням палива повинні враховуватися специфічні вимоги, які витікають з характеру використання двигуна. Таким чином, на основних режимах руху, коли потужність двигуна використовується лише частково, система регулювання повинна підтримувати склад суміші, що забезпечує найбільш економічну

роботу двигуна ($\alpha \geq 1$). В той же час для отримання максимальної потужності двигуна в області повних навантажень склад суміші повинен відповідати регулюванню при максимальній потужності. При роботі двигуна на режимах холостого ходу і близьких до нього, малих навантажень, стійкість роботи двигуна може бути досягнута тільки при деякому збагаченні складу суміші. На режимах гальмування двигуном (що називаються також режимами примусового холостого ходу) подання палива може бути взагалі припинене, що поліпшить паливну економічність.

Наведені вище принципи та схеми регулювання дозволяють підтримувати певний склад суміші в широкому діапазоні швидкісних і навантажувальних режимів, який головним чином визначається програмою паливоподачі. Вони є базовими для побудови систем регулювання.

Збагачення складу суміші на режимах повних навантажень здійснюється шляхом зміни протікання в цій зоні основної характеристики. Особливо просто це вирішується в системах з електронним регулюванням, у яких сигнал перемикачів на збагачене регулювання звичайно надходить, від контактної пари, яка встановлена на осі дросельної заслінки і спрацьовує при її положенні, близькому до повного відкриття.

На малих обертах холостого ходу потрібно регулювання як об'єму, так і складу суміші, яка потрапляє в двигун. Для задоволення першої умови служить байпасний канал з регульовальним гвинтом, який обмежує потрапляння повітря в обхід закритої дросельної заслінки. Для регулювання складу суміші в системах з пневмомеханічним регулюванням вводиться пристрій, що дозволяє змінити взаємне положення регулюючого плунжера і пластинки витратоміру. У системах з електронним керуванням використовується окремий каскад електронного блоку, потенціометр, сигнал якого необхідний для додаткового регулювання тривалості імпульсів керування форсунками. Для виключення каскаду холостого ходу використовується контактна пара, що спрацьовує при закритому положенні дросельної заслінки. Апаратура впорскування при роботі на перехідних

режимах забезпечує точніше дозування палива, проте у багатьох системах впорскування вводиться пристрій для додаткового подання палива при відкритті дросельної заслінки. У системах з електронним керуванням це контактний пристрій, котрий подає пакет сигналів при повороті осі дросельної заслінки. Можливі і складніші системи, які враховують усе різноманіття умов, що складаються на режимі розгону.

У системі керування апаратурою впорскування вводиться ряд пристроїв, що коригують, уточнюють програму паливоподачі залежно від зміни зовнішніх умов (атмосферного тиску і температури всмоктуваного двигуном повітря), а також від теплового стану ДВЗ.

Двигун з впорскуванням палива і іскровим запалюванням вимагає деякого збагачення суміші на режимі пуску. Необхідна міра збагачення залежить від особливостей сумішоутворення.

Після пуску холодного двигуна на режимі прогрівання склад суміші повинен залишатися збагаченим, а для стійкої роботи непрогрітого двигуна на холостому ходу об'єм суміші, який подається до циліндру має бути збільшений. Збагачення суміші при прогріванні не має бути занадто надмірним, оскільки при сучасних методах оцінки токсичності згідно їздових циклів збагачення суміші після пуску, істотно впливає на результати випробувань.

У сучасній апаратурі впорскування для пускового збагачення суміші звичайно використовується додаткове подання палива у впускну систему спеціальними пусковими форсунками. Маса поданого палива визначається пропускною спроможністю форсунки і тривалістю її включення. Як правило, пускова форсунка включається одночасно з включенням стартера і залишається включеною на час, який залежить від температури двигуна. Для обмеження часу роботи форсунки застосовуються термореле або інші аналогічні пристрої. Їх налаштування обирається так, щоб, наприклад, при температурі вище 15 °С форсунка не включалася взагалі, а при нижчих температурах включалася, причому тривалість включення збільшувалася з пониженням температури. Використовуються також схеми, що зменшують тривалість включення при

повторній спробі запуску двигуна. У системах з електронним керуванням іноді як пускові форсунки використовуються основні форсунки системи, що включаються при запуску за такою ж програмою.

Для програмування збагачення на режимі прогрівання в системах з електронним керуванням використовують датчик – терморезистор, введений в систему охолодження двигуна, а в електронному блоці передбачають спеціальний каскад, який збільшує тривалість імпульсів керування форсунками, за обраною програмою. У системах з пневмомеханічним регулюванням для цих цілей використовують біметалеві елементи, що впливають на органи дозування або паливо, що змінюють тиск, в регулюючих контурах системи в залежності від температури.

Подача додаткового повітря для стійкої роботи непрогрітого двигуна, виконується по байпасному каналу, що подає повітря в обхід дросельної заслінки. Канал забезпечується клапаном, керування якого відбувається силовим елементом. Іноді разом з таким каналом застосовується електромагнітний клапан, який включається паралельно та збільшує потрапляння повітря (а отже, і палива) при включенні спеціальних пристроїв, що додатково навантажують двигун. Метою такого пристрою являється підтримка постійної частоти обертання двигуна на холостому ході. Значно точніше це завдання вирішується при застосуванні спеціального регулятора обертів холостого ходу, наприклад, при використанні систем запалювання з електронним керуванням кута випередження запалювання.

Описані вище принципи регулювання справедливі і для електронних систем подачі газу в циліндри двигуна.

2.1.2 Дозування палива електромагнітними дозаторами газу в системах впорскування з електронним управлінням

Дозування палива електромагнітними дозаторами газу базується на зміні тривалості відкритого стану керованого електромагнітного клапана [153]. Подане

дозатором паливо (циклова подача) визначається інтервалом часу витікання газу через відкритий клапан і перепадом тиску на клапані, який в свою чергу залежить від тиску газу в порожнині дозатора і тиску повітря у впускному колекторі двигуна. У більшості сучасних систем впорскування з електронним керуванням програмування паливоподачі відбувається по тиску у впускному тракті, тому його зміни враховуються автоматично. Необхідний тиск газу в системі паливоподачі підтримується за рахунок газового редуктора з застосуванням додаткової компенсації тиску за розрідженням у впускному трубопроводі. Щоб не ускладнювати процес регулювання і в той же час забезпечити точність дозування, набувають постійним значення або тиск палива в системі, або перепад тиску на клапанах дозатора. У другому випадку порожнина опорного тиску в порожнині дозатора з'єднується з порожниною впускного колектора за дросельною заслінкою за допомогою датчика абсолютного тиску, який входить до складу системи управління.

ЕДГ встановлюються на двигуні зазвичай в кількості, рівній числу циліндрів, і кожен циліндр отримує паливо від свого дозатора. Оскільки подання палива здійснюється у впускний тракт двигуна, можливі різні варіанти включення дозаторів. Команду від електронного пристрою формування імпульсів дозатори можуть отримувати усі одночасно або можуть бути розділені на рівні групи, які включаються по черзі, або кожен дозатор може спрацьовувати окремо згідно з порядком роботи циліндрів. У другому і третьому випадках імпульси керування можуть надходити один за іншим без перекриття або з перекриттям у часі.

Межі тривалості відкритого стану клапана дозатора, при яких може здійснюватися кероване дозування, залежать від варіанту включення і кратності їх роботи. Якщо імпульси керування надходять один за одним без перекриття у часі, то максимально можливий час відкритого стану клапана для впорскування палива на режимах максимальної потужності обмежується періодом проходження подач при максимальній частоті обертання колінчастого валу двигуна.

В цьому випадку період проходження циклових подач може бути визначений [176] за формулою

$$T = \frac{60 \cdot \tau'}{n \cdot i \cdot j} \cdot 10^3 \quad (2.1)$$

де T – період проходження циклових подач, мс; τ' – коефіцієнт тактності двигуна (для чотиритактного двигуна $\tau' = 2$); n – частота обертання колінчастого валу двигуна, хв^{-1} ; i – число груп дозаторів; j – кратність впорскування.

При груповому упорскуванні, коли імпульси різних груп дозаторів слідуєть один за одним з перекриттям в часі, період T не залежить від числа груп ЕДГ

$$T = \frac{60 \cdot \tau'}{n} \cdot 10^3 \quad (2.2)$$

В розглянутому випадку кратність впорскування $j = 1$.

Ці залежності показують, що період проходження циклових подач залежить від варіанту чергування роботи дозаторів і буде мінімальним при застосуванні фазованого впорскування без перекриття на багатоциліндровому двигуні.

Для керованості дозаторів при максимальних циклових подачах і максимальних обертах двигуна, між імпульсами керування одного і того ж ЕДГ, має бути пауза тривалістю не менше часу відпускання клапана $t_{ВД}$. Тривалість паузи не може бути менше 2 мс.

Отже, максимальна тривалість імпульсів керування, визначається залежністю

$$\tau_{\max} \leq T_{\min} - t_{ВД} \quad (2.3)$$

Щоб дозатори не втратили керованості при мінімальних циклових подачах, мінімальна тривалість імпульсів керування τ_{\min} має бути рівна або більше часу спрацьовування клапана

$$\tau_{\min} \geq t_{cp} \quad (2.4)$$

Необхідна статична продуктивність дозаторів в першому наближенні може бути визначена по формулі

$$q_0 = \frac{Q_{\text{ц}}}{t_{\text{ц}}} \quad (2.5)$$

де q_0 – статична продуктивність дозатора; $Q_{\text{ц}}$ – циклова подача; $t_{\text{ц}}$ – час відкритого стану клапану.

Продуктивність дозатора для газового двигуна визначають по максимальній цикловій подачі і за максимальною тривалістю імпульсів керування τ_{\max} , приймаючи $\tau_{\max} \approx t_{\text{ц}\max}$, $q_0 = \frac{Q_{\text{ц}\max}}{t_{\max}}$.

Підставляючи значення τ_{\max} з рівняння (2.3), отримаємо

$$q_0 = \frac{Q_{\text{ц}\max}}{\left(\frac{60 \cdot \tau}{n_{\max} \cdot i \cdot j} \right) - t_{\text{omn}}} \quad (2.6)$$

де $Q_{\text{ц}\max}$ – максимальна циклова подача; t_{omn} – час затримки відкриття.

Вираз (2.6) показує, що для двигуна продуктивність дозатора може бути зменшена у разі застосування фазованого або групового впорскування з перекриттям в часі. Зменшення продуктивності сприятливо позначається на підвищенні швидкодії клапана.

В сучасних системах розподіленої подачі газу з електронним керуванням тиск в порожнині дозатора приймається рівним 0,09 – 0,22 МПа. Цей тиск забезпечує цілком задовільне сумішоутворення. Подальше підвищення тиску (до 0,3 МПа і вище) в порожнині дозатора недоцільне, зважаючи на зростання навантаження на виконавчі механізми ЕДГ та погіршення швидкодії дозаторів.

Знаючи статичну продуктивність ЕДГ і перепад тиску на клапані, можна визначити площу ефективного перерізу клапана з вираження

$$\mu_{\omega} \cdot f_{\phi} = \frac{q_0}{\sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p}} \quad (2.7)$$

де $\mu_{\omega} \cdot f_{\phi}$ – площа ефективного перерізу клапана ЕДГ; ρ – густина палива; p – перепад тиску палива на клапані.

2.1.3 Особливості робочого процесу електромагнітного дозатору газу, як складової одиниці системи подачі палива

Робота електромагніту в електромагнітному механізмі (наприклад в ЕДГ) має циклічний характер. Це визначається тим, що якір (клапан) електромагніту, що використовується як привод, здійснює поступальне переміщення в обмеженому просторі і, отже, намагається забезпечити його повернення в початкове положення.

Першим етапом робочого циклу (рис. 2.2) є процес спрацьовування електромагніту. Він починається з моменту подання живлення на обмотку електромагніту і закінчується, коли якір (клапан) перейде зі свого початкового положення s_n у кінцеве s_k (рис. 2.2) і розділяється на період зрушування якоря (клапана) і період його руху.

В період зрушування струм в обмотці електромагніту наростає до величини i_{zp} , що забезпечує рівність електромагнітної сили, силам протидії руху. Після цього якір (клапан) починає рух. Час зрушування i_{zp} , впродовж якого струм наростає до струму зрушування, визначається як схемою включення обмотки електромагніту і умовами її живлення, так і параметрами самого електромагніту і його навантаженням. Для одного і того ж електромагніту при різному навантаженні (протидіючих руху силах) час зрушування буде різний.

Характер руху залежить від співвідношення рушійних (електромагнітних) і протидіючих сил, а також маси частин, що рухаються, тертя і так далі. В період руху при спрацьовуванні здійснюється та робота, яку повинен зробити

електромагніт. Тому з точки зору оцінки конструкції електромагніту, аналізу його параметрів і визначення, наскільки вдало вони вибрані, розгляд процесів, які відбуваються при переміщенні якоря електромагніту, є дуже важливою і відповідальною стадією аналізу повного циклу його роботи. Струм в обмотці електромагніту в процесі руху його якоря (клапану), як правило, змінюється (крива 2, рис. 2.2). Його зміни пов'язані як з процесом встановлення струму в обмотці, який мав би місце при нерухомому якорі (клапані) (крива 1, рис. 2.2), так і виникненням протиелектрорушійної сили, пов'язаною з рухом якоря (клапана). Період руху визначає час руху при спрацьовуванні $t'_{рух}$, яке спільне з часом зрушування складає час спрацьовування.

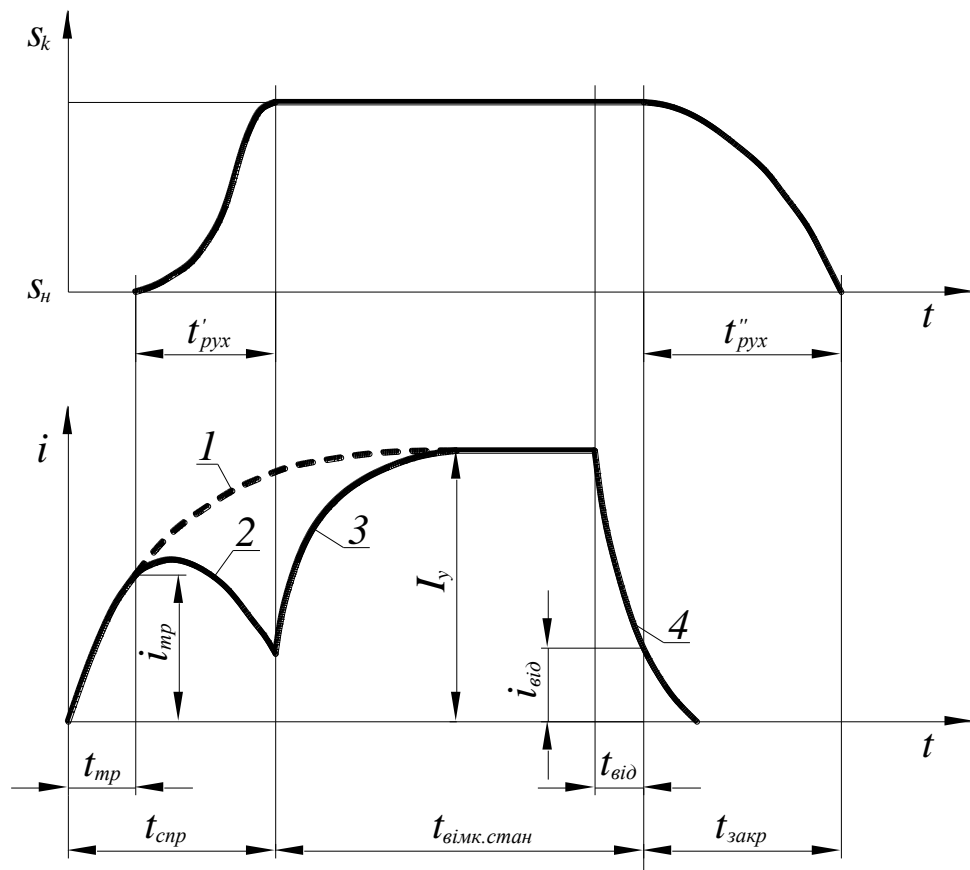


Рисунок 2.2 – Робочий цикл електромагніту як основної структурної одиниці ЕДГ

Після закінчення переміщення якоря слідує період включеного стану, впродовж якого система знаходиться у спокої, а обмотка залишається у ввімкненому стані. У початковій стадії цього періоду струм в обмотці

електромагніту наростає до значення (крива 3, рис. 2.2), що встановилося, після чого, якщо не змінюються напруга живлення і опір обмотки, струм залишається незмінним. Тривалість ввімкненого стану залежить від вимог експлуатації електромагніту. Вона накладає певні умови на вибір розмірів обмотки і її параметрів з точки зору теплових характеристик. Температура нагріву, якої досягає обмотка електромагніту в процесі включеного стану, не повинна перевищувати допустимого значення.

Процес повернення якоря (клапана) в початковий стан, так само як і спрацьовування, відбувається двома ступенями. Спочатку при відключенні обмотки, струм спадає до величини струму відпускання $t_{ВД}$, при якому електромагнітна сила стає рівній силі, яка прагне повернути якір (клапан) в початкове положення. Тривалість цього процесу характеризується проміжком часу $t_{ВД}$, що залежить від навантаження, умов відключення обмотки і від затримуючої дії вихрових струмів в масивних частинах електромагніту і короткозамкненому контурі, якщо такі є. Переміщення рухливих частин в початкове положення відбувається впродовж часу $t_{рух}$, залежним від ряду чинників і в першу чергу від величини зусиль (жорсткості зворотної пружини), що відкидають якір (клапан). Процес повернення, так само як і процес спрацьовування, визначає динамічні властивості електромагніту. Сукупність часу відпускання і часу руху в процесі повернення складає час повернення t_n .

Цикл роботи електромагніту завершується періодом відключеного стану, впродовж якого обмотка електромагніту залишається знеструмленою і відбувається охолодження електромагніту. Цей період має особливе значення для електромагнітів короткочасного і повторно-короткочасного режимів роботи, коли за час відключеного стану електромагніт повинен встигнути охолотитися до певної температури, оскільки допустима тривалість включеного стану у свою чергу залежатиме від досягнутої міри охолодження.

2.1.4 Особливості конструкції дослідного зразка електромагнітного дозатору газу

В основу дослідного зразку ЕДГ прийнятий електромагнітний газовий клапан КЕГ-001. Для його використання в якості дозатора газу для двигунів з робочим об'ємом від 3,5 до 12 і більше літрів, клапан підлягає деякої зміні конструкції, етапи зміни останньої належним чином наведено [15].

Після внесення ряду конструктивних змін в конструкцію КЕГ-001 був отриманий дослідний зразок електромагнітного дозатора газу для двигунів з робочим об'ємом від 3,5 до 12 і більше літрів (рис. 2.3).



Рисунок 2.3 – Зовнішній вигляд дослідного зразка ЕДГ для двигунів з робочим об'ємом від 3,5 до 12 і більше літрів

Конструкція дослідного зразка ЕДГ (рис. 2.4) наступна. У корпусі дозатора *11* встановлено витратний жиклер *13*, у задню частину якого встановлена пробка *12*. Ущільнення витратного жиклера та пробки забезпечується гумовими ущільнюючими кільцями *17*. У різьбовий отвір корпусу дозатора *11* встановлений корпус клапана *3*. Відсутність втрат робочого тіла з різьбового з'єднання між корпусом дозатора і корпусом клапана забезпечується гумовим ущільнюючим кільцем *18*.

У внутрішню поверхню корпусу клапана *3* встановлено осердя *16*, яке виконує роль клапана. Висота підйому осердя електромагнітного дозатора газу забезпечується регулювальним гвинтом *6*. На його поверхні виконано дві кільцеві проточки, в які встановлено гумові ущільнюючі кільця *19* та *8*.

Гумові кільця виключають можливість втрати РТ з різьбового

з'єднання між корпусом клапана 3 та регулювальним гвинтом 6. Під час роботи дозатора повернення осердя 16 у початковий стан забезпечується запірною пружиною 23, яка одним кінцем спирається у торець регулювального гвинта 6, а іншим – у направляючий стержень 9, який встановлено в осердя 16 та призначено для створення направлено руху запірної пружини 23 і забезпечення відсутності перекосів пружини під час роботи дозатора.

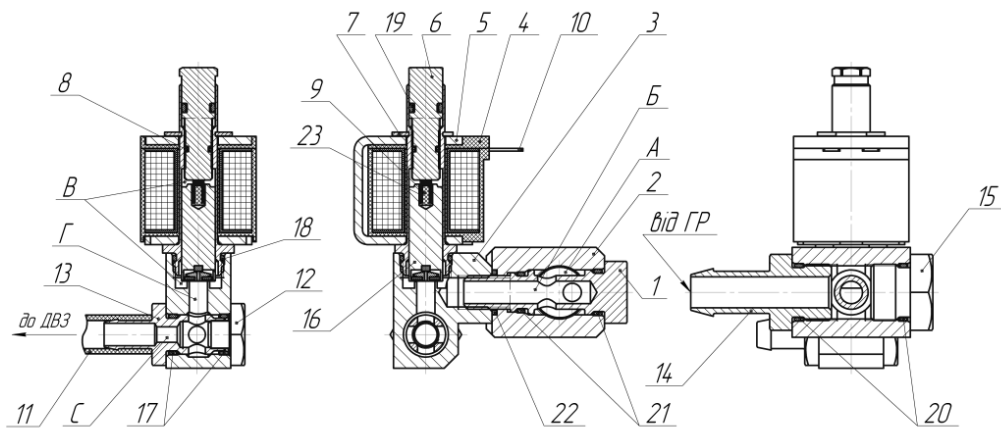


Рисунок 2.4 – Конструкція дослідного зразка ЕДГ

На зовнішню поверхню корпусу клапана 3 встановлено котушку 4 та скобу 5 електромагніта. Фіксація котушки 4 та скоби 5 електромагніта здійснюється за допомогою стопорної шайби 7. Стопорна шайба 7 встановлюється у кільцеву проточку, яка виконана на зовнішній поверхні корпусу клапана 3.

У рампу 2 встановлені штуцери подачі газу 14 та пробка 15. Різьбові з'єднання ущільнюються за допомогою гумових ущільнюючих кілець 20. Фіксація корпусу дозатора 11 з рампою 2 здійснюється за допомогою кріпильного гвинта 1. На зовнішній поверхні кріпильного гвинта виконано дві кільцеві проточки, в які встановлено гумові кільця 21, що забезпечують герметичне з'єднання болта та рампи. Між корпусом дозатора і рампою встановлено додаткове ущільнююче кільце 22.

Принцип роботи ЕДГ, наступний. Робоче тіло через штуцер 14 подається у порожнину А рампи 2. З рампи робоче тіло подається у

перепускні отвори *B* кріпильного гвинта *1*, з якого воно перетікає в порожнину *B* над осердям *16*. Ця порожнина утворена між поверхнями корпусу дозатора *11*, корпусу клапана *3* та осердям *16* електромагнітного дозатора. При подачі напруги на контактні клеми *10* через котушку електромагніта *4* протікає струм, що створює магнітне поле, яке замикається по скобі *5*. Коли величина магнітного зусилля перевищує зусилля запірної пружини *23*, відбувається відрив осердя *16* від сидла корпусу дозатора *11*. Клапан утримується у відкритому стані до тих пір, доки через котушку електромагніта протікає струм. Коли клапан дозатора знаходиться у відкритому стані, робоче тіло з порожнини *B*, розташованої над осердям *16* електромагнітного дозатора подається до каналу витікання корпусу клапана *3*. Далі, з каналу витікання *Г*, виконаного у витратному жиклері *13*, робоче тіло через калібрований отвір *Д*, за допомогою з'єднувального шланга *24*, потрапляє до циліндра ДВЗ.

При відключенні напруги від котушки електромагніту, магнітне поле розсіюється та зусиллям зворотної пружини *23* осердя *16* дозатора повертається до початкового положення, перекриваючи канал *Г* для витікання робочого тіла і тим самим припиняється подача газу до циліндра ДВЗ.

По своїй фізичній суті обмотка електромагніту є звичайною котушкою індуктивності, при відкритті транзистора через неї починає протікати струм, що зростає по експоненціальній залежності (рис.2.5).

При протіканні струму котушка накопичує енергію в електромагнітному полі рівну

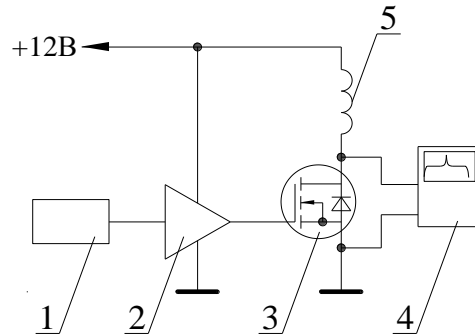
$$W = \frac{L \cdot I^2}{2} \quad (2.8)$$

де *L* – індуктивність обмотки; *I* – струм, що протікає через обмотку.

При закритті транзистора котушка прагне підтримати струм, що протікає через неї, в тому ж напрямі, за рахунок накопиченої електромагнітної енергії. Це приводить до виникнення сплеску ЕРС самоіндукції, яка дорівнює

$$E_c = -L \frac{dI}{dt}. \quad (2.9)$$

Фіксуючи цей сплеск напруги на клеммах силового транзистора за допомогою електронного осцилографа, можна судити про кількість накопиченої електромагнітної енергії в обмотці за площею імпульсу осцилограми.



- 1 – генератор прямокутних імпульсів; 2 – драйвер силового транзистора;
3 – силовий транзистор; 4 – цифровий осцилограф; 5 – обмотка випробовуваного електромагнітного дозатора

Рисунок 2.5– Схема підключення електромагнітного дозатора газу при експериментальному дослідженні

Діаметр отвору каналу витікання ($d_{к.в}$) виконаного в корпусі ЕДГ повинен відповідати умові

$$d_{к.в} = (1,08 \div 1,44) \cdot d_{в.жс}, \quad (2.10)$$

де $d_{в.жс}$ – діаметр витратного жиклеру дозатора.

2.1.5 Вплив зовнішніх регульовальних параметрів на динамічні та витратні характеристики електромагнітного дозатора газу

Для визначення способів і алгоритмів керування електромагнітними дозаторами газу, необхідно досліджувати наступні характеристики:

- залежність напруги спрацьовування залежно від значень тиску в порожнині ЕДГ;
- залежність напруги відпускання залежно від значень тиску в порожнині ЕДГ;

- вплив робочої напруги на динамічні характеристики дозатора газу;
- залежність динамічних характеристик дозатора газу залежно від зміни частоти сигналу керування;
- залежність продуктивності від тривалості сигналу керування;
- вплив жорсткості зворотної пружини на динамічні характеристики електромагнітного дозатору газу.

Перераховані вище дослідження характеристики ЕДГ проводилися на експериментальному безмоторному стенді [22]. Стенд дозволяє змінити і зареєструвати наступні параметри:

- тривалість імпульсу управління від 2 до 24 мс;
- частоту імпульсу управління від 5 до 20 Гц;
- напругу керуючого імпульсу від 12 до 100 В;
- t_1 – час затримки відкриття підйому клапана ЕДГ;
- t_2 – повний час затримки відкриття клапана ЕДГ;
- t_3 – час відкритого стану клапана ЕДГ;
- t_4 – час затримки закриття клапана ЕДГ;
- t_5 – тривалість імпульсу управління часом затримки моменту початку закриття клапана ЕДГ (рис. 2.6, а);
- t_6 – час кінця закриття клапана ЕДГ.

Дослідження залежності напруги спрацьовування і відпускання залежно від значення тиску в порожнині ЕДГ. Це дослідження проводилося при зміні тиску в порожнині ЕДГ ($P_{ЕДГ}$), для кожного з яких напруга джерела живлення поступово збільшувалась до моменту спрацьовування дозатора. Напруга спрацьовування ($U_{спр}$) і витрата повітря (Q) реєструвалися в протоколі випробувань. Далі напруга живлення поступово знижувалась до моменту закриття клапана ЕДГ ($U_{відн}$).

Аналізуючи результати досліджень (рис 2.6, а) стало очевидним, що витрата повітря (газу) і напруга спрацьовування зростають пропорційно збільшенню тиску в порожнині дозатора.

Збільшення тиску в порожнині ЕДГ сприяє зростанню механічних навантажень на клапан дозатора і збільшенню магніторушійної сили необхідної для зриву клапана з місця. Збільшення магніторушійної сили забезпечується збільшенням напруги імпульсу керування, який подається на обмотку електромагніту. Напряга відпускання клапана дозатора знаходиться на рівні 12 В, і забезпечується в основному жорсткістю зворотної пружини [41, 44, 86].

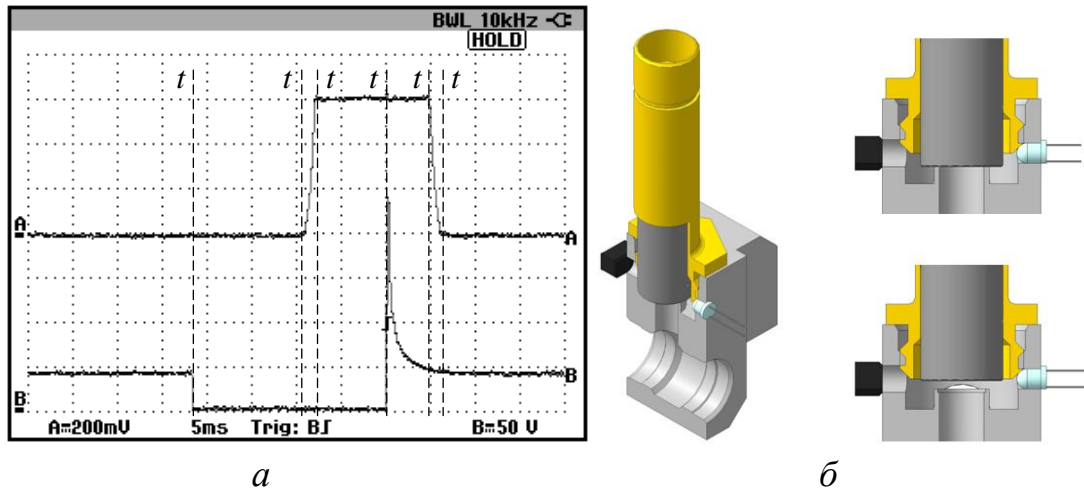
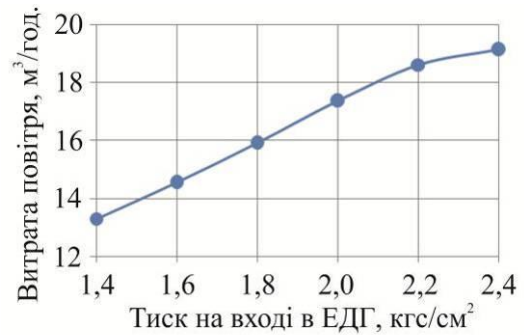
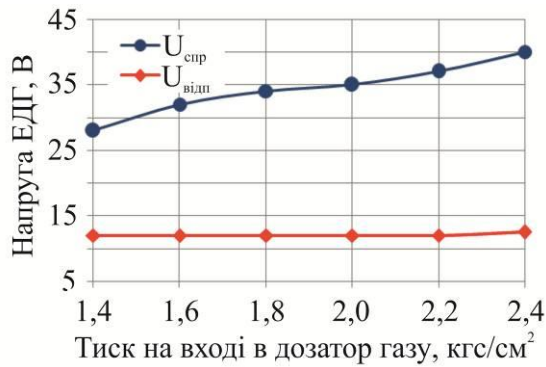


Рисунок 2.6 – Осцилограма робочого процесу (а) і розміщення датчиків реєстрації положення клапана ЕДГ (б)

Статична характеристика продуктивності ЕДГ представлена у вигляді залежностей (рис 2.7, а і б) від величини тиску в порожнині дозатора [35].

Характеристика витрати повітря через ЕДГ носить практично лінійний характер, проте при $P_{ЕДГ} > 2,2 \text{ кгс/см}^2$ відбувається порушення лінійності. Це пояснюється тим, що тиск $P_{ЕДГ} > 2,2 \text{ кгс/см}^2$ є граничною величиною тиску, при якому забезпечуються найкращі витратні характеристики. Інакше значною мірою зростають як механічні, так і електричні характеристики дозатора, які і є причиною порушення лінійності характеристики витрати.

Дослідження динамічних і витратних характеристик дослідного зразка ЕДГ проводились при номінальному тиску для газових дозаторів, і складало $P_{ЕДГ} = 0,18 \text{ МПа}$. Досліджуваними параметрами були часові інтервали руху клапана відносно сигналу керування і продуктивність ЕДГ.



а

б

Рисунок 2.7 – Статичні характеристики дослідного зразка ЕДГ

Дослідження робилися при змінюваному значенні тривалості сигналу керування, в діапазоні частот обертання колінчастого валу двигуна від 700 до 2100 хв⁻¹. Зміна тривалості імпульсу керування варіювалася в діапазоні від 4 до 24 мс з фіксованим кроком у 2 мс. Напруга імпульсу керування змінювалася в діапазоні від 40 до 60 В з фіксованим кроком у 10 В.

Результат зміни часових характеристик залежно від напруги імпульсу керування, приведені у вигляді рис. 2.8, 2.9, 2.10, а зміна характеристик витрати газу зображені на рис. 2.11.

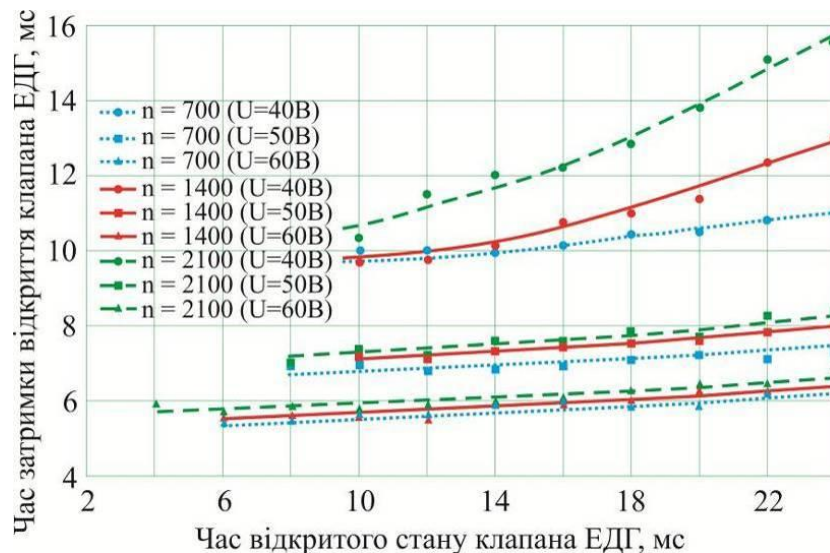


Рисунок 2.8– Залежність затримки початку підйому клапана ЕДГ від величини напруги імпульсу керування

Таким чином при збільшенні напруги імпульсу керування до величини 60 В, продуктивність дозатора збільшується разом з поліпшенням

динамічних характеристик. Проте збільшення напруги імпульсу керування сприяє збільшенню температурного режиму роботи електромагнітної котушки ЕДГ, що у свою чергу знижує надійність дозатора.

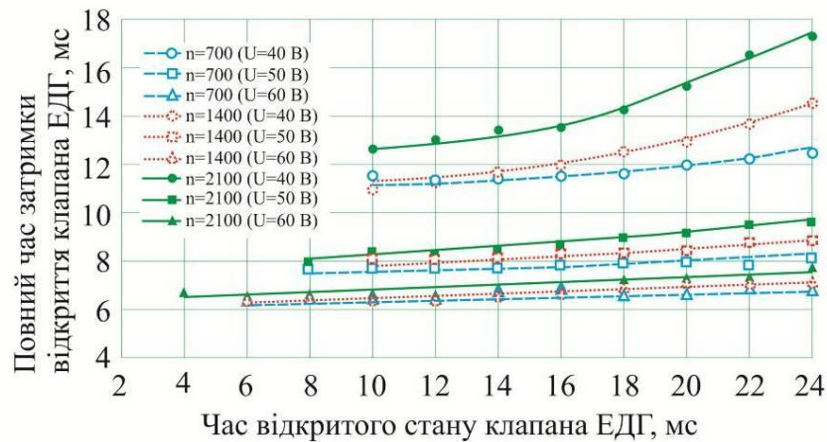


Рисунок 2.9 – Залежність затримки повного підйому клапана ЕДГ від величини напруги імпульсу керування

Крім того було помічено, що на характеристиках витрати через дозатор має місце деякий скачок витрати при малих часових значеннях імпульсу керування (t_{imn}).

Цей скачок обумовлюється тим, що рух клапана ЕДГ починається вже після закінчення подання імпульсу керування (рис. 2.6, а), за рахунок енергії, яка накопичилася в магнітному полі котушки електромагніту.

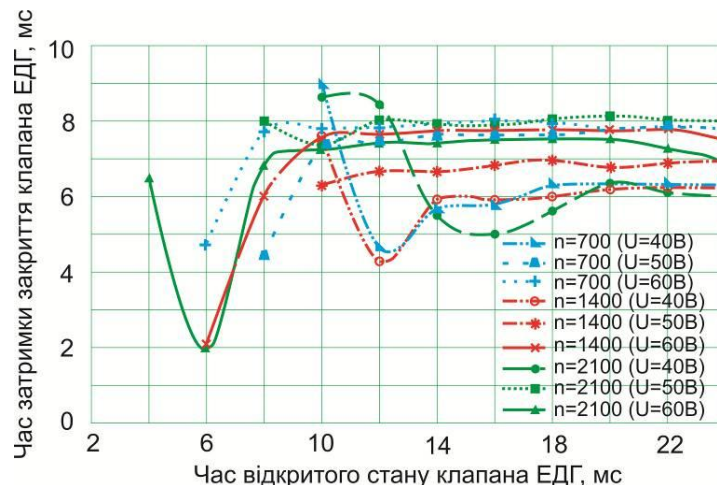


Рисунок 2.10 – Залежність запізнювання повного закриття клапана ЕДГ від величини напруги імпульсу керування

Опір магнітного ланцюга не встигає змінитися і накопичена котушкою

енергія має дещо більші значення, ніж в наступних випадках, коли переміщення клапана приводить до появи повітряного проміжку в магнітопроводі, яке викликає зміну магнітного потоку.

Найбільший вплив на час затримки руху клапана дозатора, як вже було відмічено, робить величина напруги імпульсу керування. При постійній частоті і тривалості сигналу керування збільшення напруги призводить до зменшення часу затримки відкриття клапана дозатора ($t_{затр.від}$), проте час затримки закриття ($t_{затр.закр}$) збільшується (рис. 2.6, а). Це передусім пов'язано зі збільшенням струму розриву соленоїда ЕДГ, який визначає кількість енергії накопиченої в котушці. І оскільки постійна часу при розсіюванні накопиченої енергії не змінюється – загальний час утримання клапана дозатора збільшується.

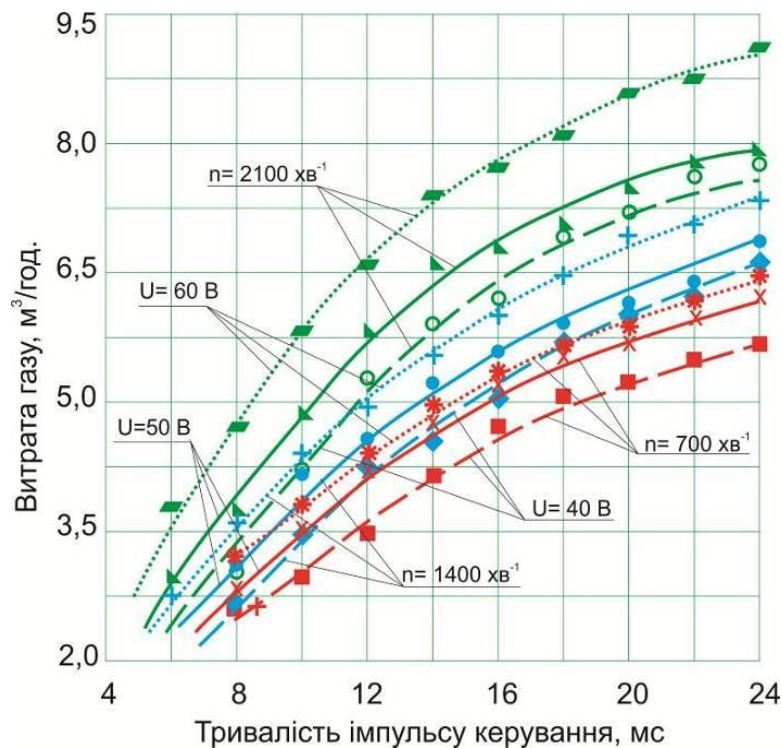


Рисунок 2.11– Характеристика витрати газу залежно від тривалості імпульсу керування при напрузі 40, 50 і 60 В

В цьому випадку рух клапана дозатора (рис. 2.12) визначається в основному моментом інерції який виникає при русі клапана, і визначається його масою, та залежить від величини жорсткості зворотної пружини (рис. 2.13).

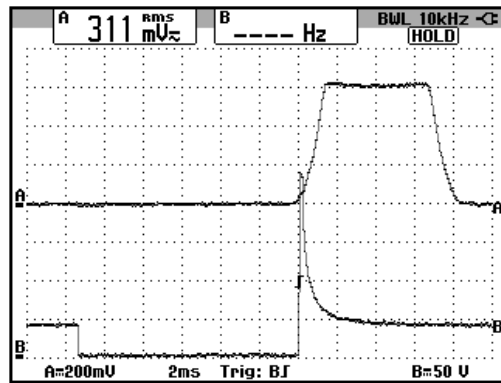


Рисунок 2.12– Осцилограма сигналів при t_{imn}

Дослідження впливу жорсткості зворотної пружини на динамічні характеристики електромагнітного дозатора газу. При збільшенні жорсткості зворотної пружини з 0,5 до 1,0 Н/мм, час затримки закриття і час повного відкриття змінюються пропорційно приблизно на 40 – 50 %.

Для теоретичного опису динамічних процесів які відбуваються в котушці електромагніту необхідно розглянути ідеальний випадок, який характеризується наступними допущеннями: активний опір обмотки дорівнює нулю, магнітопровід не насичений і виконаний з шихтованої сталі (явищем гістерезису нехтуємо), протидіючі зусилля в порівнянні з електромагнітними настільки малі, тому ними також можна нехтувати. Крім того, в першому наближенні не враховуємо розсіяння і випинанням ліній магнітної індукції в робочому проміжку.

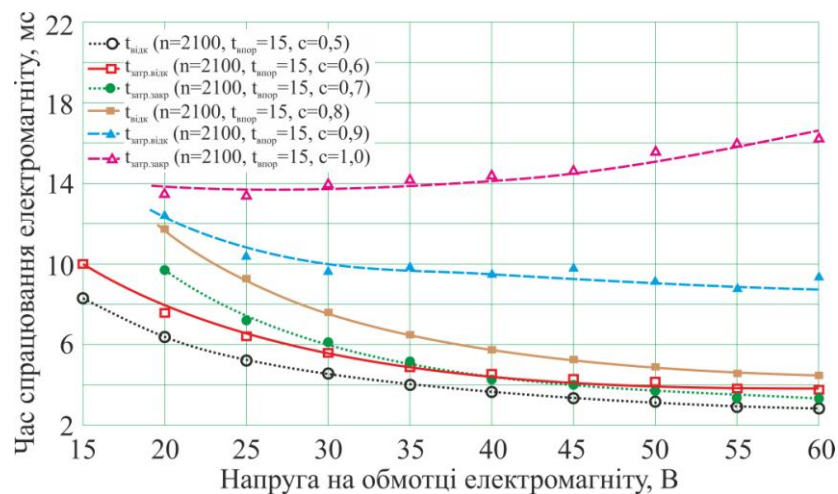


Рисунок 2.13 – Графік залежності часових інтервалів залежно від напруги і жорсткості зворотної пружини

При вказаних допущеннях рівняння динаміки мають виді:

$$\frac{d\Phi}{dt} = k_1 \quad (2.11)$$

$$\frac{d^2s}{dt^2} = k_2 \cdot \Phi^2 \quad (2.12)$$

$$i = k_3 \cdot (\delta_n - s) \cdot \Phi, \quad (2.13)$$

де U – напруга джерела живлення; δ_n – початковий зазор; s – шлях, який пройшов клапан; Φ – магнітний потік; k_1, k_2, k_3 – постійні коефіцієнти.

Рівняння (2.11) одержано за умови, що можна нехтувати падінням напруги в активному опорі. Рівняння (2.12) виводиться з формули Максвелла для електромагнітної сили. Нарешті, рівняння (2.13) зв'язує струм намагнічування з потоком і магнітним опором робочого повітряного проміжку, який змінюється при переміщенні клапана.

Вирішивши спільно ці рівняння, одержуємо

$$\Phi = k \cdot t; \quad (2.14)$$

$$s = q \cdot t^4; \quad (2.15)$$

$$i = \alpha \cdot t - \beta \cdot t^5, \quad (2.16)$$

де k, α, q, β – постійні коефіцієнти.

Рівняння (2.14), (2.15) і (2.16) представлені у вигляді графіків на рис. 2.14. Як видно, шлях s зростає пропорційно четвертому ступеню часу, а потік Φ – лінійно. Струм i досягає максимуму при $t = \sqrt[4]{\frac{\alpha}{5 \cdot \beta}}$, при цьому максимальне значення, визначене з рівняння (2.16), дорівнює

$$I_m = \frac{4}{5} \cdot \alpha^4 \cdot \sqrt{\frac{\alpha}{5 \cdot \beta}}. \quad (2.17)$$

Час притягання якоря

$$t_{cp} = \sqrt[4]{\frac{\alpha}{\beta}} \quad (2.18)$$

Підставивши в рівняння (2.17) і (2.18) значення коефіцієнтів α і β та зробивши відповідні перетворення, отримаємо:

$$I_m = \frac{4}{5} \cdot \frac{10^8 \cdot \delta_n \cdot U}{4 \cdot \pi \cdot \omega^3} \cdot \sqrt[4]{\frac{12 \cdot \omega^2 \cdot \delta_n \cdot m}{5 \cdot k_2 \cdot U^2}}; \quad (2.19)$$

$$t_{cp} = \sqrt[4]{\frac{12 \cdot \omega^2 \cdot \delta_n \cdot m}{k_2 \cdot U^2}}. \quad (2.20)$$

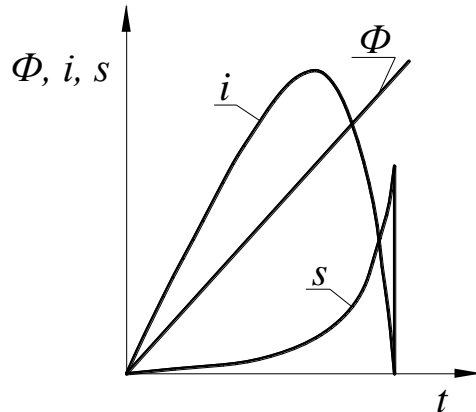


Рисунок 2.14 – Криві зміни потоку, струму і повітряного проміжку від часу при русі якоря (клапана) електромагніту

Як видно з рівняння (2.19), максимальне значення струму в обмотці електромагніту пропорційно кореню квадратному з напруги U , кореню четвертого ступеню з маси рухомих частин m , і повному ходу якоря δ_n у ступені 5/4.

Повний час руху, як впливає з рівняння (2.20), прямо пропорційно кореню четвертого ступеню з добутку маси рухомих частин на шлях якоря і обернено пропорційний квадратному кореню з напруги.

Аналіз рівнянь (2.21) і (2.22) для двох різних напруг U_2 і U_1 дає наступні співвідношення між максимальними значеннями струмів в обмотках і часом руху якоря:

$$\frac{I_{m1}}{I_{m2}} = \sqrt{\frac{U_1}{U_2}}; \quad (2.21)$$

$$\frac{t_{cnn1}}{t_{cnn2}} = \sqrt{\frac{U_2}{U_1}}. \quad (2.22)$$

Звідси витікає, що

$$I_{m1} \cdot t_{cp1} = I_{m2} \cdot t_{cp2} = const, \quad (2.23)$$

тобто добуток часу спрацьовування на максимальне значення струму є величиною постійною для цього електромагніту.

У рівнянні (2.19) коефіцієнт k_2 може бути виражений через параметри повітряного робочого проміжку.

$$k_2 = \frac{1}{2 \cdot \mu_0 \cdot S_{\text{я}}}, \quad (2.24)$$

де $S_{\text{я}}$ – площа якоря (клапана) електромагніту.

Підставивши значення k_2 (2.20), отримаємо

$$t_{cp} = \sqrt[4]{\frac{24 \cdot \mu_0 \cdot S_{\text{я}} \cdot \omega^2 \cdot \delta_n \cdot m}{U^2}}. \quad (2.25)$$

Оскільки індуктивність у електромагніту втяжного типу для початкового зазору дорівнює

$$L_n = \frac{\mu_0 \cdot S_{\text{я}} \cdot \omega^2}{\delta_n}, \quad (2.26)$$

рівняння (2.25) може бути записано в наступному виді

$$t_{cp} = \sqrt[4]{\frac{24 \cdot L_n \cdot \delta_n^2 \cdot m}{U^2}}. \quad (2.27)$$

Отриманий вираз дає можливість обчислювати час спрацьовування електромагнітів при прийнятих допущеннях, які в певній мірі відповідають дійсності та пояснюють отримані результати експериментального дослідження.

2.1.6 Методи підвищення швидкодії електромагнітних дозаторів газу систем подачі палива до циліндру

Сучасний рівень конструкції електромагнітних дозаторів газу не забезпечує необхідної швидкодії для побудови перспективних систем

паливоподачі двигунів з великим робочим об'ємом. Отримання необхідних динамічних показників ЕДГ шляхом вдосконалення його конструкції без ускладнень практично неможливо. Для цієї мети доцільно застосувати форсування струму, який керує роботою ЕДГ, при його включенні і виключенні.

Форсування струму при включенні припускає прискорене накопичення необхідної енергії для спрацьовування клапана в магнітних ланцюгах дозаторів, що вимагає значного збільшення напруги, що прикладається до обмоток. Форсування ж струму після закінчення імпульсу керування, повинне забезпечувати прискорене розсіювання енергії, яка накопичується в магнітних ланцюгах дозаторів.

Принципова електрична схема підсилювача з форсуванням струму при включенні і відключенні зображена на рис. 2.15.

Форсування струму при включенні досягається за рахунок застосування двох джерел живлення з різною напругою, які підключаються до навантаження паралельно. Основним джерелом живлення є бортова мережа транспортного засобу. Другим джерелом служить конденсатор C_1 , який заряджається при паузі між імпульсами до 200 – 220 В. Заряд конденсатора здійснюється, наприклад, від двотактного перетворювача напруги. Індуктивне навантаження L_H є сумарною індуктивністю усіх підключених обмоток ЕДГ.

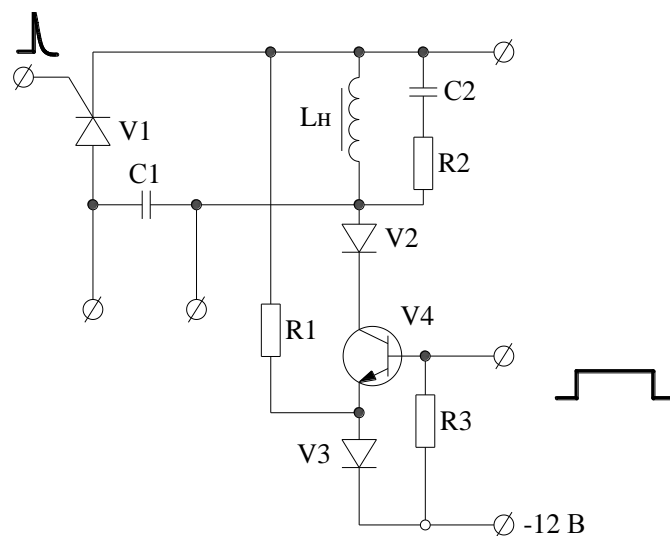


Рисунок 2.15 – Електрична схема форсуючого підсилювача

Принцип роботи підсилювача наступний. У початковому стані транзистор V_4 закритий, тиристор V_1 вимкнений, а конденсатор C_1 заряджений до повної напруги.

Транзистор V_4 при потраплянні на його базу позитивного імпульсу переходить в режим насичення, внаслідок чого через індуктивне навантаження від джерела живлення 12 В потече струм по ланцюгу V_2, V_3, V_2, V_4 .

Одночасно на керуючий електрод тиристора V_1 подається короткий позитивний запускаючий імпульс, який співпадає в часі з переднім фронтом імпульсу, який поступає на базу транзистора V_4 .

Тиристор V_1 відкривається, і заряджений конденсатор C_1 підключається до індуктивного навантаження L_n , утворюючи коливальний контур. Очевидно, що струм в навантаженні L_n визначається реактивним опором контуру і напругою на ємності C_1 у момент включення тиристора V_1 . Виключення тиристора відбудеться, коли напруга на ньому буде близька до нуля. Далі через навантаження протікатиме струм тільки від одного джерела 12 В. Струм вибраний так, щоб його було досить лише на утримання клапанів ЕДГ в притягнутому стані.

Для форсування при відключенні навантаження застосовується відома схема з реостатно-ємкісним приймачем енергії C_2, R_2 . У момент відключення навантаження (після закриття транзистора V_4) енергія, накопичена в ній, поступає в ланцюг C_2, R_2 , що утворює спільно з L_n коливальний контур. У контурі відбувається затухаючий коливальний процес, внаслідок чого струм в навантаженні міняє напрям. Це прискорює розмагнічування сердечників електромагнітних дозаторів, призводячи до зменшення часу відпускання і до підвищення стабільності їх роботи. Діод V_2 призначений для захисту транзистора V_2 від пробою високою напругою на конденсаторі C_1 , а діодно-резисторний розподільник напруги R_1, V_3 і резистор R_3 забезпечують зміщення бази транзистора (рис. 2.16)

З урахуванням вище викладеного залежність для визначення циклового подання дозатором прийме вид

$$Q_u = \mu_\omega \cdot \mu_\phi \cdot f_\phi \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{\bar{p}} \cdot t_u, \quad (2.28)$$

де μ_ω – коефіцієнт, що враховує невідповідність витрат при стаціонарному і при пульсуючому потоці ($\mu_\omega \approx 1$); \bar{p} – середній перепад тисків на дозуючому отворі ЕДГ; $\mu_\phi \cdot f_\phi$ – площа ефективного перетину дозуючого отвору ЕДГ; ρ – густина палива; t_u – час відкритого стану ЕДГ (рис. 2.15).

Вважаючи, що усі похибки мають нормальний закон розподілу, то

$$\left(\frac{\Delta Q_u}{Q_u}\right)^2 = \left[\frac{\Delta(\mu_\phi \cdot f_\phi)}{\mu_\phi \cdot f_\phi}\right]^2 + \left(\frac{\Delta \rho}{2 \cdot \rho}\right)^2 + \left(\frac{\Delta \bar{p}}{2 \cdot \bar{p}}\right)^2 + \left(\frac{\Delta t_u}{t_u}\right)^2. \quad (2.29)$$

Для проведення аналізу цього виразу порівнюємо члени, що входять в нього. Зміна площі ефективного перерізу $\mu_\phi \cdot f_\phi$ дозуючого отвору дозатора залежно від температури невелика. Проте необхідно враховувати технологічний розкид значення ефективного перерізу дозуючого отвору від дозатора до дозатора, який впливає на рівномірність розподілу палива по циліндрах двигуна. При масовому виробництві дозаторів точність виготовлення дозуючого отвору може бути витримана в межах $\pm 1\%$. Максимально можливе значення коефіцієнта варіації за густиною палива при роботі на прогрітому двигуні знаходиться в межах $\pm 1\%$. Перепад тиску палива на дозуючому отворі дозатора підтримується газовим редуктором з точністю $\pm 1,5 \div 2,6\%$.

Підставивши ці значення похибок у вираз (2.29), можна бачити, що відносна похибка дозування палива ЕДГ визначається головним чином нестабільністю її часових параметрів, яке оцінюються величиною $\frac{\Delta t_u}{t_u}$.

Так, якщо $\frac{\Delta Q_u}{Q_u} = \pm 5\%$, то $\frac{\Delta t_u}{t_u} = \pm 4,7\%$.

Оскільки

$$t_u = t_{кер} + t_2 - t_1; \quad (2.30)$$

(див. рис. 2.16)

$$\frac{\Delta t_u}{t_u} = \frac{\Delta(t_{кер} + t_2 - t_1)}{t_{кер} + t_2 - t_1}. \quad (2.31)$$

Для оцінки похибок, які вносяться за рахунок зміни часових параметрів ЕДГ, вважатимемо, що $\Delta\tau = 0$. Тоді

$$\Delta(t_u)^2 = (\Delta t_2) - (\Delta t_1)^2; \quad (2.32)$$

$$\left(\frac{\Delta t_u}{t_u}\right)^2 = \left[\frac{\Delta t_2}{t_2}\right]^2 + \left(\frac{t_2}{t_{кер} + t_2 - t_1}\right)^2 + \left(\frac{\Delta t_1}{t_1}\right)^2 + \left(\frac{t_1}{t_{кер} + t_2 - t_1}\right)^2. \quad (2.33)$$

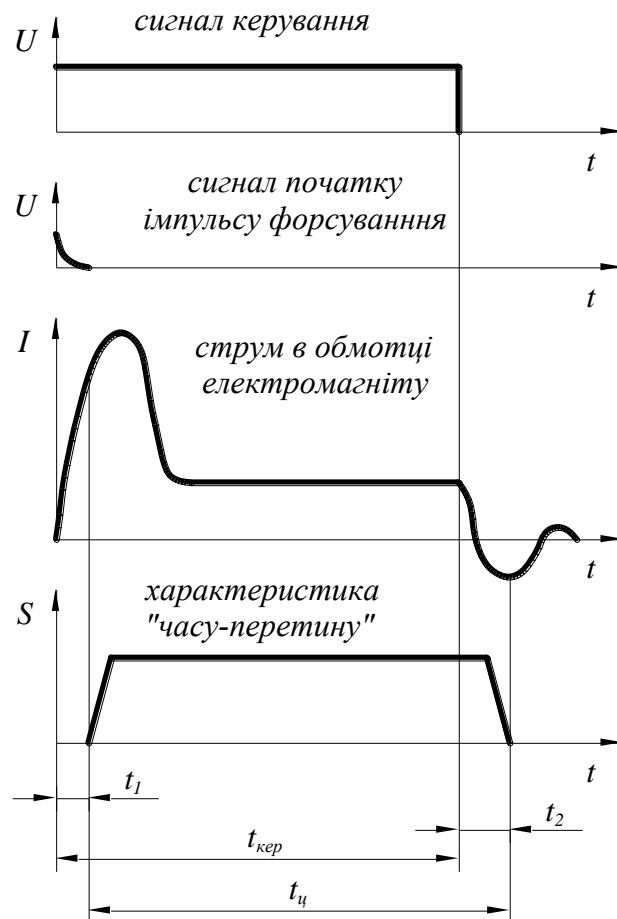


Рисунок 2.16 – Часові діаграми роботи підсилювача з форсуванням струму

Таким чином, похибка часу відкритого стану клапана залежить від похибок часів спрацьовування та відпускання, від співвідношення цих часів і тривалості імпульсу керування. Очевидно, що при одному і тому ж значенні

$\tau \cdot \frac{\Delta t_u}{t_u}$, зменшується зі зменшенням t_1 і t_2 тобто з підвищенням швидкодії дозатора.

Використовуючи вираз (2.33), можна оцінити, до якого підвищення точності дозуванні приводить застосування форсуючого підсилювача. Найбільший інтерес це представляє при тривалості імпульсів керування, які забезпечують подачу палива на режимах холостого ходу і малих навантажень. Допускаючи, що $\frac{\Delta t_1}{t_1} = \frac{\Delta t_2}{t_2} = \Delta t/t$, визначимо коефіцієнти варіації часу відкритого стану дозатору із застосуванням форсуючого підсилювача і без нього.

Таким чином без форсуючого підсилювача ($\tau = 2,5$ мс)

$$\frac{t_1}{t_{кер} + t_2 - t_1} = 0,67; \quad \frac{t_2}{t_{кер} + t_2 - t_1} = 0,8; \quad \frac{\Delta t_u}{t_u} = 1,08 \cdot \frac{\Delta t}{t}.$$

Із застосуванням форсуючого підсилювача

$$\frac{t_1}{t_{кер} + t_2 - t_1} = 0,10; \quad \frac{t_2}{t_{кер} + t_2 - t_1} = 0,24; \quad \frac{\Delta t_u}{t_u} = 0,26 \cdot \frac{\Delta t}{t}.$$

Тобто похибка часу відкритого стану клапана знижується в 4,1 рази.

Такий рівень точності дозування дозволяє легко забезпечити отримання діючих норм за вмістом токсичних компонентів, які мають місце у відпрацьованих газах сучасного двигуна.

Аналогічний механізм реалізації форсування струму використовує німецька фірма Heinzmann (рис. 2.17) [158]. Для відриву якоря електромагнітного виконавчого механізму клапана Megasol використовується миттєве підвищення струму імпульсу керування, а для утримання клапана у відкритому стані використовується знижене значення струму імпульсу керування. Таким чином, реалізація методу форсування струму дозволяє підвищити швидкодію електромагнітного виконавчого механізму зберігаючи його теплову стабільність і надійність.

При здійсненні такого методу форсування час повного відкриття

клапана подачі газу Megasol складає 4 мс [158]. Такий час повного відкриття клапана задовольняє вимогам до їх застосування на газових двигунах, конвертованих з дизеля, у яких тривалість відкриття впускних клапанів не значна, тоді як тривалість фази перекриття клапанів мають значну тривалість по куту повороту КВ.

Подібний метод форсування струму реалізується в системах безпосереднього впорскування бензину Bosch Motronik MED – 7 [159]. Механізм форсування струму в таких системах реалізується таким чином.

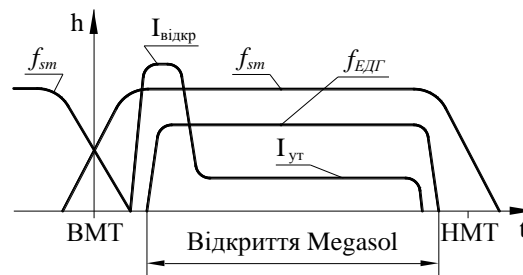


Рисунок 2.17 – Реалізація форсування струму в обмотці електромагніту клапанів подачі газу Megasol

Напряга імпульсу керування подається на форсунки через електронний комутатор, який розташований у блоці керування двигуном. Для забезпечення швидкого відкриття клапана форсунки, після фази попереднього намагнічування малим струмом (рис. 2.18), на її обмотку подається напруга величиною в 90 В.

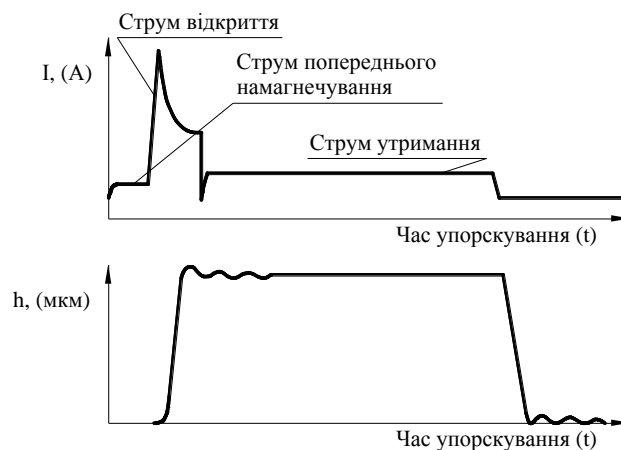


Рисунок 2.18 – Реалізація методу форсування струму в системах безпосереднього впорскування бензину Bosch Motronik MED – 7

При цій напрузі струм в обмотці електромагніту досягає значення 10 А. Після зриву якоря (клапана) форсунки з місця, подається напруга на обмотку електромагніту величиною в 30 В. Такого рівня напруги достатньо для утримання клапана форсунки у відкритому стані. При цьому струм в обмотці електромагніту знаходиться в діапазоні від 3 до 4 А.

Такий метод керування соленоїдами електромагнітних клапанів отримав назву «Pick & Hold».

Суть цього методу полягає в реалізації систем з джерелом високої напруги, в якій зниження струму до потрібного значення для утримання здійснюється шляхом переходу до широтно-імпульсної модуляції, або систем з двома джерелами напруги – високим для форсування струму і низьким для утримання.

2.2 Розробка електронної системи управління подачі палива та системи запалювання в залежності від режиму роботи двигуна за даними зворотного зв'язку

2.2.1 Визначення оптимального моменту подачі природного газу до циліндру двигуна

Для вибору оптимального моменту подачі природного газу до циліндру двигуна слід враховувати фази газообміну, порядок роботи двигуна та організацію робочого процесу.

Широкого розповсюдження набули наступні підходи щодо вибору фаз початку подачі природного газу до циліндру двигуна (рис. 2.19).

Найкращим варіантом подачі природного газу є схема, яка представлена на рис. 2.19, *а*. Організація подачі природного газу за цією схемою є оптимальною з точки зору витрати робочого тіла та організації робочого процесу. Реалізація подачі газу за таким способом прийнятна коли тривалість відкритого стану впускного клапану $t_{вп.кл}$ має великі значення у порівнянні з тривалістю відкритого стану електромагнітного дозатору газу

$t_{газ}$. Причому тривалість відкритого стану впускного клапану визначається без фази запізнювання закриття випускного клапану φ_4 . Таким чином повинна виконуватись умова $t_{вп.кл} \geq t_{газ}$.

Тривалість відкритого стану впускного (мс) клапану визначається наступним шляхом:

$$t_{вп.кл} = \frac{\varphi_1 + 180 - \varphi_4}{6 \cdot n} \cdot 10^3, \quad (2.34)$$

де φ_1 – випередження відкриття впускного клапану відносно ВМТ; φ_4 – запізнювання закриття випускного клапану відносно ВМТ; n – частота обертання колінчастого валу двигуна.

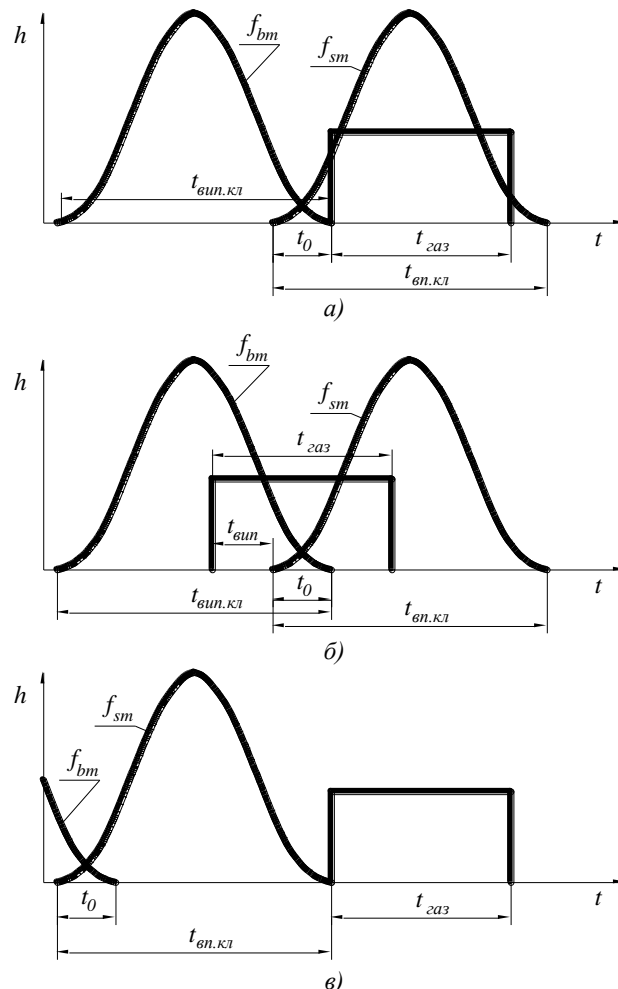


Рисунок 2.19 – Оптимальні фази подачі природного газу до циліндру двигуна в залежності від фаз газорозподілу

Реалізація подачі газу за схемою наведеною на рис. 2.19, а може

здійснюватись при фазованому та паралельному способі подачі, коли фази впорскування можуть перекриватися між собою у часі.

Організація подачі газового палива до циліндру двигуна за схемою, яка зображена на рис. 2.25, б, прийнятна тоді, коли не виконується умова $t_{вп.кл} \geq t_{газ}$, тобто $t_{вп.кл} \leq t_{газ}$.

Ця схема подачі газу знаходить своє застосування при реалізації тільки фазованої подачі, коли фази впорскування не перекриваються між собою у часі. При використанні цієї схеми на двигуні, допускається деяке зміщення тривалості відкритого стану ЕДГ в сторону фази перекриття впускного та випускного клапану. Недоліком організації такої подачі є деяка втрата робочого тіла в момент, коли відкриті обидва клапани.

Тривалість фази перекриття впускного та випускного клапанів визначається залежністю, мс

$$t_0 = \frac{\varphi_1 + \varphi_4}{6 \cdot n} \cdot 10^3. \quad (2.35)$$

Для компенсації витрат робочого тіла при перекритті клапанів та забезпечення умови ефективної подачі газу до циліндру треба здійснювати випередження початку подачі робочого тіла ЕДГ відносно фази φ_1 на величину кута $\Delta\varphi_{вип}$.

Кут випередження початку подачі палива залежить від величини циклової подачі, яка визначається конструкційними параметрами ЕДГ та тривалістю відкритого стану клапану дозатора. В першому наближенні $\Delta\varphi_{вип}$ можна визначити наступною залежністю, град. п.к.в.:

$$\Delta\varphi_{он} = 6n \cdot t_{газ} - (\varphi_1 + 180), \quad (2.36)$$

де n – частота обертання колінчастого валу двигуна; $t_{газ}$ – тривалість відкритого стану ЕДГ; φ_1 – випередження відкриття впускного клапану відносно ВМТ.

Величина $\Delta\varphi_{вип}$ знаходиться в діапазоні від 20 [86] до 80 град. п.к.в., може бути скорегована в залежності від режиму роботи двигуна.

Подачу газу за схемою наведеною на рис. 2.19, в доцільно

використовувати при реалізації безпосереднього впорскування газу в циліндр ДВЗ. Реалізація такої схеми подачі газу на ДВЗ сприяє покращенню екологічних та економічних показників роботи двигуна.

Недоліком впровадження такої схеми подачі газу є: використання паливної апаратури з підвищеними значеннями тиску у дозаторі; потреба у використанні ЕДГ з великою швидкодією ($t_{\text{спр}} \approx 1 \div 2$ мс).

Також для визначення початку подачі палива слід враховувати фазову діаграму роботи двигуна. Так для газового двигуна 6ГЧН 13/14 (рис. 2.20) фазова характеристика роботи двигуна (виконана згідно кута повороту розподільного валу) визначається його порядком роботи [120].

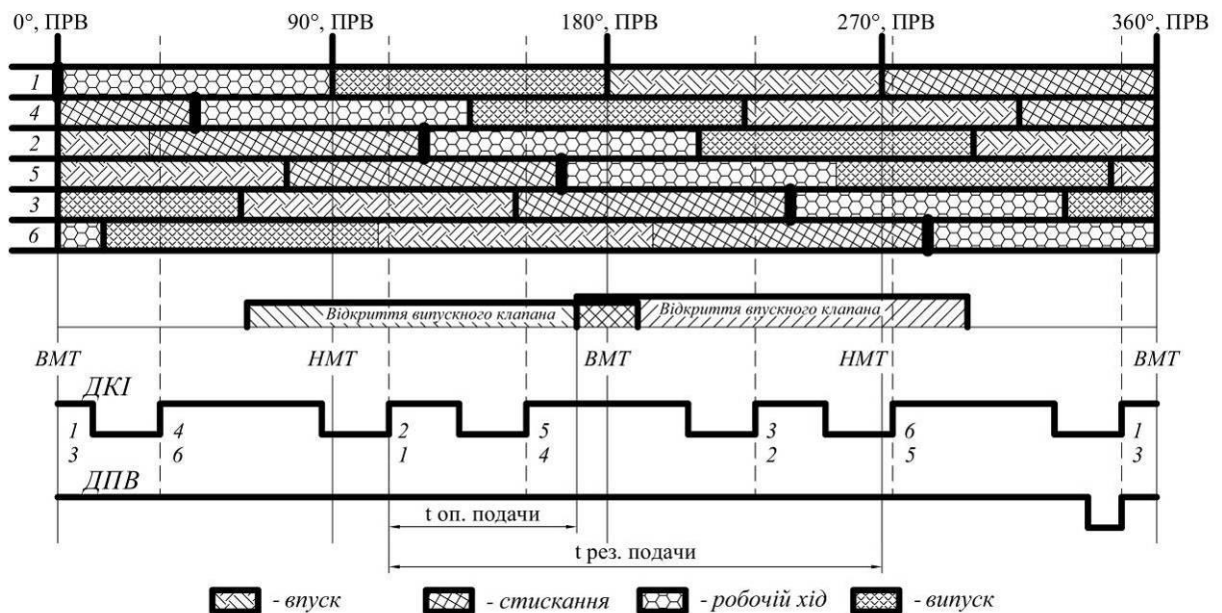


Рисунок 2.20 – Фазова діаграма роботи газового двигуна 6ГЧН 13/14

На діаграмі слід враховувати: порядок роботи; фази переходу від одного циклу до іншого; фази сигналу синхронізації.

Далі для визначення моменту початку подачі газового палива до циліндру ДВЗ слід на фазову діаграму накласти сигнал з датчиків синхронізації.

Так для двигуна 6ГЧН 13/14 резерв початку подачі палива становить 48,5 град. п.р.в. до моменту відкриття впускного клапану, а максимальна тривалість подачі становить 138,5 град. п.р.в.

2.2.2 Розробка алгоритму і структурної схеми системи управління процесом подачі палива в газовому двигуні

Система керування розподіленої подачі газу (СК РПГ) призначена для керуваної дозованої подачі та розподілення по циліндрам газового палива. Відпрацювання технічних рішень СК РПГ відбувалось на прикладі газової експериментальної установки [12], яка побудована на базі двигуна 6ГЧН 13/14.

В задачі СК РПГ входить визначення поточних параметрів двигуна та параметрів газової системи (частота обертання колінчастого валу, температура газу), забезпечення подачі та відсічки газу в системі, розрахунок необхідної кількості палива та формування сигналів керування ЕДГ з відповідною тривалістю. Окрім того, на етапі відпрацювання необхідно мати можливість ручного керування подачею газу, спостереження основних параметрів керування, а також потрібен зв'язок з персональним комп'ютером для оперативної зміни характеристик керування та накопичення вимірюваних даних для подальшого аналізу та моделювання.

Запропонована структурна схема СК РПГ зображена на рис. 2.21. Датчики початку відліку та кутових імпульсів (ДПВ та ДКІ) – індуктивні датчики положення (BERO 3RG40 12-OAB00) з широким діапазоном напруги живлення та вбудованою схемою формування вихідного сигналу. Датчики знімають сигнал з спеціального маркерного диска, який встановлено на вал приводу ПНВТ, та дозволяє синхронізувати роботу ЕДГ з фазами роботи двигуна.

Датчик положення дросельної заслінки (ДПДЗ) є потенціометричним датчиком, що входить до складу дросельного вузла VDO – 408-236-120-001Z, що встановлюється перед впускним колектором двигуна. ДПДЗ разом з ДПВ дозволяє непрямым шляхом визначити кількість повітря що надходить до двигуна та навантаження, у відповідності, з чим відбувається розрахунок потрібної кількості палива та відповідна тривалість відкритого стану ЕДГ, яка необхідна для подачі цього палива. Конструктивне виконання застосованого дросельного вузла дозволяє визначати моменти переходу від режиму холостого ходу до навантажувальних та швидкісних режимів.

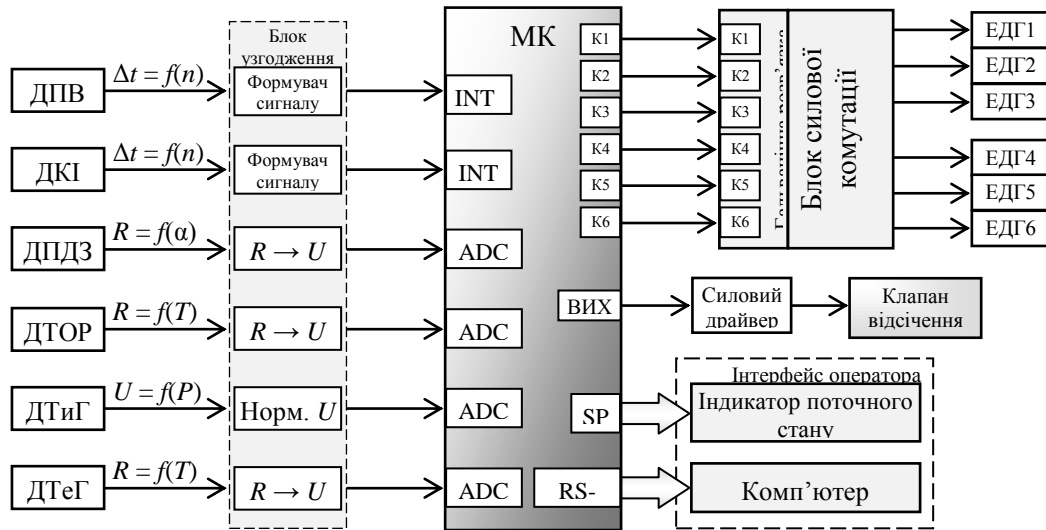


Рисунок 2.21 – Структурна схема СК РПГ

Для визначення температурного режиму роботи двигуна та внесення відповідної корекції у розрахунковий час впорскування, застосовується датчик температури охолоджуючої рідини (ДТОР) 19.3828, який встановлено в один з верхніх водозбірних трубопроводів.

По мірі прогріву ДВЗ температура газу, що надходить до двигуна, збільшується, при цьому зменшується його густина і відповідно, циклова подача. Тому для здійснення корекції необхідного часу відкритого стану ЕДГ, у залежності від температури газу, що надходить в трубопровід, який поєднує редуктор та газову рампу, встановлено датчик температури газу (ДТГ).

При реалізації розподіленої подачі палива кожний ЕДГ спрацьовує один раз за цикл роботи двигуна. Так як ЕДГ мають достатньо велику продуктивність (7 – 8,2 м³/год.), його відкриття приводе до різкого падання тиску в газовій рампі. В залежності від режиму роботи ДВЗ, який визначає тривалість процесу впорскування та частоту спрацьовування ЕДГ, це явище призводить до зниження середнього (за робочий цикл) тиску в рампі, що в свою чергу потребує введення відповідної корекції розрахункового часу впорскування. Для його визначення в систему впроваджено датчик тиску газу (ДТГ), дані з якого знімаються декілька разів за цикл, а потім усереднюються.

Алгоритмічні та математичні СК РПГ покладені на мікроконтролер, вхідними аргументами якого є сигнали інформативних датчиків. Блок

узгодження призначений для формування та нормалізації рівнів сигналів, які надходять на входи мікроконтролера. Дискретні сигнали поступають на цифрові входи мікроконтролера, а аналогові – на вхід аналого-цифрового перетворювача.

В якості мікроконтролера обрана мікросхема ATmega 328 фірми Atmel. Сімейство мікроконтролерів AVR оптимально підходить для побудови пристроїв, що потребують високої продуктивності, точності вимірювань, великого ступеню інтеграції та малого енергоспоживання.

Обраний мікроконтролер забезпечує продуктивність до 20 MIPS. FLASH-пам'ять програм, об'ємом 32 кБ може записуватись внутрішньосхемно, що дозволяє зберігати деякий об'єм експериментальних даних, а також завантажувати та редагувати характеристичні карти та інформацію про поточні налаштування СК.

Аналітичне визначення часу впорскування у реальному масштабі часу є складною та ресурсоємною задачею. Тому було прийнято рішення в даній СК використовувати табличне представлення потрібних функцій, так звані характеристичні карти. Потрібний час відкритого стану ЕДГ визначається як

$$t_{ing} = t_m + \Delta t_p + \Delta t_T, \quad (2.37)$$

де $t_m = f(n, \alpha_{ДЗ})$ – основна складова, є функція частоти обертання та кута положення дросельної заслінки; $\Delta t_p = f(p)$ – корекція за тиском газу; $\Delta t_T = f(T)$ – корекція за температурою газу.

Визначаючи потрібні моменти часу за сигналами ДПВ та ДКІ мікроконтролер формує шість незалежних сигналів з розрахунковою тривалістю, які через гальванічну розв'язку надходять на вхід блока силової комутації. Блок силової комутації підсилює логічні сигнали електронного блоку на відкриття ЕДГ, а також форсує роботу ЕДГ за рахунок дворівневого керування за методом «Pick & Hold» [24].

Клапан відсічення газу встановлюється на вході газового редуктора та перекидає газову магістраль. Установка клапана в магістраль забезпечує можливість розвантаження редуктора при непрацюючому двигуні, та безпеку експлуатації енергоустановки.

Інтерфейс оператора містить чотирирядковий графічний індикатор для виводу поточних параметрів роботи системи та персональний комп'ютер, який забезпечує оперативний контроль режимів роботи ДВЗ, реєстрацію карт та завантаження їх в пам'ять мікроконтролера.

Як вже наголошувалось вище в СК реалізовано метод форсування струму, що отримав назву «Pick & Hold», з двома рівнями керуючих напруг. Фрагмент схеми підключення одного дозатору наведено на рис. 2.22. Вона містить два джерела живлення U_H – високої і U_L – низької напруги та два електронних ключа VT_1 – високої і VT_{21} – низької напруги. В якості електронних ключів використано силові MOSFET транзистори.

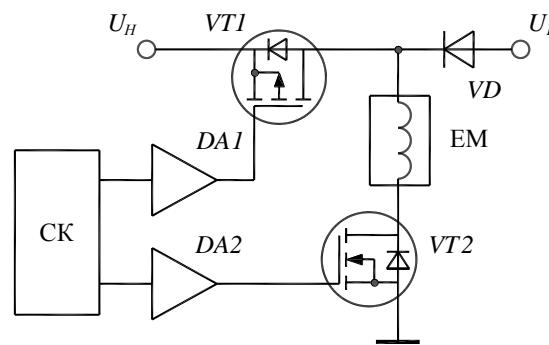


Рисунок 2.22 – Фрагмент схеми підключення ЕДГ

НК (низьковольтний ключ) виконує роль спільного комутатора струму, при його закритому стані струм через обмотку електромагніту не протікає. Драйвери DA_1 та DA_2 забезпечують динаміку роботи транзисторів, а діод DA_1 блокує протікання струму високовольтного джерела через низьковольтне.

Так, при подачі вхідного сигналу керування комутація здійснюється за наступною схемою (рис. 2.23).

Спочатку відкривається низьковольтний ключ конкретного дозатора (t_1), який утворює струм намагнічування, потім, не зачиняється низьковольтний ключ, відкривається високовольтний ключ (t_2), що призводить до миттєвого виникнення струму і утворення магнітного зусилля, необхідного для відкриття клапана.

Після спрацювання клапана високовольтний ключ зачиняється (t_3), а

низьковольтний залишається відкритим, що забезпечує утворення струму достатнього для утримання клапана в відкритому стані. При закінченні керуючого сигналу низьковольтний ключ зачиняється (t_4) і рух струму в обмотці електромагніта припиняється, накопичена магнітна енергія розсіюється і клапан зачиняється.

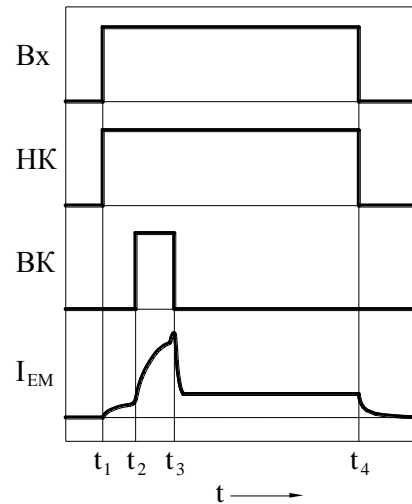


Рисунок 2.23 – Діаграми, що пояснюють роботу блока силової комутації

Так при подачі вхідного сигналу керування комутація відбувається по наступній схемі (рис. 2.24).

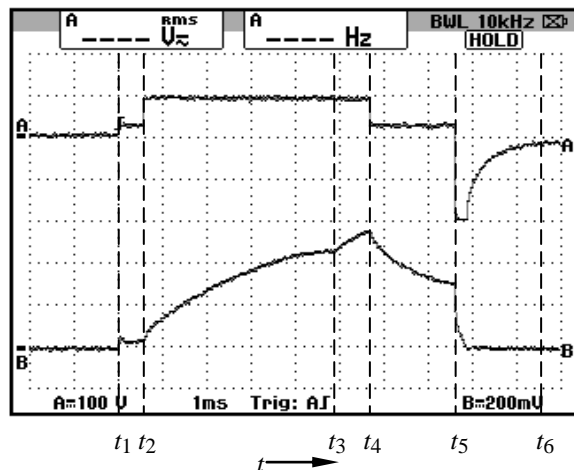


Рисунок 2.24 – Осцилограма напруги (A) та струму (B) при форсуванні струму ЕДГ

Спочатку відкривається НК конкретного дозатору (t_1), що утворює струм підмагнічення, потім не закриваючи НК відкривається ВК (t_2), що

призводить до швидкого наростання струму утворюючи магнітне зусилля необхідне для відкриття клапана. Після спрацювання клапана ВК закривається (t_3), а НК залишається відкритим забезпечуючи протікання струму достатнього для утримання клапана в відкритому стані.

При закінченні управляючого сигналу НК закривається (t_4) і протікання струму в обмотці електромагніту припиняється, накопичена магнітна енергія розсіюється і клапан закривається.

Алгоритм розрахунку подачі палива, який реалізує описана вище система, зображено на рис. 2.25.

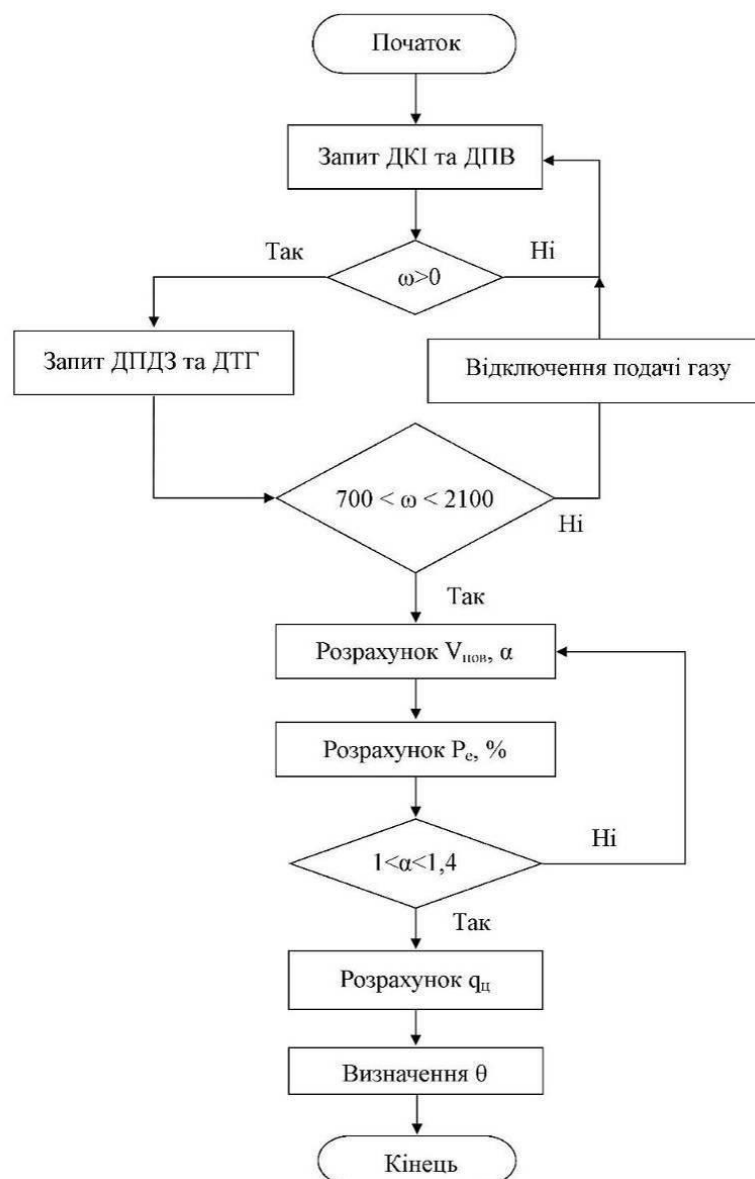


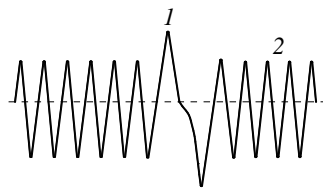
Рисунок 2.25 – Алгоритм розрахунку паливopодачі в СУ на прикладі газового двигуна 6ГЧН 13/14

2.2.3 Способи синхронізації системи управління процесом паливоподачі в газовому двигуні

В якості засобів синхронізації роботи системи подачі газу по циліндрах газового двигуна, конвертованого з дизеля виступають різноманітні датчики (індуктивні, датчики на ефекті Хола, оптичні датчики) в комплекті з синхронізувальними (маркерними) дисками.

У якості синхронізувальних (маркерних) дисків як правило виступають металеві диски з фрезерованими вікнами (при використанні індуктивних датчиків та датчиків на ефекті Хола) або з просвердленими по периферії диску отворами (при використанні оптичних датчиків).

Як правило, синхронізація системи керування відбувається коли поршень одного з циліндрів знаходиться у ВМТ. Частіше за все синхронізація відбувається по першому циліндру. Конструктивними засобами синхронізації виступають: відсутність двох або більше вікон на периферії диску (рис. 2.26); отвір, який виконано на деякій відстані від основних отворів (рис. 2.27); розміщення додаткового пазу (рис. 2.28, а) або вікна на периферії диску (рис. 2.28, б).



1 – імпульс синхронізації; 2 – кутові імпульси

Рисунок 2.26 – Форма сигналу з датчика при відсутності двох або більше вікон на периферії диску

Кількість датчиків синхронізації може варіюватися від одного до двох [14].

Як правило синхронізувальні диски встановлюють (або виконують) на шківках приводу допоміжних агрегатів колінчатого валу, або на валах приводу ПНВТ (у випадках повного конвертування дизеля в газовий двигун), або їх одночасним встановленням.

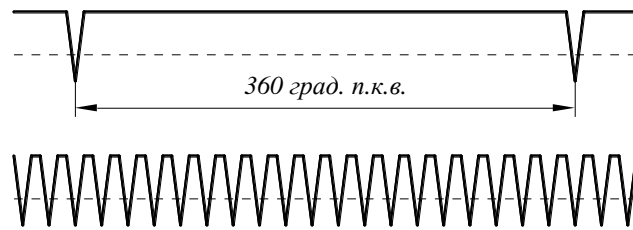


Рисунок 2.27 – Форма сигналу з датчиків з отвором, який виконано на відстані від основних отворів

Так наприклад для двигуна 6ГЧН 13/14 синхронізація роботи системи подачі газу по циліндрах відбувається за допомогою двох датчиків і спеціального маркерного диска (рис. 2.29), що встановлюється на валу приводу ПНВТ.

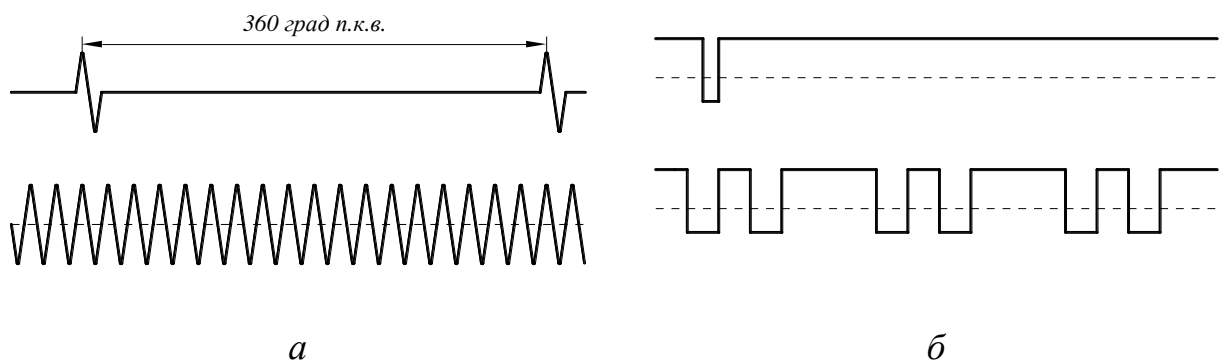


Рисунок 2.28 – Форма сигналу з датчиків при розміщення додаткового пазу або вікна на периферії диску

Двигун має V-подібне розташування циліндрів. При цьому нерівномірність спалахів між циліндрами складає 90° - 150° - 90° - 150° - 90° - 150° , згідно з його порядком роботи 1-4-2-5-3-6 [86].

Тому при розробці системи запалювання, для газового двигуна 6ГЧ 13/14 на базі дизеля, було розроблено спеціальний маркерний диск [48-50]. Диск має шість секторних вирізів, довжина яких відповідає мінімальному куту випередження запалювання, а задня грань (по ходу обертання) положенню відповідного циліндра ВМТ в такті стиску. Їх фіксує ДКІ.

Один з вирізів має заглиблення довжиною вдвічі меншою за довжину

основного сектору, що відповідає положенню першого циліндру у в.м.т., та фіксується ДПВ.

В якості датчиків використано індуктивні датчики з вбудованим формувачем сигналу і виходом типу відкритий емітер. Такі датчики мають широкі діапазони напруги живлення і робочої температури і менш чутливі до механічних вібрацій.

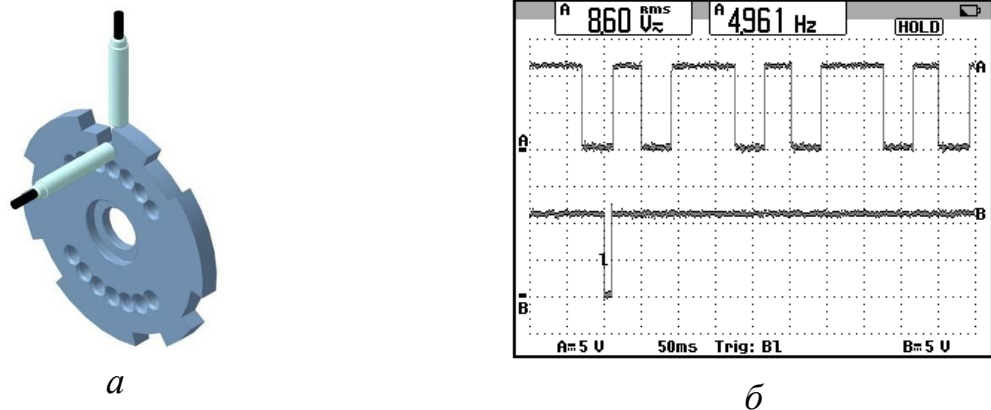


Рисунок 2.29 – Зовнішній вигляд вузла синхронізації (а) та осцилограми сигналів з датчиків (б)

Програмне зміщення сигналу ДКІ на 90 – 120 град. п.к.в. дозволяє використовувати його і для розподілення подачі газу по циліндрам. При цьому подача сигналу на відкриття ЕДГ буде відповідати положенню поршня конкретного циліндра початку такту випуску, а закриття визначається необхідною тривалістю подачі газу, але не пізніше ніж перехід з такту впуску в такт стиску. Подача газу відбувається у впускний колектор в над клапанну зону і в залежності від режиму роботи двигуна буде частково або повністю перекриватись з фазою відкриття впускного клапана.

2.3 Розробка електронної системи управління подачі палива та системи запалювання в залежності від режиму роботи двигуна за даними зворотного зв'язку. Перевірка роботи системи живлення на експериментальному стенді

Підходи щодо розробки електронної системи керування розподіленої

подачі газового палива та принципу її дії докладно наведено у відповідному розділі. Основні підходи щодо розробки, наповнення функціональними елементами та принцип дії системи запалювання високої енергії газового двигуна, докладно наведено в НДР [50, 86].

В даному розділі наведено опис заходів, які направлені на сумісне функціонування СК РПГ та системи запалювання, у разі їх комплексного застосування з забезпеченням умови гнучкого регулювання газового двигуна в залежності від швидкісного режиму роботи на навантаження.

Один з таких напрямків ілюструє алгоритм (рис. 2.30), що поєднує комплексну роботу СК РПГ та системи запалювання високої енергії на прикладі газового двигуна 6ГЧН 13/14.

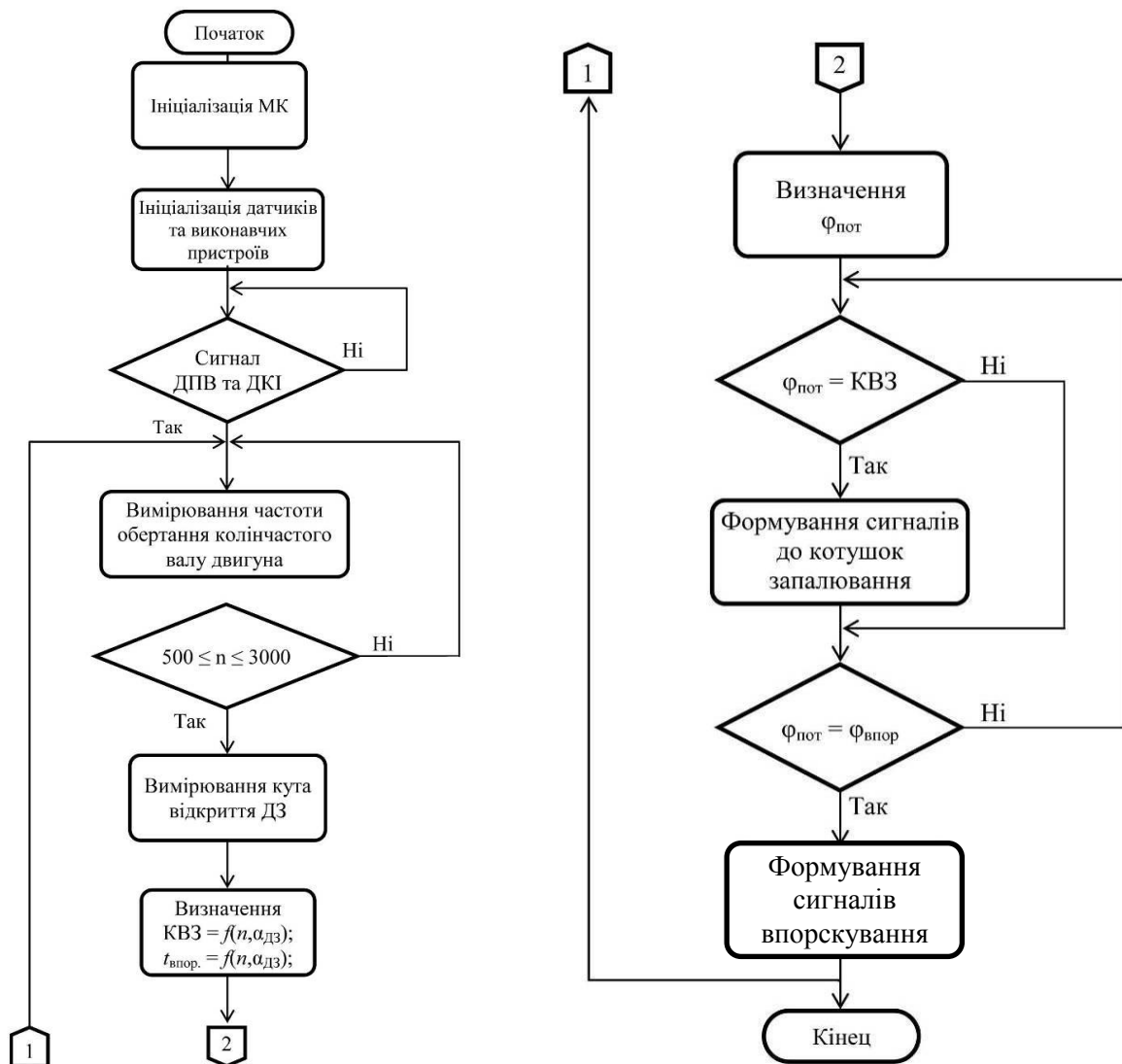


Рисунок 2.30 – Принциповий алгоритм сумісної роботи СК РПГ та системи запалювання високої енергії

2.3.1 Перевірка реалізації процесу управління електромагнітним дозатором подачі газу за методом «Pick & Hold»

Перевірка реалізації процесу управління ЕДГ за методом «Pick & Hold» базувалась на знятті осцилограм, які визначають форму сигналів керування, а саме: струм в обмотці електромагніта; напругу імпульсу керування; тривалість імпульсу керування; переміщення клапану дозатору.

Перевірка виконувалась за допомогою стенда [39, 41, 42] на найбільш характерних для газових двигунів режимах роботи.

На прикладі газового двигуна 6ГЧН 13/14, це: режими холостого ходу та малих навантажень; режим максимального крутного моменту; режими номінальної потужності. Тривалість імпульсу керування змінювалась від 6 до 16 мс з шагом 2 мс на всіх імітованих режимах роботи (рис. 2.31).

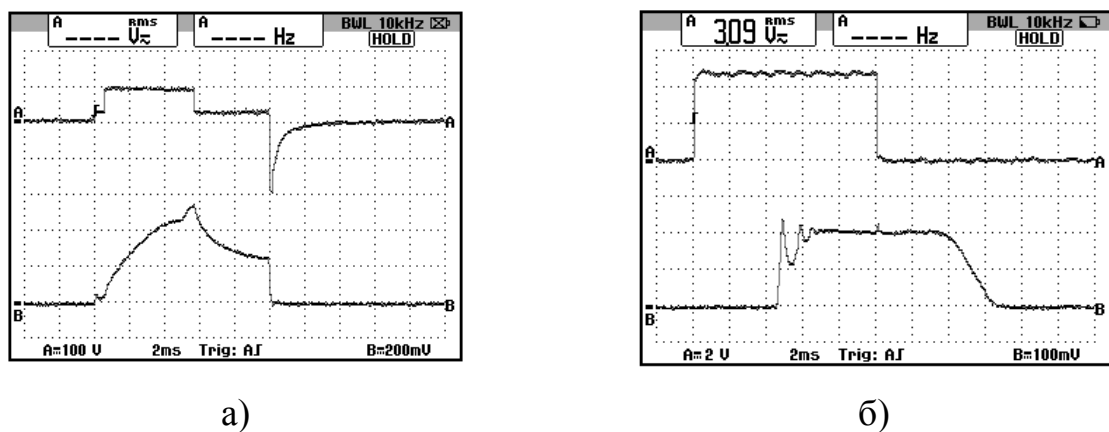


Рисунок 2.31 – Осцилограми роботи ЕДГ для двигуна 6ГЧН 13/14

Рис. 2.31, *а* відображає осцилограми струму в котушці та напруги імпульсу керування, а рис. 2.31, *б* ілюструє форми сигналів тривалості імпульсу керування та переміщення клапану ЕДГ. На інших імітованих режимах роботи (рис. 2.32 – 2.34) характер форми сигналів (рис. 2.31) зберігався.

Осцилограми зміни динаміки ЕДГ в залежності від тривалості імпульсу керування при $n_{\text{ДВЗ}} = 700 \text{ хв}^{-1}$ наведені на рис. 2.32.

На рис. 2.33 наведені осцилограми зміни динаміки ЕДГ в залежності від тривалості імпульсу керування при $n_{\text{ДВЗ}} = 1400 \text{ хв}^{-1}$.

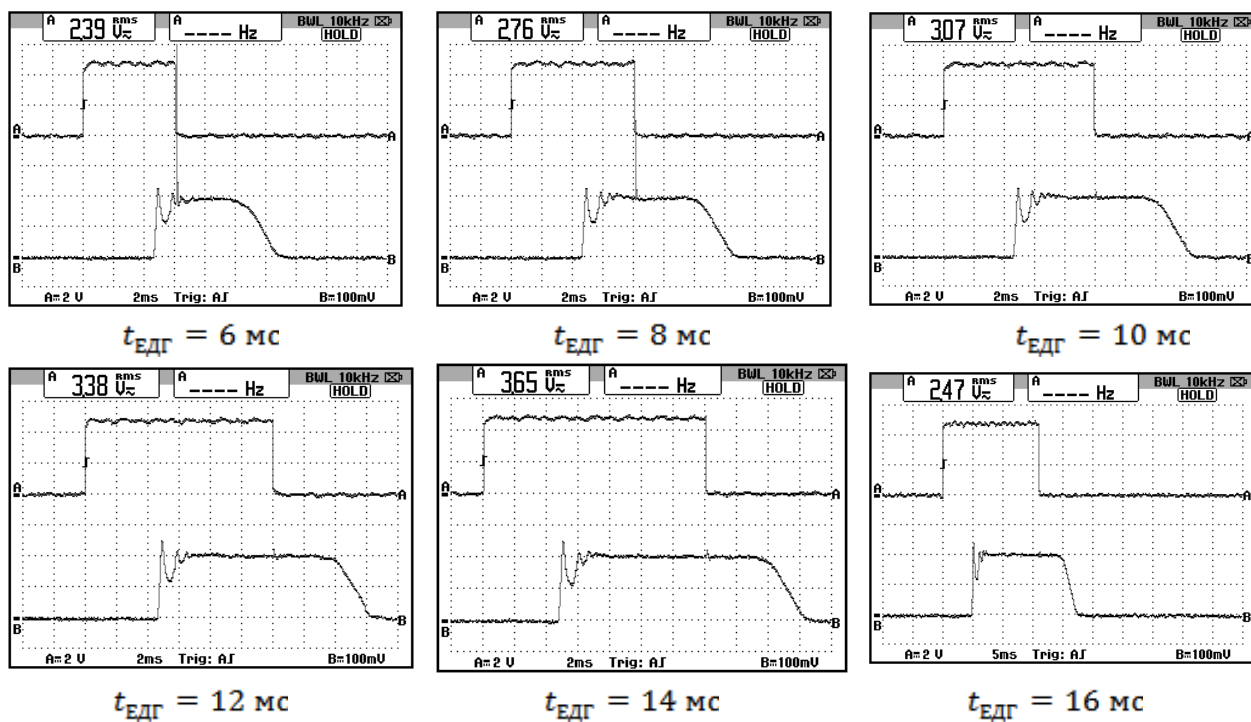


Рисунок 2.32 – Осцилограми зміни динаміки ЕДГ в залежності від тривалості імпульсу керування при $n_{\text{ДВЗ}} = 700 \text{ хВ}^{-1}$

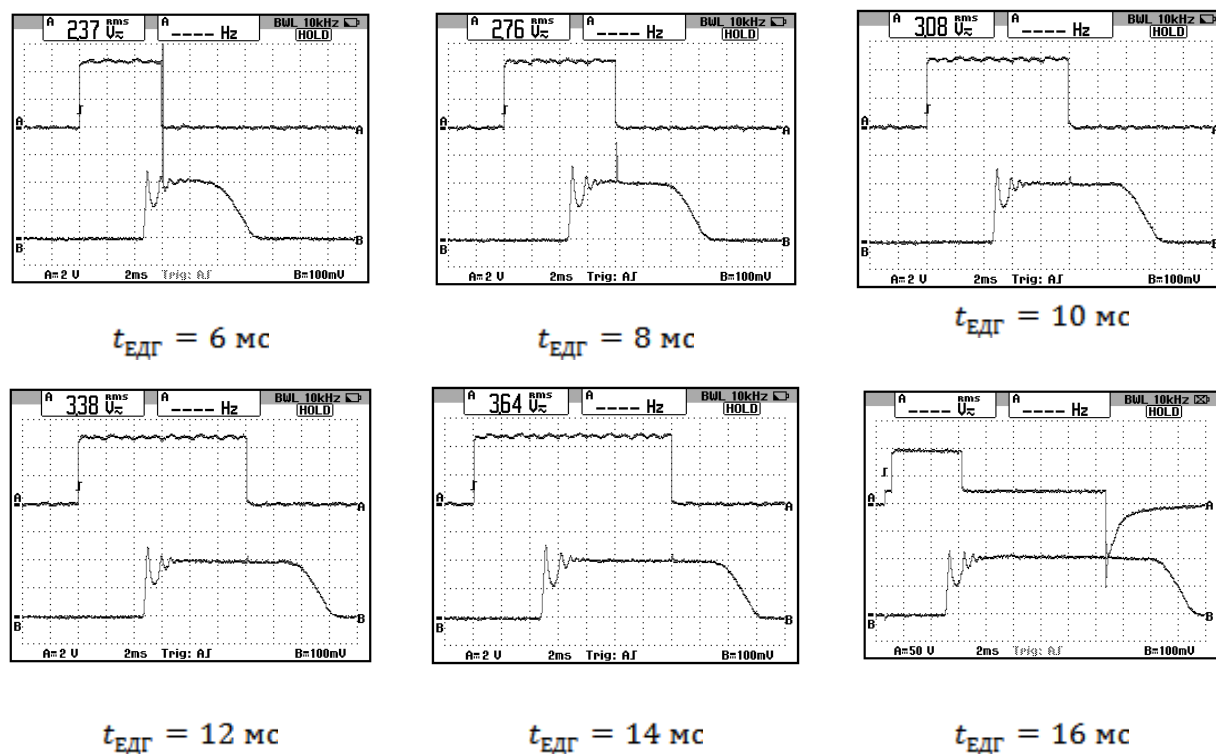


Рисунок 2.33 – Осцилограми зміни динаміки ЕДГ в залежності від тривалості імпульсу керування при $n_{\text{ДВЗ}} = 1400 \text{ хВ}^{-1}$

На рис. 2.34 наведені осцилограми зміни динаміки ЕДГ в залежності від тривалості імпульсу керування при $n_{\text{ДВЗ}} = 2100 \text{ хВ}^{-1}$.

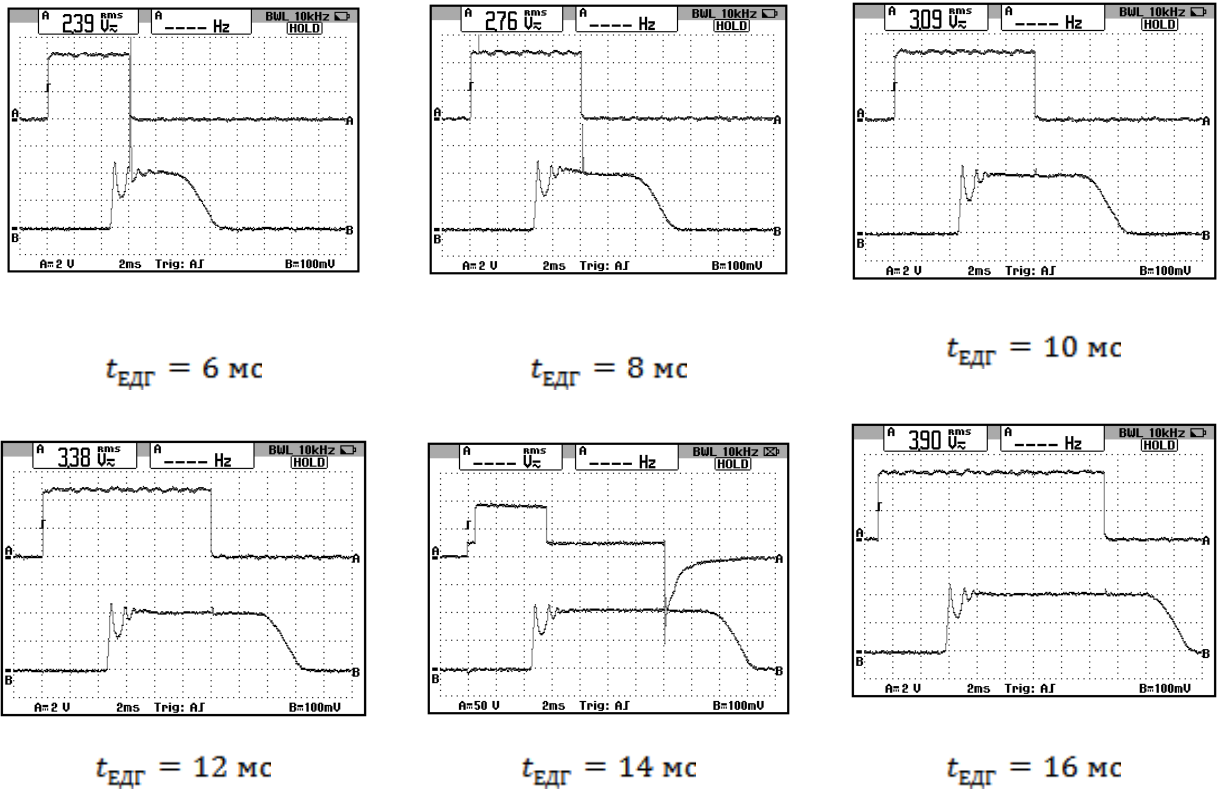


Рисунок 2.34 – Осцилограми зміни динаміки ЕДГ в залежності

від тривалості імпульсу керування при $n_{\text{ДВЗ}} = 2100 \text{ хв}^{-1}$

2.3.2 Вплив реалізації методу управління «Pick & Hold» на динамічні та витратні характеристики електромагнітного дозатора газу

Реалізація форсування струму за методом «Pick & Hold» дозволяє підвищити динаміку спрацьовування електромагніту та отримати стабільність витратних характеристик.

Як видно (рис. 2.35) реалізація форсування струму за методом «Pick & Hold» дозволяє підвищити динамічні якості ЕДГ. Час спрацьовування зменшився на $\approx 22 \%$, час відпускання – на $\approx 10 \%$, у всьому діапазоні імітованих режимів роботи ДВЗ в залежності від способу керування роботою ЕДГ (рис. 2.36).

Крім того отримання характеристик витрати газу, які наближаються до лінійної залежності, сприяє більш точному дозуванню кількості палива що подається до циліндру, а також дещо спрощує алгоритм розрахунку циклової подачі.

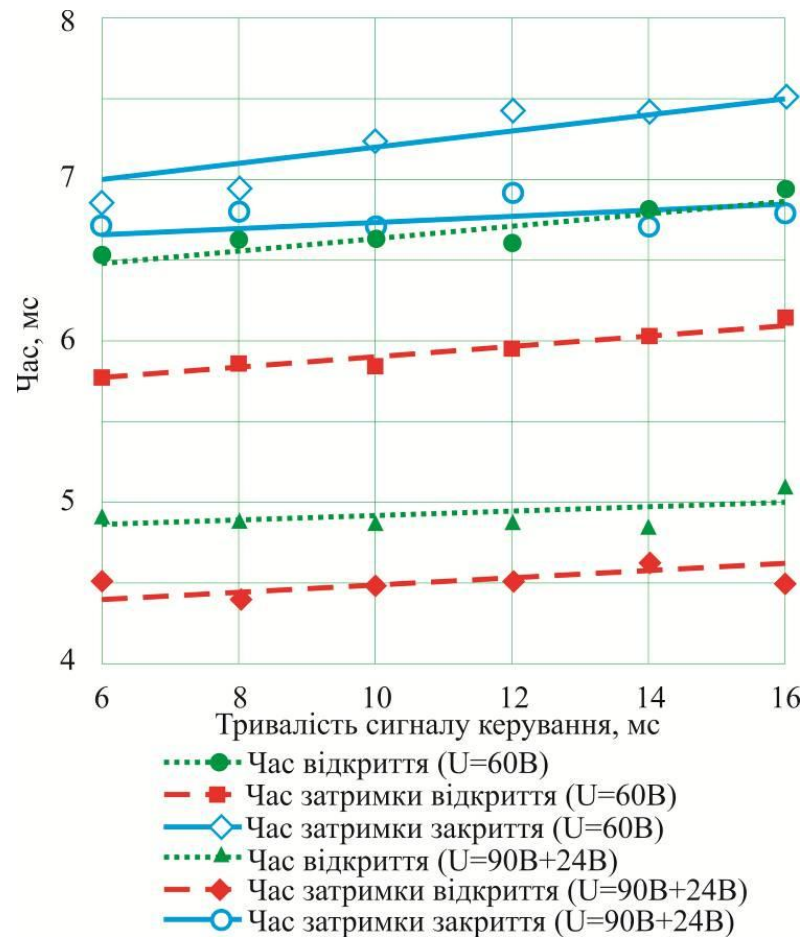


Рисунок 2.35 – Часові характеристики динаміки спрацьовування ЕДГ при реалізації форсування струму за методом «Pick & Hold»

Також при реалізації такого способу керування робочим процесом ЕДГ спостерігається зниження теплових навантажень на котушку електромагніта та наведена на рис. 2.36. Це обумовлюється тим, що енергія яка накопичується у котушці більш швидко розсіюється та не призводить до критичного нагрівання котушки ЕДГ, що підтверджуються результатами експериментального дослідження (рис. 2.37).

Оцінка температурного стану котушки ЕДГ проводилась з метою виявлення її працездатності при високих термічних навантаженнях, що діють у моторному відсіку ДВЗ.

Абсолютне значення цих температур може досягати 120 і більше градусів за шкалою Цельсія. Отже, котушка ЕДГ, окрім власних температурних навантажень, навантажується ще і температурою моторного відсіку.

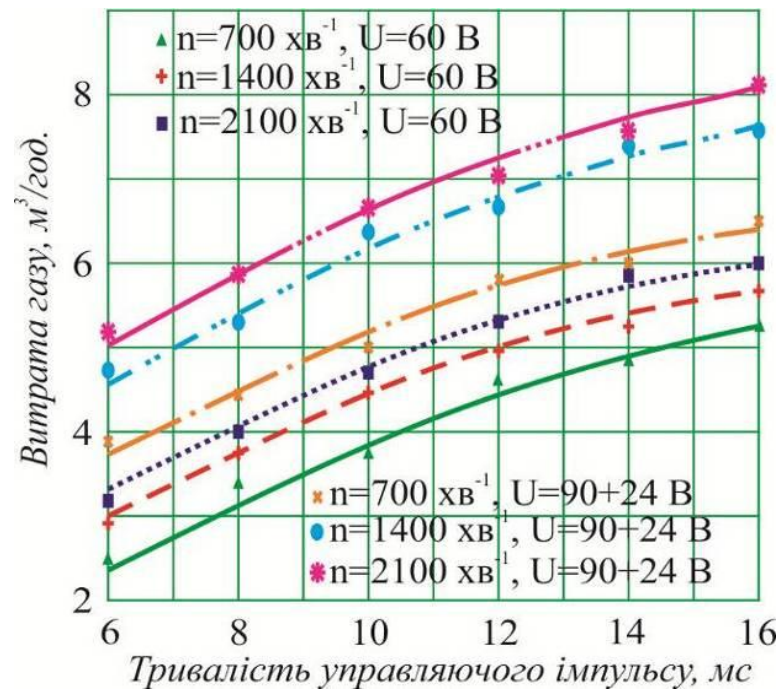


Рисунок 2.36 – Характеристики витрати газу в залежності від способу керування роботою ЕДГ

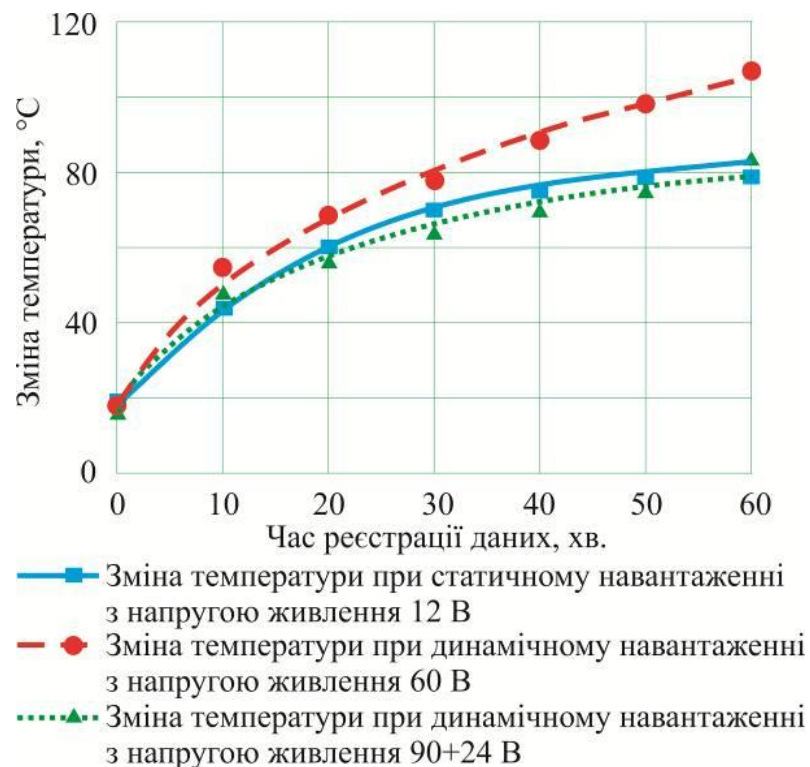


Рисунок 2.37 – Зміна теплового навантаження на котушку ЕДГ в залежності від форми імпульсу керування

Максимальна температура, яку може витримати внутрішня ізоляція котушки ЕДГ становить 120 – 150°C [86]. Так як електромагнітний клапан,

що взятий за основу ЕДГ, встановлюється на газовий редуктор та призначений для статичної подачі газу, то необхідно оцінити та порівняти його робочі температури у статиці та динаміці при застосуванні різних форм керуючих сигналів.

Вплив форми керуючих сигналів та режимів роботи (рис. 2.37) ЕДГ на зміну температурного стану оцінювалось при статичному та динамічному навантаженні. При статичному навантаженні (мета – імітування цього режиму роботи за призначенням) напруга сигналу керування складала 12 В, тривалість випробувань складала 60 хв. (час інтенсивного зростання температури), а інтервали реєстрації поточних значень дорівнювали 10 хв.

Так при постійній формі керуючого сигналу ($U = 12В$) максимум температури на зовнішній стороні котушки складає $79,5\text{ }^{\circ}\text{C}$, при $U = 60В$ та динамічному навантаженні ($\tau = 6-20\text{ мс}$) цей максимум складає $106,9\text{ }^{\circ}\text{C}$ та продовжує зростати. Таке швидке та подальше зростання температури котушки може викликати облучення ізоляції дроту, яким намотано котушку, та привести до виходу її з ладу. Як вже зазначалося раніше використання форсування струму за методом «Pick & Hold» дозволяє не тільки підвищити швидкодію, але і зменшити теплові навантаження, які практично співпадають (максимум температури на зовнішній стороні котушки складає $83,7\text{ }^{\circ}\text{C}$) з значеннями температур при статичному сигналі керування.

2.3.3 Розробка електронних захисних екранів для систем запалювання та живлення газових ДВЗ з мікропроцесорним впроскуванням палива

При експлуатації газового двигуна 6ЧГ13/14 з електронним управлінням систем запалювання та паливоподачі на транспортному засобі спеціального призначення, в умовах екстремальних ситуацій, необхідні захисні електронні пристрої, наприклад електронні екрани, які б захищали

бортові електронні пристрої засобів транспорту від впливу потужного електромагнітного випромінювання.

В роботі [32] розроблено бортове обладнання для засобів спеціального призначення (в тому числі, з електронними системами запалювання та живлення газових ДВЗ з мікропроцесорним впорскуванням палива).

Визначені аналітичні умови захисту бортових радіоелектронних засобів.

Запропоновані критерії розрядки для забезпечення захисту радіоелектронними засобами бортових електронних пристроїв. Критерії враховують потужні параметри електромагнітного випромінювання та стан іонізованого середовища в точці розряду.

В статті [33] частково реалізовані проблеми захисту (електронних захисних екранів), для забезпечення живучості (бортових електронних засобів) в умовах «електромагнітного тероризму», а також звернута увага на відсутність універсальних засобів їх захисту.

Обґрунтована важливість розробки методології та наведений розрахунок ефективності існуючих засобів захисту, з урахуванням енергетичних можливостей «електромагнітного тероризму».

Визначені основні норми розрахунку для складу засобів захисту, в залежності від енергетичних параметрів «електромагнітного тероризму» та технічного хакерства.

Процес передачі інформації бортовими електронними засобами за допомогою спеціального радіобладнання в умовах дії потужного електромагнітного випромінювання, наведений в роботі [34].

Розробка електронних захисних екранів від загального потужного електромагнітного випромінювання, а також від дії «електромагнітного тероризму», промислового хакерства є дуже актуальним напрямком, який необхідний для надійної роботи та захисту електронних пристроїв для засобів транспорту спеціального призначення.

ВИСНОВКИ ЗА РОЗДІЛОМ 2

За результатами виконаної роботи у другому розділі дисертації можна зробити наступні висновки:

- проаналізовано існуючі методи управління паливоподачею для двигунів внутрішнього згоряння з електронним впорскуванням;
- визначені підходи щодо розрахунку циклової подачі дозатором газу в залежності від режиму роботи двигуна, тривалості імпульсу управління, тиску палива та інше;
- досліджений робочий цикл електромагнітного дозатору газу, та виявлені фактори, які значною мірою впливають на динамічні та витратні характеристики ЕДГ;
- розроблено конструкцію дослідного зразка ЕДГ для газових двигунів з робочим об'ємом від 4,5 до 12 л;
- проведене експериментальне дослідження динамічних та витратних характеристик дослідного зразка ЕДГ в залежності від тривалості та напруги імпульсу керування електромагнітом. Визначена залежність впливу напруги управляючого імпульсу на динамічні та витратні характеристики ЕДГ. При збільшенні напруги керуючого імпульсу від 40 до 60 В збільшуються витратні характеристики дозатора (при $n = 2100 \text{ хв}^{-1}$, $\tau = 16 \text{ мс}$) від 6,85 до 8,05 м³/год., але при цьому зростає час затримки закриття клапану від 5 до 7,51 мс;
- проаналізовано існуючі методи підвищення швидкодії ЕДГ;
- наведено підходи щодо вибору оптимального початку подачі ЕДГ в залежності від фаз газорозподілу та способу організації паливоподачі;
- наведено структурну схему для забезпечення розподіленої системи подачі газу до циліндру двигуна, в якій сигнал управління реалізує метод «Pick & Hold». Виконано аналіз методів та датчиків синхронізації систем подачі палива з електронним керуванням;
- перевірка адекватності роботи системи управління на безмоторному експериментальному стенді показала, що реалізація методу керування напругою Pick & Hold дає можливість отримати лінійні характеристики витрати природного газу, збільшити швидкодію ЕДГ та знизити теплові навантаження на електричну ізоляцію котушки електромагніту.

– розроблено бортовий пристрій (захисний електронний екран) для систем запалювання та живлення газових ДВЗ з мікропроцесорним впорскуванням палива.

Результати досліджень, наведені в розділі 2, опубліковані в роботах [7, 8, 10, 13, 14, 32-35, 38, 42,46-49, 53, 54].

РОЗДІЛ 3

РОЗРОБКА ОСНОВ ТЕОРІЇ АВТОМАТИЧНОГО УПРАВЛІННЯ І
СХЕМАТИЧНЕ ПРЕДСТАВЛЕННЯ ОЦІНКИ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ
ФУНКЦІОНАЛЬНИХ СИСТЕМ КОНВЕРТОВАНИХ АТЗ

У цьому розділі роботи, розроблені основи теорії автоматичного управління і оцінки технічного стану елементарних ланок і технічних об'єктів з різними розімкнутими складними системами повітропостачання, запалювання і паливоподачі конвертованого газового ДВЗ АТЗ.

Але, перш ніж приступити до дослідження складних розімкнутих технічних систем, необхідно скласти рівняння окремих елементів, використовуючи *логічне та математичне моделювання* [190-197].

Загальний підхід до логічного моделювання процесів, що вимагають врахування при дослідженні об'єктів діагностування, можна представити схемою наведеною на рис. 3.1 [190-197].

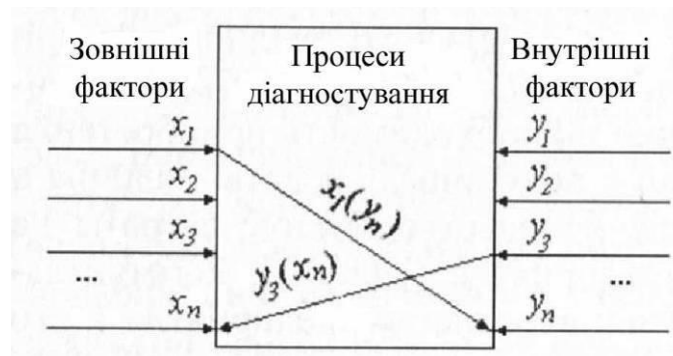


Рисунок 3.1 – Схема логічної моделі об'єктів досліджень

Якщо об'єктом досліджень є, наприклад, процеси дорожнього (або стендового) діагностування (рис. 3.1) систем двигуна, вузлів трансмісії, чи самого автомобіля, то необхідно враховувати впливи:

- зовнішніх чинників (дорожні умови, температура, вологість, атмосферний тиск, вітер і т. п.);
- внутрішніх чинників (вага автомобіля, тиск і температура наповнювача шин, температура гальмівних механізмів, стан (знос) шин, зубчастих передач і підшипникових вузлів; стан, об'єм і рівень масла; стан кузова, підвіски, двигуна і т. ін.);

– точності і достовірності засобів вимірювання діагностичних параметрів (розгін, уповільнення, початкова швидкість гальмування, гальмівний шлях, момент екстреного гальмування і т.д.);

– взаємозв'язку зовнішніх (x) і внутрішніх (y) чинників і їх вплив на достовірність діагностування.

Поняття *логічне моделювання* об'єкта діагностування представляє собою процедуру перевірки функціонування логічної схеми, математичної моделі об'єкта діагностування, що відображає структурну сукупність компонентів (елементів) об'єкта, їх зв'язок між компонентами і зв'язок об'єкта з зовнішнім середовищем. Для виконання логічного моделювання необхідні наступні компоненти: зовнішній опис схеми, внутрішній опис представлення схеми роботи об'єкта, вхідні впливи, бібліотека знань несправностей, їх діагностичні параметри.

При побудові логічної моделі кожному функціональному елементу об'єкта діагностування ставиться у відповідність сукупність логічних блоків так, щоб вихід кожного логічного блоку характеризувався тільки одним параметром, і при цьому залишилися тільки ті входи, які формують цей вихід. Застосування логічної моделі ґрунтується на застосуванні порогових способів діагностування, які характеризуються тим, що висновок про правильність функціонування об'єкта діагностування робиться на підставі якісної оцінки деякої сукупності діагностичних параметрів.

Логічна діагностична модель завжди дозволяє знайти таку умовну або безумовну послідовність елементарних перевірок, яка гарантує фіксацію всіх логічно несправних діагностичних елементів. Крім того, логічна діагностична модель – це ідеальний апарат для побудови систем функціонального діагностування розподілених об'єктів діагностування. Тут кожен діагностичний елемент взаємно однозначно моделює просторово відокремлену частину об'єкта діагностування, і тим самим забезпечується ізоморфізм об'єкта діагностування та його діагностичної моделі [190-197].

Логічна діагностична модель не тільки відображає певну діагностичну структуру об'єкта діагностування, але може додатково включати такі

відомості: перелік точок подачі робочих і тестових впливів; перелік точок перевірки діагностичних параметрів з описом способів їх оцінки та наближеними даними про витрати часу на оцінку (контрольні точки); перелік допустимих значень діагностичних параметрів.

Гідність динамічної діагностичної моделі – це можливість опису діагностичного експерименту за схемою апарату теорії ідентифікації. Задають вхідну функцію, обчислюють динамічні характеристики в певних точках структурної схеми і отримують різницю цих характеристик з експериментальними характеристиками, виміряними в відповідних точках об'єкта діагностування. Але тут створюється проблема технічної можливості вимірювання динамічних характеристик об'єкта діагностування, в тих контрольних точках, які пропонуються даною динамічною діагностичною моделлю. Тому знову ж повинен існувати ізоморфізм між структурою об'єкта діагностування і структурою його діагностичної моделі.

Динамічна діагностична модель конструктивна в тому сенсі, що вона безпосередньо бере участь в діагностичному експерименті в якості носія справного технічного засобу.

У багатьох випадках найбільш повно вивчити і проаналізувати об'єкт діагностування можна лише за умови, коли модель має математичний вигляд. Математичне моделювання набуває математичну цінність, коли виникає необхідність вивчити особливо складні процеси діагностування.

При синтезі і аналізі засобів контролю і діагностування потрібний формальний опис технічного стану при функціонуванні об'єктів. Вихідною інформацією для цього служить математична модель об'єкта при його нормальному функціонуванні.

Математична модель – формалізований опис об'єкта, необхідний для вирішення завдань діагностування. Математична модель об'єкта це сукупність диференціальних і алгебраїчних рівнянь, емпіричних формул, таблиць, графіків, матриць, що описують характеристики об'єкта.

Будь-яка математична модель лише наближено відображає перебіг

процесів в реальному об'єкті. Для оцінки міри близькості поведінки реального об'єкта і моделі необхідно її ідентифікувати, тобто встановити відповідність поведінки моделі і реального об'єкта.

Математична модель є кінцевим продуктом процесу абстракції, формалізації досліджуваного явища. На рис. 3.2 представлена схема побудови математичної моделі.

Першою стадією розробки математичної моделі є побудова структурної моделі об'єкта діагностування. Завданням математичного забезпечення є формалізація структурної моделі. Наступна стадія - математизація структурної діагностичної моделі, це встановлення необхідної сукупності параметрів і функціональних характеристик, та встановлення певних зв'язків між ними.

Побудова математичної моделі. З метою скорочення обсягу робіт з діагностування об'єкта, встановлення взаємозв'язку між параметрами, розкриття фізичної сутності процесів, що відбуваються, при ідентифікації вимірюваних величин і параметрів технічного стану, застосовують методи фізичного і математичного моделювання. При фізичному моделюванні модель і досліджуваний об'єкт, а також процеси які відбуваються в ньому повинні мати одну і ту ж фізичну природу.

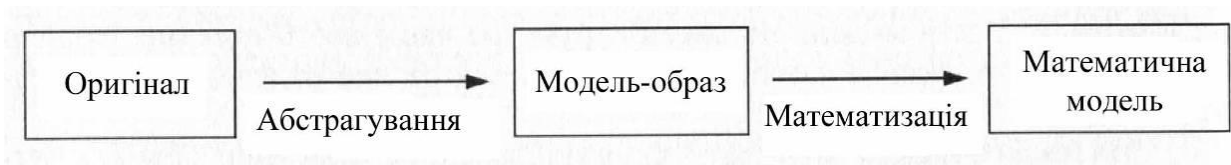


Рисунок 3.2 – Схема побудови математичної моделі

При розробці таких моделей широко застосовують системний аналіз процесів функціонування та зміни об'єкта в часі. В результаті проведеної математизації і утворюється те, що прийнято називати математичною моделлю. З формальною моделлю можна виконувати різні перетворення і експерименти (спрощувати структуру моделі, застосовувати схеми заміщення і т. п.). Математичні моделі, чисельні методи і персональний

комп'ютер дали можливість проектувати складні технічні системи та отримувати характеристики, близькі до розрахункових.

Методи аналізу діагностичних моделей представлені в [190-197].

Можна виділити досить велику кількість класів діагностичних моделей. За способом формування виділяють: емпіричні, напівемпіричні і аналітичні моделі. Аналітичні моделі мають найбільшу спільність, проте мають недоліки: відносно низьку точність і велику трудомісткість отримання рішення для випадків складних процесів.

За формою залежності математичні моделі діляться на: лінійні і нелінійні. Отримання лінійної моделі значно спрощує завдання діагностики, так як для цього класу задач існують добре розроблені методи рішення. Важливою перевагою лінійних систем, що відбивається не тільки на процесі рішення, але і на процесі отримання діагностичної інформації, є принцип суперпозиції - взаємна незалежність реакцій системи на окремі дії.

При *побудові діагностичної моделі* повинні бути попередні дослідження, в результаті яких необхідно з'ясувати: структуру об'єкта, функції блоків і об'єкта в цілому, режим роботи, склад елементів і зв'язок між ними, наявність зворотних зв'язків і можливість їх розриву під час діагностування, ознаки та параметри нормального функціонування, робочі сигнали, діапазон виміру параметрів при нормальному функціонуванні, наявність вузлів регулювання.

Математичну модель об'єкта діагностування можна уявити в аналітичній, графічній, векторній або табличній формах. Як приклад на рис.3.3 в узагальненому вигляді представлена математична модель об'єкта діагностування.

Об'єкт діагностування, що знаходиться в i – несправному стані реалізується системою передавальних функцій $Z^i = f(X, Y_{нач}^i, t)$ і є математичною моделлю i -несправного об'єкта. Але для вирішення завдань побудови і реалізації алгоритмів діагностування необхідно мати поняття про *елементарні перевірки об'єкта*.

Моделі об'єктів, що складаються з пов'язаних між собою підсистем різного рівня, в тому числі і різнорідних по фізичним принципам дії і

технічних рішень, формуються в кілька етапів: спочатку створюються моделі окремих вузлів, потім підсистем і, нарешті, системи в цілому з урахуванням структури зв'язків підсистем .

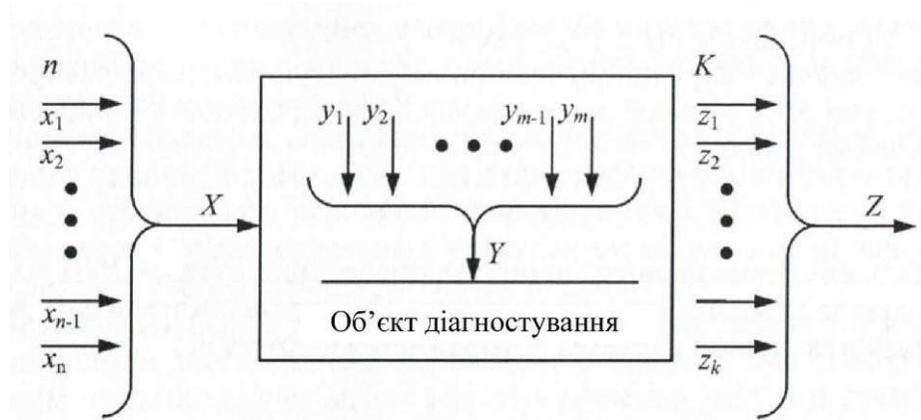


Рисунок 3.3 – Математична модель об'єкта діагностування

Основне призначення математичної моделі – це встановлення зв'язку між значеннями діагностичних параметрів і значеннями параметрів технічного стану (або безпосередньо пов'язаний з технічним станом).

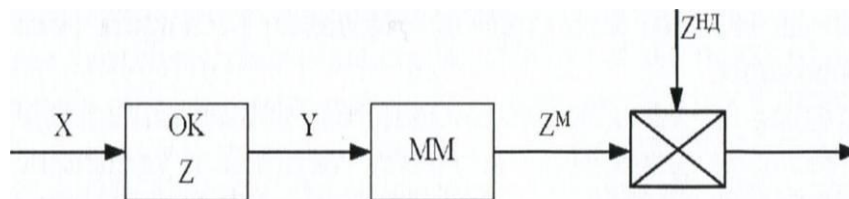


Рисунок 3.4 – Схематичне представлення процесу визначення технічного стану

Таким чином, процес постановки діагнозу можна зобразити таким чином (рис. 3.4). На об'єкт контролю (*OK*) з параметрами технічного стану Z діє зовнішнє обурення X . За допомогою засобів вимірювання визначають діагностичні параметри Y . Значення цих параметрів з використанням математичної моделі (*MM*) перетворюються на значення параметрів технічного стану Z^M . Далі ці значення порівнюються зі значеннями параметрів технічного стану (ТС), заданих нормативно-технічною документацією $Z^{НД}$, і за результатами цього порівняння робиться висновок про технічний стан об'єкта контролю.

Призначення математичних (діагностичних) моделей полягає не тільки

у встановленні зв'язку між параметрами стану і діагностичними параметрами, вони дозволяють складати алгоритми технічного діагностування.

Елементи, що розглядаються з точки зору їх динамічних властивостей, прийнято називати ланками. Велику різноманітність елементів, які використовуються в САР, можна структурувати і звести до відносно невеликого числа типових динамічних ланок, які будуть наведені нижче.

3.1 Математичні моделі управління процесами в типових елементарних ланках технічних систем газового ДВЗ конвертованого АТЗ

3.1.1 Модель управління процесом зміни швидкості обертання колінчастого вала газового ДВЗ, задіяного в якості приводу автотранспортного засобу

У технічній літературі широко представлені рішення задач розрахунку перехідних процесів, без надувних і надувних варіантів двигунів, з використанням диференціального рівняння (ДР) динаміки ДВЗ [136, 218]. Всі вони відносяться до дизелів, обладнаними гідромеханічною паливною апаратурою (ПА), або акумуляторною електромеханічною ПА.

ДР, що описує зміну кутової швидкості обертання колінчастого вала газового ДВЗ для приводу конвертованого АТЗ в літературних джерелах не виявлено. Усунення цього інформаційного пробілу є метою даного підрозділу.

Для досягнення поставленої мети в ДР внесені наступні зміни:

1. Склад суміші і вміст шкідливих компонентів в продуктах згоряння в газових двигунах з іскровим запалюванням і дизелях істотно відрізняються між собою.

2. Рівняння згоряння в газовому двигуні і дизелі описуються різними фізико-математичними залежностями.

Всі ці відмінні риси були враховані при розробці ДР для газового двигуна з іскровим запалюванням, наведеного в роботі [29] і будуть викладені нижче в цьому підрозділі роботи.

Динамічні властивості ДВЗ. У сталому режимі роботи крутний момент ДВЗ дорівнює моменту опору M_c . У цих умовах стала кутова швидкість обертання колінчастого вала (КВ) визначається точкою перетину швидкісної характеристики ДВЗ $M = f(\omega)$ і характеристики споживача $M_c = f(\omega)$ (момент опору).

У тому випадку, якщо крутний момент і / або момент опору отримують прирости, з'являється надлишок або недолік крутного моменту, що приводить до зміни кутової швидкості обертання КВ

$$J \frac{d\omega}{dt} = (M + \Delta M) - (M_c + \Delta M_c); \quad (3.1)$$

оскільки $M = M_c$, тоді вираз (4.1) можна спростити

$$J \frac{d\omega}{dt} = \Delta M - \Delta M_c; \quad (3.2)$$

де J – сумарний момент інерції, приведений до осі обертання КВ, характеризує здатність ДВЗ акумулювати в собі механічну енергію, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; ΔM – приріст крутного моменту ДВЗ, $\text{Н} \cdot \text{м}$; ΔM_c – відповідно приріст моменту опору ДВЗ, $\text{Н} \cdot \text{м}$.

Ефективна питома витрата палива ДВЗ ($\text{кг} / \text{кВт} \cdot \text{год.}$), визначається за допомогою наступної залежності

$$g_e = \frac{G_{\text{час}}}{N_e} = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i \cdot \eta_m}, \quad (3.3)$$

де $G_{\text{час}}$ – годинна витрата палива ДВЗ, $\text{кг} / \text{ч}$; N_e – ефективна потужність ДВЗ, кВт ; H_u – теплота згоряння палива $\text{МДж} / \text{кг}$; η_i – індикаторний ККД ДВЗ; η_m – механічний ККД, що враховує всі внутрішні втрати двигуна.

Отже, перетворивши вираження (3.3) можна записати вираз для ефективної потужності двигуна (кВт):

$$N_e = \frac{H_u \cdot i_D}{\pi \cdot \tau_D} \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot \omega \cdot g_u, \quad (3.4)$$

де i_D – кількість циліндрів двигуна; ω – кутова швидкість обертання колінчастого вала, rad/c ; τ_D – тактність двигуна; g_u – циклова подача палива ДВЗ, $kg/цикл$.

Циклову подачу палива ($kg/цикл$):

якщо двигун, обладнаний стандартною газопаливною апаратурою, то необхідну залежність можна записати співвідношенням

$$q_u = \frac{q_e \cdot N_e \cdot \pi \cdot \tau_D}{3600 \cdot i_D \cdot \omega}, \quad (3.5)$$

а, для ДВЗ, обладнаного ПА з розподіленням дозуванням палива у впускний колектор, статичну характеристику запишемо наступним виразом

$$q_u = f \cdot \rho_t \cdot \mathcal{G} \cdot \tau_b; \quad (3.6)$$

де f – площа прохідного перетину жиклера ПА, mm^2 ; ρ_t – щільність палива, kg/m^3 ; τ_b – час подачі дозатором палива (газу) в ДВЗ, c ; \mathcal{G} – швидкість руху палива в жиклері дозатора, m/c .

Годинна витрата палива ($kg/год.$), визначається наступним висловленням

$$G_{\text{час}} = \frac{3600 \cdot i_D}{\pi \cdot \tau_D} \cdot \omega \cdot g_u. \quad (3.7)$$

Враховуючи, що крутний момент двигуна ($H \cdot m$) записується у вигляді

$$M = 10^3 \cdot \frac{N_e}{\omega},$$

підставимо в нього висловлення (3.4) тоді отримаємо,

$$M = \frac{10^3 \cdot H_u \cdot i_D}{\pi \cdot \tau_D} \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot g_u = K \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot g_u; \quad (3.8)$$

де $K = \frac{10^3 \cdot H_u \cdot i_D}{\pi \cdot \tau_D}$ – коефіцієнт, що залежить від конструкції двигуна і виду палива.

Параметри η_i , η_{ni} , η_m і g_u , що входять в останні висловлення, залежать від режиму роботи ДВЗ.

Наведені вище висловлювання визначають значення крутного моменту двигуна на сталих режимах роботи. Параметри роботи двигунів на несталих режимах помітно відрізняються (на 10 – 15%) від відповідних їм параметрів на подібних сталих режимах. Подібними називають режими, при яких становище органів управління і середня за цикл кутова швидкість КВ рівні їх миттєвим значенням відповідного несталого режиму роботи.

Таким чином, рівняння, що характеризують роботу двигуна внутрішнього згоряння в сталих режимах, можуть використовуватися тільки для вивчення характеру впливу різних параметрів на роботу двигунів і для попередньої оцінки величини цього впливу. Побудована, на їх основі, математична модель ДВЗ в подальшому підлягає параметричній ідентифікації.

Оскільки залежність $M = f(g_u, \eta_i, \eta_m)$ є гладкою безперервною функцією, що диференціюється в усій області допустимих значень своїх параметрів, розглянемо її розкладання в ряд Тейлора в околиці величини крутного моменту, відповідного сталому режиму

$$\begin{aligned}
 M(g_u, \eta_i, \eta_m) = & M(g_{u0}, \eta_{i0}, \eta_{m0}) + \frac{\partial M(g_{u0}, \eta_{i0}, \eta_{m0})}{\partial g_u} \cdot (g_u - g_{u0}) + \frac{\partial^2 M(g_{u0}, \eta_{i0}, \eta_{m0})}{\partial g_u^2} \cdot \frac{(g_u - g_{u0})^2}{2!} + \dots \\
 & + \frac{\partial M(g_{u0}, \eta_{i0}, \eta_{m0})}{\partial \eta_i} \cdot (\eta_i - \eta_{i0}) + \frac{\partial^2 M(g_{u0}, \eta_{i0}, \eta_{m0})}{\partial \eta_i^2} \cdot \frac{(\eta_i - \eta_{i0})^2}{2!} + \dots \\
 & + \frac{\partial M(g_{u0}, \eta_{i0}, \eta_{m0})}{\partial \eta_m} \cdot (\eta_m - \eta_{m0}) + \frac{\partial^2 M(g_{u0}, \eta_{i0}, \eta_{m0})}{\partial \eta_m^2} \cdot \frac{(\eta_m - \eta_{m0})^2}{2!} + \dots,
 \end{aligned} \quad (3.9)$$

де g_{u0} , η_{i0} і η_{m0} – відповідно циклова подача палива, індикаторний і механічний ККД, відповідні сталим режимам роботи ДВЗ.

При малих значеннях відхилень режимів роботи ДВЗ від усталеного можна обмежитися лише першими членами розкладання. В цьому випадку приріст крутного моменту являє собою лінійну функцію збільшень своїх аргументів

$$\begin{aligned}
 \Delta M = & M(g_u, \eta_i, \eta_m) - M(g_{u0}, \eta_{i0}, \eta_{m0}) = \\
 = & \frac{\partial M(g_{u0}, \eta_{i0}, \eta_{m0})}{\partial g_u} \cdot \Delta g_u + \frac{\partial M(g_{u0}, \eta_{i0}, \eta_{m0})}{\partial \eta_i} \cdot \Delta \eta_i + \frac{\partial M(g_{u0}, \eta_{i0}, \eta_{m0})}{\partial \eta_m} \cdot \Delta \eta_m,
 \end{aligned} \quad (3.10)$$

де: $\Delta g_u = g_u - g_{u0}$ – приріст циклової подачі палива ДВЗ, *кг/цикл*;
 $\Delta \eta_i = \eta_i - \eta_{i0}$ – приріст індикаторного ККД двигуна; $\Delta \eta_m = \eta_m - \eta_{m0}$ – приріст
 механічного ККД ДВЗ.

Частинні похідні, що входять в отримані висловлення, можна визначити диференціюванням виражень для крутного моменту в точці, що відповідає сталому режиму роботи:

$$\frac{\partial M(g_{u0}, \eta_{i0}, \eta_{m0})}{\partial g_u} = K \cdot \eta_{i0} \cdot \eta_{m0} = \frac{M_0}{g_{u0}}, \quad (3.11)$$

$$\frac{\partial M(g_{u0}, \eta_{i0}, \eta_{m0})}{\partial \eta_i} = K \cdot g_{u0} \cdot \eta_{m0} = \frac{M_0}{\eta_{i0}}, \quad (3.12)$$

$$\frac{\partial M(g_{u0}, \eta_{i0}, \eta_{m0})}{\partial \eta_m} = K \cdot g_{u0} \cdot \eta_{i0} = \frac{M_0}{\eta_{m0}}, \quad (3.13)$$

де M_0 – крутний момент двигуна на сталому режимі, *Н·м*.

В результаті вираження для збільшення крутного моменту прийме вигляд

$$\Delta M = K \cdot \eta_{i0} \cdot \eta_{m0} \cdot \Delta g_u + K \cdot g_{u0} \cdot \eta_{m0} \cdot \Delta \eta_i + K \cdot g_{u0} \cdot \eta_{i0} \cdot \Delta \eta_m. \quad (3.14)$$

Основними факторами, що визначають значення індикаторного ККД двигуна, є: коефіцієнт надлишку повітря α , розрідження робочого тіла у впускному колекторі двигуна Δp_a і коефіцієнт наповнення циліндрів η_v ДВЗ. Відхилення даних параметрів від їх значень в сталому режимі викликає збільшення індикаторного ККД

$$\Delta \eta_i = \frac{\partial \eta_i(\alpha_0, p_{a0}, \eta_{v0})}{\partial \alpha} \cdot \Delta \alpha + \frac{\partial \eta_i(\alpha_0, p_{a0}, \eta_{v0})}{\partial (\Delta p_a)} \cdot \Delta (\Delta p_a) + \frac{\partial \eta_i(\alpha_0, p_{a0}, \eta_{v0})}{\partial \eta_v} \cdot \Delta \eta_v, \quad (3.15)$$

де $\Delta \alpha = \alpha - \alpha_0$ – відхилення коефіцієнта надлишку повітря від його значення в сталому режимі роботи ДВЗ; $\Delta (\Delta p_a) = \Delta p_a - \Delta p_{a0}$ – приріст розрідження у впускному колекторі щодо його значення в сталому режимі роботи двигуна, *МПа*; $\Delta \eta_v = \eta_v - \eta_{v0}$ – відхилення коефіцієнта наповнення циліндра від його значення в сталому режимі роботи ДВЗ; α_0, η_{v0} – відповідно коефіцієнт

надлишку повітря і коефіцієнт наповнення циліндра при сталому режимі роботи ДВЗ; p_{a0} – розрядження повітря у впускному колекторі двигуна в усталеному режимі роботи ДВЗ, *МПа*.

Враховуючи взаємозв'язок невстановлених і подібних сталих режимів роботи, приватні похідні, що входять в останнє рівняння, можуть бути визначені диференціюванням вираження для індикаторного ККД:

$$\eta_i = 8,314 \frac{L_0 \cdot \alpha \cdot p_i \cdot T_a}{H_u \cdot \eta_v \cdot p_a}, \quad (3.16)$$

де L_0 – кількість повітря, теоретично необхідне для згоряння 1 кг палива, *кмоль*; p_i – середній індикаторний тиск, *МПа*; T_a – температура повітря у впускному колекторі двигуна, *К*. Будемо вважати $T_a = const$; p_a – розрядження повітря у впускному колекторі, *МПа*

$$p_a = p_0 - \Delta p_{a0} - \Delta(\Delta p_a); \quad (3.17)$$

де p_0 – тиск навколишнього середовища, *МПа*.

При цьому похідні повинні визначатися в точці, що відповідає обраному рівноважному режиму

$$\frac{\partial \eta_i(\alpha_0, p_{a0}, \eta_{v0})}{\partial \alpha} = 8,314 \cdot \frac{L_0 \cdot p_i \cdot T_a}{H_u \cdot \eta_{v0} \cdot p_{a0}}; \quad (3.18)$$

$$\frac{\partial \eta_i(\alpha_0, p_{a0}, \eta_{v0})}{\partial (\Delta p_a)} = 8,314 \cdot \frac{L_0 \cdot \alpha_0 \cdot p_{in} \cdot T_a}{H_u \cdot \eta_{v0} \cdot p_{a0}^2}; \quad (3.19)$$

$$\frac{\partial \eta_i(\alpha_0, p_{a0}, \eta_{v0})}{\partial \eta_v} = -8,314 \cdot \frac{L_0 \cdot \alpha_0 \cdot p_i \cdot T_a}{H_u \cdot \eta_{v0}^2 \cdot p_{a0}}. \quad (3.20)$$

Коефіцієнт надлишку повітря ДВЗ висловимо наступною залежністю

$$\alpha = \frac{G_{uB}}{L_0 \cdot g_u}, \quad (3.21)$$

де G_{uB} – циклова подача повітря в ДВЗ, *кг/цикл*

$$G_{uB} = V_h \cdot \rho_a \cdot \eta_v; \quad (3.22)$$

де V_h – робочий об'єм циліндрів ДВЗ, л; ρ_a – щільність повітря у впускному колекторі, яку будемо вважати рівною щільності повітря в циліндрах ДВЗ, $\text{кг}/\text{м}^3$.

При невеликих значеннях розрідження в циліндрах ДВЗ робочого тіла у впускних колекторах, використовується рівняння Менделєєва-Клапейрона (для ідеального газу):

$$\rho_a = \frac{\mu}{R \cdot T_a} \cdot p_a, \quad (3.23)$$

де $\mu = 28,8$ – молекулярна маса повітря, $\text{кг}/\text{кмоль}$; R – характеристична газова стала повітря, $\text{кДж}/\text{кг} \cdot \text{К}$.

Отже, коефіцієнт надлишку повітря в циліндрах ДВЗ, можна виразити наступною залежністю, використовуючи залежності (3.22 і 3.23)

$$\alpha = \frac{V_h \cdot \eta_v \cdot \mu}{L_0 \cdot q_u \cdot R \cdot T_a} \cdot p_a, \quad (3.24)$$

В отриманих формулах, параметри V_h і L_0 , є постійними для всіх режимів роботи двигуна, T_a змінюється досить повільно і її впливом на динаміку ДВЗ можна знехтувати. Тому будемо вважати для ДВЗ

$$\alpha = f(\eta_v, q_u, p_a). \quad (3.25)$$

Після розкладання отриманої залежності в ряд Тейлора в околиці усталеного режиму, враховуючи, що $p_a = p_0 - \Delta p_a$. Отримаємо лінеаризоване вираження для збільшення коефіцієнта надлишку повітря

$$\Delta \alpha = \frac{\partial \alpha(\eta_{v0}, q_{u0}, p_{a0})}{\partial \eta_v} \cdot \Delta \eta_v + \frac{\partial \alpha(\eta_{v0}, q_{u0}, p_{a0})}{\partial q} \cdot \Delta q + \frac{\partial \alpha(\eta_{v0}, q_{u0}, p_{a0})}{\partial (\Delta p_a)} \cdot \Delta (\Delta p_a). \quad (3.26)$$

Частинні похідні повинні визначатися в точці, що відповідає обраному рівноважному режиму

$$\frac{\partial \alpha(\eta_{v0}, q_{u0}, p_{a0})}{\partial \eta_v} = \frac{V_h \cdot \mu \cdot p_{a0}}{L_0 \cdot q_{u0} \cdot R \cdot T_a}; \quad (3.27)$$

$$\frac{\partial \alpha(\eta_{v0}, q_{y0}, p_{a0})}{\partial q_y} = - \frac{V_h \cdot \eta_{v0} \cdot \mu \cdot p_{a0}}{L_0 \cdot q_{y0}^2 \cdot R \cdot T_a}; \quad (3.28)$$

$$\frac{\partial \alpha(\eta_{v0}, q_{y0}, p_{a0})}{\partial (\Delta p_a)} = - \frac{V_h \cdot \eta_{v0} \cdot \mu}{L_0 \cdot q_{y0} \cdot R \cdot T_a}. \quad (3.29)$$

Коефіцієнт наповнення циліндрів двигуна висловимо наступним співвідношенням

$$\eta_v = \frac{\varepsilon \cdot p_a}{(\varepsilon - 1) \cdot p_0} \cdot \frac{T_0}{T_a(1 + \gamma_r)}, \quad (3.30)$$

де ε – ступінь стиснення; p_a – розрядження робочого тіла в циліндрі двигуна в кінці впуску, МПа; T_a – температура свіжого заряду з урахуванням підігріву від гарячих деталей двигуна, К; γ_r – коефіцієнт залишкових газів.

У вираженні η_v величини T_a і p_r змінюються повільно і слабо впливають на приріст $\Delta \eta_v$. Величини ε , T_0 , p_0 не залежать від режиму роботи двигуна.

Оскільки

$$p_a = p_0 - \Delta p_a, \quad (3.31)$$

де Δp_a – втрати тиску в циліндрі при наповненні, що залежать від режиму роботи ДВЗ. Тоді вираження для коефіцієнта наповнення циліндрів ДВЗ можна записати у вигляді

$$\eta_v = \frac{\varepsilon \cdot p_0}{(\varepsilon - 1) \cdot p_0} \cdot \frac{T_0}{T_a(1 + \gamma_r)} - \frac{\xi}{(\varepsilon - 1) \cdot p_0} \cdot \frac{T_0}{T_a(1 + \gamma_r)} \cdot \Delta p_a = K_{h1} - K_{h2} \cdot \Delta p_a, \quad (3.32)$$

де $K_{h1} = \frac{\varepsilon \cdot p_0}{(\varepsilon - 1) \cdot p_0} \cdot \frac{T_0}{T_a(1 + \gamma_r)}$; $K_{h2} = \frac{\xi}{(\varepsilon - 1) \cdot p_0} \cdot \frac{T_0}{T_a(1 + \gamma_r)}$ – коефіцієнти приведення.

Приріст розрідження $\Delta(\Delta p_a)$ в циліндрі ДВЗ в процесі наповнення при зміні швидкісного режиму двигуна змінюється аналогічно збільшенню втрати тиску у впускному колекторі, тобто $\Delta(\Delta p_a) \approx \Delta(\Delta p_a)$. Отже, вираження для збільшення коефіцієнта наповнення циліндра, викликаного збільшенням розрядження у впускному колекторі, можна записати у вигляді

$$\Delta\eta_v = \frac{\partial\eta_v(p_{a0})}{\partial(\Delta p_a)} \cdot \Delta(\Delta p_a) = -K_{h2} \cdot \Delta(\Delta p_a), \quad (3.33)$$

Підставивши отримані вираження $\Delta\alpha$ і $\Delta\eta_v$ в вираження для збільшення індикаторного ККД $\Delta\eta_i$ ДВЗ, отримаємо

$$\Delta\eta_i = \frac{8,314 \cdot p_i}{H_u \cdot \eta_{v0} \cdot p_{k0}} \cdot \left(L_0 \cdot \alpha_0 \cdot T_a \cdot \left(\frac{1}{p_{a0}} + \frac{K_{h2}}{\eta_{v0}} \right) - \frac{V_h \cdot \mu \cdot (\eta_{v0} + K_{h2} \cdot p_{a0})}{q_{0u} \cdot R} \right) \cdot \Delta(\Delta p_a) - \frac{8,314 \cdot p_i \cdot V_h \cdot \mu}{H_u \cdot q_{0u}^2 \cdot R} \cdot \Delta q_u \quad (3.34)$$

Механічний ККД двигуна може бути визначений з виразу

$$\eta_m = 1 - \frac{p_{mp}}{p_i}, \quad (3.35)$$

де p_{mp} – середній тиск сил опору (механічних втрат), що включає сили тертя і втрати на випуск і наповнення (насосні втрати) ДВЗ.

У міру збільшення частоти обертання КВ числове значення механічного ККД в ДВЗ зменшується за рахунок збільшення p_{mp} , викликані збільшенням інерційних сил в кривошипно-шатунного механізму і збільшенням насосних втрат при зміні робочого тіла, а також за рахунок зменшення p_i , викликаних зменшенням коефіцієнта наповнення. Насосні втрати при зміні робочого тіла і коефіцієнт наповнення циліндрів залежать від величини аеродинамічного опору потоку повітря, яке, в свою чергу, визначається кутовим положенням дросельної заслінки.

Таким чином, можна записати

$$\Delta\eta_m = \frac{\partial\eta_m(\beta_0, \omega_0)}{\partial\beta} \cdot \Delta\beta + \frac{\partial\eta_m(\beta_0, \omega_0)}{\partial\omega} \cdot \Delta\omega, \quad (3.36)$$

де β_0 – кутове положення дросельної заслінки в сталому режимі, *град. пов.*; ω_0 – кутова швидкість обертання КВ ДВЗ в сталому режимі, *рад/с*; $\Delta\beta$ – мале відхилення кутового положення дросельної заслінки від положення усталеного режиму, *град. пов.*; $\Delta\omega$ – відхилення швидкості обертання КВ від значення усталеного режиму, *рад/с*.

Підставивши вираження $\Delta\eta_i$ в співвідношення для збільшення крутного моменту ΔM для ДВЗ, тоді отримаємо

$$\begin{aligned} \Delta M = & K \cdot q_{\mu 0} \cdot \eta_{i0} \cdot \frac{\partial \eta_m(\beta_0, \omega_0)}{\partial \omega} \cdot \Delta \omega + \\ & + K \cdot \eta_{m0} \cdot \left(\eta_{i0} - \frac{8,314 \cdot p_i \cdot V_h \cdot \mu}{H_u \cdot q_{\mu 0} \cdot R} \right) \cdot \Delta q_{\mu} + K \cdot q_{\mu 0} \cdot \eta_{i0} \cdot \frac{\partial \eta_m(\beta_0, \omega_0)}{\partial \beta} \cdot \Delta \beta + \\ & + K \cdot q_{\mu 0} \cdot \eta_{m0} \cdot \frac{8,314 \cdot p_i}{H_u \cdot \eta_{v0} \cdot p_{a0}} \cdot \left(L_{c0} \cdot \alpha_0 \cdot T_a \cdot \left(\frac{1}{p_{a0}} + \frac{K_{h2}}{\eta_{v0}} \right) - \frac{V_h \cdot \mu \cdot (\eta_{v0} + K_{h2} \cdot p_{a0})}{q_{\mu 0} \cdot R} \right) \cdot \Delta(\Delta p_a) \end{aligned} \quad (3.37)$$

Якщо, навантаженням для ДВЗ є автотранспортний засіб (АТЗ) [222], тоді крутний момент двигуна врівноважується моментом опору навантаження АТЗ, $H \cdot m$

$$M_c = M, \quad (3.38)$$

де $M_c = f_1(V_a, \omega)$ – момент опору навантаження АТЗ (Н·м), що залежить від частоти обертання колінчастого вала ω (хв⁻¹) і швидкості руху автомобіля V_a (км/год.). Залежність M_c від зазначених параметрів може бути отримана на підставі відомих характеристик конкретного двигуна, або визначений розрахунковим шляхом

$$M_c = \eta_g \cdot P_t \cdot \frac{r_k}{u \cdot \eta_p} = \eta_g \cdot P_t \cdot \frac{r_k \cdot \omega_k}{\omega \cdot \eta_p}, \quad (3.39)$$

де P_t – тягове зусилля автотранспортного засобу, який обладнано газовим ДВЗ (Н); η_g і η_p – коефіцієнти деформації колеса і тертя кочення; r_k – статичний радіус колеса (м); u – передавальне відношення головної передачі і коробки передач.

$$u = \frac{\omega}{\omega_k}, \quad (3.40)$$

де ω_k , ω – кутові швидкості колеса і колінчастого вала ДВЗ, рад/с.

Приріст моменту опору ΔM_c , можуть бути викликані або приростами швидкості автомобіля ΔV_a , або збільшенням кутової швидкості КВ ДВЗ $\Delta \omega$

$$\Delta M_c = \frac{\partial M_c(V_{a0}, \omega_0)}{\partial V_a} \cdot \Delta V_a + \frac{\partial M_c(V_{a0}, \omega_0)}{\partial \omega} \cdot \Delta \omega. \quad (3.41)$$

Частинні похідні, визначені в точці, що відповідає обраному рівноважному режиму:

$$\frac{\partial M_c(V_{a0}, \omega_0)}{\partial V_a} = \eta_g \cdot P_{t0} \cdot \frac{r_k \cdot \omega_\kappa}{\omega_0 \cdot \eta_{tp} \cdot V_{a0}}; \quad (3.42)$$

$$\frac{\partial M_c(V_{a0}, \omega_0)}{\partial \omega} = \eta_g \cdot P_{t0} \cdot \frac{r_k \cdot \omega_\kappa}{\omega_0^2 \cdot \eta_{tp}}. \quad (3.43)$$

Диференціальне рівняння зміни швидкості обертання колінчастого вала ДВЗ для приводу автотранспортного засобу. Рівняння, що описує динамічні властивості ДВЗ, представлено наступною залежністю

$$J \frac{d\Delta\omega}{dt} = \Delta M - \Delta M_c, \quad (3.44)$$

де J – приведений момент інерції обертових мас ДВЗ і автотранспортного засобу.

Підставивши в дане рівняння вираження для збільшень крутного моменту двигуна ΔM і моменту опору ΔM_c , створюваного ведучими колесами автотранспортного засобу на силовий агрегат, тоді отримаємо

$$\begin{aligned} J \frac{d\Delta\omega}{dt} + \left(\frac{\partial M_c(V_{a0}, \omega_0)}{\partial \omega} - K \cdot q_{y0} \cdot \eta_{i0} \cdot \frac{\partial \eta_m(\beta_0, \omega_0)}{\partial \omega} \right) \cdot \Delta\omega = \\ + K \cdot \eta_{m0} \cdot \left(\eta_{i0} - \frac{8,314 \cdot p_i \cdot V_h \cdot \mu}{H_u \cdot q_{y0} \cdot R} \right) \cdot \Delta q_y - \frac{\partial M_c(V_{a0}, \omega_0)}{\partial V_a} \cdot \Delta V_a + K \cdot q_{y0} \cdot \eta_{i0} \cdot \frac{\partial \eta_m(\beta_0, \omega_0)}{\partial \beta} \cdot \Delta\beta + \\ + K \cdot q_{y0} \cdot \eta_{m0} \cdot \frac{8,314 \cdot p_i}{H_u \cdot \eta_{v0} \cdot p_{a0}} \cdot \left(L_0 \cdot \alpha_0 \cdot T_a \cdot \left(\frac{1}{p_{a0}} + \frac{K_{h2}}{\eta_{v0}} \right) - \frac{V_h \cdot \mu \cdot (\eta_{v0} + K_{h2} \cdot p_{a0})}{q_{y0} \cdot R} \right) \cdot \Delta(\Delta p_a) \end{aligned} \quad (3.45)$$

Величина

$$F_D = \frac{\partial M_c(V_{a0}, \omega_0)}{\partial \omega} - K \cdot q_{y0} \cdot \eta_{i0} \cdot \frac{\eta_m(\beta_0, \omega_0)}{\partial \omega} \quad (3.46)$$

– являє собою фактор стійкості режиму роботи двигуна.

Для зручності аналізу і зіставлення перехідних процесів, а також оцінки динамічних показників двигуна, запишемо його рівняння в безрозмірною формі.

Після приведення рівняння до стандартної форми запису, отримаємо

$$T_d \cdot \frac{d\bar{\omega}}{dt} + \bar{\omega} = k_g \cdot \bar{q}_u + k_\beta \cdot \bar{\beta} - k_v \cdot \bar{V}_a + k_p \cdot \bar{p}_a, \quad (3.47)$$

Відносні координати рівняння (4.47) представлені у вигляді

$$\bar{\omega} = \frac{\Delta\omega}{\omega_0}; \quad \bar{g}_u = \frac{\Delta g_u}{g_{u0}}; \quad \bar{V}_a = \frac{\Delta V_a}{V_{a0}}; \quad \bar{p}_a = \frac{\Delta(\Delta p_a)}{\Delta p_{a0}}, \quad (3.48)$$

де $\bar{\omega}$ – безрозмірна зміна кутової швидкості обертання валу ДВЗ;
 \bar{q}_u – безрозмірна зміна циклової подачі палива; \bar{V}_a – безрозмірна зміна швидкості руху АТЗ; \bar{p}_a – безрозмірна зміна розрядження робочого тіла у впускному колекторі; Δ – елементарна зміна параметрів при переході від одного сталого режиму на інший; параметри з індексом 0, зняті на сталих режиму експлуатації АТЗ.

Тут

$$T_d = \frac{J}{\frac{\partial M_c(V_{a0}, \omega_0)}{\partial \omega} - K \cdot q_{u0} \cdot \eta_{i0} \cdot \frac{\partial \eta_m(\beta_0, \omega_0)}{\partial \omega}} - \text{постійна часу ДВЗ, характеризує}$$

швидкість реакції газового двигуна в процесі руху АТЗ;

$$K_\beta = \frac{K \cdot q_{u0} \cdot \eta_{i0} \cdot \beta_0 \cdot \frac{\partial \eta_m(\beta_0, \omega_0)}{\partial \beta}}{\omega_0 \cdot \left(\frac{\partial M_c(V_{a0}, \omega_0)}{\partial \omega} - K \cdot q_{u0} \cdot \eta_{i0} \cdot \frac{\partial \eta_m(\beta_0, \omega_0)}{\partial \omega} \right)} - \text{безрозмірний коефіцієнт, що}$$

характеризує вплив зміни кутового положення дросельної заслінки на збільшення швидкості обертання КВ ДВЗ;

$$K_g = \frac{K \cdot \eta_{m0} \cdot q_{u0} \cdot \left(\eta_{i0} - \frac{8,314 \cdot p_i \cdot V_h \cdot \mu}{H_u \cdot q_{u0} \cdot R} \right)}{\omega_0 \cdot \left(\frac{\partial M_c(V_{a0}, \omega_0)}{\partial \omega} - K \cdot q_{u0} \cdot \eta_{i0} \cdot \frac{\partial \eta_m(\beta_0, \omega_0)}{\partial \omega} \right)} - \text{безрозмірний коефіцієнт, що}$$

характеризує вплив збільшення циклової подачі палива на збільшення швидкості обертання КВ ДВЗ;

$$K_v = \frac{\frac{\partial M_c(V_{a0}, \omega_0)}{\partial V_a}}{\omega_0 \cdot \left(\frac{\partial M_c(V_{a0}, \omega_0)}{\partial \omega} - K \cdot q_{u0} \cdot \eta_{i0} \cdot \frac{\partial \eta_m(\beta_0, \omega_0)}{\partial \omega} \right)} - \text{безрозмірний коефіцієнт, що}$$

характеризує вплив зміни швидкості руху АТЗ на збільшення швидкості обертання КВ ДВЗ;

$$K_p = \frac{K \cdot q_{u0} \cdot p_{a0} \cdot \eta_{m0} \cdot \frac{8,314 \cdot p_i}{H_u \cdot \eta_{v0} \cdot p_{a0}} \cdot \left(L_0 \cdot \alpha_0 \cdot T_a \cdot \left(\frac{1}{p_{a0}} + \frac{K_{h2}}{\eta_{v0}} \right) - \frac{V_h \cdot \mu \cdot (\eta_{v0} + K_{h2} \cdot p_{a0})}{q_{u0} \cdot R} \right)}{\omega_0 \cdot \left(\frac{\partial M_c(V_{a0}, \omega_0)}{\partial \omega} - K \cdot q_{u0} \cdot \eta_{i0} \cdot \frac{\partial \eta_m(\beta_0, \omega_0)}{\partial \omega} \right)}$$

– безрозмірний коефіцієнт, що характеризує вплив збільшення розрідження у впускному колекторі на збільшення швидкості обертання КВ ДВЗ.

У операторній формі записи рівняння (3.47) буде мати вигляд

$$(T_d \cdot p + 1) \cdot \bar{\omega} = k_g \cdot \bar{q}_u + k_\beta \cdot \bar{\beta} - k_v \cdot \bar{V}_a + k_p \cdot \bar{p}_a \quad (3.49)$$

Де, двочлен в дужках, взятий з рівняння (3.49)

$$d_d(p) = (T_d \cdot p + 1) \quad (3.50)$$

– є власним оператором газового двигуна.

Спрощене зображення структурної схеми газового двигуна приведено на рис. 3.5.

За допомогою вищенаведеного операційного рівняння першого ступеня, можна досліджувати динамічні властивості перехідних процесів газових ДВЗ, які використовуються в якості силових агрегатів для приводу автотранспортних засобів (АТЗ) або генераторів струму пересувних електростанцій.

Раціональний підбір типу газопаливної апаратури і вузлів подачі повітря покращує динамічні характеристики газових двигунів нового покоління.

Від ефективної і узгодженої роботи систем подачі повітря, запалювання і подачі палива встановлених в силових агрегатах залежить інерційність перехідних процесів протікають в циліндрах ДВЗ. Своєчасна подача повітря і палива в циліндри ДВЗ узгоджена з моментом подачі іскри системою запалювання істотно поліпшують характеристики процесу згоряння (динаміку і характер вигорання палива, моменти досягнення максимальних тисків і температур циклу), сприяють поліпшенню протікання робочого процесу в циліндрах силового агрегату в цілому.

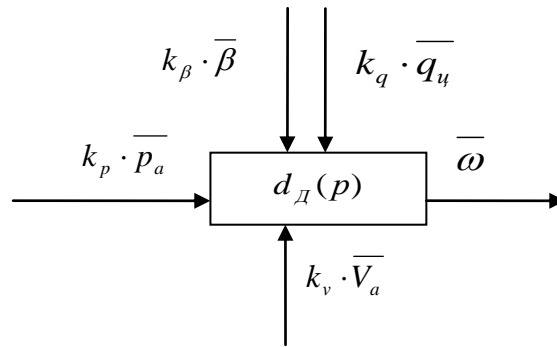


Рисунок 3.5 – Спрощене зображення структурної схеми (або схематичне представлення процесу визначення технічного стану) газового двигуна

Нижче в підрозділах 3.2 і 3.3 будуть приведені математичні моделі агрегатів газової мережі, вузлів подачі повітря і запалювання, що розглядаються в якості самостійних елементів (типових елементарних ланок) динамічної системи, з яких комплектуються багатоланкові САР газових ДВЗ нового покоління.

3.2 Математичні моделі управління процесами в вузлах системи подачі повітря ДВЗ

3.2.1 Модель управління процесом руху потоку повітря у фільтрувальному елементі повітряного фільтра

При роботі ДВЗ ЗТ на сталих режимах в повітряному фільтрі [19] дотримуємося умови статичної рівноваги, яку можна виразити співвідношеннями

$$G_a - G_{\text{дф}} = 0 \quad (3.51)$$

$$G_a - G_{\text{др.засл}} = 0 \quad (3.52)$$

де G_a – масова витрата повітря, що надходить у вхідну систему ДВЗ з навколишнього середовища, кг/с; $G_{\text{дф}}$ і $G_{\text{др.засл}}$ – масові витрати повітря, що проходять через дифузор змішувача і поворотну дросельну заслінку, кг/с.

Масова витрата повітря, що проходить через повітряний фільтр і приймальний трубопровід впускної системи ДВЗ, визначається за допомогою співвідношення, кг/с

$$G_{\text{повітф}} = f_{\text{повітф}} \cdot w_{\text{повітф}} \cdot \rho_{\text{повітф}} \quad , \quad (3.53)$$

де $f_{\text{повітф}}$ – робоча поверхня (паперового) фільтруючого елемента, м²; $\rho_{\text{повітф}}$ – щільність повітря в повітряному фільтрі і приймальному повітропроводі впускної системи ДВЗ, кг/м³; $w_{\text{повітф}}$ – дійсна швидкість повітряного потоку в серцевині ПФ, м/с.

Ширину боку гофри фільтруючого елемента визначаємо, використовуючи емпіричну залежність, м

$$e_z = m \cdot \sqrt[3]{f_{\text{повітф}}} \quad , \quad (3.54)$$

при масовий витраті повітря $\leq 0,5$ м³/с, коефіцієнт $m = 0,015$.

Бічна поверхня паперового фільтруючого елемента визначається співвідношенням, м²

$$F_{\bar{o}} = \frac{f_{\text{повітф}} \cdot t_{\phi}}{2 \cdot e_z} \quad , \quad (3.55)$$

де $t_{\phi} = 5 \div 8$ мм – крок між складками гофри паперового фільтруючого елемента.

Об'єм паперового фільтруючого елемента висловимо наступним висловленням, м³

$$V_{\text{повітф}} = F_{\bar{o}} \cdot h_{\phi} \quad , \quad (3.55)$$

тут h_{ϕ} – висота паперового фільтруючого елемента, м.

Конструктивна характеристика для круглих і прямокутних заслінок [219] представлена у вигляді

$$f_{\text{засл}} = (1 - \cos \beta) \quad , \quad (3.57)$$

де β – кут повороту дросельної заслінки, град.

Прохідні перетини в зоні поворотною заслінки для круглої і прямокутної форм визначаються за допомогою формул [219], м²

$$F_{др.засл} = \frac{\pi \cdot D_{засл}^2}{4} \cdot f_{засл}, \quad (3.58)$$

$$F_{др.засл.пр} = a \cdot b \quad (3.59)$$

тут $D_{засл}$ – зовнішній діаметр дросельної заслінки, м; a і b – сторони прямокутної дросельної заслінки, м.

Витрата суміші в горловині дифузора змішувача або повітря в перерізі поворотною заслінки визначаються співвідношеннями, м³/с

$$G_{\partial\phi} = f_{\partial\phi} \cdot w_{\partial\phi} \cdot \rho_{\partial\phi}, \quad (3.60)$$

$$G_{др.засл} = F_{др.засл} \cdot w_{др.засл} \cdot \rho_{др.засл} \quad (3.61)$$

де $f_{\partial\phi}$ – прохідний перетин горловини дифузора змішувача, м²; $\rho_{\partial\phi}$ і $\rho_{др.засл}$ – щільності суміші в горловині дифузора змішувача і повітря в прохідному перерізі поворотною заслінки, кг/м³; $w_{\partial\phi}$ і $w_{др.засл}$ – дійсні швидкості суміші в дифузори і повітряного потоку в перерізі поворотною заслінки, м/с.

У разі порушення статичної рівноваги диференціальне рівняння збільшення витрати свіжого заряду в серцевині повітряного фільтра можна представити у вигляді:

для ДВЗ зі стандартним газобалонним обладнанням (ГБО)

$$\frac{d\Delta m_{возд.\partial\phi}}{dt} = (G_a + \Delta G_a) - (G_{\partial\phi} + \Delta G_{\partial\phi}), \quad (3.62)$$

для ДВЗ з моно- і розподіленою подачею палива

$$\frac{d\Delta m_{возд.\partial\phi}}{dt} = (G_a + \Delta G_a) - (G_{др.засл} + \Delta G_{др.засл}), \quad (3.63)$$

де Δ – величина відхилення (елементарної зміни) перерахованих факторів від сталого значення в рівноважному режимі; $m_{новім\phi}$ – маса свіжого

очищеного повітря, що знаходиться в серцевині ПФ, кг; dt – елементарний час, протягом якого здійснюється перехідний процес, с.

Використовуючи рівняння стану для ідеального газу, спростимо вищенаведені співвідношення (3.62 і 3.63), тоді отримаємо такі вираження

$$\frac{V_{новімф}}{R \cdot T_{\phi}} \cdot \frac{d\Delta p_{новімф}}{dt} = \Delta G_a - \Delta G_{\phi}, \quad (3.64)$$

$$\frac{V_{новімф}}{R \cdot T_{\phi}} \cdot \frac{d\Delta p_{новімф}}{dt} = \Delta G_a - \Delta G_{др.засл} \quad (3.65)$$

– для ДВЗ зі стандартним ГБО, а також двигунів з моно- і розподіленої подачею палива; де $V_{новімф}$ – об'єм фільтруючого елемента повітряного фільтра, м³.

Витрата повітря, яке надходить з навколишнього середовища, що проходить через фільтр, залежить від: опору $p_{он.ф}$ ПФ, розрядження робочого тіла в ПФ $p_{новімф}$ і кута повороту дросельної заслінки β і його можна виразити такою функціональною залежністю

$$G_a = f(p_{новімф}, \beta, p_{он.ф}). \quad (3.66)$$

На підставі цього, запишемо елементарну зміну витрати повітря проходить через фільтр, з урахуванням малих відхилень

$$\Delta G_a = \frac{\partial G_a}{\partial p_{новімф}} \cdot \Delta p_{новімф} + \frac{\partial G_a}{\partial \beta} \cdot \Delta \beta + \frac{\partial G_a}{\partial p_{он.ф}} \cdot \Delta p_{он.ф}. \quad (3.67)$$

У ДВЗ обладнаних стандартним ГБО витрата газоповітряної суміші проходить через дифузор змішувача залежить від: розрядження робочого тіла $p_{новімф}$ в повітряному фільтрі, розрядження робочого тіла в дифузори змішувача p_{ϕ} і кута повороту дросельної заслінки β

$$G_{\phi} = f(p_{нов.ф}, \beta, p_{\phi}). \quad (3.68)$$

Відповідно, у двигунів обладнаних моно- або розподіленої подачею витрата газоповітряної суміші, що проходить через дросельний вузол залежить від: розрядження робочого тіла $p_{новімф}$ в повітряному фільтрі і кута повороту дросельної заслінки β

$$G_{др.засл} = f(p_{новімф}, \beta). \quad (3.69)$$

На підставі цього, запишемо елементарну зміну витрати газоповітряної суміші, що проходить через дифузор змішувача, з урахуванням малих відхилень

$$\Delta G_{\partial\phi} = \frac{\partial G_{\partial\phi}}{\partial p_{новімф}} \cdot \Delta p_{новімф} + \frac{\partial G_{\partial\phi}}{\partial \beta} \cdot \Delta \beta + \frac{\partial G_{\partial\phi}}{\partial p_{\partial\phi}} \cdot \Delta p_{\partial\phi}, \quad (3.70)$$

і, відповідно через дросельний вузол

$$\Delta G_{др.засл} = \frac{\partial G_{др.засл}}{\partial p_{новімф}} \cdot \Delta p_{новімф} + \frac{\partial G_{др.засл}}{\partial \beta} \cdot \Delta \beta. \quad (3.71)$$

Підставами вираження витрат, які зайшли з атмосфери і проходять через серцевину фільтруючого елемента, в рівняння (3.64) і (3.65). Тоді, диференціальні рівняння збільшення витрати свіжого заряду в серцевині ФЕПФ можна представити у вигляді:

для ДВЗ зі стандартним ГБО

$$\begin{aligned} \frac{V_{\phi}}{R \cdot T_{\phi}} \cdot \frac{d\Delta p_{новімф}}{dt} = & \frac{\partial G_a}{\partial p_{новімф}} \cdot \Delta p_{новімф} + \frac{\partial G_a}{\partial \beta} \cdot \Delta \beta + \frac{\partial G_a}{\partial p_{он.ф}} \cdot \Delta p_{он.ф} - \\ & - \frac{\partial G_{\partial\phi}}{\partial p_{новімф}} \cdot \Delta p_{новімф} - \frac{\partial G_{\partial\phi}}{\partial \beta} \cdot \Delta \beta - \frac{\partial G_{\partial\phi}}{\partial p_{\partial\phi}} \cdot \Delta p_{\partial\phi} \end{aligned} \quad ; \quad (3.72)$$

для ДВЗ з моно- і розподіленої подачею палива

$$\begin{aligned} \frac{V_{\phi}}{R \cdot T_{\phi}} \cdot \frac{d\Delta p_{новімф}}{dt} = & \frac{\partial G_a}{\partial p_{новімф}} \cdot \Delta p_{новімф} + \frac{\partial G_a}{\partial \beta} \cdot \Delta \beta + \frac{\partial G_a}{\partial p_{он.ф}} \cdot \Delta p_{он.ф} - \\ & - \frac{\partial G_{др.засл}}{\partial p_{новімф}} \cdot \Delta p_{новімф} - \frac{\partial G_{др.засл}}{\partial \beta} \cdot \Delta \beta \end{aligned} \quad . \quad (3.73)$$

Виразимо значення $\Delta p_{новімф}$, $\Delta p_{\partial\phi}$, $\Delta \beta$ і $\Delta p_{он.ф}$ через відносні координати

$$\overline{p_{новімф}} = \frac{\Delta p_{новімф}}{p_{0новімф}}; \quad \overline{p_{\partial\phi}} = \frac{\Delta p_{\partial\phi}}{p_{0\partial\phi}}; \quad \overline{\beta} = \frac{\Delta \beta}{\beta_0}; \quad \overline{p_{он.ф}} = \frac{\Delta p_{он.ф}}{p_{0он.ф}}, \quad (3.74)$$

де $\overline{p_{новімф}}$ – безрозмірна зміна тиску повітря в ФЕПФ; $\overline{p_{\partial\phi}}$ – безрозмірна зміна тиску свіжого заряду в найвужчому перерізі дифузора змішувача; $\overline{\beta}$ – безрозмірна зміна кута повороту дросельної заслінки;

$\overline{p_{оп.ф}}$ – безрозмірна зміна опір повітря ФЕВФ; індекс 0 – значення параметрів на сталих режимах роботи вузла.

Фактори стійкості повітряного фільтра запишемо наступними співвідношеннями

$$F_{новітф} = \frac{\partial G_{\partial\phi} - \partial G_a}{\partial p_{новітф}} \quad (3.75)$$

$$F_{1новітф} = \frac{\partial G_{\partial p.засл} - \partial G_a}{\partial p_{новітф}} \quad (3.76)$$

– для ДВЗ зі стандартним ГБО, а також для двигунів з моно- і розподіленої подачею палива.

Виразимо диференціальні рівняння зміни витрати свіжого заряду в серцевині ФЕ повітряного фільтра (3.70) і (3.71), використовуючи значення відносних координат (3.70) і факторів стійкості (3.71 і 3.72), тоді отримаємо: для ДВЗ зі стандартним ГБО

$$\begin{aligned} & \frac{V_{\phi} \cdot p_{0новітф}}{R \cdot T_{\phi}} \cdot \frac{d \overline{p_{новітф}}}{dt} + F_{новітф} \cdot \overline{p_{новітф}} \cdot p_{0новітф} = \\ & = \frac{\partial G_a}{\partial p_{\partial\phi}} \cdot \overline{p_{оп.ф}} \cdot p_{0оп.ф} + \left[\frac{\partial G_a - \partial G_{\partial\phi}}{\partial \beta} \right] \cdot \overline{\beta} \cdot \beta_0 - \frac{\partial G_{\partial\phi}}{\partial p_{\partial\phi}} \cdot \overline{p_{\partial\phi}} \cdot p_{0\partial\phi} \end{aligned} \quad ; \quad (3.77)$$

для ДВЗ з моно- і розподіленої подачею палива

$$\begin{aligned} & \frac{V_{\phi} \cdot p_{0новітф}}{R \cdot T_{\phi}} \cdot \frac{d \overline{p_{новітф}}}{dt} + F_{1новітф} \cdot \overline{p_{новітф}} \cdot p_{0новітф} = \\ & = \frac{\partial G_a}{\partial p_{\partial\phi}} \cdot \overline{p_{оп.ф}} \cdot p_{0оп.ф} + \left[\frac{\partial G_a - \partial G_{\partial p.засл}}{\partial \beta} \right] \cdot \overline{\beta} \cdot \beta_0 \end{aligned} \quad (3.78)$$

Після перетворень і поділу всіх складових на другий член рівняння отримаємо: для ДВЗ зі стандартним ГБО

$$\begin{aligned} & T_{новітф} \cdot \frac{d \overline{p_{новітф}}}{dt} + \overline{p_{новітф}} = K_{оп.ф} \cdot \overline{p_{оп.ф}} + \\ & + Q_{новітзасл} \cdot \overline{\beta} - Q_{\partial\phi} \cdot \overline{p_{\partial\phi}} \end{aligned} \quad (3.79)$$

для ДВЗ з моно- і розподіленою подачею палива

$$T_{новітф1} \cdot \frac{d \overline{P_{новітф}}}{dt} + \overline{P_{новітф}} = K_{он.ф} \cdot \overline{P_{он.ф}} + Q_{новітзасл} \cdot \overline{\beta}. \quad (3.80)$$

Отримані вираження є диференціальними рівняннями (ДР) збільшення витрат свіжого заряду в серцевині ФЕ повітряного фільтра в безрозмірних координатах: для ДВЗ зі стандартним ГБО; де, час реакції ФЕ повітряних фільтрів

$$T_{новітф} = \frac{V_{ф} \cdot P_{0новітф}}{R \cdot T_{ф} \cdot F_{новітф} \cdot P_{0новітф}} \quad \text{і} \quad T_{1новітф} = \frac{V_{ф} \cdot P_{0новітф}}{R \cdot T_{ф} \cdot F_{1новітф} \cdot P_{0новітф}} \quad -$$

характеризують інерційність фільтруючого елемента, встановленого спільно зі штатною ГБО, а також працює в поєднанні з ПА, яка виконує моно- або розподілену подачу палива.

Коефіцієнт посилення по зміні кута повороту дросельної заслінки

$$Q_{новітзасл} = \frac{\left(\frac{\partial G_a - \partial G_{\partial\phi}}{\partial \beta} \right) \cdot \beta_0}{F_{новітф} \cdot P_{0.новітф}} \quad - \text{характеризує ефективність впливу зміни}$$

кутового положення дросельної заслінки на фільтруючий елемент, що працює спільно з стандартним ГБО.

Коефіцієнти посилення опору фільтруючого елемента повітряного фільтра та зміни тиску робочого тіла в дифузорі змішувача

$$K_{он.ф} = \frac{\frac{\partial G_{\partial\phi}}{\partial p_{он}} \cdot P_{0он}}{F_{1новітф} \cdot P_{0.новітф}} \quad \text{і} \quad Q_{\partial\phi} = \frac{\frac{\partial G_{\partial\phi}}{\partial p_{новітф}} \cdot P_{0новітф}}{F_{новітф} \cdot P_{0.он.ф}} \quad - \text{характеризують}$$

вплив щільності матеріалу (фільтрувального паперу) на зміну аеродинамічного опору фільтруючого елемента і ефективність впливу зміни тиску свіжого заряду в дифузорі на фільтруючий елемент повітряного фільтра.

У операторній формі, рівняння (3.78 і 3.79) збільшення витрат свіжого заряду в серцевині фільтруючого елемента повітряного фільтра будуть мати такий вигляд: для ДВЗ зі стандартним ГБО

$$(T_{новітф} \cdot p + 1) \cdot \overline{P_{новітф}} = K_{оп.ф} \cdot \overline{P_{оп.ф}} + Q_{новітзасл} \cdot \overline{\beta} - Q_{оф} \cdot \overline{P_{оф}}; \quad (3.81)$$

для ДВЗ з моно- і розподіленої подачею палива

$$(T_{новітф} \cdot p + 1) \cdot \overline{P_{новітф}} = K_{оп.ф} \cdot \overline{P_{оп.ф}} + Q_{новітзасл} \cdot \overline{\beta}. \quad (3.82)$$

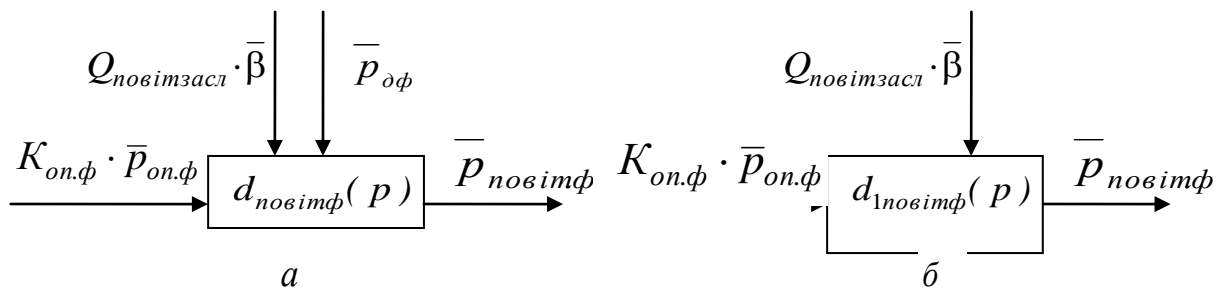
Де двочлени в дужках, взяті з рівнянь (3.81 і 3.82)

$$d_{новітф}(p) = (T_{новітф} \cdot p + 1) \quad (3.83)$$

$$d_{1новітф}(p) = (T_{1новітф} \cdot p + 1) \quad (3.84)$$

– є власними операторами ФЕПФ для ДВЗ зі стандартним ГБО, а також для двигунів з моно- і розподіленої подачею палива.

Спрощені зображення структурних схем ФЕПФ наведені на рис. 3.6.



a – для ДВЗ зі стандартним ГБО; *б* – для ДВЗ з безпосередньою, моно- і розподіленою подачею палива

Рисунок 3.6 – Спрощене зображення структурної схеми (або схематичне представлення процесу визначення технічного стану) ФЕПФ системи подачі повітря двигуна

3.2.2 Модель управління процесом зміни кутового прискорення положення поворотної заслінки дросельного вузла подачі суміші

На сталих режимах ДВЗ поворотна заслінка, встановлена на осі, всередині дросельного вузла, в залежності від зміни швидкісних і навантажувальних режимів роботи ЗТ, займає строго певне (задане) положення, при цьому дотримуватися умова статичної рівноваги [30].

Для поворотною заслінки умова статичної рівноваги можна виразити таким співвідношенням

$$M_{n.засл} - M_{реак} = 0 \text{ або } M_{n.засл} = M_{реак}, \quad (3.85)$$

де $M_{n.засл}$ – момент, що виникає на осі поворотної заслінки від набігаючого зустрічного потоку робочого тіла, що надходить в ДВЗ, Н·м; $M_{реак}$ – реактивний момент, створюваний зусиллям ноги водія (або від приводу електродвигуна і т.д.), Н·м.

Витрата суміші в перетині поворотною заслінки визначається співвідношенням, м³/с

$$G_{др.засл} = F_{др.засл} \cdot w_{др.засл} \cdot \rho_{др.засл}, \quad (3.86)$$

де $F_{др.засл}$ – площа прохідного перетину дросельного вузла, м²; $w_{др.засл}$ – швидкість потоку робочого тіла в перетині дросельної заслінки, м/с; $\rho_{др.засл}$ – щільність робочого тіла в перетині дросельного вузла, кг/м³.

Момент протидії, що виникає на осі поворотної заслінки від набігаючого зустрічного потоку робочого тіла можна виразити співвідношенням, Н·м

$$M_{реак} = c_{dz} \cdot \epsilon_{dz} \cdot \Delta p_{др.засл} \cdot F_{др.засл} + c_z \cdot (x_z + x_{z0}), \quad (3.87)$$

тут c_{dz} – коефіцієнт, що залежить від кута повороту заслінки; ϵ_{dz} – ширина заслінки, м; c_z – жорсткість пружини педалі циклової подачі палива, Н/м; x_z – максимальне переміщення важеля управління подачі палива, м; x_{z0} – початкове положення важеля управління з урахуванням попередньо стиснутої пружини, м; $\Delta p_{др.засл}$ – перепад тиску суміші в перетині розміщення заслінки, Па.

Момент, який необхідно прикласти водієві до осі поворотної заслінки для подолання моменту протидії, можна висловити залежністю

$$M_{n.засл} = P_{зусил} \cdot L, \quad (3.88)$$

де $P_{зусил}$ – зусилля, яке прикладене водієм до важеля педалі управління поворотною заслінки, що забезпечує регулювання (відкриття або перекриття) прохідного перетину горловини дросельного вузла, Н; L – важіль педалі управління, м.

У разі порушення статичної рівноваги диференціальне рівняння збільшення кутової швидкості поворотною заслінки можна представити таким співвідношенням

$$J_{засл} \cdot \frac{d\Delta\omega_{др.засл}}{dt} + k_z \cdot \Delta\omega_{др.засл} = (M_{н.засл} + \Delta M_{н.засл}) - (M_{реак} + \Delta M_{реак}), \quad (3.89)$$

де Δ – величина відхилення (елементарної зміни) перерахованих факторів від сталого значення в рівноважному режимі; $\omega_{др.засл}$ – кутова швидкість осі поворотної заслінки, c^{-1} ; dt – елементарний час, протягом якого здійснюється перехідний процес, с.

З курсу фізики відомо, що при елементарній зміні за часом кутову швидкість осі поворотної заслінки можна представити виразом

$$\omega_{др.засл} = \frac{d\beta}{dt}, \quad (3.90)$$

де β – кут повороту заслінки, град. пов.

Тоді, першу похідну кутової швидкості осі поворотної заслінки запишемо залежністю

$$\frac{d\omega_{др.засл}}{dt} = \frac{d^2\beta}{dt^2} = \varepsilon_{др.засл}, \quad (3.91)$$

де $\varepsilon_{др.засл}$ – кутове прискорення осі поворотної заслінки, c^{-2} .

Підставимо у вираження (3.90 і 3.91) в співвідношення (3.92) та запишемо

$$J_{засл} \cdot \frac{d^2\Delta\beta}{dt^2} + k_z \cdot \frac{d\Delta\beta}{dt} = (M_{н.засл} + \Delta M_{н.засл}) - (M_{реак} + \Delta M_{реак}), \quad (3.92)$$

Після спрощень отримаємо

$$J_{засл} \cdot \frac{d^2\Delta\beta}{dt^2} + k_z \cdot \frac{d\Delta\beta}{dt} = \Delta M_{н.засл} - \Delta M_{реак}. \quad (3.93)$$

Момент, прикладений водієм до осі поворотної заслінки залежить від: тиску робочого тіла в дросельному вузлі $p_{др.засл}$ зусилля, прикладеного до осі заслінки $P_{зусил}$ і кута повороту дросельної заслінки β

$$M_{н.засл} = f(\beta, p_{др.засл}, P_{зусил}). \quad (3.94)$$

На підставі цього, після спрощень, запишемо елементарну зміну

моменту, прикладеного до педалі важеля управління, яке необхідно докласти водієві, до осі поворотної заслінки з урахуванням малих відхилень

$$\Delta M_{n.засл} = \frac{\partial M_{n.засл}}{\partial p_{др.засл}} \cdot \Delta p_{др.засл} + \frac{\partial M_{n.засл}}{\partial \beta} \cdot \Delta \beta + \frac{\partial M_{n.засл}}{\partial P_{усил}} \cdot \Delta P_{усил}. \quad (3.95)$$

Момент протидії, створюваний рухається робочим тілом в дросельному вузлі поворотною заслінки залежить від: перепаду тиску $\Delta p_{др.засл}$ робочого тіла в вузлі і кута повороту дросельної заслінки β

$$M_{реак} = f \cdot (p_{др.засл}, \beta). \quad (3.96)$$

Тоді, після спрощень запишемо елементарну зміну витрати робочого тіла проходить через дросельний вузол при малих відхиленнях

$$\Delta M_{реак} = \frac{\partial M_{реак}}{\partial p_{др.засл}} \cdot \Delta p_{др.засл} + \frac{\partial M_{реак}}{\partial \beta} \cdot \Delta \beta_z. \quad (3.97)$$

Підставами вираження моментів прикладених до дросельного вузла в рівняння (3.93). Тоді, диференціальне рівняння (ДР) збільшення кутового прискорення поворотною заслінки можна представити у вигляді

$$\begin{aligned} J_{засл} \cdot \frac{d^2 \Delta \beta}{dt^2} + k_z \cdot \frac{d \Delta \beta}{dt} = \frac{\partial M_{n.засл}}{\partial p_{др.засл}} \cdot \Delta p_{др.засл} + \frac{\partial M_{n.засл}}{\partial \beta} \cdot \Delta \beta + \\ + \frac{\partial M_{n.засл}}{\partial P_{усил}} \cdot \Delta P_{усил} - \frac{\partial M_{реак}}{\partial p_{др.засл}} \cdot \Delta p_{др.засл} - \frac{\partial M_{реак}}{\partial \beta} \cdot \Delta \beta \end{aligned} \quad (3.98)$$

Виразимо значення $\Delta p_{др.засл}$, $\Delta P_{зусил}$ і $\Delta \beta$ через відносні координати

$$\overline{p_{др.засл}} = \frac{\Delta p_{др.засл}}{P_{0др.засл}}; \overline{P_{зусил}} = \frac{\Delta P_{зусил}}{P_{0зусил}}; \overline{\beta} = \frac{\Delta \beta}{\beta_0}, \quad (3.99)$$

де $\overline{p_{др.засл}}$ – безрозмірна зміна перепаду тиску робочого тіла перед поворотною заслінкою; $\overline{P_{зусил}}$ – безрозмірна зміна зусилля на педаль управління в дросельному вузлі; $\overline{\beta}$ – безрозмірна зміна кута повороту дросельної заслінки; індекс 0 – значення параметрів на сталих режимах роботи поворотною заслінки.

Фактор стійкості поворотною заслінки запишемо співвідношенням

$$F_{др.засл} = \frac{\partial M_{реак} - \partial M_{п.засл}}{\partial \beta}. \quad (3.100)$$

Виразимо диференціальне рівняння збільшення кутового прискорення поворотною заслінки (3.98), використовуючи значення відносних координат (3.99) і фактора стійкості (3.100), наступним співвідношенням

$$\begin{aligned} J_{засл} \cdot \beta_0 \cdot \frac{d^2 \bar{\beta}}{dt^2} + k_z \cdot \frac{d\bar{\beta}}{dt} \beta_0 + F_{др.засл} \cdot \bar{\beta} \cdot \beta_0 = \\ = \frac{(\partial M_{п.засл} - \partial M_{реак})}{\partial p_{др.засл}} \cdot p_{др.засл} \cdot p_{0др.засл} + \frac{\partial M_{п.засл}}{\partial p_{зусил}} \cdot p_{зусил} \cdot p_{0зусил} \end{aligned} \quad (3.101)$$

Отриманий вираз є диференціальним рівнянням збільшення кутового прискорення поворотною заслінки дросельного вузла в безрозмірних координатах

$$T^2_{др.засл} \cdot \frac{d^2 \bar{\beta}}{dt^2} + T_{к.засл} \cdot \frac{d\bar{\beta}}{dt} + K_{др.засл} \cdot \bar{\beta} = Q_{др.засл} \cdot p_{др.засл} + p_{зусил}. \quad (3.102)$$

Де, час реакції і, відповідно, час катаракта поворотною заслінки

$$T^2_{др.засл} = \frac{J_{засл} \cdot \beta_0}{\frac{\partial M_{п.засл}}{\partial p_{зусил}} \cdot p_{0зусил}} \quad \text{і} \quad T_{к.засл} = \frac{k_z \cdot \beta_0}{\frac{\partial M_{п.засл}}{\partial p_{зусил}} \cdot p_{0зусил}} - \text{характеризують}$$

швидкість спрацьовування рухомих деталей (РД) і інерційність РД дросельного вузла;

Коефіцієнт самовирівнювання дросельної заслінки

$$K_{др.засл} = \frac{F_{др.засл} \cdot \beta_0}{\frac{\partial M_{п.засл}}{\partial p_{зусил}} \cdot p_{0зусил}} - \text{характеризує здатність поворотної заслінки}$$

підтримувати заданий рівноважний режим.

Коефіцієнт посилення по зміні тиску РТ в перерізі дросельної заслінки

$$Q_{др.засл} = \frac{\left(\frac{\partial M_{п.засл} - \partial M_{реак}}{\partial p_{др.засл}} \right) \cdot p_{0др.засл}}{\frac{\partial M_{п.засл}}{\partial p_{зусил}} \cdot p_{0зусил}} - \text{характеризує ефективність впливу}$$

зміни тиску від моменту, прикладеного до осі поворотної заслінкою.

У операторній формі записи, рівняння (3.102) збільшення кутового прискорення поворотною заслінкою представимо наступним вираженням

$$(T^2_{др.засл} \cdot p^2 + T_{к.засл} \cdot p + K_{др.засл}) \cdot \bar{\beta} = Q_{др.засл} \cdot \overline{p_{др.засл}} + \overline{p_{зусил}} \quad (3.103)$$

Де тричлен в дужках, взятий з рівняння (4.103)

$$d_{др.засл}(p) = T^2_{др.засл} \cdot p^2 + T_{к.засл} \cdot p + K_{др.засл} \quad (3.104)$$

– є власним оператором поворотною заслінкою дросельного вузла.

Спрощене зображення структурної схеми поворотною заслінкою дросельного вузла наведено на рис. 3.7.

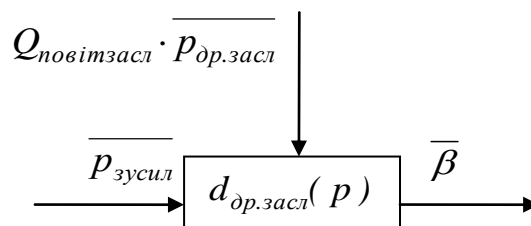


Рисунок 3.7 – Спрощене зображення структурної схеми (або схематичне представлення процесу визначення технічного стану) поворотної заслінки дросельного вузла системи подачі повітря ДВЗ

3.2.3 Модель управління процесом зміни витрати робочого тіла у впускному колекторі ДВЗ

У технічній літературі наведено вирішення завдань розрахунку перехідних процесів, безнадувних і надувних варіантів дизелів, з використанням диференціального рівняння впускного колектора [222].

Щоб використовувати дане ДР для спільного дослідження з газовим ДВЗ, в останнє, були внесені зміни, сутність яких викладена в підрозділі 3.2.3.

Стабільність роботи впускного колектора визначається співвідношенням кількості робочого тіла (РТ) надходить у вигляді газоповітряної суміші G_d , споживаної в одиницю часу власне двигуном, і кількістю РТ $G_{новімф}$, що зайшло у внутрішню порожнину V_b впускного колектора з повітряного фільтра.

На сталому режимі роботи ДВЗ у внутрішньому обсязі впускного колектора встановлюється тиск, який можна виразити співвідношенням

$$p_{a0} = p_0 - \Delta p_{a0}. \quad (3.105)$$

Кількість робочого тіла (РТ) у впускному колекторі може бути визначено з виразу

$$G = V_b \cdot \rho_a = \frac{V_b \cdot \mu}{R \cdot T_a} \cdot p_{a0} = \frac{V_b \cdot \mu}{R \cdot T_a} \cdot (p_0 - \Delta p_a), \quad (3.106)$$

де V_b – об'єм за дросельною частиною впускного колектора; ρ_{a0} – щільність повітря у впускному колекторі в сталому режимі ДВЗ.

При порушенні встановленого режиму роботи розрідження РТ у впускному колекторі набуває прирощення $\Delta(\Delta p_a)$

$$p_a = p_0 - \Delta p_a - \Delta(\Delta p_a). \quad (3.107)$$

Це призводить до зміни маси робочого тіла, зосередженого в колекторі, на величину dG за елементарний інтервал часу

$$\frac{dG}{dt} = -\frac{V_b \cdot \mu}{R \cdot T_a} \cdot \frac{d\Delta(\Delta p_a)}{dt} = \Delta G_{\text{новимф}} - \Delta G_{\text{д}}, \quad (3.108)$$

де $\Delta G_{\text{новимф}}$ – відхилення кількості повітря, що надійшло з повітряного фільтра в колектор, від значення цієї величини в сталому режимі; $\Delta G_{\text{д}}$ – відхилення кількості повітря, що надійшло з колектора в циліндри двигуна, від значення цієї величини в сталому режимі.

Надходження повітря у впускний колектор залежить від розрідження Δp_a і гідравлічного опору, яке визначається, крім конструктивних особливостей впускного колектора, кутовим положенням дросельної заслінки β

$$G_B = f(\Delta p_a, \beta). \quad (3.109)$$

Після розкладання цієї залежності в ряд Тейлора і подальшої лінеаризації отримаємо

$$\Delta G_B = \frac{\partial G_B(p_{a0}, \beta_0)}{\partial \Delta p_a} \cdot \Delta(\Delta p_a) + \frac{\partial G_B(p_{a0}, \beta_0)}{\partial \beta} \cdot \Delta \beta. \quad (3.110)$$

Витрата повітря, що надходить з впускного колектора в циліндри двигуна

$$G_D = \frac{i \cdot V_h \cdot \rho_a}{\pi \cdot \tau_D} \cdot \eta_v \cdot \omega, \quad (3.111)$$

де щільність повітря у впускному колекторі

$$\rho_a = \frac{\mu}{R \cdot T_a} \cdot (p_0 - \Delta p_a). \quad (3.112)$$

Зміна ΔG_D витрати повітря, що надходить з впускного колектора, в циліндри двигуна обумовлено зміною швидкісного режиму $\Delta \omega$, щільністю повітря у впускному колекторі Δp_a і коефіцієнтом наповнення циліндра $\Delta \eta_v$. Отже, розклавши отриману залежність в ряд Тейлора і обмежившись, в силу малості відхилення від усталеного режиму, тільки першими членами розрідження можна записати

$$\Delta G_D = \frac{G_D(p_{a0}, \omega_0)}{\omega_0} \cdot \Delta \omega - \left(\frac{G_D(p_{a0}, \omega_0)}{p_{a0}} \cdot \frac{\mu}{R \cdot T_a} + \frac{G_D(p_{a0}, \omega_0)}{\eta_{v0}} \cdot K_{h2} \right) \cdot \Delta(\Delta p_a), \quad (3.113)$$

де $G(p_{a0}, \omega_0)$ – витрата повітря, що надходить з впускного колектора в циліндри двигуна при сталому режимі.

Враховуючи вираження для ΔG_B запишемо диференціальне рівняння, що описує зміну збільшення витрати робочого тіла у впускному колекторі при порушенні встановленого режиму

$$\begin{aligned} & \frac{V_b \cdot \mu}{R \cdot T_a} \cdot \frac{d\Delta(\Delta p_a)}{dt} + \left(\frac{\partial G_B(p_{a0}, \beta_0)}{\partial \Delta p_a} + \frac{G_D(p_{a0}, \omega_0)}{p_{a0}} \cdot \frac{\mu}{R \cdot T_a} + \frac{G_D(p_{a0}, \omega_0)}{\eta_{v0}} \cdot K_{h2} \right) \cdot \\ & \cdot \Delta(\Delta p_a) = \frac{G_D(p_{a0}, \omega_0)}{\omega_0} \cdot \Delta \omega - \frac{G_B(p_{a0}, \beta_0)}{\beta_0} \cdot \Delta \beta \end{aligned} \quad (3.114)$$

Необхідною умовою стійкості рішень даного рівняння є позитивність коефіцієнта $\Delta(\Delta p_a)$

$$\frac{\partial G_B(p_{a0}, \beta_0)}{\partial \Delta p_a} + \frac{G_D(p_{a0}, \omega_0)}{p_{a0}} \cdot \frac{\mu}{R \cdot T_a} + \frac{G_D(p_{a0}, \omega_0)}{\eta_{v0}} \cdot K_{h2} > 0. \quad (3.115)$$

Після приведення диференціального рівняння збільшення тиску робочого тіла у впускному колекторі до безрозмірною формі, отримаємо

$$T_B \cdot \overline{p_a} + \overline{p_a} = k_{B\omega} \cdot \overline{\omega} - k_{B\beta} \cdot \overline{\beta}, \quad (3.116)$$

$$\text{де } T_B = \frac{V_b \cdot \mu}{R \cdot T_a \cdot \left(\frac{\partial G_B(p_{a0}, \beta_0)}{\partial \Delta p_a} + \frac{G_D(p_{a0}, \omega_0)}{\eta_{v0}} \cdot K_{h2} \right) + \frac{\mu \cdot G_D(p_{a0}, \omega_0)}{p_{a0}}} \quad \text{— час}$$

реакції впускного колектора газового ДВЗ, характеризує інерційність вузла в системі подачі повітря;

$$k_{B\omega} = \frac{G_D(p_{a0}, \omega_0)}{\Delta p_{a0} \cdot \left(\frac{\partial G_B(p_{a0}, \beta_0)}{\partial \Delta p_a} + \frac{G_D(p_{a0}, \omega_0)}{p_{a0}} \cdot \frac{\mu}{R \cdot T_a} + \frac{G_D(p_{a0}, \omega_0)}{\eta_{v0}} \cdot K_{h2} \right)} \quad \text{—}$$

безрозмірний коефіцієнт, що характеризує вплив зміни швидкості обертання колінчастого вала на приріст розрідження у впускному колекторі;

$$k_{B\beta} = \frac{\partial G_B(p_{a0}, \beta_0)}{\partial \beta} \cdot \frac{\beta_0}{\Delta p_{a0} \cdot \left(\frac{\partial G_B(p_{a0}, \beta_0)}{\partial \Delta p_a} + \frac{G_D(p_{a0}, \omega_0)}{p_{a0}} \cdot \frac{\mu}{R \cdot T_a} + \frac{G_D(p_{a0}, \omega_0)}{\eta_{v0}} \cdot K_{h2} \right)} \quad \text{—}$$

безрозмірний коефіцієнт, що характеризує вплив зміни кутового положення дросельної заслінки на приріст розрідження у впускному колекторі.

У операторній формі записи рівняння (3.47) буде мати вигляд

$$(T_B \cdot p + 1) \cdot \bar{p}_a = k_{B\omega} \cdot \bar{\omega} - k_{B\beta} \cdot \bar{\beta}, \quad (3.117)$$

Де, двочлен в дужках, взятий з рівняння (4.117) (4.55)

$$d_B(p) = (T_B \cdot p + 1) \quad (3.118)$$

— є власним оператором впускного колектора газового двигуна.

Спрощене зображення структурної схеми впускного колектора газового двигуна приведено на рис. 3.8.

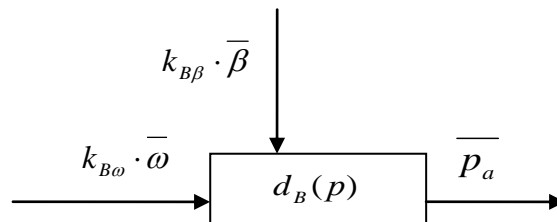


Рисунок 3.8 – Спрощене зображення структурної схеми (або схематичне представлення процесу визначення технічного стану) впускного колектора газового двигуна

За допомогою вищенаведеного операційного рівняння першого

ступеня, можна досліджувати динамічні властивості перехідних процесів у впускних колекторах газових ДВЗ.

3.3 Математичні моделі управління процесами в вузлах системи подачі палива ДВЗ

3.3.1 Модель управління процесом прискорення зворотно-поступового руху перепускного клапану редуктора низького тиску подачі газу

Витрату, яке здатний забезпечити прохідний перетин перепускного клапана 2-й (або 3-й) ступені ГРНТ можна визначити, якщо використовувати значення ходу (підйому) тарілки перепускного клапана. Тоді розрахункова залежність витрати газу набуде вигляду [17], м³/год.

$$G_{\text{зод}} = F_n \cdot \rho_{\text{з2}} \cdot w_{\text{з2}} = \pi \cdot D_{\text{кл}} \cdot x_1 \cdot \cos \varphi_1 \cdot \rho_{\text{з2}} \cdot w_{\text{з2}}, \quad (3.119)$$

де $D_{\text{кл}}$ – діаметр перепускного клапана, м; x_1 – переміщення тарілки клапана 2-й (або 3-й) ступені ГРНТ, м; φ_1 – кут нахилу посадочної поверхні перепускного клапана, град; $w_{\text{з2}}$ – швидкість витікання газу через прохідний перетин перепускного клапана 2-й (або 3-й) ступені газового редуктора, м/с; $\rho_{\text{з2}}$ – щільність газу в 2-й (або 3-й) ступені газового редуктора, кг/м³.

Звідки, переміщення тарілки клапана 2-й (або 3-й) ступені ГРНТ відповідно дорівнює, м

$$x_1 = \frac{G_{\text{зод}}}{\pi \cdot D_{\text{кл}} \cdot \cos \varphi_1 \cdot \rho_{\text{з2}} \cdot w_{\text{з2}}}. \quad (3.120)$$

На сталих режимах роботи газового редуктора результуючу силу можна розглядати як різницю закриваючої $P_{\text{зак}}$ і відкриваючої $P_{\text{відк}}$ сил впливають на регулюючий орган (при якому дотримується умова статичної рівноваги), Н

$$P_{\text{зак}} - P_{\text{відк}} = 0, \quad (3.121)$$

де $P_{\text{зак}}$ і $P_{\text{відк}}$ – закриваюча і відкриваюча сили, прикладені до мембрани регулятора 2-й (або 3-й) ступені ГРНД, Н.

Закриваюча $P_{зак}$ сила, прикладена до регулюючого органу відповідно дорівнює, Н

$$P_{зак} = p_k \cdot S_M + c_1 \cdot (x_1 - x_0), \quad (3.122)$$

де x_0 – зміна робочого ходу регулятора від попередньої «затягування» пружини, м; c_1 – жорсткість системи (Н/м), є нелінійної функцією переміщення, Н/м; p_k – розрядження у впускному колекторі ДВЗ, Па; S_M – ефективна площа мембрани 2-й (або 3-й) ступеня регулятора тиску, м².

Відкриваюча $P_{відк}$ сила, прикладена до регулюючого органу відповідно дорівнює, Н

$$P_{відк} = p_{22} \cdot S_k, \quad (3.123)$$

тут S_k – площа тарілки клапана перепуску, м²; p_{22} – тиск газу в 2-й (або 3-й) камері ГРНТ, Па.

На невстановлених режимах додаткове розрядження виникають в дифузорі при роботі ДВЗ, в точці прикладання регулюючого органу, створює приріст сили, що діє, на регулятор, тоді диференціальне рівняння прискорення поступального руху перепускового клапана газового редуктора низького тиску (ГРНТ) можна представити у вигляді:

$$m_1 \cdot \frac{d^2 \Delta x_1}{dt} + k_1 \cdot \frac{d \Delta x_1}{dt} = (P_{зак} - \Delta P_{зак}) - (P_{відк} - \Delta P_{відк}). \quad (3.124)$$

У цьому рівнянні параметри означають: t – час реакції системи, с; m_1 – маса рухомих частин 2-й (або 3-й) ступеня регулятора, кг; k_1 – коефіцієнт в'язкого тертя, який визначається конструкцією ущільнення між штоком і камерами; Δ – величина відхилення (елементарного зміни) перерахованих факторів від сталого значення в рівноважному режимі.

Після незначних спрощень, диференціальне рівняння (другого порядку) прискорення поступального руху перепускового клапана ГРНД можна представити у вигляді:

$$m_1 \cdot \frac{d^2 \Delta x_1}{dt} + k_1 \cdot \frac{d \Delta x_1}{dt} = \Delta P_{зак} - \Delta P_{відк}. \quad (3.125)$$

Відкриваюча сила, що виникає в редукторі залежить від: тиску p_{22} газу в 2-й (або 3-й) ступені ГРНТ, ходу клапана x_1 і кута повороту дросельної заслінки β

$$P_{\text{відк}} = f(p_{\text{з2}}, x_1, \beta). \quad (3.126)$$

При малих значеннях відхилень $\Delta p_{\text{з2}}$, Δx_1 і $\Delta \beta$, отриману залежність можна лінеаризувати і спростити, в результаті чого, приріст відкриваючої сили $\Delta P_{\text{відк}}$, визначається простим вираженням

$$\Delta P_{\text{відк}} = \frac{\partial P_{\text{відк}}}{\partial p_{\text{з2}}} \cdot \Delta p_{\text{з2}} + \frac{\partial P_{\text{відк}}}{\partial x_1} \cdot \Delta x_1 + \frac{\partial P_{\text{відк}}}{\partial \beta} \cdot \Delta \beta. \quad (3.127)$$

Закриваюча сила, що виникає в редукторі залежить від: розрядження в порожнині впускного колектора $p_{\text{к}}$, ходу клапана x_1 і кута повороту дросельної заслінки β

$$P_{\text{зак}} = f \cdot (p_{\text{к}}, x_1, \beta). \quad (3.128)$$

При малих значеннях відхилень $\Delta p_{\text{к}}$, Δx_1 і $\Delta \beta$, розкладання можна лінеаризувати і спростити, в результаті чого, приріст закриває сили $\Delta p_{\text{зак}}$, визначається простим вираженням

$$\Delta P_{\text{зак}} = \frac{\partial P_{\text{зак}}}{\partial p_{\text{к}}} \cdot \Delta p_{\text{к}} + \frac{\partial P_{\text{зак}}}{\partial x_1} \cdot \Delta x_1 + \frac{\partial P_{\text{зак}}}{\partial \beta} \cdot \Delta \beta. \quad (3.129)$$

Виразимо значення $\Delta p_{\text{к}}$, $\Delta p_{\text{з2}}$, Δx_1 і $\Delta \beta$ через відносні координати

$$\overline{p_{\text{к}}} = \frac{\Delta p_{\text{к}}}{p_{0\text{к}}}; \quad \overline{p_{\text{з2}}} = \frac{\Delta p_{\text{з2}}}{p_{0\text{з2}}}; \quad \overline{x_1} = \frac{\Delta x_1}{x_{01}}; \quad \overline{\beta} = \frac{\Delta \beta}{\beta_0}, \quad (3.130)$$

де $\overline{p_{\text{к}}}$ – безрозмірна зміна розрядження суміші в порожнині впускного колектора; $\overline{p_{\text{з2}}}$ – безрозмірна зміна тиску газу в 2-й (або 3-й) ступені ГНРТ; $\overline{x_1}$ – безрозмірна зміна ходу клапана перепуску газу в ГНРТ, $\overline{\beta}$ – безрозмірна зміна кута повороту дросельної заслінки.

Виразимо диференціальне рівняння прискорення поступального руху перепускового клапана ГНРТ, використовуючи значення відносних координат, тоді отримаємо

$$m_1 \cdot \frac{d^2 \Delta x_1}{dt^2} + \kappa_1 \cdot \frac{d \Delta x_1}{dt} = \frac{\partial P_{\text{зак}}}{\partial p_{\text{к}}} \cdot \Delta p_{\text{к}} + \frac{\partial P_{\text{зак}}}{\partial x_1} \cdot \Delta x_1 + \frac{\partial P_{\text{відк}}}{\partial \beta} \cdot \Delta \beta - \frac{\partial P_{\text{відк}}}{\partial p_{\text{з2}}} \cdot \Delta p_{\text{з2}} - \frac{\partial P_{\text{відк}}}{\partial x_1} \cdot \Delta x_1 - \frac{\partial P_{\text{зак}}}{\partial \beta} \cdot \Delta \beta. \quad (3.131)$$

Після найпростіших перетворень, маємо таке вираження

$$m_1 \frac{d^2 \Delta x_1}{dt^2} + k_1 \cdot \frac{d \Delta x_1}{dt} + \left(\frac{\partial P_{\text{відк}} - \partial P_{\text{зак}}}{\partial x_1} \right) \cdot \Delta x_1 = \frac{\partial P_{\text{зак}}}{\partial p_{\kappa}} \cdot \Delta p_{\kappa} + \left(\frac{\partial P_{\text{зак}} - \partial P_{\text{відк}}}{\partial \beta} \right) \cdot \Delta \beta - \frac{\partial P_{\text{відк}}}{\partial p_{\varepsilon 2}} \cdot \Delta p_{\varepsilon 2} \quad (3.132)$$

Фактор стійкості ГРНТ тиску представлений співвідношенням

$$F_{Pd} = \frac{\partial P_{\text{відк}} - \partial P_{\text{зак}}}{\partial x_1} \quad (3.133)$$

Підставимо вираження фактора стійкості (3.133) в рівняння (3.132), тоді останнім набуде вигляду

$$m_1 \frac{d^2 \Delta x_1}{dt^2} + k_1 \cdot \frac{d \Delta x_1}{dt} + F_{Pd} \cdot \Delta x_1 = \frac{\partial P_{\text{зак}}}{\partial p_{\kappa}} \cdot \Delta p_{\kappa} + \left(\frac{\partial P_{\text{зак}} - \partial P_{\text{відк}}}{\partial \beta} \right) \cdot \Delta \beta - \frac{\partial P_{\text{відк}}}{\partial p_{\varepsilon 2}} \cdot \Delta p_{\varepsilon 2} \quad (3.134)$$

– отримане вираження є диференціальним рівнянням прискорення поступального руху перепускного клапана (ППРПК) ГРНТ.

Розділимо всі складові цього вираження на третій член рівняння, тоді отримаємо

$$T_{p2}^2 \cdot \frac{d^2 \bar{x}_1}{dt^2} + T_{p1} \cdot \frac{d \bar{x}_1}{dt} + \bar{x}_1 = K_{p\kappa} \cdot \bar{p}_{\kappa} + K_{\beta} \cdot \bar{\beta} - K_{\varepsilon 2} \cdot \bar{p}_{\varepsilon 2} \quad (3.135)$$

– ДР ППРПК 2-й (або 3-й) ступені ГРНТ.

$$\text{Тут, } T_{p2}^2 = \frac{m_1 \cdot x_{10}^2}{\frac{\partial P_{\text{відк}} - \partial P_{\text{зак}}}{\partial x_1}} \text{ і } T_{p1} = \frac{k_1 \cdot x_{10}}{\frac{\partial P_{\text{відк}} - \partial P_{\text{зак}}}{\partial x_1}} \text{ – час реакції і час катаракта}$$

ГРНТ, характеризують інерційні властивості рухомих частин і в'язкі властивості матеріалу рухомий мембрани газового редуктора;

$$K_{p\kappa} = \frac{p_{\kappa 0} \cdot \frac{\partial P_{\text{зак}}}{\partial p_{\kappa}}}{\left(\frac{\partial P_{\text{відк}} - \partial P_{\text{зак}}}{\partial x_1} \right)}, \quad K_{\beta} = \frac{\beta_0 \cdot \left(\frac{\partial P_{\text{зак}} - \partial P_{\text{відк}}}{\partial \beta} \right)}{\left(\frac{\partial P_{\text{відк}} - \partial P_{\text{зак}}}{\partial x_1} \right)}, \quad K_{\varepsilon 2} = \frac{p_{\varepsilon 2 0} \cdot \frac{\partial P_{\text{відк}}}{\partial p_{\varepsilon 2}}}{\left(\frac{\partial P_{\text{відк}} - \partial P_{\text{зак}}}{\partial x_1} \right)}$$

– коефіцієнти посилення, характеризують вплив зміни розрядження у впускному колекторі, кута повороту дросельної заслінки і тиску газу в 2-й (або 3-й) ступені ГРНТ.

У операторній формі записи, рівняння (3.135) ППРПК 2-й (або 3-й)

ступені ГРНТ представимо наступним вираженням

$$(T_{p2}^2 \cdot P^2 + T_{p1} \cdot P + 1) \cdot \bar{x}_1 = K_{pk} \cdot \bar{p}_k + K_{\beta} \cdot \bar{\beta} - K_{z2} \cdot \bar{p}_{z2} \quad (3.136)$$

Де, тричлен в дужках, взятий з вираження (3.136)

$$d_p(p) = (T_{p2}^2 \cdot P^2 + T_{p1} \cdot P + 1) \quad (3.137)$$

– є власним оператором ГРНТ.

Спрощене зображення структурної схеми ГРНТ наведено на рис. 3.9.

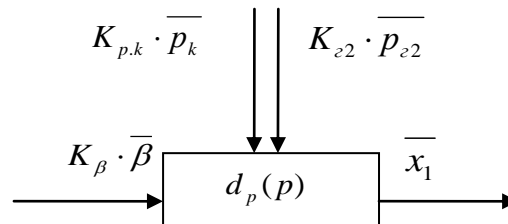


Рисунок 3.9 – Спрощене зображення структурної схеми (або схематичне представлення процесу визначення технічного стану) ГРНТ системи подачі газу в ДВЗ

3.3.2 Модель управління процесом прискорення зворотно-поступового руху клапана-сердечника електромагнітного дозатора подачі газу

Електромагнітні дозатори газу (використовуються в системах харчування ДВЗ), безперервно працюють в циклічному ритмі, – поперемінного відкриття або закриття клапана дозатора [17, 27, 28]. Тому циклічний режим роботи дозатора, коли якорь-сердечник знаходиться в крайніх (верхньої або нижньої) точках (станах спокою) можна описати, використовуючи наступні рівняння умовної статичної рівноваги системи в момент початку відкриття клапана дозатора

$$F_{pr.min} + P_{ваг} + P_3 + R_{c.kl} = F_{el.n} \quad (3.138)$$

– система описується рівнянням статичної рівноваги на початку відкриття клапана ЕДГ;

Де: $P_{ваг}$ – сила власної ваги якоря-сердечника клапана, Н; $R_{c.kl}$ – реакція опори, що передається на сідло клапана, від сили власної ваги якоря-сердечника і

попереднього затягування пружини, Н; $R_{упор}$ – реакція на упори електромагніту, що виникає від впливу попередньо стиснутої пружини, яка притискає сердечник до сидла клапана дозатора, Н; $F_{pr.max}$ – зусилля, що виникає від попередньо стиснутої пружини при впливі на її магнітовтягуючої сили, Н; $F_{pr.min}$ – зусилля, що створюється попередньо стислою пружиною, Н; P_3 – закриваюча сила, що діє на клапан від тиску газу знаходиться в рампі, Н; $F_{el.n}$ – магнітовтягуюча сила, що виникає в обмотці збудження при подачі на неї напруги, Н.

Для дослідження перехідних процесів якоря-сердечника ЕДГ складемо диференціальне рівняння. Причому фахівців цікавить тільки в момент відкриття якоря-сердечника дозатора.

Для клапана, що відкриває прохідний перетин жиклера дозатора, запишемо рівняння в наступному вигляді

$$M_d \cdot \frac{d^2 z_d}{dt^2} + k_t \cdot \frac{dz_d}{dt} + F_{pr.max} = F_{el.n} - F_{pr.min} - F_{mp} - P_{газ} - P_3 - R_{c.kl}, \quad (3.139)$$

де z_d – переміщення штока клапана подачі газу, м; F_{mp} – сила в'язкісного тертя газу при перетіканні його між корпусом і сердечником, Н; M_d – маса рухомих частин клапана дозатора, кг; k_t – коефіцієнт сухого тертя між корпусом і клапаном-сердечником.

На неусталених (перехідних) режимах роботи ЕДГ в процесі відкриття клапана, магніторушійної силою якір-сердечник пересувається на величину Δz , у міру руху, пересуваючись в глиб обмотки, сердечник перетинається (контактує) з додатковою кількістю витків Δw_v обмотки збудження електромагніта. Це призводить до збільшення магнітовтягуючої сили $\Delta F_{el.n}$, впливає на якір-сердечник. В процесі чого, приріст (або зменшення) отримали наступні складові системи:

$$F_{el.n} = F_{el.n0} + \Delta F_{el.n}; F_{pr.max} = F_{pr.max0} + \Delta F_{pr.max}; P_3 = P_{30} - \Delta P_3, \quad (3.140)$$

де $F_{el.n0}$; $F_{pr.max0}$ і P_{30} – відповідно магнітовтягуюча сила; зусилля, що отримується від максимально стислої пружини; зусилля, з яким перетікає робоче тіло (газ) впливає на клапан; 0 – значення параметрів на сталих режимах роботи вузла.

Решта складових системи збільшення не отримали:

$$P_{ваз} = P_{ваз0} \text{ і } R_{c.kl} = R_{c.kl0}. \quad (3.141)$$

Підстановка виразів (3.140) в співвідношення (3.141), призводить рівняння прискорення поступального руху клапана-сердечника електромагнітного дозатора газу, до виду (умова 1)

$$\begin{aligned} M_d \cdot \frac{d^2(\Delta z_d)}{dt^2} + k_t \cdot \frac{d(\Delta z_d)}{dt} + (F_{pr.max0} + \Delta F_{pr.max}) = \\ = (F_{el.n0} + \Delta F_{el.n}) - F_{pr.min0} - (F_{mp} + \Delta F_{mp}) - P_{веч0} - (P_3 - \Delta P_3) - R_{c.kl0} \end{aligned} \quad (3.142)$$

де Δ – величина відхилення (елементарного зміни) перерахованих факторів від сталого значення в рівноважному режимі.

Якщо врахувати в отриманому вираженні (3.142) рівняння умовного статичної рівноваги (3.138), то після розкриття дужок отримаємо

$$M_d \cdot \frac{d^2 \Delta z_d}{dt^2} + k_t \cdot \frac{d(\Delta z_d)}{dt} + b_{np} \cdot \Delta z = \Delta F_{el.n} - \Delta F_{mp} - \Delta P_3. \quad (3.143)$$

Приріст сили $F_{el.n}$, виникає в обмотці ЕДГ залежить від: щільності ρ_g газу на вході в порожнину газової рампи; ходу клапана z_d ; закриваючої сили P_3 , діючої на клапан від тиску газу в рампі; сили в'язкісного тертя F_{mp} , яка виникає між газом, бічними поверхнями корпусу електромагніта і штоком клапана подачі газу

$$F_{el.n} = f(\rho_g, z_d, P_3, F_{mp}). \quad (3.144)$$

На підставі цього, запишемо елементарну зміну відкриваючого зусилля яке впливає на клапан подачі газу

$$\begin{aligned} \Delta F_{el.n} = \Delta F_{el.n0} + \frac{\partial F_{el.n}}{\partial \rho_g} \cdot \Delta \rho_g + \frac{\partial F_{el.n}}{\partial z_d} \cdot \Delta z_d + \\ + \frac{\partial F_{el.n}}{\partial P_3} \cdot \Delta P_3 + \frac{\partial F_{el.n}}{\partial F_{mp}} \cdot \Delta F_{mp} \end{aligned} \quad (3.145)$$

при малих відхиленнях, отримаємо

$$\Delta F_{el.n} = \frac{\partial F_{el.n}}{\partial \rho_g} \cdot \Delta \rho_g + \frac{\partial F_{el.n}}{\partial z_d} \cdot \Delta z_d + \frac{\partial F_{el.n}}{\partial P_3} \cdot \Delta P_3 + \frac{\partial F_{el.n}}{\partial F_{mp}} \cdot \Delta F_{mp}. \quad (3.146)$$

Величина закриваючої сили P_3 , що виникає в дозаторі залежить від:

щільності газу в порожнині дозатора ρ_g , ходу клапана z_d , жорсткості пружини b_{pr} і сили в'язкісного тертя F_{mp} , яка виникає між газом, бічними поверхнями корпусу електромагніта і штоком клапана подачі газу

$$P_3 = f(p_g, z_d, b_{pr}, F_{mp}). \quad (3.147)$$

Розкладання функції ΔP_3 в ряд з подальшою її лінеаризацією, призводить вираження до виду

$$\Delta P_3 = \Delta P_{30} + \frac{\partial P_3}{\partial \rho_g} \cdot \Delta \rho_g + \frac{\partial P_3}{\partial z_d} \cdot \Delta z_d + \frac{\partial P_3}{\partial b_{pr}} \cdot \Delta b_{pr} + \frac{\partial P_3}{\partial F_{mp}} \cdot \Delta F_{mp}, \quad (3.148)$$

при малих відхиленнях системи, отримаємо

$$\Delta P_3 = \frac{\partial P_3}{\partial \rho_g} \cdot \Delta \rho_g + \frac{\partial P_3}{\partial z_d} \cdot \Delta z_d + \frac{\partial P_3}{\partial b_{pr}} \cdot \Delta b_{pr} + \frac{\partial P_3}{\partial F_{mp}} \cdot \Delta F_{mp}. \quad (3.149)$$

Виразимо значення $\Delta \rho_g$, Δz_d , Δp_3 , Δb_{pr} і ΔF_{mp} через відносні координати

$$\overline{\rho_g} = \frac{\Delta \rho_g}{\rho_{g0}}; \overline{z_d} = \frac{\Delta z_d}{z_{d0}}; \overline{p_3} = \frac{\Delta p_3}{p_{30}}; \overline{b_{pr}} = \frac{\Delta b_{pr}}{b_{pr0}}; \overline{F_{mp}} = \frac{\Delta F_{mp}}{F_{mp0}}, \quad (3.150)$$

де $\overline{\rho_g}$ – безрозмірна зміна щільності газу в рампі ЕДГ; $\overline{z_d}$ – безрозмірна зміна ходу клапана перепуску газу в ЕДГ; $\overline{p_3}$ – безрозмірна зміна закриває сили, що діє на клапан від тиску газів в рампі; $\overline{b_{pr}}$ – безрозмірна зміна жорсткості пружини клапана і безрозмірна зміна сили в'язкісного тертя $\overline{F_{mp}}$, яка виникає між газом, бічними поверхнями корпусу електромагніта і штоком клапана подачі газу.

Виразимо диференціальне рівняння прискорення поступального руху клапана-сердечника дозатора, використовуючи співвідношення (3.146 і 3.149), тоді отримаємо

$$M_d \frac{d^2 \Delta z_d}{dt^2} + k_t \cdot \frac{d(\Delta z_d)}{dt} + \left(\frac{\partial P_3}{\partial z_d} - \frac{\partial F_{el.n}}{\partial z_d} \right) \cdot \Delta z_d + b_{pr} \cdot \Delta z_d = \frac{\partial F_{el.n}}{\partial p_3} \cdot \Delta p_3 + \left(\frac{\partial F_{el.n}}{\partial \rho_g} - \frac{\partial P_3}{\partial \rho_g} \right) \cdot \Delta \rho_g + \frac{\partial F_{el.n}}{\partial F_{mp}} \cdot \Delta F_{mp} - \frac{\partial P_3}{\partial b_{pr}} \cdot \Delta b_{pr} - \frac{\partial P_3}{\partial F_{mp}} \cdot \Delta F_{mp} \quad (3.151)$$

Фактор стійкості дозатора газу (умова 1), дорівнює

$$F_{dg1} = \frac{\partial P_3 - \partial F_{el.n}}{\partial z_d} \quad (3.152)$$

Підставимо вираження фактора стійкості в рівняння прискорення поступального руху клапана-сердечника дозатора газу, тоді останнім набуде вигляду

$$M_d \frac{d^2 \Delta z_d}{dt_1^2} + k_t \cdot \frac{d(\Delta z_d)}{dt} + (F_{dg1} + b_{pr}) \cdot \Delta z_d = \frac{\partial F_{el.n}}{\partial p_3} \cdot \Delta p_3 + \left(\frac{\partial F_{el.n} - \partial P_3}{\partial \rho_g} \right) \cdot \Delta \rho_g - \frac{\partial P_3}{\partial b_{pr}} \cdot \Delta b_{pr} - \left(\frac{\partial F_{el.n} - \partial P_3}{\partial F_{mp}} \right) \cdot \Delta F_{mp} \quad (3.153)$$

Підставимо в отриману залежність (3.149), значення відносних координат (3.150), тоді дане рівняння запишемо у вигляді

$$M_d \cdot z_{d0}^2 \frac{d^2 \bar{z}_d}{dt_1^2} + k_t \cdot z_{d0} \cdot \frac{d\bar{z}_d}{dt} + z_{d0} \cdot (b_{pr} + F_{pd1}) \cdot \bar{z}_d = p_{30} \frac{\partial F_{el.n}}{\partial p_3} \cdot \bar{p}_3 + \rho_{g0} \cdot \left(\frac{\partial F_{el.n} - \partial P_3}{\partial \rho_g} \right) \cdot \bar{\rho}_g - b_{pr0} \cdot \frac{\partial P_3}{\partial b_{pr}} \cdot \bar{b}_{pr} - F_{mp0} \cdot \left(\frac{\partial F_{el.n} - \partial P_3}{\partial F_{mp}} \right) \cdot \bar{F}_{mp} \quad (3.154)$$

Розділимо всі складові цього виразу на четвертий член рівняння і спростимо останнім

$$T_{dg1}^2 \cdot \frac{d^2 \bar{z}_d}{dt_1^2} + T_{k.d1} \cdot \frac{d\bar{z}_d}{dt} + K_{mg1} \cdot \bar{z}_d = \bar{p}_3 + K_{pg} \cdot \bar{\rho}_g - K_{pr1} \cdot \bar{b}_{pr} - K_{mp1} \cdot \bar{F}_{mp} \quad (3.155)$$

– отримане співвідношення є диференціальним рівнянням прискорення поступального руху клапана-сердечника подачі газу, від початку до повного відкриття прохідного перетину жиклера електромагнітного дозатора.

$$\text{Де: } T_{dg1}^2 = \frac{z_{d0}^2 \cdot M_d}{p_{30} \cdot \frac{\partial F_{el.n}}{\partial p_3}} \quad - \text{ час реакції дозатора, характеризує}$$

швидкість спрацьовування рухомих частин, і витікання газу з каналу клапана подачі при відкритті ЕДГ;

$$T_{k.d1} = \frac{z_{d0} \cdot k_t}{p_{30} \cdot \frac{\partial F_{el/n}}{\partial p_3}} \quad - \text{ час катаракта дозатора, характеризує інерційні}$$

властивості рухомих частин, і опір закінченню газу в перерізі жиклера при відкритті ЕДГ;

коефіцієнти посилення

$$K_{mg1} = \frac{z_{d0} \cdot (b_{pr} + F_{pd})}{P_{30} \cdot \frac{\partial F_{el.n}}{\partial P_3}} \quad \text{і} \quad K_{\rho g} = \frac{\rho_{0g} \cdot \frac{\partial F_{el.n} - \partial P_3}{\partial \rho_3}}{P_{30} \cdot \frac{\partial F_{el.n}}{\partial P_3}} - \text{характеризують зміну впливу}$$

ходу штока клапана і щільності газу в рампі, на ефективність роботи ЕДГ;

коефіцієнти посилення

$$K_{b1} = \frac{b_{pr0} \cdot \left(\frac{\partial F_{el.n} - \partial P_3}{\partial b_{pr}} \right)}{P_{30} \cdot \frac{\partial F_{el.n}}{\partial P_3}} \quad \text{і} \quad K_{mp1} = \frac{F_{mp0} \cdot \frac{\partial P_3}{\partial F_{mp}}}{P_{30} \cdot \frac{\partial F_{el.n}}{\partial P_3}} - \text{характеризують вплив зміни}$$

жорсткості пружини клапана і сили в'язкісного тертя, що виникає між газом, бічними поверхнями корпусу електромагніта і штоком клапана подачі газу, на стабільність роботи ЕДГ.

У операторної формі записи, рівняння (3.156) представимо наступним вираженням

$$(T_{dg1}^2 \cdot P^2 + T_{k.d1} \cdot P + K_{mg1}) \cdot \bar{z}_d = \bar{p}_3 + K_{\rho g} \cdot \bar{\rho}_g - K_{pr1} \cdot \bar{b}_{pr} - K_{mp1} \cdot \bar{F}_{mp1} \quad (3.156)$$

Де, тричлен в дужках, взятий з вираження (3.156)

$$d_d(p) = (T_{dg1}^2 \cdot P^2 + T_{k.d1} \cdot P + K_{mg1}) \quad (3.157)$$

– є власним оператором ЕДГ.

Спрощене зображення структурної схеми ЕДГ наведено на рис. 3.10.

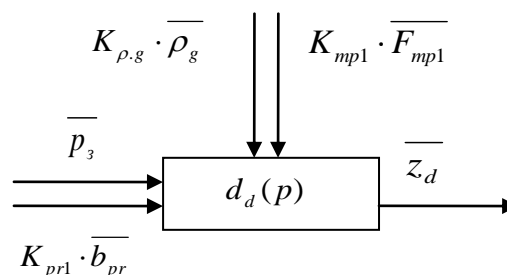


Рисунок 3.10 – Спрощене зображення структурної схеми (або схематичне представлення процесу визначення технічного стану) ЕДГ системи подачі

газу в ДВЗ

3.3.3 Модель управління процесом зміни витрати газоповітряної суміші у дифузори змішувача

В даний час в країнах СНД експлуатується, досить велика кількість автотранспортних засобів, обладнаних серійно випускається газобалонним обладнанням (ГБО) другого покоління. Основними вузлами системи живлення ДВЗ такого обладнання є газовий редуктор низького тиску, що працює в поєднанні з дифузором змішувача.

Проте, в технічній літературі модель регулювання процесу течії робочого тіла в горловині дифузора змішувача, системи подачі палива транспортних двигунів відсутня.

Автором пропонується така математична модель [28], за допомогою якої з'являється можливість чисельного моделювання перехідних процесів, що відбуваються в дифузори змішувача, що виникають в результаті появи різних впливів, що обурюють, від яких залежить регулювання величини витрати робочого тіла, коефіцієнт наповнення і ефективність робочого процесу ДВЗ.

В процесі роботи ДВЗ на сталих режимах в дифузори змішувача умова статичної рівноваги можна виразити співвідношенням

$$G_{новімф} - G_{др.засл} = 0, \quad (3.158)$$

де $G_{новімф}$ і $G_{др.засл}$ – масові витрати повітря, що проходять через повітряний фільтр і поворотну дросельну заслінку, кг/с.

У разі порушення статичної рівноваги диференціальне рівняння збільшення витрати газоповітряної суміші в дифузори змішувача можна представити таким співвідношенням

$$\frac{d\Delta m_{\phi}}{dt} = (\Delta G_{новімф} + \Delta G_{новімф}) - (\Delta G_{др.засл} + \Delta G_{др.засл}), \quad (3.159)$$

де Δ – величина відхилення (елементарного зміни) перерахованих факторів від сталого значення в рівноважному режимі.

Використовуючи рівняння стану для ідеального газу, і виконавши спрощення, одержимо такий вираз

$$\frac{V_{\partial\phi}}{R \cdot T_{\partial\phi}} \cdot \frac{d\Delta p_{\partial\phi}}{dt} = \Delta G_{\text{новімф}} - \Delta G_{\text{др.засл}}, \quad (3.160)$$

де $V_{\partial\phi}$ – об'єм дифузора змішувача, м³; R – характеристична газова постійна суміші, Дж/(кг·К); $T_{\partial\phi}$ – температура суміші в горловині дифузора, К.

Витрата повітря, що проходить через фільтр, залежить від: опору $p_{\text{он.ф}}$ повітряного фільтра, розрядження робочого тіла в дифузорі змішувача $p_{\partial\phi}$ і кута повороту дросельної заслінки β

$$G_{\text{новімф}} = f(p_{\text{он.ф}}, \beta, p_{\partial\phi}). \quad (3.161)$$

На підставі цього, з урахуванням спрощень, запишемо елементарну зміну витрати повітря проходить через фільтр

$$\Delta G_{\text{новімф}} = \frac{\partial G_{\text{новімф}}}{\partial p_{\text{он.ф}}} \cdot \Delta p_{\text{он.ф}} + \frac{\partial G_{\text{новімф}}}{\partial \beta} \cdot \Delta \beta + \frac{\partial G_{\text{новімф}}}{\partial p_{\partial\phi}} \cdot \Delta p_{\partial\phi}. \quad (3.162)$$

Витрата газоповітряної суміші, зосереджений в дросельному вузлі залежить від: тиску $p_{\text{др.засл}}$ газоповітряної суміші в вузлі, розрядження робочого тіла в дифузорі змішувача $p_{\partial\phi}$ і кута повороту дросельної заслінки β

$$G_{\text{др.засл}} = f(p_{\text{др.засл}}, \beta, p_{\partial\phi}). \quad (3.163)$$

Тоді, з урахуванням спрощень, запишемо елементарну зміну витрати газоповітряної суміші проходить через дросельний вузол, в зоні розміщення заслінки

$$\Delta G_{\text{др.засл}} = \frac{\partial G_{\text{др.засл}}}{\partial p_{\text{др.засл}}} \cdot \Delta p_{\text{др.засл}} + \frac{\partial G_{\text{др.засл}}}{\partial \beta} \cdot \Delta \beta + \frac{\partial G_{\text{др.засл}}}{\partial p_{\partial\phi}} \cdot \Delta p_{\partial\phi}. \quad (3.164)$$

Підставимо вираження витрат, що проходять через повітряний фільтр (3.162) і дросельний вузол (3.164) в рівняння (3.160). Тоді диференціальне рівняння збільшення витрати газоповітряної суміші в дифузорі змішувача можна представити у вигляді:

$$\begin{aligned} \frac{V_{\partial\phi}}{R \cdot T_{\partial\phi}} \cdot \frac{d\Delta p_{\partial\phi}}{dt} = & \frac{\partial G_{\text{новімф}}}{\partial p_{\text{он.ф}}} \cdot \Delta p_{\text{он.ф}} + \frac{\partial G_{\text{новімф}}}{\partial \beta} \cdot \Delta \beta + \frac{\partial G_{\text{новімф}}}{\partial p_{\partial\phi}} \cdot \Delta p_{\partial\phi} - \\ & - \frac{\partial G_{\text{др.засл}}}{\partial p_{\text{др.засл}}} \cdot \Delta p_{\text{др.засл}} - \frac{\partial G_{\text{др.засл}}}{\partial \beta} \cdot \Delta \beta - \frac{\partial G_{\text{др.засл}}}{\partial p_{\partial\phi}} \cdot \Delta p_{\partial\phi} \end{aligned} \quad (3.165)$$

Виразимо значення $\Delta p_{\text{др.засл}}$, $\Delta p_{\partial\phi}$, $\Delta \beta$ і $\Delta p_{\text{он.ф}}$ через відносні координати

$$\overline{p_{др.засл}} = \frac{\Delta p_{др.засл}}{p_{0др.засл}}; \overline{p_{\partial\phi}} = \frac{\Delta p_{\partial\phi}}{p_{0\partial\phi}}; \bar{\beta} = \frac{\Delta\beta}{\beta_0}; \overline{p_{он.ф}} = \frac{\Delta p_{он.ф}}{p_{0он.ф}}, \quad (3.166)$$

де $\overline{p_{др.засл}}$ – безрозмірна зміна розрядження суміші перед поворотною заслінкою;
 $\overline{p_{\partial\phi}}$ – безрозмірна зміна тиску суміші в найвужчому перерізі дифузора змішувача;
 $\bar{\beta}$ – безрозмірна зміна кута повороту дросельної заслінки;
 $\overline{p_{он.ф}}$ – безрозмірна зміна опору повітря в фільтруючому елементі повітряного фільтра.

Фактор стійкості дифузора змішувача запишемо співвідношенням

$$F_{\partial\phi.зм} = \frac{\partial G_{засл} - \partial G_{\phi}}{\partial p_{\partial\phi}}. \quad (3.167)$$

Виразимо диференціальне рівняння збільшення витрати газоповітряної суміші в дифузори змішувача, використовуючи значення відносних координат (3.155) і фактора стійкості (3.156), тоді отримаємо

$$\begin{aligned} \frac{V_{\partial\phi} \cdot p_{0\partial\phi}}{R \cdot T_{\partial\phi}} \cdot \frac{d\overline{p_{\partial\phi}}}{dt} + F_{\partial\phi.зм} \cdot \overline{p_{\partial\phi}} \cdot p_{0\partial\phi} = \frac{\partial G_{новітф}}{\partial p_{он.ф}} \cdot \overline{p_{он.ф}} \cdot p_{0он.ф} + \\ + \left[\frac{\partial G_{новітф} - \partial G_{др.засл}}{\partial \beta} \right] \cdot \bar{\beta} \cdot \beta_0 - \frac{\partial G_{др.засл}}{\partial p_{др.засл}} \cdot \overline{p_{др.засл}} \cdot p_{0др.засл} \end{aligned} \quad (3.168)$$

Після перетворень і поділу всіх складових на третій член рівняння отримаємо

$$T_{\partial\phi.см} \cdot \frac{d\overline{p_{\partial\phi}}}{dt} + K_{\partial\phi.зм} \cdot \overline{p_{\partial\phi}} = \overline{p_{он.ф}} + Q_{засл} \cdot \bar{\beta} + Q_{р.з} \cdot \overline{p_{др.засл}}. \quad (3.169)$$

Отриманий вираз, є диференціальним рівнянням збільшення витрати газоповітряної суміші в дифузори змішувача, представлено в безрозмірних координатах.

$$\text{Де, час дифузора змішувача } T_{\partial\phi.зм} = \frac{\frac{V_{\phi} \cdot p_{0\partial\phi}}{R \cdot T_{\partial\phi}}}{\frac{\partial G_{\phi}}{\partial p_{он.ф}} \cdot p_{0он.ф}} - \text{ характеризує}$$

інерційність потоку суміші в дифузори змішувача.

Коефіцієнт самовирівнювання дифузора змішувача

$K_{\text{дф.зм}} = \frac{F_{\text{дф.зм}} \cdot P_{0\text{дф}}}{\frac{\partial G_{\phi}}{\partial p_{\text{оп.ф}}} \cdot P_{0\text{оп.ф}}}$ – характеризує здатність дифузора змішувача

підтримувати заданий рівноважний режим.

Коефіцієнти посилення по зміні кута повороту дросельної заслінки і тиску робочого тіла перед нею $Q_{\text{засл}} = \frac{\left(\frac{\partial G_{\phi}}{\partial \beta} - \frac{\partial G_{\text{засл}}}{\partial \beta} \right) \cdot \beta_0}{\frac{\partial G_{\phi}}{\partial p_{\text{оп.ф}}} \cdot P_{0\text{оп.ф}}}$ і $Q_{\text{р.з}} = \frac{\frac{\partial G_{\text{засл}}}{\partial p_{\text{засл}}} \cdot P_{0\text{засл}}}{\frac{\partial G_{\phi}}{\partial p_{\text{оп.ф}}} \cdot P_{0\text{оп.ф}}}$

– характеризують ефективність впливу на дифузор змішувача зміни кутового положення дросельної заслінки і тиску робочого тіла перед заслінкою.

У операторній формі записи, рівняння (3.169) збільшення витрат газоповітряної суміші в дифузори змішувача представимо наступним вираженням

$$(T_{\text{дф.зм}} \cdot p + K_{\text{дф.зм}}) \cdot \overline{P_{\text{дф}}} = \overline{P_{\text{оп.ф}}} + Q_{\text{засл}} \cdot \overline{\beta} + Q_{\text{р.з}} \cdot \overline{P_{\text{др.засл}}} \quad (3.170)$$

Де двочлен в дужках, взятий з вираження (4.170)

$$d_{\text{дф.зм}}(p) = T_{\text{дф.зм}} \cdot p + K_{\text{дф.зм}} \quad (3.171)$$

– є власним оператором дифузора змішувача.

Спрощене зображення структурної схеми дифузора змішувача наведено на рис. 3.11.

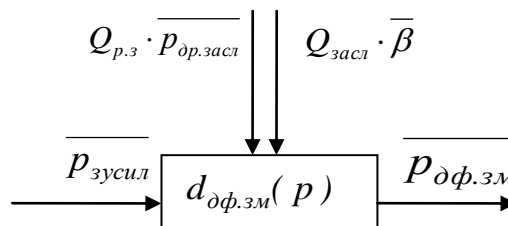


Рисунок 3.11 – Спрощене зображення структурної схеми (або схематичне представлення процесу визначення технічного стану) дифузора змішувача, системи подачі газу в ДВЗ

3.4 Автоматичне управління енергією іскрового розряду в типових ланках свічкового вузла контактної і безконтактно-транзисторної системах запалювання

Ефективність основних показників (тиску і температури робочого тіла

в кінці такту згорання в циліндрі ДВЗ) і самого робочого процесу сучасних автотракторних двигунів з іскровим запалюванням залежить від правильного вибору системи запалювання.

В роботі [259] викладено основні положення теорії робочого процесу та розрахунку вузлів класичних і нових систем запалювання (іскродугових, іскроконденсаторних з високочастотним активизатором, поверхневого розряду, із застосуванням напівпровідникових приладів). Перераховані системи запалювання застосуються в сучасних поршневих автотракторних і реактивних двигунах внутрішнього згорання. У джерелі [259] представлені аналітичні і експериментальні дані дослідження систем запалювання з контактним переривником, які дозволили отримати відносно прості розрахункові залежності для визначення оптимальних співвідношень між параметрами контурів. В роботі наведені математичні залежності струмів і напруг в системах запалювання з урахуванням різних видів втрат в контурах, а також нелінійні залежності параметрів при розрядних процесах на електродах свічкового вузла.

З метою спрощення моделі управління САР системою запалювання автотракторних двигунів розглядається не всі вузли системи (первинна і вторинна обмотки і ін.), а тільки свічковий вузол, в якому здійснюється перетворення електромагнітної енергії в теплову енергію. Накопичена у вторинній обмотці КЗ електромагнітна енергія, перетворюється в теплову енергію, виділяючись в зазорі на електродах свічки у вигляді тліючого і дугового розрядів.

3.5 Особливості протікання іскрового розряду в контактнотранзисторній системі запалювання (КТСЗ)

При виведенні розрахункових формул для підрахунку струму і напруги в контурах котушок запалювання і трансформаторів після розмикання контактів зручно користуватися електричною схемою заміщення, наведеної в роботі [259].

Енергія іскрового розряду, що виділилася на електродах свічки вузла системи запалювання, ділиться на дві фази ємкісну і індуктивну.

При великих значеннях ємності C , в кінці лінії (ланцюга) і значній довжині проводів, на ємнісний розрядний процес, що відбувається в системі запалювання [259], деякий вплив робить індуктивність проводів L . У цьому випадку значення розрядного струму в операторній формі представлено наступною залежністю

$$i(p) = \frac{CU_0 p}{LCp^2 + RCp + 1}, \quad (3.172)$$

де U_0 – напруга пробою, при якій починається розряд зарядженої лінії (ланцюга);

$p^2 = \frac{d^2 i}{dt^2}$ і $p = \frac{di}{dt}$ оператори диференціювання другого і першого порядків.

Характеристичне рівняння розрядного струму в ємнісній фазі представлено наступним співвідношенням

$$LCp^2 + RCp + CU_0 p + 1 = 0, \quad (3.173)$$

де R – опір проводів, Ом.

Перехідний процес розрядного струму описаний таким вираженням

$$i(t) = \frac{U_0}{2\omega L} \left[e^{(-\alpha+\omega)t_M} - e^{(-\alpha-\omega)t} \right] = \frac{U_0}{\omega L} e^{-\alpha t} \operatorname{sh} \omega t_M; \quad (3.174)$$

$t_M = \frac{\ln \frac{\alpha + \omega}{\alpha - \omega}}{2\omega}$ – час, що відповідає максимуму розрядного струму, тут: $\alpha = \frac{R}{2L}$

і $\omega = \sqrt{\frac{R^2}{4L^2} - \frac{1}{LC}}$ – константи.

Кожному значенню демпфуючого опору R_D застосовується для розрахунку пробивної напруги відповідає опір іскрового проміжку R_{in} .

Розрядні струми починають наростати з нуля [259], однак внаслідок малої величини L фронт наростання струму дуже крутий. При наявних параметрах розрядної ланцюга процес аперіодичний. Зі збільшенням R_D енергія в іскровому проміжку може зростати. Досить задовільно розрахункові і досвідчені дані співпадають при високих значеннях демпфуючих опорів (якщо $R_D > 500$ Ом, [259]).

3.6 Математичні моделі управління процесами в типових ланках свічкового вузла контактної-транзисторної системи запалювання ДВЗ

3.6.1 Математична модель управління енергією ємнісного розряду в свічковому вузлі контактної-транзисторної системи запалювання ДВЗ

Енергія, що виділяється в іскровому проміжку свічки за ємнісного розряду [259], визначається наступним вираженням

$$A_{III} = \int_0^T R_{III} i^2 dt + \frac{C_{cb} U_0^2}{2}, \quad (3.175)$$

де R_{III} – еквівалентний опір іскрового проміжку; C_{cb} – ємність екранованих свічок запалювання.

$T = \frac{2 \cdot 60}{n_0 z}$ – час між двома черговими відстань між контактами переривника (4-тактного ДВЗ) c ; z – кількість циліндрів ДВЗ, *шт.*; n_0 – частота обертання валу ДВЗ, хв^{-1} .

Скористаємося оператором інтегрування $\int [i^2] dt \rightarrow \frac{t^2}{p}$ [259], тоді перетворене за допомогою методу Лапласа вихідне інтегральне рівняння енергії, яка виділяється в іскровому проміжку свічки за ємнісного розряду, при нульових початкових умовах, в операторній формі набуває такого вигляду

$$A_{III} = \frac{R_{III} i^2}{p} + \frac{C_{cb} U_0^2}{2}. \quad (3.176)$$

Нехтуючи складовою $0,5 \cdot C_{cb} \cdot U_0^0 \rightarrow 0$, отримаємо $A_{III} = \frac{R_{III} i^2}{p}$ і, перетворимо дане співвідношення, в диференціальне рівняння, тоді отримаємо

$$\frac{dA_{III}}{dt} = R_{III} \cdot i^2. \quad (3.177)$$

Свічковий вузол і система запалювання безперервно працює в перехідному несталому режимі, тому ємкісну енергію, яка виділяється на електродах свічки вузла можна представити у вигляді збільшення ємнісний енергії на електродах свічки вузла

$$\frac{d\Delta A_{III}}{dt} = \Delta R_{III} \cdot i^2. \quad (3.178)$$

Виразимо значення ΔA_{III} і ΔR_{III} через відносні координати

$$\overline{A_{III}} = \frac{\Delta A_{III}}{A_{III0}} \text{ і } \overline{R_{III}} = \frac{\Delta R_{III}}{R_{III0}}, \quad (3.179)$$

де $\overline{A_{III}}$ – безрозмірна зміна енергії ємнісного заряду на електродах свічки вузла системи запалювання; $\overline{R_{III}}$ – безрозмірна зміна демфуючого опору; 0 – значення параметрів на умовно сталих режимах роботи вузла.

Підставимо значення відносних координат в вираження (3.179), тоді отримаємо $A_{III0} \cdot \frac{d\overline{A_{III}}}{dt} = R_{III0} \cdot i^2 \cdot \overline{R_{III}}$ – ДР в безрозмірних координатах.

Після поділу всіх складових на перший член рівняння, і використовуючи пряме перетворення Лапласа, отримаємо наступне операторне рівняння

$$P \cdot \overline{A_{III}} = K_{III} \cdot \overline{R_{III}}, \quad (3.180)$$

де $K_{III} = \frac{R_{III0} \cdot i^2 \cdot \overline{R_{III}}}{A_{III}}$ – статичний коефіцієнт передачі енергії ємнісного заряду на електродах свічки вузла.

Спрощене зображення структурної схеми перетворення енергії ємнісного розряду, свічкового вузла контактної системи запалювання ДВЗ, наведено на рис. 3.12.

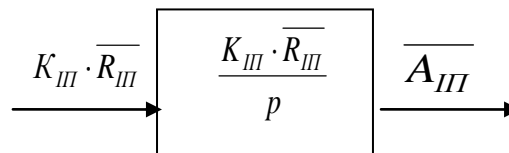


Рисунок 3.12 – Спрощене зображення структурної схеми (або схематичне представлення процесу визначення технічного стану) перетворення енергії ємнісного розряду, в свічковому вузлі контактної системи запалювання ДВЗ

3.6.2 Математична модель управління енергією індуктивного розряду в свічковому вузлі контактної-транзисторної системи запалювання ДВЗ

Після пробою іскрового проміжку і ємнісний частини розряду може встановитися тліючий або дугового розряд [259]. Виникнення того чи іншого виду заряду, залежить від сили струму, характеристики розрядника (матеріалу і форми електродів, відстані між ними, інтенсивності тепловідведення від електродів) і стану газового середовища (тиску, температури і т.п.).

Відомо, тліючий розряд існує в діапазоні розрядних струмів від 10^{-5} до 10^{-1} А, причому, щільності струму в цей момент невеликі: $3,5 - 10$ А/см². Протікання струму через розрядний проміжок обумовлено вибиванням електронів з катода (центрального електрода свічки) позитивно зарядженими частинками. Тліючий розряд характеризується високим катодним напругою $U_k = 225 - 300$ В, останнє залежить від матеріалу катода.

Напруга між електродами при тліючому розряді складається з катодного U_k і анодного U_a падіннь напруги, а також падіння напруги в позитивному стовпі U_d

$$U_{up} = U_k + U_a + U_d = U_k + U_a + Ed, \quad (3.181)$$

де E – напруженість в позитивному стовпі ($E=100$ В/мм); d – відстань між електродами (0,5 – 7 мм); U_k (225 – 300 В) і U_a (0,5 – 2 В) – катодна і анодна напруги; U_d – напруга в позитивному стовпі.

Падіння напруги в позитивному стовпі розряду рівномірно, пропорційно тиску газу і довжині розрядного проміжку. Для повітря при атмосферному тиску $E=100$ В/мм.

Дугового розряд характеризується значними струмами при відносно низькій нарузі на електродах. При сталому дугового розряду, коли струм становить кілька ампер, падіння напруги катода становить $U_k=14 - 30$ В.

Щільність струму в дуговому розряді може досягати 10^3 А/см².

Індуктивний розряд завжди відбувається на стійкій частині вольт-амперної характеристики, що впливає з розгляду осцилограм струму і напруги та інших досвідчених даних [259].

При наявності іскрового розподільника характер зміни напруги на розряднику U_{up} залишається таким же, як і без розподільника [259], однак значення його вищі [259]. Напруга до розподільника складається з напруги на розряднику U_{up}' і напруги на іскровому проміжку U_{up}'' . На початку, поки електрод бігунка перекриває електрод кришки розподільника, це напруга практично незмінно, а потім у міру збільшення іскрового проміжку в розподільнику максимальне значення напруги перед розподільником зростає зі збільшенням швидкості обертання бігунка розподільника. Розрядний струм при наявності розподільника зменшується, і час розряду скорочується [259]. Наявність розподільника ускладнює утворення дугового форми індуктивного заряду. Тліючий розряд виявляється більш стійкою формою в цих умовах. Мінімальні напруги на свічці в цей момент склали 460 В, а максимальні – 600 В (при $d = 7$ мм).

Найважливіші параметри індуктивного заряду (енергія заряду A_{up} , розрядні струми i_2 , напруги на розрядному проміжку U_{up} , час розряду t_{up}) залежать від параметрів ланцюга.

У момент пробією іскрового проміжку свічки, при $t = 0$, у вторинній обмотці виникає струм i_{20} . У первинному контурі конденсатор C_1 заряджений до напруги U_{10} , а в первинній обмотці існує струм $i_1 = i_{10}$.

Розглядаючи іскровий проміжок індуктивної фази, як місця включення джерела енергії [259], постійно діючого з негативним напругою U_{np} , встановлюємо, що операторні рівняння для первинного і вторинного контурів мають вигляд

$$L_1 p(i_1 - i_{10}) + R_1 i_1 + \frac{1}{C_1} \left(\frac{i_1}{p} + C_1 U_{10} \right) + M p(i_1 - i_{10}) = 0; \quad (3.182)$$

$$L_2 p(i_2 - i_{20}) + R_2 i_2 + M p(i_1 - i_{10}) = -U_{np}. \quad (3.183)$$

Вирішивши ці рівняння щодо вторинного струму, отримуємо значення струму розриву в умовах протікання індуктивного заряду

$$i_2(p) = \frac{(1-k^2)i_{20}p^3 + \left(\frac{R_1}{L_1}i_{20} + \frac{R_1M}{L_1L_2}i_{20} - \frac{U_{up}}{L_2} + \frac{M}{L_1L_2}U_{10} \right)p^2 +}{(1-k^2)p^3 + \left(\frac{R_2}{L_2} + \frac{R_1}{L_1} \right)p^2 + \left(\frac{R_1R_2}{L_1L_2} + \frac{1}{L_2C_1} \right)p + \frac{R_2}{L_2C_1}} + \frac{\left(\frac{1}{L_1C_1}i_{20} + \frac{M}{L_1C_1L_2}i_{10} - \frac{R_1}{L_1L_2}U_{up} \right)p}{(1-k^2)p^3 + \left(\frac{R_2}{L_2} + \frac{R_1}{L_1} \right)p^2 + \left(\frac{R_1R_2}{L_1L_2} + \frac{1}{L_1C_1} \right)p + \frac{R_2}{L_1L_2C_1}}, \quad (3.184)$$

де $k = \frac{M}{\sqrt{L_1L_2}}$ – коефіцієнт магнітного зв'язку первинної і вторинної обмоток.

Характеристичне рівняння

$$(1-k^2)p^3 + \left(\frac{R_2}{L_2} + \frac{R_1}{L_1} \right)p^2 + \left(\frac{R_1R_2}{L_1L_2} + \frac{1}{L_1C_1} \right)p + \frac{R_2}{L_1L_2C_1} = 0 \quad (3.185)$$

має один негативний дійсний корінь і два сполучених комплексних коренів

$$p_1 = -\alpha_1 = -\frac{R_2}{L_2}; \quad (3.186)$$

$$p_{2,3} = -\alpha_2 \pm j\Omega_2 = -\frac{\left(\frac{R_1}{L_1} + \frac{R_2}{L_2}k^2 \right)}{2(1-k^2)} \pm j\sqrt{\frac{1}{L_1C_1(1-k^2)}}. \quad (3.187)$$

Вирішуючи операторне рівняння (4.8.10), після деякого спрощення, отримуємо вираження для вторинного розрядного струму

$$i_2(t) = -\frac{U_{up}}{R_2} + \left(\frac{M}{L_2} \cdot \dot{i}_{10} + \frac{U_{up}}{R_2} \right) \cdot e^{-\frac{R_2}{L_2}t} - \frac{M}{L_2} \cdot \dot{i}_{10} \cdot e^{-\alpha_2 t} \cdot \cos \Omega_2 t, \quad (3.188)$$

де $\alpha_2 = -\frac{\left(\frac{R_1}{L_1} + \frac{R_2}{L_2} \cdot k^2 \right)}{2 \cdot (1-k^2)}$ і $\Omega_2 = \sqrt{\frac{1}{L_1 \cdot C_1 \cdot (1-k^2)}}$ – константи.

За час індуктивного розряду в іскровому проміжку свічки виділяється енергія [259], величину якої можна виразити наступною залежністю

$$A_{IP} = \int_0^{t_{up}} U_{up} \dot{i}_2(t) dt \quad (3.189)$$

де $U_{up} = U_{up}^{\dot{}} + U_{up}^{\ddot{}}$, $U_{up}^{\dot{}}$ – падіння напруги між електродами свічки (400 – 600 В); $U_{up}^{\ddot{}}$ – падіння напруги на іскровому проміжку розподільника.

При розгляді динамічних вольт – амперних характеристик розрядних проміжків, встановлено, що напруга в залежності від струму змінюється за законом

$$U_{up} = U_{0H} + \frac{A}{i_2}, \quad (3.190)$$

де U_{0H} – постійне значення напруги, що наближається до мінімального напрузі при відносно великих значеннях струму; i_2 – розрядний струм в mA ; A – постійна величина, що залежить від величини іскрового проміжку, тиску і початкового розрядного струму.

Значення U_{0H} і A наведені у роботі [259].

Нехтуючи високочастотною складовою, для вторинного контуру написано наступне співвідношення

$$L_2 \frac{di_2}{dt} + R_2 i_2 + U_{0H} + \frac{A}{i_2} = 0. \quad (3.191)$$

Розділивши змінні в цьому співвідношенні, отримаємо

$$\frac{L_2 i_2 di_2}{R_2 i_2^2 + U_{0H} i_2 + A} = -dt. \quad (3.192)$$

Інтегруючи останнє рівняння, знайдемо вираження для підрахунку часу розряду (для першої ділянки)

$$\begin{aligned} -t = & 0,5 \frac{L_2}{R_2} \ln \frac{\left(i_2^2 + \frac{U_{0H}}{R_2} i_2 + \frac{A}{R_2} \right)}{\left(i_{20} + \frac{M}{L_2} i_{10} \right)^2 + \frac{U_{0H}}{R_2} \left(i_{20} + \frac{M}{L_2} i_{10} \right) + \frac{A}{R_2}} \\ & - \frac{U_{0H}}{R_2} \frac{1}{\sqrt{\frac{4A}{R_2} - \left(\frac{U_{0H}}{R_2} \right)^2}} \operatorname{arctg} \frac{2i_2 + \frac{U_{0H}}{R_2}}{\sqrt{4 \frac{A}{R_2} - \left(\frac{U_{0H}}{R_2} \right)^2}} + \\ & + \frac{U_{0H}}{R_2} \frac{1}{\sqrt{\frac{4A}{R_2} - \left(\frac{U_{0H}}{R_2} \right)^2}} \operatorname{arctg} \frac{2 \left(i_{20} + \frac{M}{L_2} i_{10} \right) + \frac{U_{0H}}{R_2}}{\sqrt{\frac{4A}{R_2} - \left(\frac{U_{0H}}{R_2} \right)^2}}. \quad (3.193) \end{aligned}$$

Іскровий розподільник істотно впливає на закон зміни розрядного струму в контактній системі запалювання. На осцилограмах розрядної

напруги ясно видно дві ділянки [259]. Перший – початкова ділянка з постійною напругою – відповідає перекриття електрода розподільника електродом бігунка. Друга ділянка з різким підйомом напруги відповідає рівномірному в часі збільшенню відстані d між електродами [259]. На першій ділянці буде справедливо вираження (3.193).

Можна припустити, що на другій ділянці напруга U_{up} в першому наближенні змінюється за лінійним законом

$$U_{up} = U_{up0} + b(t - \tau), \quad (3.194)$$

тут U_{up0} – напруга на 1-й ділянці; $b = V_6 E$ – швидкість наростання напруги,

V_6/c ; $V_6 = \frac{2\pi R_6 n_6}{60}$ – лінійна швидкість бігунка, mm/c ; де R_6 – радіус

заокруглення бігунка; n_6 – частота обертання бігунка; E – середнє падіння напруги в розрядному проміжку, V/mm . У розподільнику $E = 170 - 220 V/mm$.

$\tau = 0,5 \frac{l_1 + l_2}{V_6}$ – тривалість першої ділянки розряду; l_1 і l_2 – ширина

електродів кришки розподільника і бігунка.

При дослідженні другого періоду розрядного процесу розглядаємо тільки процеси у вторинному контурі. Позначивши $t - \tau$ через t' , отримаємо

$$i_2 = \dot{i}_2 - \ddot{i}_2, \quad (3.195)$$

де $\dot{i}_2 = -\frac{U_{up0}}{R_2} + \left(i_{20} + \frac{M_{i10}}{L_2} + \frac{U_{up0}}{R_2} \right) e^{-\frac{R_2}{L_2} t'}$, а \ddot{i}_2 визначається з операційного

рівняння

$$L_2 p \ddot{i}_2 + R_2 \dot{i}_2 = b t'. \quad (3.196)$$

Користуючись інтегралом Дюамеля, знаходимо

$$\ddot{i}_2 = \int_0^{t'} b \cdot \frac{1}{R_2} \left[1 - e^{-\frac{R_2}{L_2}(t'-\lambda)} \right] d\lambda = \frac{b}{R_2} t' - b \frac{L_2}{R_2^2} \left(1 - e^{-\frac{R_2}{L_2} t'} \right). \quad (3.197)$$

Таким чином, на другій ділянці зміна розрядного струму визначається вираженням

$$i_2(t) = -\frac{U_{up0}}{R_2} + \left(i_{20} + \frac{M}{L_2} i_{10} + \frac{U_{up0}}{R_2} \right) e^{-\frac{R_2}{L_2} t} - \frac{b}{R_2} (t - \tau) + b \frac{L_2}{R_2^2} \left[1 - e^{-\frac{R_2}{L_2} (t - \tau)} \right]. \quad (3.198)$$

Крива розрядного струму вигинається у зворотний бік [259]. Час розряду при високих значеннях b значно скорочується [259].

Результати дослідження [259] показують, що значення кривої енергії індуктивного заряду A_{IP} , залежить від відстані між електродами d , кількості витків вторинної обмотки w_2 , тиску робочого тіла в циліндрі ДВЗ в кінці такту стиснення P_c і частоти обертання валу двигуна n . Не важко помітити, що w_2 , P_c закладаються в конструкції системи запалювання ДВЗ на стадії їх виготовлення, а в процесі експлуатації вони не змінюються. Параметр d (за рахунок вигорання центрального електрода) змінюється дуже повільно. Зазор між електродами збільшується, тільки через 1 – 1,5 тисячі кілометрів експлуатації автомобіля. Що стосується частоти обертання валу ДВЗ n_d , то саме цей параметр, в процесі експлуатації ДВЗ в значній мірі впливає на значення енергії індуктивного заряду A_{IP} .

Скористаємося оператором інтегрування $\int i_2 dt \rightarrow \frac{i_2}{p}$, тоді перетворене за допомогою методу Лапласа вихідне інтегральне рівняння енергії, яка виділяється в іскровому проміжку свічки при індуктивному розряді, при нульових початкових умовах, в операторній формі набуває вигляду

$$A_{IP} = \frac{i_2 \cdot U_{up}}{p} \text{ або, в диференційній формі рівняння матиме такий вигляд}$$

$$\frac{dA_{IP}}{dt} = i_2 \cdot U_{up}. \quad (3.199)$$

Раніше згадувалося, що свічковий вузол і система запалювання безперервно працює в перехідному несталому режимі, тому ємкісну енергію, яка виділяється на електродах свічки вузла можна представити у вигляді

$$\frac{d\Delta A_{up}}{dt} = i_2 \cdot \Delta U_{up}'' \quad (3.200)$$

Виразимо значення ΔA_{up} і ΔU_{up} через відносні координати

$$\overline{A_{up}} = \frac{\Delta A_{up}}{A_{up0}} \quad \text{і} \quad \overline{U_{up}''} = \frac{\Delta U_{up}''}{U_{up}''}, \quad (3.201)$$

де $\overline{A_{up}}$ – безрозмірна зміна енергії індуктивного заряду на електродах свічки вузла системи запалювання; $\overline{U_{up}''}$ – безрозмірна зміна напруги в іскровому проміжку між електродами.

Підставимо значення відносних координат в рівняння (3.193), тоді отримаємо

$$A_{up0} \cdot \frac{d\overline{A_{up}}}{dt} = i_2 \cdot U_{up0}'' \cdot \overline{U_{up}''} \quad (3.202)$$

– ДР в безрозмірних координатах.

Після поділу всіх складових на перший член рівняння, і використовуючи пряме перетворення Лапласа, отримаємо наступне операторне рівняння

$$P \cdot \overline{A_{up}} = K_{IP} \cdot \overline{U_{up}''}, \quad (3.203)$$

де $K_{IP} = \frac{U_{up0}'' \cdot i_2}{A_{up0}}$ – статичний коефіцієнт передачі енергії індуктивного заряду

на електродах свічки вузла.

Спрощене зображення структурної схеми перетворення енергії індуктивного розряду, в свічковий вузлі контактної системи запалювання ДВЗ, наведено на рис. 3.13.

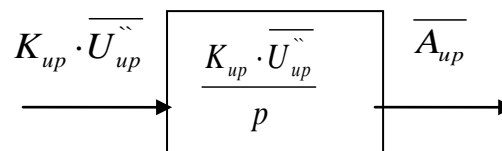


Рисунок 3.13 – Спрощене зображення структурної схеми (або схематичне представлення процесу визначення технічного стану) перетворення енергії індуктивного розряду в свічковому вузлі контактної системи запалювання ДВЗ

3.7 Математичні моделі управління процесами в типових ланках свічкового вузла безконтактно-транзисторної системи запалювання ДВЗ

3.7.1 Математична модель управління процесом ємнісною енергією в свічковому вузлі безконтактно-транзисторної системи запалювання ДВЗ

Ємнісний заряд (фаза) в транзисторній системі запалювання (БТСЗ) не відрізняється від ємнісного заряду, який створюється класичною контактно-транзисторною системою запалювання (КТСЗ), внаслідок ідентичності їх вторинних ланцюгів [259].

3.7.2 Математична модель управління енергією індуктивного розряду в свічковому вузлі безконтактно-транзисторної системи запалювання ДВЗ

Індуктивний заряд в БТСЗ теж практично не відрізняється від індуктивного заряду класичної системи [259]. Різниця в основному полягає в більшій тривалості індуктивної фази розряду при деякому зменшенні амплітуди розрядного струму. Це відбувається внаслідок виникнення великих величин індуктивності L_2 у вторинній обмотці котушки БТСЗ і струму розряду. В роботі [259] показана осцилограма індуктивної фази іскрового розряду в БТСЗ.

БТСЗ дозволяють істотно збільшити енергію і тривалість розряду за рахунок підвищення сили струму й індуктивності L_2 . При збільшенні сили струму час t_{up} і струм розряду зростають. Це видно з кривої [259] для котушки запалювання Б114 при роботі її з використанням розподільника, який здійснює передачу енергії на кульової розрядник, при зазорі в контактах 3 мм.

Час індуктивної фази розряду можна визначати аналітично, за допомогою наступного співвідношення

$$t_{up} = \frac{L_2}{R_2} \ln \frac{\frac{M}{L_2} I_p + \frac{U_{up}}{R_2}}{\frac{U_{up}}{R_2} + i_{2.kp}}, \quad (3.204)$$

де $i_{2,kr}$ – критичне значення розрядного струму, при досягненні якого розряд припиняється.

При зміні пробивної напруги U_{II} змінюються час індуктивної фази розряду і струм розряду. В роботі [259], наведено залежності часу і струму індуктивної фази розряду від напруги пробою U_{II} для КТСЗ (з котушкою Б13) і відповідно для БТСЗ (з котушкою Б114). З наведених кривих видно, що з підвищенням U_{II} час розряду і струм індуктивної фази розряду зменшуються, як в класичній системі, так і в транзисторній.

В свічковому вузлі теплова енергія при використанні БТСЗ виділяється значно вище, ніж при установці КТСЗ. В роботі [253] наведені порівняльні залежності теплових енергій $A_{np} = f(n_{os})$ з КТСЗ і БТСЗ.

Для двигуна, який працює без навантаження (на холостому ході) при використанні БТСЗ енергія заряду на електродах свічки в два рази більше, ніж при застосуванні КТСЗ, і лежить у межах 18 – 22 мДж.

При спільній роботі котушки запалювання і свічки через іскровий проміжок розподільника енергія, що виділяється в свічці, значно менше енергії, запасеної в магнітному полі котушки. Сумарна енергія, що виділяється в іскровому проміжку розподільника на 30 – 50% вище енергії, що виділяється в свічках. Втрати енергії в основному відбуваються в іскровому проміжку розподільника.

Процеси, пов'язані з пробоем іскрового проміжку свічки і подальшим індуктивним розрядом в БТСЗ, мало чим відрізняються від тих, які відбуваються в класичній системі батарейного запалювання. Розрахункові формули контактної батарейної системи запалювання, наведені в [259] для ємнісний і індуктивного частин розряду, справедливі і для розглянутої транзисторної системи запалювання. За умови, якщо первинний контур БТСЗ має конденсатор і якщо первинний конденсатор не включений, то первинний контур від'єднаний. Тоді, у формулі для підрахунку вторинного розрядного струму пропадає коливальна складова і остання набуває такого вигляду

$$i_2(t) = -\frac{U_{np}}{R_2} + \left(i_{20} + \frac{U_{np}}{R_2} \right) e^{-\frac{R_2 t}{L_2}}, \quad (3.205)$$

де $i_{20} = U_{np} \left\{ \sqrt{\frac{C_2}{L_2} \left(\frac{U_{2m}^2}{U_{np}^2} - 1 \right)} + \frac{1}{R_e} \right\}$ – розрахункове значення вторинного струму в

момент пробую іскрового проміжку свічки; U_{np} – пробивна напруга на свічки.

Максимальна вторинна напруга (при $C_1 = 0$ і замиканні транзистора без пробую) визначається співвідношенням

$$U_{2m} = -I_p \xi_2 \sqrt{\frac{L_1}{C_2}} D, \quad (3.206)$$

де $\xi_2 = k(1 - \alpha_2 \tau_{СП})$;

$$D = e^{-\frac{R_2 C_2 + \frac{L_2}{R_3}}{\sqrt{4L_2 C_2 \left(1 + \frac{R_2}{R_3} \right) - \left(R_2 C_2 - \frac{L_2}{R_3} \right)^2}} \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{4L_2 C_2 - \left(R_2 C_2 + \frac{R_2}{R_3} \right)^2}}{R_2 C_2 + \frac{L_2}{R_3}}}.$$

При $R_2 = 0$

$$D = e^{-\frac{\operatorname{arctg} \sqrt{4 \frac{R_2^2 C_2}{L_2} - 1}}{\sqrt{4 \frac{R_2^2 C_2}{L_2} - 1}}}.$$

Прийняті положення і отримані аналітичні вираження для струмів і напруг в системі підтверджуються експериментальними даними. В роботі [259] наведені осцилограми струму емітера і напруги емітер - колектора для двох розглянутих випадків. У літературному джерелі [259] наведені осцилограми первинного і вторинного напруг для тривалого протікання емітерного струму після розмикання контактів.

Залежність $U_{2m} = f(I_p)$ ілюструється кривими, наведеними в [259]. На відміну від класичної системи запалювання в транзисторній системі вторинна напруга, починаючи з певного значення струму I_p (4 А), не залежить від величини останнього. Горизонтальний ділянку кривих відповідає тривалого протікання емітерного струму і вторинна напруга не

визначається вільним коливальним процесом. При малих же токах I_p , запасеної електромагнітної енергії ще не досить для досягнення напруги $U_{e.k}$ значення U_{II} . Якщо на транзисторі досягається величина U_{II} , то значення вторинної напруги U_{2m} зі збільшенням індуктивності L_1 також практично перестає зростати. Сильна залежність напруги U_{2m} от R_u , пояснює необхідність мати в котушках запалювання великий коефіцієнт трансформації, для того щоб отримати задану (необхідну) напругу.

Якщо значення вторинного розрядного струму (3.205) підставити в рівняння (3.206), тоді можна використовувати це співвідношення для підрахунку індуктивного заряду енергії в свічковий вузлі контактно-транзисторної системи запалювання.

Спрощені зображення структурних схеми перетворення енергії ємнісного та індуктивного розрядів, свічкового вузла без контактно-транзисторної системи запалювання ДВЗ, аналогічні схемам перетворення контактної системи, які показані на рис. 3.12 і 3.13.

3.8 Розробка розімкнутих структурних багатоланкових динамічних схем технічних систем і об'єктів газового ДВЗ

В роботі розроблені різні варіанти динамічних багатоланкових структурних схем розімкнутих технічних систем подачі повітря, запалювання і агрегатів газопаливної системи (ГПС) ДВЗ конвертованого АТЗ.

Конкретна динамічна багатоланкова структурна схема САР в роботі, розглядається як система, що складається з елементарних ланок. Будь-яка складна система САР розбивається на елементарні ланки, яка описується диференціальними рівняннями не вище другого порядку.

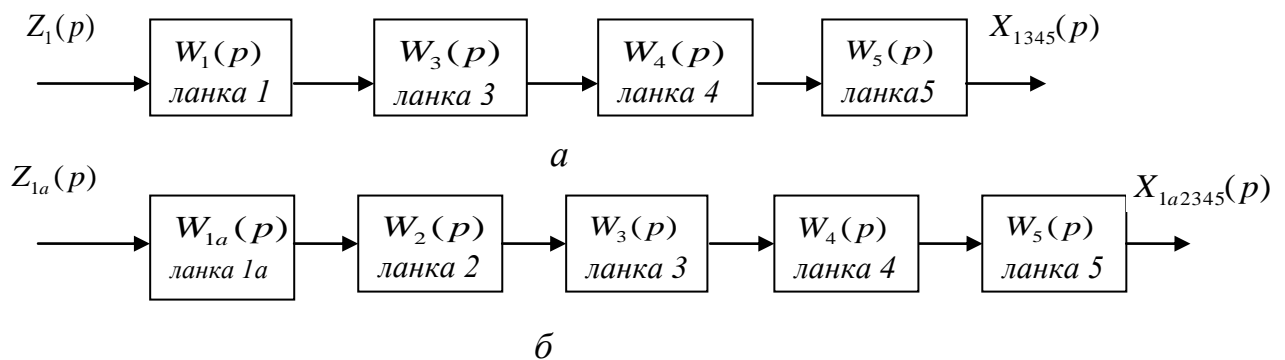
Це значно спрощує дослідження САР, так як завдання показника ступеня диференціального рівняння системи зводиться до складання рівнянь окремих ланок, і буде залежати в значній мірі від виду динамічної структурної схеми САР.

3.8.1 Розробка розімкнених динамічних структурних багатоланкових систем повітропостачання газового ДВЗ

Знаючи динамічні характеристики окремих ланок, і користуючись структурною динамічною схемою, можна визначити ці характеристики і для всієї системи.

Структурні динамічні схеми [45] є графічним відображенням математичної моделі системи, представлених у вигляді сполук типових ланок, умовно зображених у вигляді прямокутників із зазначенням вхідних і вихідних величин (елементарних впливів), записаних в операторній формі.

На рис. 3.14 наведені варіанти динамічних багатоланкових структурних схем (або схематичного представлення процесу визначення технічного стану) розімкнених систем вузлів подачі повітря газового ДВЗ конвертованого АТЗ [45].



а – для центральної, розподіленої і безпосередньої подачі газу в ДВЗ;

б – для подачі газу в ДВЗ стандартною ГБО; 1 – повітряний фільтр;

2 – дифузор змішувача; 3 – дросельний вузол поворотної заслінки;

4 – впускний колектор; 5 – газовий ДВЗ

Рисунок 3.14 – Динамічні структурні багатоланкові схеми розімкнених систем повітропостачання газового двигуна

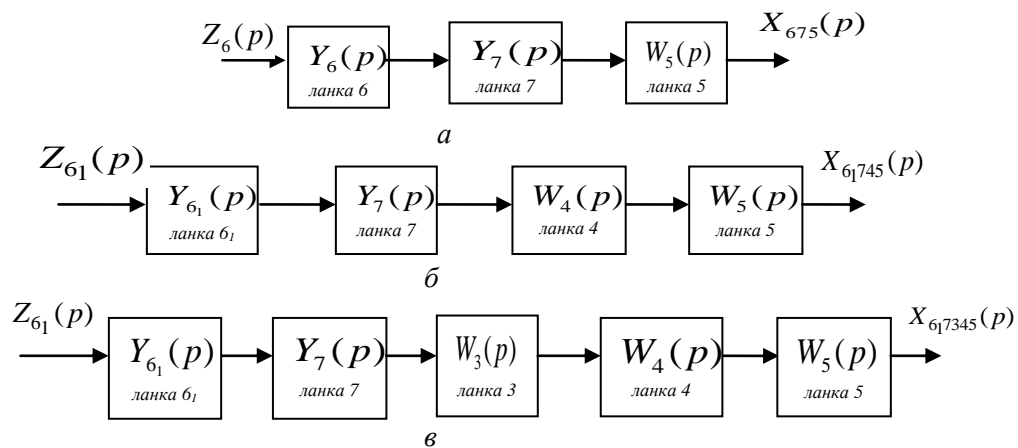
У систему подачі повітря сучасних засобів транспорту, з центральною, розподіленою і безпосередньою подачею газу в циліндри ДВЗ з іскровим запалюванням (рис. 3.14, *а*), входять такі вузли (елементарні ланки):

повітряний фільтр 1; дросельний вузол з поворотною заслінкою 3; впускний колектор 4 і ДВЗ 5. До цієї системи прикладені: $W1(p)$, $W3(p)$, $W4(p)$, $W5(p)$ – передавальні функції ланок 1,3,4 і 5; $Z1(p)$ і $X1345(p)$ – сумарні складові вхідних вихідних впливів діючих на узагальнену систему ланок 1345.

У транспортних засобах (рис. 3.14, б), обладнаних стандартною, серійно випускаючою ГБО, системи подачі повітря додатково комплектуються дифузором змішувача 2, а також до неї додані: $W2(p)$ – передавальна функція ланки 2; $Z1a(p)$ і $X12345(p)$ – сумарні складові вхідних вихідних впливів діючих на узагальнену систему ланок 12345.

3.8.2 Розробка розімкнутих динамічних структурних багатоланкових схем системи подачі палива газового ДВЗ

На рис. 3.15 наведені варіанти динамічних структурних багатоланкових схем (або схематичного представлення процесу визначення технічного стану) розімкнутих систем агрегатів ГТС [45], конвертованого газового ДВЗ транспортного засобу.



а – з безпосередньою подачею газу (БПГ) в ДВЗ; б – з розподіленою подачею газу (РПГ) в ДВЗ; в – з центральною (моно) подачею газу (ЦПГ) в ДВЗ;

б – газовий редуктор низького тиску (ГРНТ) для БПГ;

б₁ – ГРНТ для РПГ і ЦПГ; 7 – електромагнітний дозатор газу (ЕДГ)

Рисунок 3.15 – Динамічні структурні схеми розімкнутих багатоланкових систем подачі газу в ДВЗ

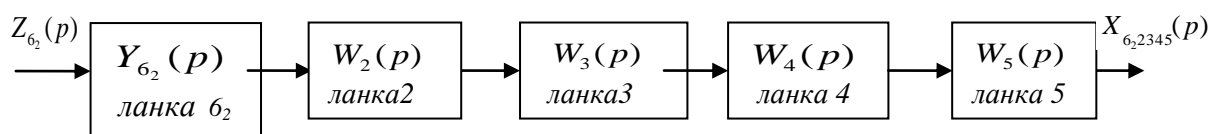
У систему подачі палива сучасних засобів транспорту, з безпосередньою подачею газу в ДВЗ (рис. 3.15, *a*), входять такі вузли (ланки), як: ДВЗ 5, газовий редуктор низького тиску (ГРНТ) 6, з робочим тиском газу на виході з вузла, дорівнюючим $6 - 8 \text{ ат} \pm 25 \text{ мм вод. ст.}$ і електромагнітний дозатор газу (ЕДГ) 7.

До неї включені: $Y_{6(p)}$, $Y_{7(p)}$ – передавальні функції ланок 6 і 7; а також $Z_{6(p)}$ і $X_{675(p)}$ – сумарні складові вхідних вихідних впливів діючих на узагальнену систему ланок 675.

У систему подачі палива ЗТ, з розподіленою подачею газу в ДВЗ (рис. 3.15, *б*), спільно з вищенаведеними типовими ланками, зображеними на рис. 3.15, *a*, додатково входить впускний колектор 4 і газовий редуктор низького тиску 6_1 , з робочим тиском газу на виході з вузла, дорівнюючим $1,7 - 2,3 \text{ ат.}$ До системи також додатково прикладена $X_{6_1745(p)}$ – сумарна складова вихідних впливів діючих на узагальнену систему ланок 6_1745 .

Паливна система з центральною подачею газу в ДВЗ (рис. 3.15, *в*), також додатково комплектується поворотною заслінкою 3. До системи додатково прикладена $X_{6_17345(p)}$ – сумарна складова вихідних впливів діючих на узагальнену систему 6_17345 .

У транспортних засобах, обладнаних стандартним ГБО (рис. 3.16), що серійно випускається, комплект газового обладнання додатково комплектується дифузorzом змішувача 2 і ГРДН 6_2 , з робочим тиском газу на виході з вузла, що дорівнює $\pm 25 \text{ мм вод. ст.}$ До системи додатково прикладена $X_{6_22345(p)}$ – сумарна складова вихідних впливів діючих на узагальнену систему ланок 6_22345 .

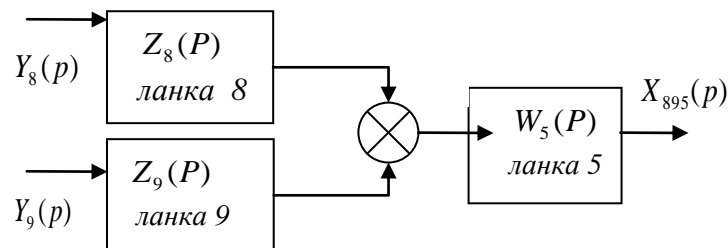


6_2 – ГРНТ для серійного ГБО

Рисунок 3.16 – Динамічна структурна схема розімкненої багатоланкової системи подачі палива газу в двигун, що обладнана стандартною ГБО

3.8.3 Розробка розімкнутих структурних динамічних багатоланкових схем свічкового вузла системи запалювання газового ДВЗ

На рис. 3.17 приведені динамічні структурні схеми (або схематичного представлення процесу визначення технічного стану) розімкнутих багатоланкових систем свічкових вузлів контактної та безконтактної систем запалювання [45], газового ДВЗ конвертованого АТЗ. В динамічні розімкнуті структурні схеми свічкових вузлів систем запалювання входять: ДВЗ 5, а також енергії, які виділяються при ємкісному 8 і індуктивному 9 розрядах на електродах свічки вузла систем запалювання. До систем прикладені: $Z_8(p)$, $Z_9(p)$, – передавальні функції ланок 8, і 9; а також $Y_8(p)$ і $Y_9(p)$ – сумарні складові двох вхідних і одного вихідного $X_{895}(p)$ впливів, що діють на узагальнену систему ланок 895.



8 і 9 – енергії, які виділяються при ємкісному і індуктивному розрядах на електродах свічного вузла

Рисунок 3.17 – Динамічні структурні багатоланкові схеми розімкнутих свічкових вузлів для контактної і безконтактної транзисторних систем запалювання ДВЗ (схема одна на дві системи запалювання)

Маючи рівняння окремих ланок, не важко отримати рівняння всієї системи, можна замінити дослідження реальної системи дослідженням її математичної моделі.

3.9 Передавальні функції технічних систем і об'єктів конвертованого транспортного засобу

Для спрощення рішення диференціальних рівнянь в теорії

автоматичного регулювання (ТАР) технічними об'єктами автомобілів і тракторів (ТАРТОАТ), в АР ДВЗ, в автоматичній авіаційній і ракетній силових установках (ААРСУ) широко використовується операційний метод або прями і зворотні перетворення Лапласа.

При символічній формі записи диференціальних рівнянь (ДР) операційний метод дозволяє перейти від ДР до звичайних алгебраїчних рівнянь шляхом при застосуванні формальної операції над символом $p \rightarrow d/dt$, де t – інтервал часу в якому здійсниться процес.

За динамічним структурним багатоланковим схемам розроблені математичні моделі окремих типових елементарних ланок, а також різних варіантів розімкнутих багатоланкових систем вузлів подачі повітря, запалювання і агрегатів подачі палива, які експлуатуються на сучасних АТЗ.

3.9.1 Передавальні функції окремих типових елементарних ланок технічних систем і об'єктів конвертованого АТЗ

У теорії автоматичного регулювання (ТАР) вводиться поняття «передавальна функція», яке є фундаментальним поняттям ТАР.

Для опису систем автоматичного управління використовують різні передавальні функції: в операторній формі і в зображеннях Лапласа. Передавальну функцію розглядають як особливу форму записи диференціального рівняння.

Над усіма типовими елементарними ланками, наведеними на рис. 3.14 – 3.17, здійснюються наступні однотипні (єдиний підхід) математичні перетворення (операції).

Далі, застосуємо пряме перетворення Лапласа до всіх вище наведених типових елементарних ланок системи подачі повітря, запалювання і подачі палива. Як, приклад знову візьмемо операторне рівняння (3.49) [29] ланки 5 і застосуємо до неї прями лінійні перетворення Лапласа, тоді отримаємо

$$L_5(p) = [(T_D \cdot p + 1) \cdot \bar{\omega}] \cdot (Z_5(p)) = [k_g \cdot \bar{q}_u + k_\beta \cdot \bar{\beta} - k_v \cdot \bar{V}_a + k_p \cdot \bar{p}_a] \cdot (X_5(p)).$$

Після перетворень Лапласа операторне рівняння (3.49) перетворюється в передавальну функцію ланки 5, яка описує процес збільшення кутової швидкості обертання колінчастого вала ДВЗ. Остання наведена в наступному вигляді

$$W_5(p) = \frac{Z_5(p)}{X_5(p)} = \frac{k_g \cdot \bar{q}_u + k_\beta \cdot \bar{\beta} - k_v \cdot \bar{V}_a + k_p \cdot \bar{p}_a}{T_D \cdot p + 1},$$

де $X_5(p)$ і $Z_5(p)$ – співвідношення для зображень Лапласа часових функцій (оригіналів) лівої і правої частин ДР.

Після перетворень операторного рівняння (3.81) [16], отримаємо передавальну функцію для ланки 1, яка описує регулювання процесу витікання робочого тіла, що проходить через серцевину повітряного фільтра ДВЗ з серійним ГБО. Функція записується в наступному вигляді

$$W_{1a}(p) = \frac{Z_{1a}(p)}{X_{1a}(p)} = \frac{K_{on} \cdot \bar{p}_{on,\phi} + Q_{нов.засл} \cdot \bar{\beta} - Q_{\phi} \cdot \bar{p}_{\phi}}{T_{нов.ф} \cdot p + 1},$$

де $X_{1a}(p)$ і $Z_{1a}(p)$ – співвідношення для зображень Лапласа часових функцій (оригіналів) лівої і правої частин ДР ланки 1а.

Після перетворень операторного рівняння (3.82) [16], отримаємо передавальну функцію ланки 1а, котра описує регулювання процесу витікання робочого тіла яке проходить через серцевину повітряного фільтру ДВЗ з моно-, розподіленою і безпосередньою подачею палива. Рівняння має такий вигляд

$$W_1(p) = \frac{Z_{1a}(p)}{X_1(p)} = \frac{K_{on,\phi} \cdot \bar{p}_{on,\phi} + Q_{1нов.засл} \cdot \bar{\beta}}{T_{нов.ф} \cdot p + 1},$$

де $X_1(p)$ і $Z_1(p)$ – співвідношення для зображень Лапласа часових функцій (оригіналів) лівої і правої частин ДР ланки 1.

Після перетворень операторного рівняння (3.82) [28], отримаємо передавальну функцію ланки 2, яке описує регулювання процесу витікання

газоповітряної суміші, що проходить через горловину дифузора змішувача, представлена виразом

$$W_2(p) = \frac{Z_2(p)}{X_2(p)} = \frac{K_{он.ф} \cdot \overline{p_{он.ф}} + Q_{засл} \cdot \overline{\beta} + Q_{р.з} \cdot \overline{p_{др.засл}}}{T_{дф.зм} \cdot p + 1},$$

де $X_2(p)$ і $Z_2(p)$ – співвідношення для зображень Лапласа часових функцій (оригіналів) лівої і правої частин ДР ланки 2.

Після перетворень операторного рівняння (3.82) [30], отримаємо передавальну функцію ланки 3, яка описує регулювання процесу прискорення положення поворотної заслінки в дросельному вузлі. Остання наведена у вигляді наступного співвідношення

$$W_3(p) = \frac{Z_3(p)}{X_3(p)} = \frac{Q_{др.засл} \cdot \overline{p_{др.засл}} + p_{зусл}}{T_{др.засл}^2 \cdot p^2 + T_{к.засл} \cdot p + K_{др.засл}},$$

де $X_3(p)$ і $Z_3(p)$ – співвідношення для зображень Лапласа часових функцій (оригіналів) лівої і правої частин ДР ланки 3.

Після перетворень операторного рівняння (3.82) [222], отримано передавальну функцію ланки 4, яка описує регулювання процесу перетікання газоповітряної суміші у впускному колекторі, описується залежністю

$$W_4(p) = \frac{Z_4(p)}{X_4(p)} = \frac{k_{гн} \cdot \overline{q_{цн}} + k_{\beta_n} \cdot \overline{\beta_n} - k_{IH} \cdot \overline{I_n} + k_{pn} \cdot \overline{p_k}}{T_{дн} \cdot p + 1},$$

де $X_4(p)$ і $Z_4(p)$ – співвідношення для зображень Лапласа часових функцій (оригіналів) лівої і правої частин ДР ланки 4.

Після перетворень операторного рівняння (3.82) [17], отримаємо передавальну функцію ланки 6, яка описує регулювання процесу прискорення руху клапана подачі 2-го ступеня ГРНТ, представлена виразом

$$Y_6(p) = \frac{Z_6(p)}{X_6(p)} = \frac{K_{pk} \cdot \overline{p_k} + K_{\beta} \cdot \overline{\beta} - K_{e2} \cdot \overline{p_{e2}}}{T_{p2}^2 \cdot p^2 + T_{p1} \cdot p + 1},$$

де $X_6(p)$ і $Z_6(p)$ – співвідношення для зображень Лапласа часових функцій (оригіналів) лівої і правої частин ДУ ланки 6.

Для ланок 6_1 і 6_2 передавальні функції в даній роботі не наводяться.

Після перетворень операторного рівняння (3.82) [28], отримаємо передавальну функцію ланки 7, яка описує регулювання процесу прискорення поступового руху клапана-сердечника ЕДГ, записується співвідношенням

$$Y_7(p) = \frac{Z_7(p)}{X_7(p)} = \frac{K_{pk} \cdot \overline{p_k} + K_{\beta} \cdot \overline{\beta} - K_{z2} \cdot \overline{p_{z2}}}{T_{dgl}^2 \cdot p^2 + T_{kd1} \cdot p + K_{mgl}},$$

де $X_7(p)$ і $Z_7(p)$ – співвідношення для зображень Лапласа часових функцій (оригіналів) лівої і правої частин ДУ ланки 7.

Після перетворень операторного рівняння (3.82) [259], отримаємо передавальну функцію ланки 8, яка описує регулювання процесу виділення теплової енергії в ємнісному заряді на електродах свічки, визначається залежністю

$$Z_8(p) = \frac{\left(A_{III} - \frac{C_{cb} \cdot U_0}{2} \right)}{i^2} = \frac{R_{III}}{p},$$

де $X_8(p)$ і $Y_8(p)$ – співвідношення для зображень Лапласа часових функцій (оригіналів) лівої і правої частин ДР ланки 8.

Після перетворень операторного рівняння (3.82) [259], отримаємо передавальну функцію ланки 9, яка описує регулювання процесу виділення теплової енергії в індуктивному заряді на електродах свічного вузла, визначається залежністю

$$Z_9(p) = \frac{A_{up}}{i_2} = \frac{U_{up}}{p},$$

де $X_9(p)$ і $Y_9(p)$ – співвідношення для зображень Лапласа часових функцій (оригіналів) лівої і правої частин ДР ланки 9.

Використовуючи передавальні функції окремих ланок, і користуючись структурними динамічними схемами, визначаються характеристики цих ланок і самих систем.

Для інженерних розрахунків також розроблені багатоланкові передавальні функції розімкнутих технічних систем АТЗ, які наведені в підрозділі 3.9.2.

3.9.2 Багатоланкові передавальні функції розімкнутих технічних систем і об'єктів конвертованого АТЗ

3.9.2.1 Багатоланкові передавальні функції розімкнутих технічних об'єктів системи повітропостачання газового ДВЗ конвертованого АТЗ

Для дослідження розімкнутих багатоланкових динамічних систем повітропостачання газового ДВЗ, наведених на рис. 3.14, були складені наступні узагальнені передавальні функції.

Узагальнена передавальна функція являє собою послідовно пов'язані між собою елементарні ланки 3, 4, 5.

$$W_{345}(p) = W_3(p) \cdot W_4(p) \cdot W_5(p) = \left(\frac{Q_{др.засл} \cdot \overline{p_{др.засл}} + \overline{P_{зусил}}}{T_{др.засл}^2 \cdot p^2 + T_{к.засл} \cdot p + K_{др.засл}} \right) x \quad (3.207)$$

$$x \left(\frac{k_{B\omega} \cdot \overline{\omega} - k_{B\beta} \cdot \overline{\beta}}{T_B \cdot p + 1} \right) \cdot \left(\frac{k_q \cdot \overline{q_u} + k_\beta \cdot \overline{\beta} - k_v \cdot \overline{V_a} + k_p \cdot \overline{p_a}}{T_D \cdot p + 1} \right)$$

– для ланок 3, 4 і 5.

Застосувавши зворотне перетворення Лапласа до узагальненої передавальної функції $W_{345}(p)$, отримаємо характеристичне рівняння розімкнутої системи подачі повітря, що складається з ланок 3, 4 і 5, тоді вираження прийме наступний вигляд

$$A345_0 \cdot p^4 + A345_1 \cdot p^3 + A345_2 \cdot p^2 + A345_3 \cdot p + A345_4 = 0. \quad (3.208)$$

Для визначення вільних коефіцієнтів (3.209) рівняння (3.208) підведемо подібні члени і згрупуємо їх.

Тоді, вільні коефіцієнти рівняння (3.209), за допомогою нескладних перетворень, відповідно приймуть вид:

$$\begin{aligned}
A345_0 &= T_D \cdot T_{др.засл}^2 \cdot T_B; \\
A345_1 &= T_D \cdot T_{др.засл}^2 \cdot \overline{p_a} + T_D \cdot T_{к.засл} \cdot T_B + T_{др.засл}^2 \cdot T_B; \\
A345_2 &= T_D \cdot T_{к.засл} \cdot \overline{p_a} + T_D \cdot T_{др.засл} \cdot \overline{\beta} \cdot T_B + T_{др.засл}^2 \cdot \overline{p_a} + T_{к.засл} \cdot T_B; \quad (3.209) \\
A345_3 &= T_D \cdot K_{др.засл} \cdot \overline{p_a} \cdot \overline{\beta} + T_{к.засл} \cdot \overline{p_a} + K_{др.засл} \cdot \overline{\beta} \cdot T_B; \\
A345_4 &= K_{др.засл} \cdot \overline{\beta} \cdot \overline{p_a} + k_q \cdot \overline{q_{ц}} \cdot Q_{др.засл} \cdot \overline{p_{др.засл}} \cdot k_{B\beta} \cdot \overline{\beta} - \\
&- k_q \cdot \overline{q_{ц}} \cdot Q_{др.засл} \cdot \overline{p_{др.засл}} \cdot k_{B\omega} \cdot \overline{\omega} + k_q \cdot \overline{q_{ц}} \cdot \overline{p_{зусил}} \cdot k_{B\beta} \cdot \overline{\beta} + \\
&+ k_q \cdot \overline{q_{ц}} \cdot \overline{p_{зусил}} \cdot k_{B\omega} \cdot \overline{\omega} + k_{\beta} \cdot \overline{\beta}^2 \cdot Q_{др.засл} \cdot \overline{p_{др.засл}} \cdot k_{B\beta} + \\
&+ k_{\beta} \cdot \overline{\beta} \cdot Q_{др.засл} \cdot \overline{p_{др.засл}} \cdot k_{B\omega} \cdot \overline{\omega} + k_{\beta} \cdot \overline{\beta}^2 \cdot \overline{p_{зусил}} \cdot k_{B\beta} + \\
&+ k_{\beta} \cdot \overline{\beta} \cdot \overline{p_{зусил}} \cdot k_{B\omega} \cdot \overline{\omega} + k_v \cdot \overline{V_a} \cdot Q_{др.засл} \cdot \overline{p_{др.засл}} \cdot k_{B\beta} \cdot \overline{\beta} - \\
&- k_v \cdot \overline{V_a} \cdot Q_{др.засл} \cdot \overline{p_{др.засл}} \cdot k_{B\omega} \cdot \overline{\omega} + k_v \cdot \overline{V_a} \cdot \overline{p_{зусил}} \cdot k_{B\beta} \cdot \overline{\omega} + \\
&+ k_v \cdot \overline{V_a} \cdot \overline{p_{зусил}} \cdot k_{B\omega} \cdot \overline{\omega} + k_p \cdot \overline{p_a} \cdot Q_{р.засл} \cdot \overline{p_{др.засл}} \cdot k_{B\beta} \cdot \overline{\beta} + \\
&+ k_p \cdot \overline{p_a} \cdot Q_{др.засл} \cdot \overline{p_{др.засл}} \cdot k_{B\omega} \cdot \overline{\omega} + k_p \cdot \overline{p_a} \cdot \overline{p_{зусил}} \cdot k_{B\beta} \cdot \overline{\omega} + \\
&+ k_p \cdot \overline{p_a} \cdot \overline{p_{зусил}} \cdot k_{B\omega} \cdot \overline{\omega}
\end{aligned}$$

Для поліномів, наведених нижче, громіздкі вільні коефіцієнти в даній роботі не наводяться.

Аналогічні математичні перетворення будуть проведені з іншими передавальними багатоланковими функціями.

Узагальнена передавальна функція являє собою послідовно пов'язані між собою елементарні ланки 1, 3, 4, 5.

$$\begin{aligned}
W_{1345}(p) &= W_1(p) \cdot W_3(p) \cdot W_4(p) \cdot W_5(p) = W_1(p) \cdot W_{345}(p) = \\
&= \left(\frac{K_{оп} \cdot \overline{p_{оп.ф}} + Q_{новітзасл} \cdot \overline{\beta} - Q_{оф} \cdot \overline{p_{оф}}}{T_{новітф} \cdot p + 1} \right) \cdot \\
&\cdot \left(\frac{A345_4}{A345_0 \cdot p^4 + A345_1 \cdot p^3 + A345_2 \cdot p^2 + A345_3 \cdot p} \right) \quad (3.210)
\end{aligned}$$

– для центральної, розподіленої і безпосередньої подачі газу в двигун.

Застосувавши зворотне перетворення Лапласа до узагальненої передавальної функції $W_{1345}(p)$, отримаємо характеристичне рівняння розімкнутої системи подачі повітря

$$A1345_0 \cdot p^5 + A1345_1 \cdot p^4 + A1345_2 \cdot p^3 + A1345_3 \cdot p^2 + A1345_4 \cdot p + A1345_5 = 0 \quad (3.211)$$

– для центральної, розподіленої і безпосередньої подачі газу в двигун.

Узагальнена передавальна функція являє собою послідовно пов'язані між собою елементарні ланки 2, 3, 4, 5.

$$W_{2345}(p) = W_2(p) \cdot W_3(p) \cdot W_4(p) \cdot W_5(p) = W_2(p) \cdot W_{345}(p) = \left(\frac{K_{оп.ф} \cdot \overline{P_{оп.ф}} + Q_{засл} \cdot \bar{\beta} + Q_{р.з} \cdot \overline{P_{др.засл}}}{T_{дф.зм} \cdot p + 1} \right) \cdot \left(\frac{A345_4}{A345_0 \cdot p^4 + A345_1 \cdot p^3 + A345_2 \cdot p^2 + A345_3 \cdot p} \right) \quad (3.212)$$

– для ланок 2, 3, 4 і 5.

Застосувавши зворотне перетворення Лапласа до узагальненої передавальної функції $W_{2345}(p)$, отримаємо характеристичне рівняння розімкнутої системи подачі повітря

$$A2345_0 \cdot p^5 + A2345_1 \cdot p^4 + A2345_2 \cdot p^3 + A2345_3 \cdot p^2 + A2345_4 \cdot p + A2345_5 = 0 \quad (3.213)$$

– для ланок 2, 3, 4 і 5.

Узагальнена передавальна функція являє собою послідовно пов'язані між собою елементарні ланки 1а, 2, 3, 4, 5.

$$W_{1a2345}(p) = W_{1a}(p) \cdot W_2(p) \cdot W_3(p) \cdot W_4(p) \cdot W_5(p) = W_{1a}(p) \cdot W_2(p) \cdot W_{345}(p) = \left(\frac{K_{оп.ф} \cdot \overline{P_{оп.ф}} + Q_{повітзасл} \cdot \bar{\beta}}{T_{повітф} \cdot p + 1} \right) \cdot \left(\frac{K_{оп.ф} \cdot \overline{P_{оп.ф}} + Q_{засл} \cdot \bar{\beta} + Q_{р.з} \cdot \overline{P_{др.засл}}}{T_{дф.зм} \cdot p + 1} \right) \times \left(\frac{A345_4}{A345_0 \cdot p^4 + A345_1 \cdot p^3 + A345_2 \cdot p^2 + A345_3 \cdot p} \right) = \left(\frac{K_{оп.ф} \cdot \overline{P_{оп.ф}} + Q_{повітзасл} \cdot \bar{\beta}}{T_{повітф} \cdot p + 1} \right) \times \left(\frac{A2345_5}{A2345_0 \cdot p^5 + A2345_1 \cdot p^4 + A2345_2 \cdot p^3 + A2345_3 \cdot p^2 + A2345_4 \cdot p} \right) \quad (3.214)$$

– для стандартної ГБО з подачею газу в двигун через дифузор змішувача.

Застосувавши зворотне перетворення Лапласа до узагальненої передавальної функції $W_{1a2345}(p)$, отримаємо характеристичне рівняння розімкнутої системи подачі повітря

$$A12345_0 \cdot p^6 + A12345_1 \cdot p^5 + A12345_2 \cdot p^4 + A12345_3 \cdot p^3 + \\ + A12345_4 \cdot p^2 + A12345_5 \cdot p + A12345_6 = 0 \quad (3.215)$$

– для стандартної ГБО з подачею газу в двигун через дифузор змішувача.

3.9.2.2 Передавальні функції розімкнутих технічних об'єктів газової мережі двигуна конвертованого АТЗ

Для дослідження розімкнутих динамічних систем подачі палива газового ДВЗ, наведених на рис. 3.15 і рис. 3.16, були розроблені наступні узагальнені передавальні функції.

Узагальнена передавальна функція послідовно пов'язує між собою елементарні ланки 6, 7 і 5.

$$W_{675}(p) = Y_6(p) \cdot Y_7(p) \cdot W_5(p) = \left(\frac{K_{pk} \cdot \bar{p}_k + K_\beta \cdot \bar{\beta} - K_{\varepsilon 2} \cdot \bar{p}_{\varepsilon 2}}{T_{p2} \cdot p^2 + T_{p1} \cdot p + 1} \right) x \quad (3.216) \\ \times \left(\frac{\bar{p}_z + K_{pg} \cdot \bar{p}_g + K_{pr1} \cdot \bar{b}_{pr1} - K_{mp1} \cdot \bar{F}_{mp1}}{T_{dg1} \cdot p^2 + T_{k.d1} \cdot p + K_{mg1}} \right) \cdot \left(\frac{k_q \cdot \bar{q}_u + k_\beta \cdot \bar{\beta} - k_v \cdot \bar{V}_a + k_p \cdot \bar{p}_a}{T_d \cdot p + 1} \right)$$

– для розімкнутої системи з безпосередньою подачею газу в циліндри ДВЗ.

Застосувавши зворотне перетворення Лапласа до узагальненої передавальної функції $W_{675}(p)$, отримаємо характеристичне рівняння розімкнутої системи подачі газу, що складається з ланок 6, 7 і 5, отримане вираження має такий вигляд

$$A675_0 \cdot p^5 + A675_1 \cdot p^4 + A675_2 \cdot p^3 + A675_3 \cdot p^2 + A675_4 \cdot p + A675_5 = 0. \quad (3.217)$$

Узагальнена передавальна функція послідовно пов'язує між собою елементарні ланки 6, 7,4 і 5.

$$W_{6745}(p) = Y_6(p) \cdot Y_7(p) \cdot W_4(p) \cdot W_5(p) = W_{675}(p) \cdot W_4(p) = \\ = \left(\frac{A675_5}{A675_0 \cdot p^5 + A675_1 \cdot p^4 + A675_2 \cdot p^3 + A675_3 \cdot p^2 + A675_4 \cdot p} \right) \times \quad (3.218) \\ \times \left(\frac{k_q \cdot \bar{q}_u + k_\beta \cdot \bar{\beta} - k_v \cdot \bar{V}_a + k_p \cdot \bar{p}_a}{T_d \cdot p + 1} \right)$$

– для розімкнутої системи з розподіленою подачею газу в ДВЗ.

Застосувавши зворотне перетворення Лапласа до узагальненої передавальної функції $W_{6745}(p)$, отримаємо характеристичне рівняння розімкнутої системи, що складається з ланок 6, 7, 4 і 5

$$\begin{aligned} & A6745_0 \cdot p^6 + A6745_1 \cdot p^5 + A6745_2 \cdot p^4 + A6745_3 \cdot p^3 + \\ & + A6745_4 \cdot p^2 + A6745_5 \cdot p + A6745_6 = 0 \end{aligned} \quad (3.219)$$

– з розподіленою подачею газу в ДВЗ.

Узагальнена передавальна функція послідовно пов'язує між собою елементарні ланки 6, 7, 4 і 5.

$$\begin{aligned} W_{67345}(p) &= Y_6(p) \cdot Y_7(p) \cdot W_3(p) \cdot W_4(p) \cdot W_5(p) = W_{6745}\{p\} \cdot W_3(p) = \\ &= \left(\frac{A6745_6}{A6745_0 \cdot p^6 + A6745_1 \cdot p^5 + A6745_2 \cdot p^4 + A6745_3 \cdot p^3 + A6745_4 \cdot p^2 + A6745_5 \cdot p} \right) \times \\ &\times \left(\frac{Q_{др.засл} \cdot \overline{P_{др.засл}} + \overline{P_{зусил}}}{T_{др.засл}^2 \cdot p^2 + T_{к.засл} \cdot p + K_{др.засл}} \right) \end{aligned} \quad (3.220)$$

– для розімкнутої системи з центральною (моно-) подачею газу в ДВЗ.

Застосувавши зворотне перетворення Лапласа до узагальненої передавальної функції $W_{67345}(p)$, отримаємо характеристичне рівняння розімкнутої системи, що складається з ланок 6, 7, 3, 4 і 5

$$\begin{aligned} & A67345_0 \cdot p^8 + A67345_1 \cdot p^7 + A67345_2 \cdot p^6 + A67345_3 \cdot p^5 + \\ & + A67345_4 \cdot p^4 + A67345_5 \cdot p^3 + A67345_6 \cdot p^2 + \\ & + A67345_7 \cdot p + A67345_8 = 0 \end{aligned} \quad (3.221)$$

– з центральною (моно-) подачею газу в ДВЗ.

Узагальнена передавальна функція послідовно пов'язує між собою елементарні ланки 6, 7, 3, 4 і 5.

$$\begin{aligned} W_{62345}(p) &= Y_6(p) \cdot W_2(p) \cdot W_3(p) \cdot W_4(p) \cdot W_5(p) = \\ &= Y_6(p) \cdot W_{2345}(p) = \left(\frac{K_{pk} \cdot \overline{p_k} + K_{\beta} \cdot \overline{\beta} - K_{\epsilon 2} \cdot \overline{p_{\epsilon 2}}}{T_{p2}^2 \cdot p^2 + T_{p1} \cdot p + 1} \right) \times \\ &\times \left(\frac{A2345_5}{A2345_0 \cdot p^5 + A2345_1 \cdot p^4 + A2345_2 \cdot p^3 + A2345_3 \cdot p^2 + A2345_4 \cdot p} \right) \end{aligned} \quad (3.222)$$

– для розімкнутої системи подачі газу в двигун, оснащеної стандартної ГБО.

Застосувавши зворотне перетворення Лапласа до узагальненої передавальної функції $W_{62345}(p)$, отримаємо характеристичне рівняння розімкнутої системи, що складається з ланок 6, 2, 3, 4 і 5

$$A62345_0 \cdot p^7 + A62345_1 \cdot p^6 + A62345_2 \cdot p^5 + A62345_3 \cdot p^4 + A62345_4 \cdot p^3 + A62345_5 \cdot p^2 + A62345_6 \cdot p + A62345_7 = 0 \quad (3.223)$$

– для ДВЗ, оснащених стандартної ГБО.

3.9.2.3 Передавальні функції розімкнутих технічних об'єктів системи запалювання конвертованого АТЗ

Для дослідження розімкнутої динамічної схеми свічкового вузла системи запалювання газового ДВЗ, наведеного на рис. 3.17, була розроблена наступна узагальнена передавальна функція

$$W_{895}(p) = [Z_8(p) + Z_9(p)] \cdot W_5(p) = \left[\frac{K_{III} \cdot \overline{R_{III}}}{p} + \frac{K_{up} \cdot \overline{U_{up}}}{p} \right] \cdot \left(\frac{k_q \cdot \overline{q} + k_\beta \cdot \overline{\beta} - k_v \cdot \overline{V_a} + k_p \cdot \overline{p_a}}{T_d \cdot p + 1} \right) \quad (3.224)$$

– для штатної контактної і транзисторної систем запалювання (одна для обох систем).

Після зворотного перетворення узагальненої передавальної функції $W_{895}(p)$, отримано характеристичне рівняння свічкового вузла системи запалювання, яке представлено наступним співвідношенням

$$A895_0 \cdot p^2 + A895_1 \cdot p + A895_2 = 0. \quad (3.225)$$

Маючи характеристичні рівняння елементарних типових ланок і узагальнених розімкнутих технічних систем конвертованого ЗТ можна здійснювати дослідження на стійкість та якість САР.

ВИСНОВКИ ЗА РОЗДІЛОМ 3

На підставі викладеного матеріалу в третьому розділі роботи можна зробити наступний висновок, що, в ньому отримали подальший розвиток наукові основи теорії автоматичного управління технічними об'єктами (системи подачі газу, повітря і запалювання) засобів транспорту, конвертованих для роботи на природному газі. Зокрема:

1. Отримані рівняння (з урахуванням логічної і математичної моделі об'єкта діагностування) і вільні коефіцієнти окремих елементів (ланок) САР в операторній формі запису:

– ланка 5 (рівняння 1-го порядку), що описує управління процесом змінення швидкості кутового обертання колінчастого вала газового ДВЗ, який використовується в якості приводу автотранспортного засобу;

– ланка 1 (рівняння 1-го порядку), що описує управління процесом змінення витрати свіжого заряду, який очищується в фільтруючому елементі повітряного фільтра;

– ланка 2 (рівняння 1-го порядку), що описує управління процесом змінення витрати газоповітряної суміші в дифузори змішувача;

– ланка 3 (рівняння 2-го порядку), що описує управління процесом змінення кутового прискорення поворотною заслінки в горловині дросельного вузла при дроселюванні потоку робочого тіла, яке надходить у ДВЗ;

– ланка 4 (рівняння 1-го порядку), що описує управління процесом змінення витрати робочого тіла у впускному колекторі газового ДВЗ:

– ланка 6 (рівняння 2-го порядку), що описує управління процесом змінення прискорення поступального руху перепускного клапана подачі газу двохступеневого ГРНТ;

– ланка 7 (рівняння 2-го порядку), що описує управління процесом змінення прискорення поступального руху клапана-сердечника ЕДГ подачі газу;

– ланка 8 (рівняння 1-го порядку), що описує управління процесом змінення виділення теплової енергії в ємнісному заряді на електродах свічки вузла;

– ланка 9 (рівняння 1-го порядку), що описує управління процесом змінення виділення теплової енергії в індуктивному заряді на електродах свічки вузла.

2. Розроблені динамічні структурні схеми (або схематичне представлення процесу визначення оцінки технічного стану об'єкту діагностування) окремих вузлів (ланок) систем подачі повітря і запалювання, агрегатів ГПС газового ДВЗ конвертованого АТЗ.

3. Розроблені варіанти складних багатоланкових розімкнутих схем (або схематичне представлення процесу визначення оцінки технічного стану об'єкту діагностування) систем подачі повітря, запалення і подачі газу в ДВЗ конвертованого АТЗ.

3. Розроблені математичні моделі окремих ланок систем подачі повітря, запалення і подачі газу в ДВЗ, з використанням операторних методів обчислення. Отримані вільні коефіцієнти операторних рівнянь окремих ланок досліджуваних систем.

4. Розроблено передавальні функції окремих ланок систем подачі повітря, запалення і подачі газу в ДВЗ, з використанням перетворень Лапласа.

5. Розроблено варіанти складних багатоланкових розімкнутих передавальних функцій систем подачі повітря, запалення і подачі газу в ДВЗ конвертованого АТЗ.

6. Розроблено варіанти операційних характеристичних рівнянь складних багатоланкових розімкнутих систем подачі повітря, запалення і подачі газу в ДВЗ, з використанням зворотного перетворення Лапласа.

Результати досліджень, наведені в розділі 3, опубліковані в роботах [1, 2, 15 - 17, 22, 23, 25-28, 37, 45].

РОЗДІЛ 4

ВДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДІВ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ У СИСТЕМАХ І ТЕХНІЧНИХ ОБ'ЄКТАХ КОНВЕРТОВАНИХ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ

4.1 Особливості конструкції експериментальної установки для дослідження сімейства газових двигунів 6ГЧ13/14 автотранспортних засобів

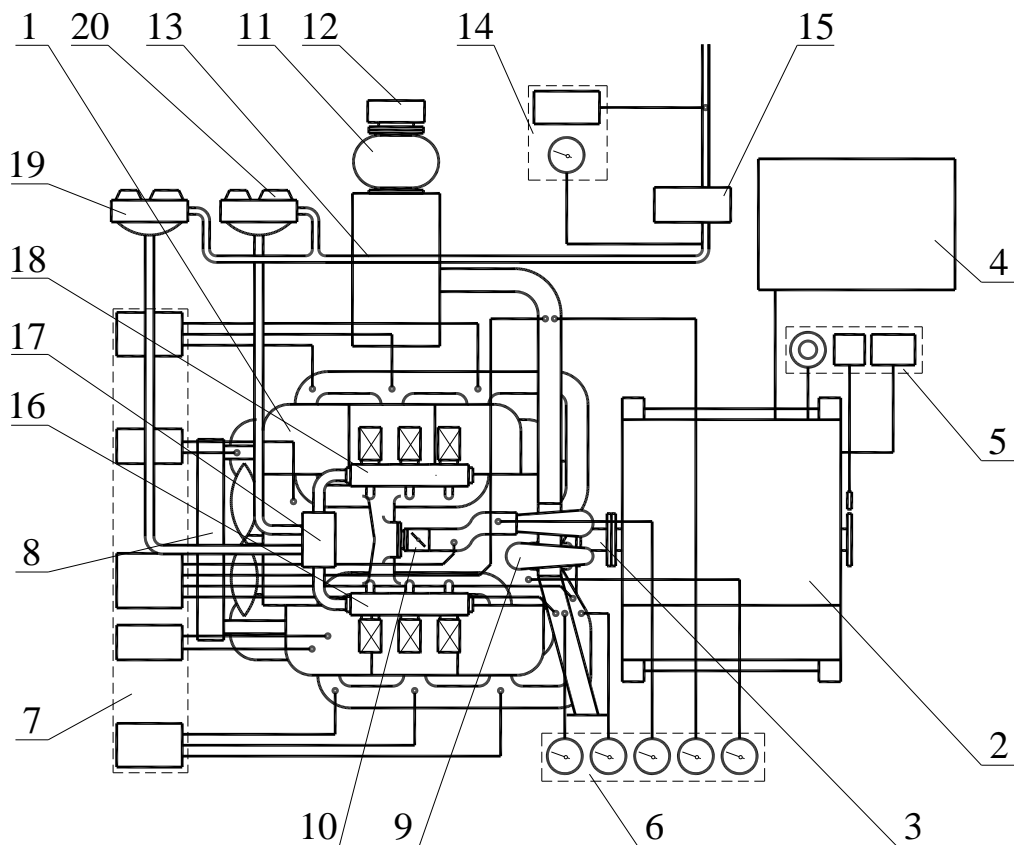
Експериментальна установка оснащена системою запалювання високої енергії, системою газотурбінного наддуву, системою живлення стисненим природним газом розподіленого типу і блоком реєстрації даних. Структурна схема установки пояснюється рис.4.1, а загальний вигляд стенда наведено на рис.4.2.

Двигун 6ГЧН 13/14 1 змонтований на рамі і з'єднаний з навантажувальним пристроєм 2 за допомогою карданної передачі 3.

Пульт управління стендом розбитий на умовні блоки. Це блок управління навантаженням 5, блок контролю тиску 6, блок контролю температур 7 і блок реєстрації швидкоплинних параметрів робочого процесу (на рисунку 3.1 не показаний).

В блок управління навантаженням входять: частотомір імпульсів СІ-8, автотрансформатор і ваговий термінал КОДА-2. Лічильник імпульсів отримує сигнал від індуктивного датчика, який далі обробляється, і виводиться на екран у вигляді даних про частоту обертання колінчастого вала двигуна і збалансованої машини. Автотрансформатор призначений для регулювання сили струму в ланцюгах управління генератора постійного струму машини навантаження. Дані про зміну крутного моменту на екрані вагового терміналу.

Блок контролю тисків об'єднує в собі манометри: контролю тиску повітря на вході і виході з компресорного колеса турбокомпресора; реєстрації тиску відпрацьованих газів на вході і виході з турбінного колеса ТКР; контролю тиску масла в масляній магістралі двигуна.



1 – двигун 6ГЧН 13/14; 2 – навантажувальний пристрій DS932-4N;
 3 – карданна передача; 4 – навантажувальні реостати; 5 – блок управління навантаженням; 6 – блок контролю тиску; 7 – блок контролю температур;
 8 – радіатор; 9 – турбокомпресор; 10 – дросель; 11 – лічильник витрати повітря; 12 – фільтр повітряний; 13 – ресивер; 14 – блок реєстрації параметрів газу; 15 – лічильник витрати газу; 16, 18 – дозатор газу лівого і правого рядів циліндрів; 17 – ресивер-заспокоювач; 19, 20 – сиквентальні газові редуктори

Рисунок 4.1 – Структурна схема експериментальної установки

Блоком реєстрації і контролю температур відслідковуються наступні параметри: температура повітря на вході і виході з компресора, температура відпрацьованих газів на вході і виході з турбіни, температура нижньої плити і межклапанних перемички головки блоку циліндрів, температура охолоджуючої рідини і масла. Перераховані вище параметри реєструються багатofункціональним одноканальним вимірником-регулятором ТРМ-1. Дані

про температуру відпрацьованих газів кожного з циліндрів виводяться на шкали приладів мілівольтметрів типу Ш4541.

Замір витрат повітря і газового палива, який витрачається двигуном здійснюється лічильником витрати повітря РГ-1000 11 і лічильником витрати газу G-25 DELTA 2040/40 15.



a

б

Рисунок 4.2 – Загальний вигляд експериментального стенду з пультом управління для випробувань газових ДВЗ з ГТН (*a*) і комплексом АСДД (*б*)

До складу системи живлення повітрям входить турбокомпресор ТКР-9, який випускається серійно, параметри роботи, якого реєструються вище описаними контрольно-вимірювальними приладами.

Обране контрольно-вимірювальне обладнання стенду дозволяє здійснювати контроль і проводити виміри всіх необхідних параметрів двигуна з точністю, що відповідає вимогам нормативних документів.

У голівці блоку лівого ряду циліндрів виконаний канал для індиціювання, а також вмонтований штуцер для відбору відпрацьованих газів газоаналізатором. Відведення відпрацьованих і картерних газів проводиться витяжною вентиляцією в атмосферу.

Для реєстрації швидкоплинних параметрів робочого процесу застосовується вимірювально-обчислювальний комплекс на базі персонального комп'ютера [14].

Застосовувана на стенді система запалювання високої енергії дозволяє

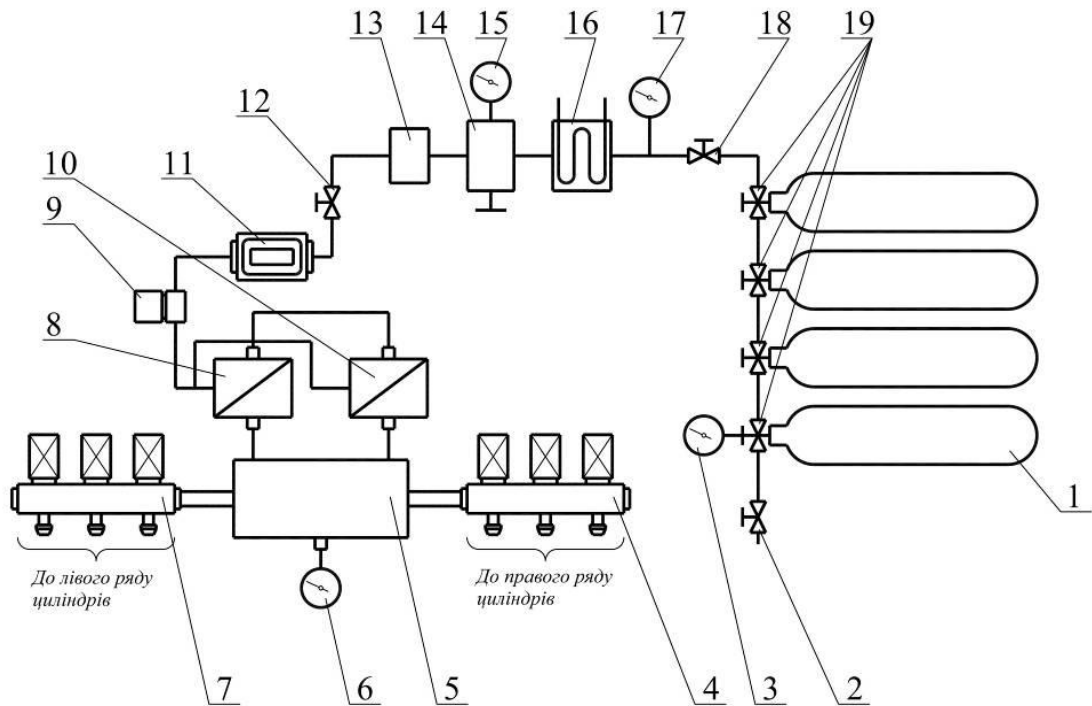
запалювати паливо-повітряної суміші з коефіцієнтом надлишку повітря дорівнює $0,8 \div 2,2$. Система запалювання складається з електронного блоку управління, інформаційних датчиків, датчиків синхронізації, групи індивідуальних котушок запалювання (по одній на кожен циліндр), високовольтних проводів, свічок подовжувачів і свічок запалювання з вбудованими резисторами. Для синхронізації системи запалювання з двигуном використовується спеціалізований маркерний диск.

Система живлення газом кардинальним чином відрізняється від описуваної в роботі [6]. Застосована система живлення має електронне управління і розподілену подачу газового палива (метану) по циліндрах двигуна (рис. 4.3).

Принцип дії пневматичної складової системи живлення наступний. Газ з балонів *1* через витратні вентилі *19* та *18* надходить в газовий редуктор високого тиску (ГРВТ) *14*, де його тиск знижується до $1,4 - 1,1$ МПа. При цьому газ підігрівається від рідинного нагрівача *16*. Тиск газу на виході з ГРВТ контролюється сигналізатором падіння тиску *13* оснащеного запобіжним клапаном, який спрацьовує при тиску газу в магістралі $1,6 - 1,7$ МПа. Далі газ через витратний вентиль *12* по трубопроводу подається до газового лічильника *11*. Минаючи газовий лічильник, газ надходить на електромагнітний клапан *9*, який призначений для подачі робочого тіла до сиквентальних редукторів, а також для відсічення подачі газу при зупинці двигуна при аварійних ситуаціях. При не працюючому двигуні, коли відсутня електроенергія на котушці електромагніта клапан перебуває в закритому стані. В іншому випадку, клапан відкритий і газ протікаючи через фільтр, подається на вхід сиквентальних газових редукторів *8* і *10*. Сиквентальні газові редуктори підтримують робочий тиск газу в системі на рівні $0,1 - 0,2$ МПа. При відкритті клапана дозатора, робоче тіло (газ) під тиском подається в область впускного клапана конкретного циліндра ДВЗ.

Подача газу до інших циліндрах здійснюється відповідно до порядку роботи газового двигуна 6ГЧН 13/14. Впровадження в систему живлення

ресивер-заспокоювач 5 дозволяє вирівняти тиск підключення на рампи з електромагнітними дозаторами газу 4 і 7, а також забезпечити стабільність циклових подач кожним з дозаторів. Стабільність циклових подач досягається за рахунок гасіння коливальних процесів, котрі виникають при спрацьовуванні клапанів електромагнітних дозаторів.



- 1 – секція газових балонів; 2 – наповнювальний вентиль;
 3, 6, 15, 17 – манометри; 4 – дозатор газу правого ряду циліндрів; 5 – ресивер-заспокоювач; 7 – дозатор газу лівого ряду циліндрів; 8, 10 – сиквентальні газові редуктори; 9 – електромагнітний клапан; 11 – лічильник газовий;
 12; 18 – магістральні вентиля; 13 – сигналізатор падіння тиску з запобіжним клапаном; 14 – газовий редуктор високого тиску; 16 – рідинний підігрівач;
 19 – витратний вентиль

Рисунок. 4.3 – Схема системи живлення газового двигуна бЧНГ 13/14 (для стендових випробувань)

Електрична частина складається з електронного блоку управління (ЕБУ), периферійних датчиків стану і синхронізації та електромагнітних дозаторів газу. ЕБУ об'єднує вимірювальні, логіко-арифметичні і силові

функції. Опитуючи датчики, ЕБУ отримує інформацію про поточний стан об'єкта управління і паливної системи, на підставі отриманих даних проводиться розрахунок необхідного часу уприскування. За сигналами датчиків синхронізації силова частина ЕБУ формує сигнал на відкриття клапана дозатора конкретного циліндра [16].

Для контролю та реєстрації швидкоплинних електричних імпульсів в мікропроцесорній системі управління конвертованого газового ДВЗ 6ЧГ 13/14, а також в датчиках, встановлених у вузлах систем подачі повітря, подачі палива і запалювання, використовується універсальний комп'ютерно-діагностичний комплекс, наведений на рис. 4.4. Комплекс складається з: комп'ютерної стійки-столу; комп'ютера з монітором і клавіатурою; програмного забезпечення.



Рисунок 4.4 – Пульт комп'ютерно-діагностичного комплексу для дослідження газового ДВЗ 6ЧГ 13/14

За допомогою комплексу можна записувати на жорсткий диск комп'ютерної системи електронні імпульси (інформацію), що знімаються:

- з датчика детонації;
- з датчика температури рідини, що циркулює в системі охолодження ДВЗ;
- з датчика кутового положення колінчастого вала двигуна;

- з датчика переміщення (кутового положення) поворотною заслінки дросельного вузла;
- з датчика холостого ходу, здійснюваного регулювання подачі повітря в циліндри ДВЗ на даних режимах;
- з датчика тиску і температури газу в газовій рампі системи живлення;
- з контактів електроуправляємих газових дозаторів;
- з роз'ємів мікропроцесорної системи управління.

Функціональні можливості універсального комп'ютерно-діагностичного – комплексу докладно описані в наступному підрозділі роботи.

4.2 Малогабаритний безмоторний стенд для дослідження характеристик електромагнітного дозатора газу

Безмоторний переносний стенд, представлений на рис.4.5, призначений для проведення досліджень і діагностичної профілактики елементів паливної апаратури (ПА), і зокрема електромагнітних газових дозаторів (ЕДГ), використовуваних в системах живлення ДВЗ.

Призначення. Запропонована принципова схема експериментальної установки для проведення стендових випробувань газових дозаторів дає можливість виконувати наступні види робіт:



Рисунок 4.5 – Передня панель стенду «Бриз – 4»

1. Стенд дозволяє проводити певну серію різноманітних досліджень над газовими інжекторами (вітчизняного і зарубіжного виробництва) в широкому діапазоні швидкісних і навантажувальних режимах роботи двигунів з літровими обсягами від 1 до 1,7 літрів, а також здійснювати перевірку конструктивних змін внесених в паливну апаратуру при її доведенні.

2. Стенд дозволяє:

– знімати статичні характеристики розроблюваних і серійно випускаються інжекторів (визначати витрата газу, що проходить через ЕДГ в залежності від зміни діаметра прохідного перетину перепускного клапана, тиску і температури робочого тіла в газовій рампі);

– знімати динамічні характеристики ЕДГ (визначати витрата газу, що проходить через інжектор в залежності від зміни часу відкриття перепускного клапана). Можливості стенду дозволяють зняти серію динамічних характеристик з урахуванням зміни конструктивних і режимних параметрів ЕДГ, таких як: діаметр прохідного перетину перепускного клапана, тиску і температури робочого тіла в газовій рампі.

3. Здійснювати перевірку, регулювання та діагностичну профілактику серійно випускаються нових, а також відремонтованих ЕДГ на рівномірність подачі газу і задану продуктивність (кожного інжектора, що входить в комплект ПА).

Безмоторний стенд для випробування ЕДГ, призначений для виконання діагностичних, ремонтних і налагоджувальні-профілактичних робіт на сервісних СТО, а також проведення науково-дослідних робіт в науково-виробничих центрах і заводських випробувальних лабораторіях.

4.2.1 Особливості конструкції і технічні можливості безмоторного стенду для проведення випробувань ЕДГ

Пневматична та спрощена електрична схеми безмоторного стенду для

проведення досліджень електроуправляємих газових дозаторів, наведені на рис. 4.6.

У схеми станда входять: електронний блок управління 12 (ЕБУ), комплект електроуправляємих газових дозаторів 6, газовий редуктор низького тиску 3 (ГРНТ) з регульованим тиском, зразкові манометри 2 і 4, електричний датчик абсолютного тиску і температури 11, ресивер-заспокоювач 9, електромагнітний клапан подачі робочого тіла в пневматичну магістраль станду 1, газовий фільтр 5.

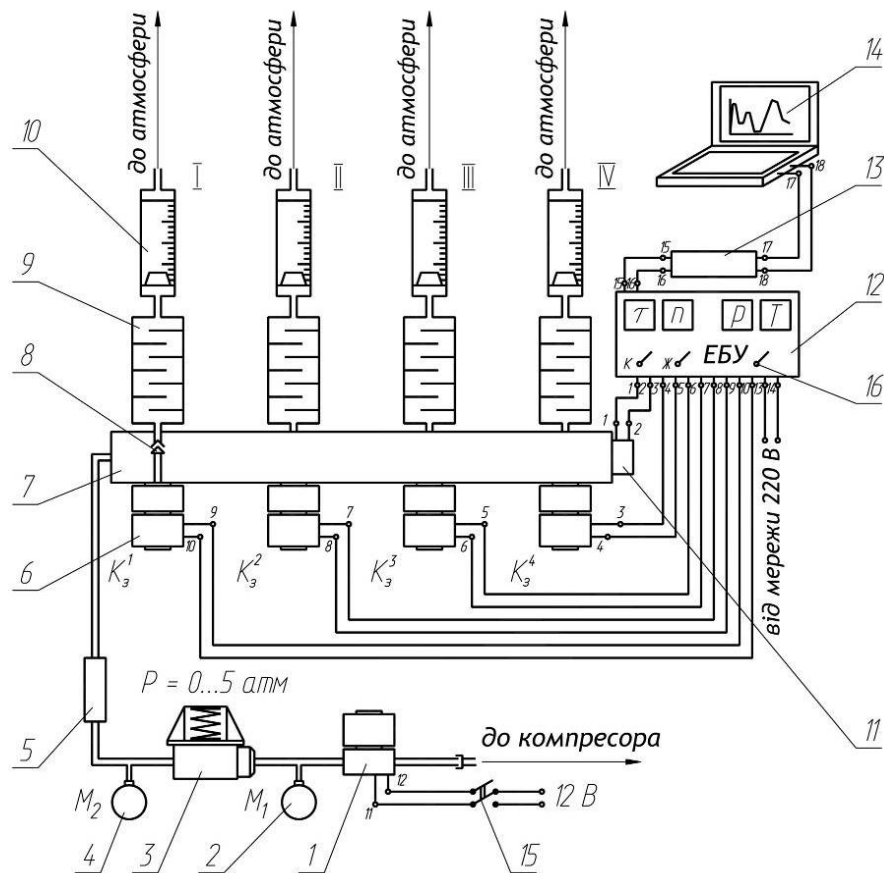


Рисунок 4.6 – Пневматична та спрощена електричні схеми безмоторного станду для проведення випробувань ЕДГ

Електроуправляємий газовий дозатор 6 з клапаном подачі робочого тіла 8 в ДВЗ розміщуються в корпусі газової рампи 7.

Стенд додатково обладнується серійно випускаються електронної осцилографічною приставкою 13 і переносною ЕОМ 14 з дисплеєм (додаткові покупні вироби).

Електронний блок управління (ЕБУ) 12 параметрами газового дозатора дозволяє:

- імітувати частоту обертання колінчастого вала ДВЗ;
- реєструвати час відкриття клапана подачі робочого тіла електромагнітного газового дозатора.

При роботі стенду з вихідного каналу ЕБУ 12 швидкозмінних електричні імпульси (сигнали) надходять на обмотку дозатора 6.

Сигнал, що йде на обмотку інжектора, створює магніторухливу силу, яка впливає на шток клапана 8 подачі газу, і на деякий час відкриває останній. Сигнали (деякі параметри) відслідковуються осцилографічною приставкою 13, обробляються і записуються в пам'ять комп'ютера 14, і висвічуються на дисплеї. При знятті електричного сигналу з обмотки форсунки шток клапана повертається у вихідне положення за допомогою попередньо стиснутої пружини.

Для закінчення робочого тіла з відкритого каліброваного отвору (жиклера) дозатора 6 необхідна наявність робочого тіла в газовій рампі 7. Перед тим, як потрапити в рампу 7, робоче тіло (свіже повітря) попередньо очищається від домішок в газовому фільтрі 5. У фільтр 5 робоче тіло надходить з вторинної камери ГРНТ 3. Під вторинну камеру стиснене повітря приходить з первинної камери ГРНТ 3. У первинну камеру робоче тіло надходить з повітряного ресивера. В ресивер стиснене повітря нагнітається приводним поршневым компресором (на рис 4.6, приводний поршневий компресор не показаний).

Приводний компресор не входить в комплектацію стенду. Це окремий покупний вузол.

Серійним приводним поршневым компресором робоче тіло (свіже повітря) стискається і направляється в повітряний ресивер.

Повітряний ресивер через гнучкий пластиковий шланг і приєднувальний штуцер приєднаний до газової рампи, яка встановлена на безмоторному стенді.

Максимальний тиск в ресивері серійного компресора обмежується перепускним клапаном. З ресивера повітря надходить під тиском $6 - 8 \text{ кгс/см}^2$ ($0,6 - 0,8 \text{ МПа}$) в порожнину електромагнітного клапана подачі робочого тіла *1*.

При установці тумблера *15* вмикача в положення «Включено» на пульті управління, електричний сигнал з напругою 12В надходить на обмотку електромагнітного клапана *1*, і останній відкривається. Стиснене повітря з ресивера компресора надходить в первинну камеру ГРНТ *3*.

З'єднання ресивера компресора з з'єднувальним штуцером стенду показано на рис. 4.7.

Вторинна камера ГРНТ дозволяє згладжувати пульсації і перепади, а також регулювати і стабілізувати діапазон зміни тиску робочого тіла надходить в газову рампу в межах $0,5 - 3,5 \text{ кгс/см}^2$ ($0,05 - 0,35 \text{ МПа}$). Зміна і стабілізація тиску робочого тіла у вторинній камері (ступені) ГРНТ здійснюється регулювальним гвинтом, встановленим на панелі корпусу газового редуктора.

Для додаткового згладжування пульсацій тиску, при закінченні робочого тіла з ЕДГ *6*, після кожного інжектора встановлюється ресивер-заспокоювач *9*. З ресиверів-заспокоювачів робоче тіло зі стабілізованою (згладженим) тиском потрапляє в газові ротаметри РМ-04 6.3ГУЗ *10* з пневматичної дистанційною передачею та місцевої шкалою показань, де здійснюється вимір витрати робочого тіла в кожному окремо взятому дозаторі *6*.



Рисунок 4.7 – З'єднувальний штуцер стенду з приводним компресором

Реєстрація тиску робочого тіла в газовій рампі 7 візуально контролюється зразковим манометром 4, а також постійно відстежується електричним датчиком абсолютного тиску і температури 11. Цей сигнал постійно подається на вхід в ЕБУ 12 і за допомогою осцилографічної приставки 13, записується в пам'ять комп'ютера 14.

Відмінною особливістю розробленого стенду є те, що, все агрегати стенду зібрані зі стандартних вузлів, які надійно зарекомендували себе в умовах експлуатації.

4.2.2 Вимірювальна апаратура і принцип роботи малогабаритного випробувального стенду

Пульт управління стендом, наведений на рис.4.8, оснащений приладами для контролю і реєстрації параметрів стану робочого тіла протікає через прохідний отвір (калібрований перетин – жиклер) дозатора 6.

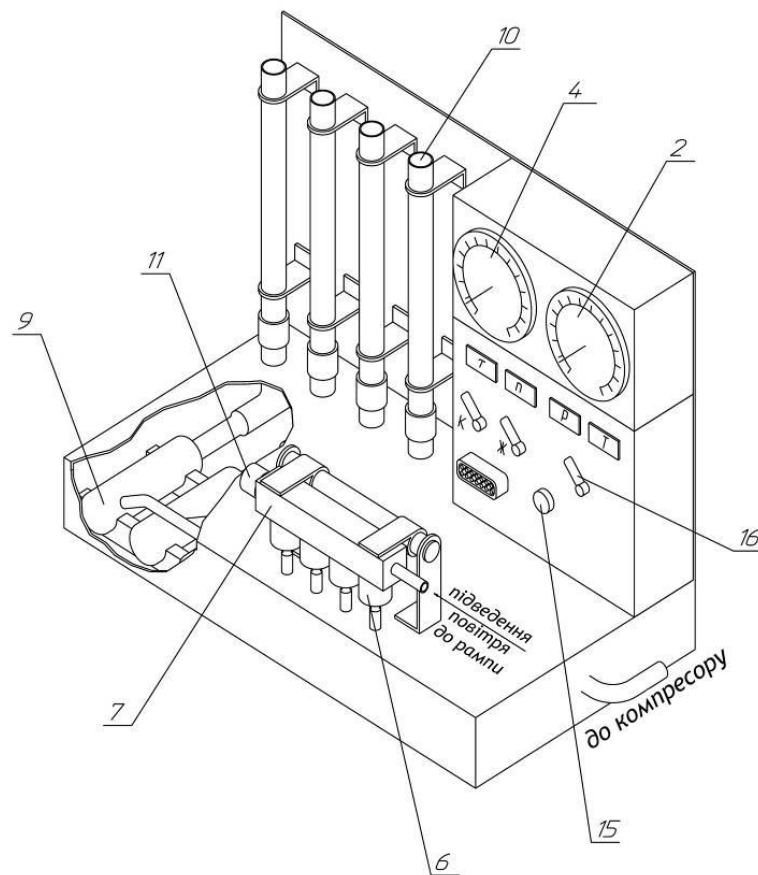


Рисунок 4.8 – Загальний вигляд пульта управління

Зміна тиску газу в системах стенду контролюється наступним чином:

- замір значення величини тиску перед ГРНД здійснюється зразковим манометром МО-16 2;
- в газовій рампі 7 (де, встановлений комплект газових форсунок), показання тиску реєструються зразковим манометром МО-5 4 і одночасно контролюється електричним датчиком абсолютного тиску і температури 11, приєднаним до ЕБУ, в блоці управління 12 вони перетворюються і записуються в пам'ять комп'ютера 14 . Показання значень тисків в рампі висвічуються на дисплеї (p) ЕБУ 12.
- показники температури газового палива надходить в порожнину газової рампи 7 знімаються з датчика абсолютного тиску і температури 11, перетворюється і записується в пам'ять комп'ютера 14. Показання значень температур в рампі висвічуються на дисплеї (T) ЕБУ 12.

Вимірювання витрат газу протікають через жиклери газових дозаторів здійснюється за допомогою ротаметрів РМ-04 6.3ГУЗ 10, в такій послідовності, для цього необхідно:

1. Включити приводний компресор і закачати в ресивер повітря до тиску $6 - 8 \text{ кгс/см}^2$ ($0,6 - 0,8 \text{ МПа}$).
2. Тумблером 15, розташованим на панелі приладів стенда, включити електромагнітний клапан подачі робочого тіла в пневматичну магістраль стенду.
3. Гвинтом зміни тиску, встановленим у вторинній камері ГРНТ 3, регулюється (виставляється) необхідне (згідно, з умовами експерименту) тиск. Тиск в газовій рампі контролюється зразковим манометром МО-5 4.
4. Тумблером 16, закріпленим на панелі ЕБУ 12 подається електроживлення на блок управління.
5. Використовуючи ручки-вертушки (K і $Ж$) поворотних реостатів, можна знімати витратні характеристики подачі робочого тіла газових дозаторів. За допомогою плавного повороту (за годинниковою стрілкою) ручки-вертушки (K) можна змінювати значення часу відкриття подачі газу через жиклер дозатора (тобто імітувати навантаження ДВЗ), при цьому

значення часу відкриття подачі газу через калібрований отвір змінюються в діапазоні від 0 до 20 мс. Реєстрація значень діапазону часу відкриття подачі газу через жиклер дозатора, висвічується на дисплеї (τ) ЕБУ.

За допомогою плавного повороту (за годинниковою стрілкою) ручки-вертушки (Ж) можна змінювати значення частоти обертання колінчастого вала ДВЗ (імітувати швидкісні режими роботи двигуна), при цьому значення частоти обертання колінчастого вала ДВЗ змінюються в діапазоні від 600 до 6000 хв^{-1} . Реєстрація значень частоти обертання колінчастого вала ДВЗ висвічується на дисплеї (n) ЕБУ.

Таким чином, кутами поворотів двох ручок-вертушок можна задавати різні значення (варіанти) зміни частоти обертання валу ДВЗ, часу відкриття клапана і подачу газу дозатором. Використовуючи ці варіанти можна знімати витратні характеристики подачі робочого тіла газовими дозаторами в двигун в широкому діапазоні зміни швидкісних і навантажувальних режимах роботи ДВЗ.

Що вийшли з кожного інжектора пульсуючі повітряні заряди, надходять в ресивери-заспокоювачі 9. У міру пересування повітряного заряду по досить великому обсягу ресивера 9, виконаного у вигляді лабіринтових ходів, тиск робочого тіла в ньому стабілізується. Після чого робоче тіло зі сталим (не пульсує, згладженим) тиском направляється в ротаметр 10.

Вимірюваний повітряний потік впливає на конічний поплавок, виготовлений з пористої гуми і розташований в скляній калібрувальній трубці ротаметра 10.

По висоті (довжині) трубки ротаметра нанесена розмітка в 100 поділок, з ціною поділки дорівнює одній одиниці. По довжині трубка ротаметра має конічну форму. Величина витрати робочого тіла (РТ), через прилад оцінюється висотою підйому поплавка, який спливає щодо початкової точки відліку скляної трубки ротаметра. Підйом поплавка ротаметра здійснюється за допомогою підйомної сили, що виникає від сили протидії потоку робочого тіла впливає з жиклера дозатора. Візуальна реєстрація витрати РТ здійснюється зі шкали ротаметра.

Результати випробувань з найважливішого вузла системи подачі палива – електромагнітному дозатора газу (ЕДГ), були зняті за допомогою даного безмоторного стенду, наведені раніше в розділі 2.

4.3 Параметрична ідентифікація математичної моделі АТЗ з дизельним двигуном, конвертованого в газобалонний автомобіль

4.3.1 Апроксимаційний метод параметричної ідентифікації обробки експериментальних статичних характеристик ДВЗ і систем ЗТ

Застосування на ДВЗ перспективних систем подачі повітря, запалювання і подачі палива має суттєвий вплив на динамічні, техніко-економічні показники і надійність роботи ТС конвертованого дизеля в газобалонних автомобіль. На цьому наголошувалося під час аналізу існуючих способів конвертації АТЗ (див. розділ 1), і підтверджується проведеними експериментальними дослідженнями окремих елементів і самого ДВЗ в цілому [76].

У зв'язку з цим виникає необхідність комплексної оцінки ефективності застосування таких систем, які використовуються на сучасних газових двигунах конвертованих засобів транспорту. Ця необхідність виражається в проведенні розрахунково-експериментальних досліджень з подальшим аналізом динаміки процесів, що протікають в технічних системах ДВЗ конвертованих ЗТ.

Одним з таких досліджень є застосування апроксимаційних методів обробки. Отримані статичні характеристики основних параметрів вузлів подачі повітря і агрегатів подачі палива і ДВЗ конвертованих ЗТ, з використанням методу математичного планування експерименту, розглядаються у вигляді математичних чебишевських поліноміальних залежностей.

Статичні характеристики газового ДВЗ зі стандартним ГБО (наведені раніше на рис.1.12 і 1.13) і доповнені даними двигуна з розподіленою подачею палива.

Отримані в процесі експериментальних досліджень статичні

характеристики конвертованого газового ДВЗ, вузлів систем подачі повітря і агрегатів подачі газу, задаються у вигляді математичних залежностей (одновимірних поліномів Чебишева третього або четвертого ступенів).

Механізм реалізації створеної математичної моделі у вигляді залежностей наведено нижче. Де, отримані експериментальним шляхом параметри конвертованого ЗТ з газовим ДВЗ 6ЧГ 13/14 і різними типами газопаливних систем, представлені у вигляді поліноміальних залежностей Чебишева [76].

Значення отриманих поліноміальних залежностей необхідні для обчислення (визначення) вільних коефіцієнтів диференціальних рівнянь приведені в 3-му розділі даної роботи.

4.3.2 Ідентифікація параметрів функціональних систем конвертованого транспортного засобу, обладнаного газовим двигуном

Для дослідження використовується вантажний дизельний автомобіль 5-го класу, конвертований в газобалонний засіб транспорту (ЗТ) КрАЗ-5401К2, з вантажопідйомністю 14000 кг і колісною базою 4x2.

В транспортний засіб входить двигун, який пов'язаний з трансмісією за допомогою 9-и ступінчастої механічної коробки перемикачів передач (КПП) і головної передачі з планетарним редуктором, встановленим в маточині задніх коліс АТЗ.

Основні параметри вантажного автомобіля і двигуна, які використовуються при дослідженні, наведені в [231].

На рис 4.9 – 4.10, з використанням чебишевських апроксимацій та повнофакторного методу [81], наведені основні техніко-економічні показники і діагностичні параметри газового ДВЗ (оброблені за методикою наведеною в підрозділі 4.3.1), до них відносяться залежності: індикаторної і ефективної потужності; крутного моменту і ККД ДВЗ; а також момент опору АТЗ.

Ці експериментальні залежності були зняті: на режимах холостого ходу (режим 1); на режимах середніх навантажень (режим 2) і режимах номінальної потужності (режим 3) двигуна ЗТ.

На рис. 4.9 наведено основні техніко-економічні показники без надувного двигуна з розподільною подачею палива, до них відносяться залежності: індикаторної (N_i) та ефективної (N_e) потужностей (рис. 4.9, а); індикаторного (M_i) і ефективного (M_e) крутних моментів (рис. 4.9, б), індикаторного (η_i) та ефективного ККД (η_e) ДВЗ (рис. 4.9, в).

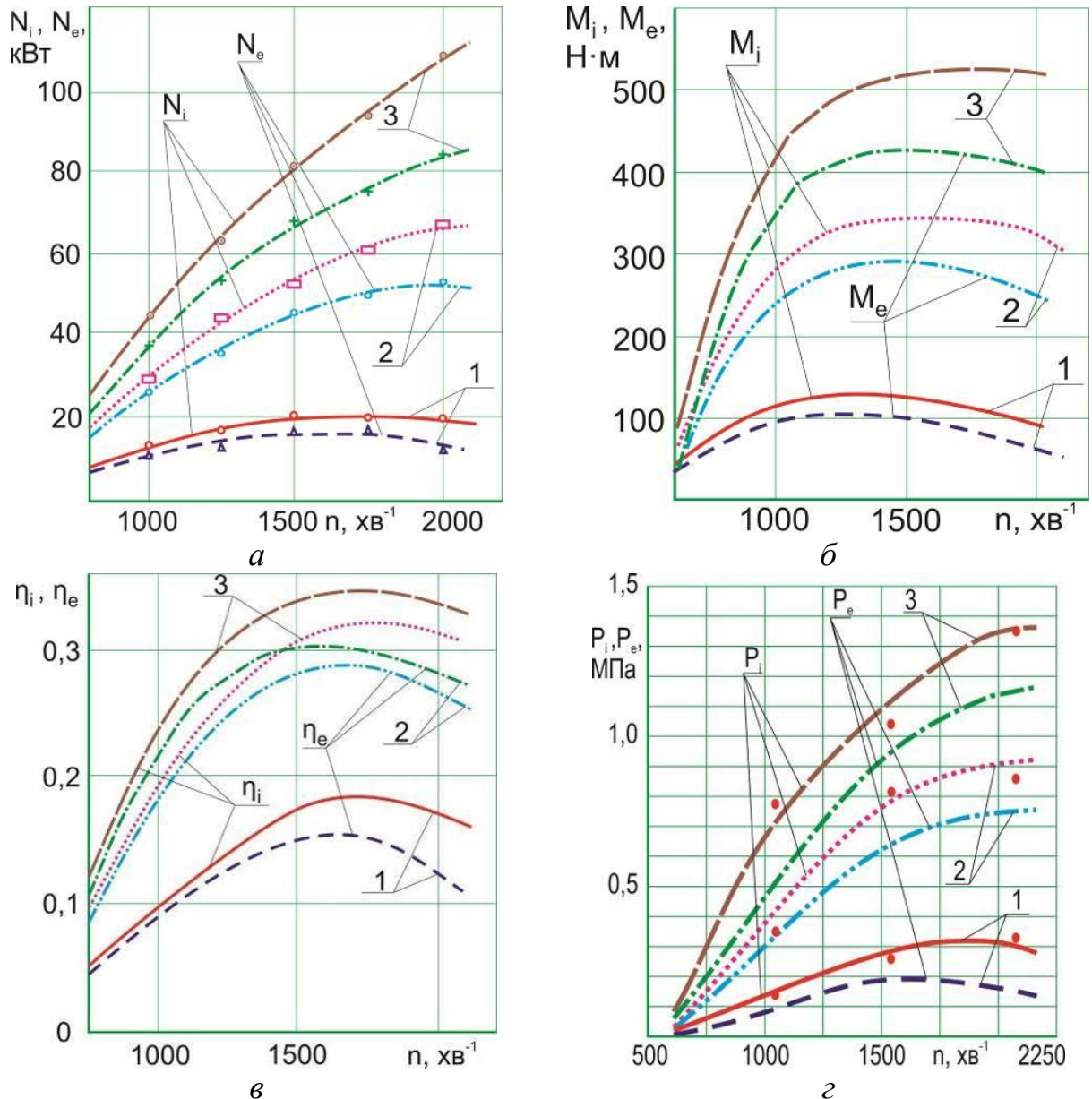


Рисунок 4.9 – Статичні характеристики діагностичних показників без надувного двигуна з розподіленою подачею газу, наведені у вигляді поліноміальних залежностей

На рис. 4.9, г наведені залежності індикаторних та ефективних тисків робочого тіла у циліндрах ДВЗ. Додатково, на ці поліноміальні залежності

(для порівняння та оцінки похибки між розрахунком і експериментом) нанесені вузлові експериментальні точки, які отримані дослідним шляхом. Похибка між розрахунком і експериментом не перевищує 1,5%.

На рис 4.10 наведено також деякі характеристики вузлів подачі повітря і палива : годинні витрати газу (V_g) і повітря (V_n), що надходять в системи ДВЗ (рис. 4.10, а), а також питома еквівалентна витрата (рис. 4.10, б) газу ($g_{г.екв}$).

А момент опору ($M_{оп}$) на ведучих колесах АТЗ наведений на рис. 4.10, в).

Значення електротехнічних показників свічкового вузла системи запалювання опубліковані у відкритій печаті, і в даній роботі не наводяться.

Відповідно значення технічних і електротехнічних показників електромагнітного дозатора системи живлення і запалювання наведені раніше на рис.2.4, 2.5, 2.6 і 2.7 (2-й етап конвертації).

На підставі отриманих поліноміальних функцій (рис. 4.9 – 4.10) розроблені оптимізовані характеристичні карти управління подачею палива і циклової подачею в залежності від тривалості відкритого стану клапана і частоти обертання колінчастого вала ДВЗ.

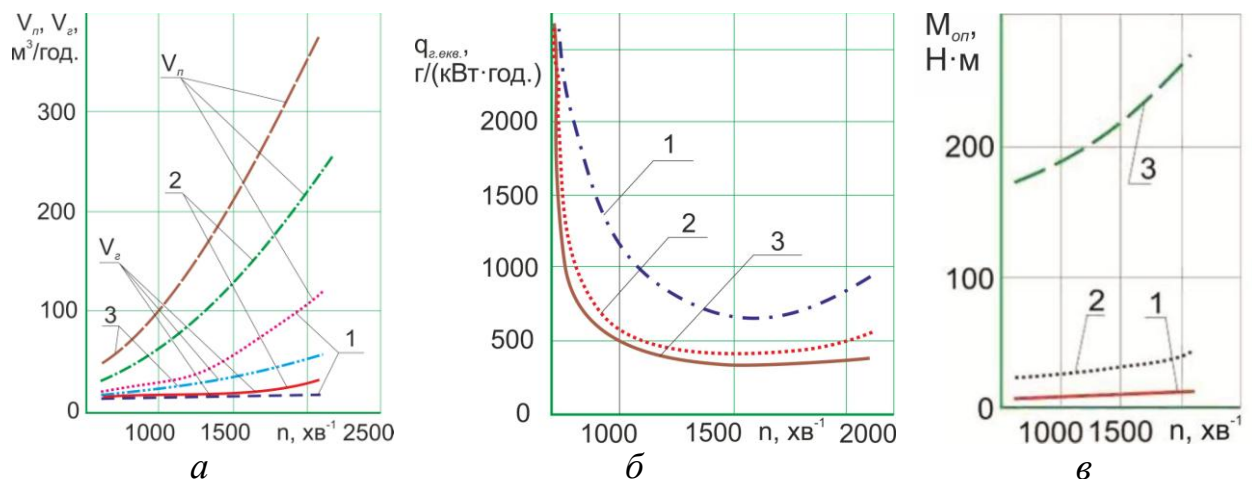


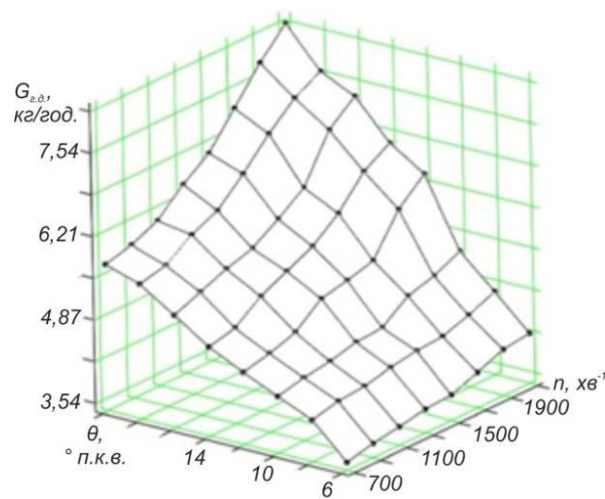
Рисунок 4.10 – Статичні характеристики діагностичних показників вузлів систем подачі повітря, агрегатів подачі палива ДВЗ і моменту опору на колесах конвертованого АТЗ

Числові значення отриманих поліноміальних функцій (рис. 4.9 – 4.10) є вихідними даними для визначення числових значень вільних коефіцієнтів

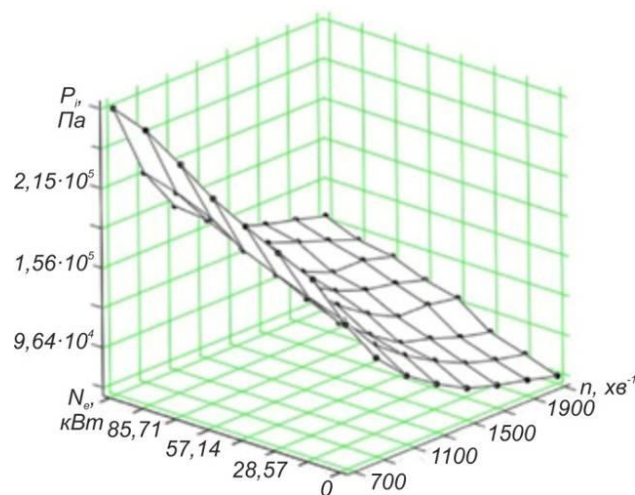
операторних рівнянь елементів (елементарних ланок) функціональних технічних систем силової установки АТЗ приведені в розділі 3.

Оптимізовані характеристичні карти управління подачею газу у двигун наведені на рис.4.11 (на рис.4.11, *а*, наведені залежності годинної витрати палива газового двигуна від кута повороту та частоти обертання колінчастого вала, на рис. 4.11, *б*, наведені залежності тиску палива у газовій рампі від потужності двигуна та частоти обертання колінчастого вала).

Алгоритм матмоделі розрахунку параметрів систем газового ДВЗ конвертованого АТЗ наведений у Додатку А.



а



б

Рис.4.11 – Скоректовані характеристичні карти управління подачею палива і циклової подачею в залежності від тривалості відкритого стану клапана і частоти обертання колінчастого вала

ВИСНОВКИ ЗА РОЗДІЛОМ 4

На підставі викладеного матеріалу в четвертому розділі даної роботи можна констатувати наступне:

1. Удосконалено метод експериментального дослідження процесів і діагностичних параметрів в технічних об'єктах газового двигуна конвертованих ЗТ, де використовується модернізований розгорнутий стенд для дослідження і доведення функціональних систем ДВЗ (рис. 4.1 і 4.2). Для проведення дослідницьких робіт над ДВЗ, розроблений універсально-діагностичний комплекс, що представляє собою автоматизовану систему дослідження і діагностування (АСДД) автотракторних двигунів «ІВК ДВЗ» (рис. 4.5). Для виконання попередніх і доводочних дослідних робіт газопаливної апаратури розроблений малогабаритний безмоторний стенд для дослідження характеристик електромагнітного дозатора газу, систем живлення газових ДВЗ.

2. Використання відомого методу математичного планування експерименту (ММПЕ) дозволило скоротити кількість орендованих вузлових опорних точок з 625 одиниць до 81. Загальна кількість опорних точок вийшла в 7,71 разів менше, ніж при виконанні повнофакторного експерименту. Це дозволило скоротити вартість і терміни проведення експерименту [187].

3. Експериментальне дослідження параметрів робочого процесу газового ДВЗ 6ЧГ 13/14 дало можливість скоректувати і узгодити такі важливі параметри, як коефіцієнт надлишку повітря α і кут випередження запалювання θ .

4. Експериментальні індикаторні діаграми, отримані на стенді для проведення досліджень без надувного газового двигуна 6ЧГ 13/14 укомплектованого стандартною ГБО і розподільною фазованою подачею палива, дозволили виконати параметричну ідентифікацію математичної моделі і узгодити її з експериментальними даними.

5. Апроксимаційні методи обробки експериментальних статичних характеристик параметрів ДВЗ і систем ЗТ, які базуються на чебишевських

поліноміальних залежностях, використовуються надалі для визначення значень вільних коефіцієнтів операторних рівнянь окремих елементів (ланок) технічних систем АТЗ, в широкому діапазоні зміни швидкісних і навантажувальних режимів експлуатації конвертованих автомобілів.

6. Отримані попередні результати випробувань без надувного газового двигуна 6ГЧ 13/14 з розподільною подачею газу і іскровим запалюванням; зняті навантажувальні характеристики ДВЗ при частоті обертання колінчастого вала $n = 700 \text{ хв}^{-1}$ (режим холостого ходу, режим 1) $n = 1500 \text{ хв}^{-1}$ (режим максимального крутного моменту, режим 2) і $n = 2100 \text{ хв}^{-1}$ (режим номінальної потужності ДВЗ, режим 3). На режимі номінальної потужності конвертований газовий двигун з електронним управлінням також має досить скромні показники. По-перше, деталі жарового пояса ДВЗ, зокрема, випускний клапан і міжперемичечний простір клапанів головки циліндрів працюють в умовах підвищеної тепло-напруженості, а це, в процесі експлуатації призведе до зниження моторесурсу ДВЗ. По-друге, потужність газового ДВЗ на 8...10% нижча за потужність дизеля ЯМЗ-236 (прототипу).

7. Для зниження теплонапруженості деталей жарового поясу і підвищення потужнісних показників конвертованого ДВЗ, двигун надалі буде доукомплектовано газотурбінним наддувом для підвищення його потужності.

Результати досліджень, наведені в розділі 4, опубліковані в роботах [6, 7, 11, 20, 21, 29, 36, 39, 41, 44, 46, 48, 49, 53, 55]

РОЗДІЛ 5

МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕННЯ ОЦІНКИ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ
ФУНКЦІОНАЛЬНИХ СИСТЕМ ГАЗОВИХ ДВИГУНІВ
КОНВЕРТОВАНИХ АТЗ

5.1 Поняття динамічної стійкості САР

Завданням САР є підтримка заданого значення регульованої величини або зміна її за певним законом з необхідною точністю. Сталий режим САР характеризується матеріальним балансом вхідних і вихідних (елементарних впливів) технічних величин в об'єктах регулювання. При виникненні впливів, що обумовлюються, або при зміні заданого значення регульованої величини, порушується стан рівноваги в об'єкті регулювання (в функціональних системах). В об'єкті регулювання виникає перехідний процес, в результаті якого задається колишній або новий рівноважний стан. У перехідному процесі слід розрізняти дві складові: $y_c(t)$ – вільний рух системи, яке визначається початковими умовами і властивостями самого об'єкта регулювання; $y_e(t)$ – вимушений рух системи, який визначається збурюючим впливом або задається властивостями об'єкта регулювання.

Однією з основних характеристик системи є її **динамічна стійкість (або стійкість)**– **здатність об'єкта регулювання відновлювати стан рівноваги, з якого він був виведений в результаті якого-небудь впливу.**

Характер вільного руху системи визначає її стійкість. У загальному випадку динамічні властивості САР описуються диференціальним рівнянням n – го порядку, рішення якого можна уявити сумою двох рішень: приватного рішення (яке характеризує сталий режим) і спільного рішення рівняння без правої частини (яке характеризує вільні рухи системи) – перехідний процес.

Математичні операції над типовими елементарними ланками технічних систем конвертованого ЗТ наведені нижче в підрозділі 5.2.1.

5.2 Дослідження оцінки технічного стану функціональних технічних систем конвертованого транспортного засобу

Засоби діагностування [225] технічних систем конвертованих АТЗ вибираються з умов раціональних габаритних розмірів, мінімальної маси, собівартості; безвідмовності, високого рівня надійності; швидкодії і високої чутливості, що забезпечує швидкий пошук несправностей і необхідну точність і достовірність результатів діагностування; необхідності застосування засобів без часткового розбирання засобів транспорту в умовах конвертації, доопрацювання та експлуатації, максимальної автоматизації, стандартизації та уніфікації; можливості для накопичення, зберігання та автоматичної обробки накопиченої діагностичної інформації. Розробка математичного забезпечення системи діагностування на стадіях конвертації, проектування і в процесі експлуатації проводиться в такій технологічній послідовності.

1. **Виявлення ознак несправності.** Це перший етап в розробці математичного забезпечення діагностування, що дозволяє здійснювати діагностування і прогнозування стану елементарних ланок і самих систем в цілому. Діагностичні ознаки поповнюються і збагачуються з використанням спеціальних теоретичних і проведенням експериментальних досліджень. Для отримання достовірної діагностичної інформації досліджувані системи бажано повинні бути розімкнутими [220] і автономними. Принцип автономних систем регулювання в «Автоматиці авіаційних і ракетно-космічних силових установках» вперше був запропонований академіком І. М. Вознесенським [212].

2. **Розробка стандартних програм.** Розробка стандартних програм для персональних комп'ютерів дозволить здійснювати прийом різноманітної вихідної інформації, її переробку, аналіз обробленої інформації для визначення несправностей і причин їх появи і усунення, а також видачу необхідної технічної інформації про технічний стан об'єкта діагностування для системи індикації. Детальний опис роботи комплексу АКСІД і його технічних можливостей було викладено в підрозділі 3.2.2.

3. *Оцінка допусків значень діагностичних параметрів.* Значення допусків цих параметрів повинно забезпечувати достовірне виявлення можливих в процесі експлуатації несправностей, буде викладено в підрозділі 5.2.1.

4. *Розширення можливостей контролю і діагностування застосуванням комп'ютерної техніки.* Використання на борту транспортного засобу бортового комп'ютера для здійснення самодіагностики і самоконтролю технічних систем АТЗ.

5.2.1 Дослідження типових елементарних ланок функціональних технічних систем конвертованого АТЗ методом оцінки технічного стану з використанням функціональних рівнянь і принципу суперпозиції

При математичному програмуванні систему функціональних рівнянь, що описує динаміку технічних систем і власне самого ДВЗ транспортного засобу, поділяють на окремі підсистеми рівнянь (елементарні ланки), котрі описують, наприклад газодинамічний процес в двигуні або на ділянці його газоповітряного тракту і т.ін. Підсистеми підбираються в такій послідовності, щоб вхідними параметрами досліджуваної підсистеми (елементарної ланки) були вихідні параметри вже досліджених підсистем. При цьому повинна дотримуватися логічна послідовність (ланцюга) рішення всієї досліджуваної системи рівнянь.

Характеристики технічних систем і самого ДВЗ транспортного засобу, які входять в функціональні рівняння, є гладкими залежностями без стрибків і різких змін перших похідних, тому функціональні рівняння піддаються законам лінеаризації. Побудовані таким чином рівняння дозволяють за допомогою теорії лінійних систем ефективно вирішувати завдання по вибору діагностичних параметрів, спрощувати процес виявлення закономірностей в їх зміні в залежності від стану технічних систем ДВЗ АТЗ, і оцінювати чутливість параметрів до цих змін.

Математичні моделі складаються на підставі наведених вище (в розділі 4) рівнянь з урахуванням особливостей самих схем технічних систем АТЗ.

Розглянемо рішення рівнянь (в операторній формі) для оцінки технічного стану функціональних систем технічних об'єктів конвертованих АТЗ.

Алгоритм оцінки технічного стану елементарних ланок полягає в наступному. Для дослідження часових динамічних характеристик перехідних процесів елементарних ланок 1, 1_a, 2, 4, 5, 8 і 9, які описуються операторними рівняннями 1-го ступеня, а також ланок 3, 6, 6₁, 6₂ і 7 – перехідні процеси останніх, описуються рівняннями 2-го ступеня, визначаються корені характеристичних рівнянь.

Далі обчислюються вільні і вимушені складові рівнянь. Визначаються сумарні коефіцієнти, які враховують сумарний вплив всіх вхідних впливів на об'єкт дослідження. Потім обчислюються коефіцієнти інтегрування для окремих вхідних впливів.

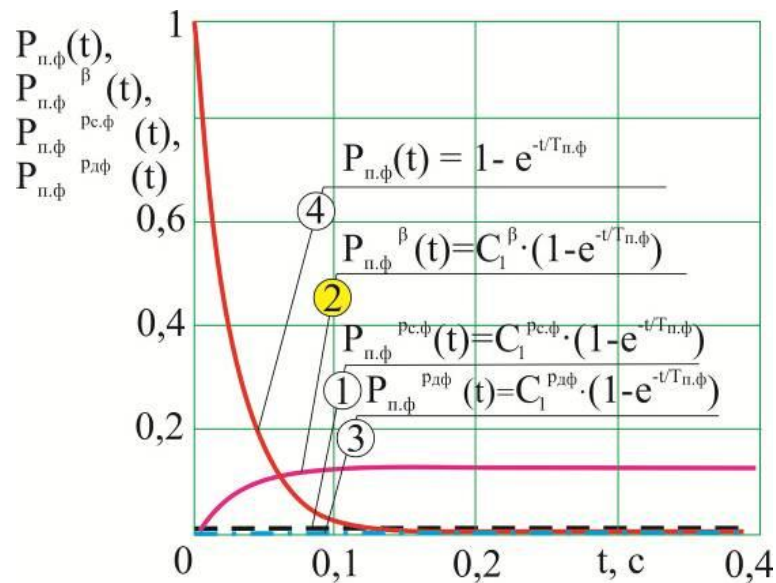
В роботі використовується **метод оцінки технічного стану елементарних ланок, заснований на математичному методі, основаному на принципі суперпозиції**. Метод дозволяє проводити розрахунково-експериментальне дослідження, за оцінкою впливу (у відсотках) окремих вхідних елементарних відхилень на характер (поведінку) протікання перехідних процесів часових динамічних характеристик (ЧДХ) досліджуваних ланок 1 – 9.

На всіх режимах корені характеристичних рівнянь усіх досліджуваних ланок мають негативні значення, отже, всі системи (елементарні ланки) є стійкими і являють собою аперіодичні (інерційні) ланки (крім ланок 8 і 9, останні, являють собою – ідеальні інтегральні ланки).

На рис. 5.1 наведено перехідний процес (ланки 1) ЧДХ збільшення витрати свіжого заряду $G_{n,\phi}(t)$, що проходить через серцевину фільтруючого елемента повітряного фільтра (ФЕПФ) ДВЗ з розподіленою подачею газу (крива 4). Математична модель розрахунку ланки 1 наведена у Додатку Б. Ланка 1 досліджувалася з початковими вихідними даними на режимах ЗШХ (режим 3).

Встановлено, що: найбільший вплив на характер зміни кривих перехідних процесів надає вхідне елементарне відхилення (ВЕВ) кутового

переміщення осі поворотної заслінки $\bar{\beta}$ дросельного вузла системи подачі повітря (крива 2, коефіцієнт впливу K_g^β складає 78%); значний вплив на характер перехідного процесу надає аеродинамічний опір $\overline{p_{on. \phi}}$ ФЕПФ (крива 1, $K_g^{on. \phi} = 15\%$); практично ніякого впливу, на процес не здійснює тиск робочого тіла $\overline{p_{\partial \phi}}$ (крива 3, $K_g^{\partial \phi} = 7\%$), котрий виникає в дифузорі змішувача ДВЗ АТЗ.



1 – з урахуванням вхідного впливу $\overline{p_{ol. \phi}}$; 2 – теж з $\bar{\beta}$; 3 – теж з $\overline{p_{\partial \phi}}$;

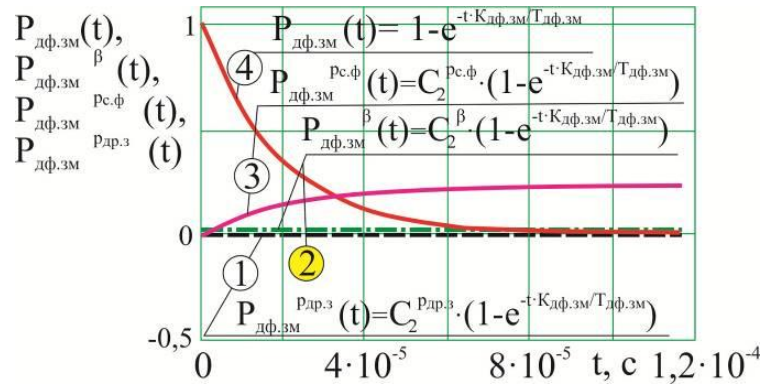
4 – в ланці 1 вхідні впливи параметрів не прикладені

Рисунок 5.1 – Часові динамічні характеристики перехідних процесів ланки 1 (фільтруючого елемента повітряного фільтра)

На рис. 5.2 наведено перехідний процес ЧДХ прирощення витрат свіжого заряду $G_{\partial \phi. зм}(t)$, що проходить через горловину дифузора змішувача (крива 4).

Ланка 2 досліджувалася з початковими вихідними даними на режимах ЗШХ (режим 3). Математична модель розрахунку ланки 2 наведена у Додатку В.

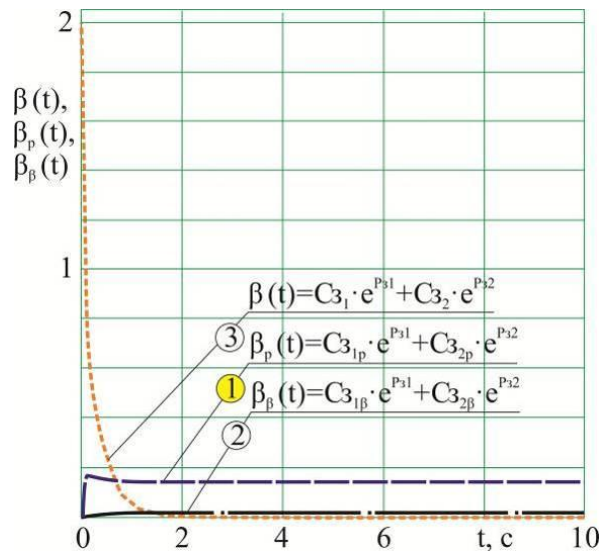
У ланці 2 коефіцієнт впливу від ВЕВ розподіляється наступним чином: найбільший вплив спричиняє $\bar{\beta}$ (крива 2, $K_g^\beta = 76\%$); незначний вплив справляє $\overline{p_{on. \phi}}$ (крива 3, $K_g^{on. \phi} = 16\%$) та тиск свіжого заряду $\overline{p_{с.з}}$ (крива 1, $K_g^{с.з} = 8\%$).



1 – з урахуванням вхідного впливу $\overline{p_{c.3}}$; 2 – теж з $\overline{\beta}$; 3 – теж з $\overline{p_{on. \phi}}$; 4 – в ланці 2 вхідні впливи параметрів не прикладені

Рисунок 5.2 – ЧДХ перехідних процесів ланки 2 (горловини дифузора змішувача)

На рис. 5.3 наведено перехідний процес ЧДХ прирощення кутового прискорення осі поворотної заслінки дросельного вузла $\beta_z(t)$, що регулює подачу РТ (робочого тіла) в двигуні з розподіленою подачею газу (крива 3). Ланка 3 досліджувалася з початковими вихідними даними на режимах ЗШХ (режим 3). Математична модель розрахунку ланки 3 наведена у Додатку Г.



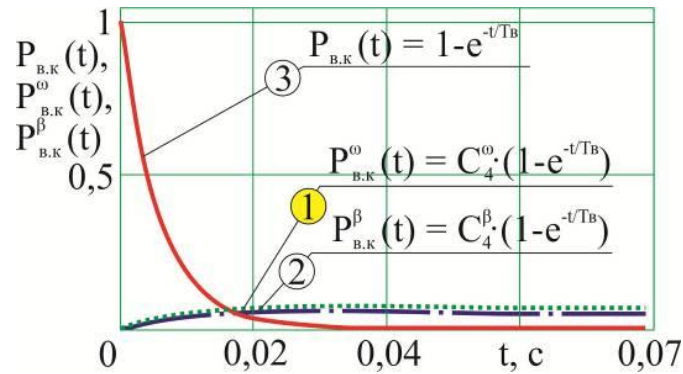
1 – з урахуванням впливу вхідної дії $\overline{p_{зусил}}$; 2 – теж з $\overline{\beta}$; 3 – в ланці 3 вхідні впливи параметрів не прикладені

Рисунок 5.3 – ЧДХ перехідних процесів ланки 3 (поворотною заслінки дросельного вузла)

У ланці 3 коефіцієнт впливу від ВЕВ розподіляється в такому

співвідношенні: – $\bar{\beta}$ (крива 2, $K_g^\beta = 15\%$), а зусилля, яке приложено на важіль (педаль) управління $\overline{p_{зусил}}$ подачі палива (крива 1, $K_g^{зусил} = 85\%$).

На рис. 5.4 наведено перехідний процес ЧДХ прирощення витрати робочого тіла $G_{в.к}(t)$ у впускному колекторі ДВЗ (крива 3).



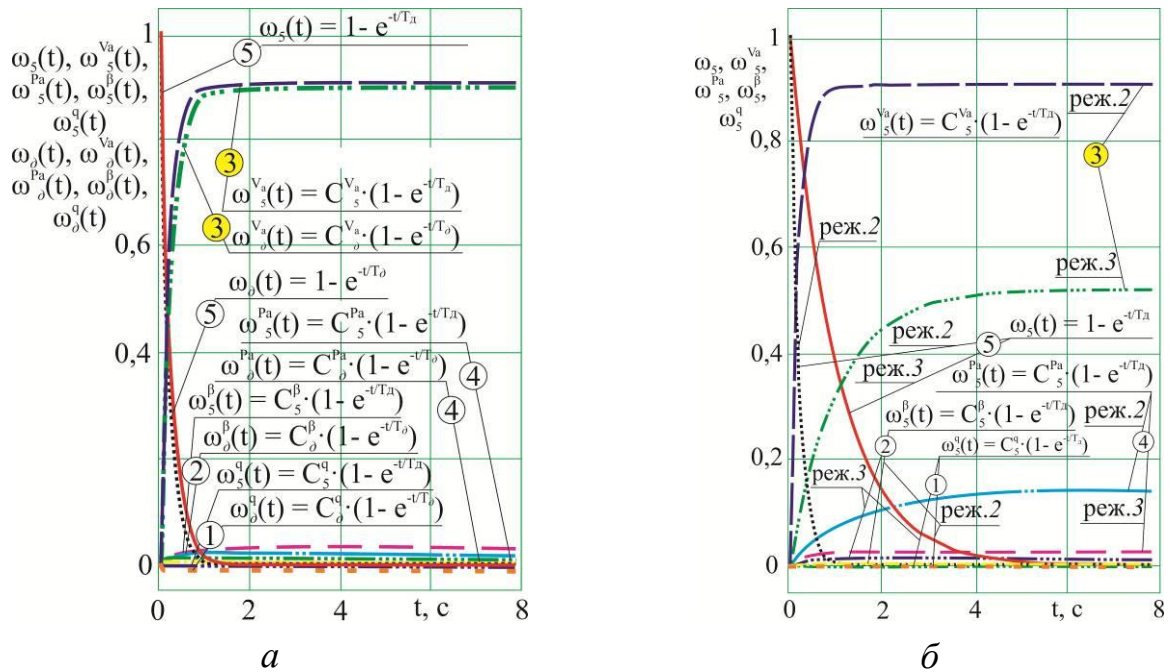
1 – з урахуванням впливу вхідної дії $\bar{\omega}$; 2 – теж з $\bar{\beta}$; 3 – в ланці 4 вхідні впливи параметрів не прикладені

Рисунок 5.4 – ЧДХ перехідних процесів ланки 4 (тракту впускного колектора)

Ланка 4 досліджувалося з початковими вихідними даними на режимах ЗШХ (режим 3). Математична модель розрахунку ланки 1 наведена у Додатку Д.

У ланці 4 коефіцієнт впливу від ВЕВ розподіляється наступним чином: – $\bar{\beta}$ (крива 2, $K_g^\beta = 54\%$) і частоти обертання $\bar{\omega}$ колінчатого вала ДВЗ (крива 1, $K_g^\omega = 46\%$).

З рис. 5.5, а видно, що перехідний процес ЧДХ газового ДВЗ (ланка 5) з розподіленою подачею газу $\omega_5(t)$ здійснюється швидше, ніж у двигунів, обладнаних ГБО $\omega_0(t)$. Це пов'язано з тим, що у ДВЗ з РПГ опір суміші у впускному колекторі менший ніж у ДВЗ обладнаних ГБО. Тому двигун зі стандартною ГПА не розвиває еквівалентної потужності, порівнянної з РПГ, і має більш занижені на 3 – 5% потужності, техніко-економічні та екологічні показники в порівнянні ДВЗ з РПГ. Порівняння здійснювалося на частковому швидкісному (середньому 40% навантаженні) режимі 2. Математична модель розрахунку ланки 5 наведена у Додатку Е.



a – зі стандартним ГБО і розподіленою подачею газу (режим 2); b – з розподіленою подачею газу (РПГ) на середніх швидкісних режимах (поз.2) і режимах ЗШХ (режим 3); 1 – з урахуванням впливу вхідної дії \bar{q}_u ; 2 – теж з $\bar{\beta}$; 3 – теж з \bar{V}_a ;

4 – теж з \bar{p}_a ; 5 – до ланки 5 вхідні впливи параметрів не прикладені

Рисунок 5.5 – Порівняння параметрів ЧДХ перехідних процесів ланки 5 (газового ДВЗ)

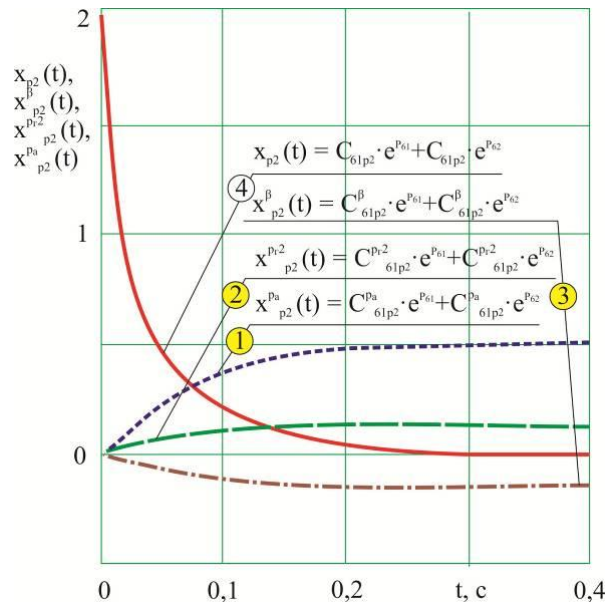
На рис. 5.5, б наведено порівняння перехідних процесів ЧДХ ДВЗ з розподіленою подачею газу $\omega_s(t)$ для різних швидкісних режимів (крива 5).

Ланка 5 досліджувалася з різними початковими вихідними даними: на режимах середніх часткових (приблизно 40%) швидкісних режимах 2, а також на режимах 3 (режимах ЗШХ).

У ланці 5 коефіцієнт впливу від ВЕВ розподіляється наступним чином: швидкість руху \bar{V}_a завантаженого АТЗ (крива 3, $K_g^{Va} = 90,6\%$); тиск (розрідження) робочого тіла \bar{p}_a (крива 4, $K_g^{Pa} = 7\%$), що надходить у двигун; $\bar{\beta}$ (крива 2, $K_g^{\beta} = 2,3\%$) і, циклова подача палива \bar{q}_u (крива 1, $K_g^{qu} = 0,1\%$).

З рис. 5.5, б видно, що найбільш навантаженим і затяжним (інерційним) за часом для транспортного засобу, є режим 3 ЗШХ.

На рис. 5.6 наведені перехідні процеси ЧДХ збільшення прискорення поступального переміщення (руху) перепускного клапана 1-го ступеня ГРНТ $x_{z1}(t)$, що регулює подачу палива в ДВЗ з розподіленою і моно- подачею газу (крива 5).



1 – з урахуванням впливу вхідної дії $\overline{p_a}$; 2 – теж $\overline{p_{z2}}$; 3 – теж з $\overline{\beta}$;

4 – до ланки b_2 вхідні впливи параметрів не прикладені

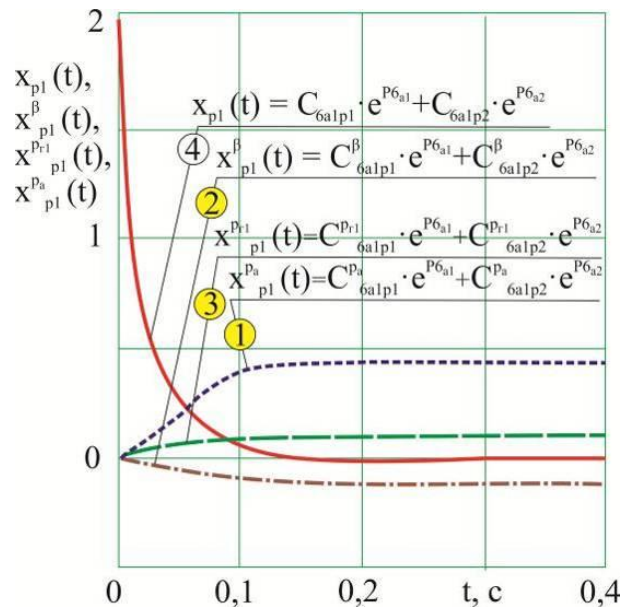
Рисунок 5.6 – ЧДХ перехідних процесів ланки b_2
(перепускного клапана 2-го ступеня ГРНТ)

Математична модель розрахунку ланки b , b_1 і b_2 наведена у Додатку Ж.

Відповідно на рис. 5.7 наведені аналогічні перехідні процеси для перепускного клапана 2-го ступеня ГРНТ $x_{z2}(t)$, які забезпечують подачу газу в ДВЗ серійним газовим обладнанням (крива 4). Ланки b_1 і b_2 досліджувалися з початковими вихідними даними на режимах 3 ЗШХ.

В ланках b_1 і b_2 коефіцієнт впливу від ВЕВ розподіляється в наступному вигляді: – $\overline{p_a}$ (крива 1, $K_g^{p_a} = 61\%$); тиск газу $\overline{p_{z2}}$ у 2-ій ступені ГРНТ (крива 2, для стандартного ГБО, $K_g^{p_{z2}} = 18\%$), а також тиск газу $\overline{p_{z1}}$ у 1-ій ступені ГРНТ (крива 3, для РПГ, $K_g^{p_{z1}} = 19\%$) та $\overline{\beta}$ (крива 3, $K_g^{\beta} = 21\%$, котра наведена на рис.5.6 і крива 2, – $K_g^{\beta} = 20\%$, що представлена на рис. 5.7).

На рис. 5.8 показаний перехідний процес ЧДХ збільшення прискорення поступального переміщення (зворотно-поступального руху) клапана-сердечника ЕДГ $z_o(t)$, що регулює подачу палива в ДВЗ з розподіленою подачею газу (крива 5). Ланка 7 досліджувалася з початковими вихідними даними на режимах 3 ЗШХ. Математична модель розрахунку ланки 7 наведена у Додатку 3.



1 – з урахуванням впливу вхідної дії $\overline{p_a}$; 2 – теж з $\overline{\beta}$; 3 – теж $\overline{p_{r1}}$;

4 – до ланки b_1 вхідні впливи параметрів не прикладені

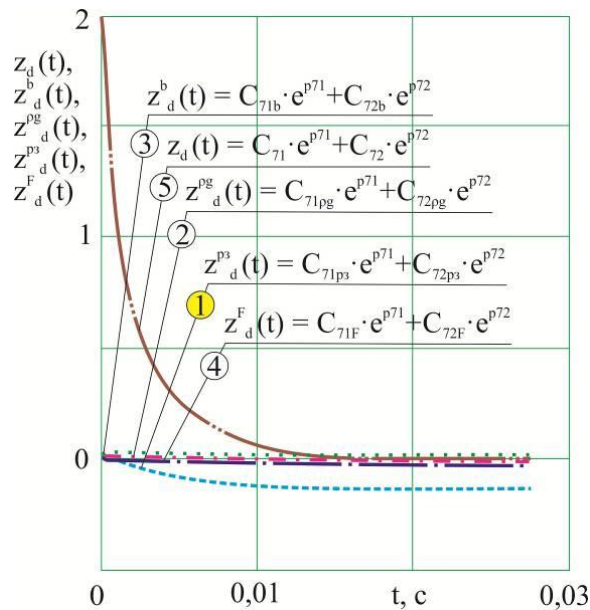
Рисунок 5.7 – ЧДХ перехідних процесів ланки b_1

(перепускного клапана 1-го ступеня ГРНТ)

У ланці 7 коефіцієнт впливу від ВЕВ розподіляється наступним співвідношенням: тиск РТ $\overline{p_3}$ в газовій рампі дозатора (крива 1, $K_g^{p_3} = 71\%$); щільність газу $\overline{\rho_g}$ (крива 2, $K_g^{\rho_g} = 17\%$), діюча на торцеву поверхню клапана-сердечника ЕДГ; попередньо стиснута пружина $\overline{b_{pr}}$ (крива 3, $K_g^{b_{pr}} = 11\%$) і сила тертя F_{mep} (крива 4, $K_g^{F_{mep}} = 1\%$), яка виникає між корпусом і клапаном сердечником дозатор.

На рис. 5.9 наведені ідеальні перехідні процеси ЧДХ збільшення енергії емнісного (ланка 8) $A_p(t)$ і індуктивного (ланка 9) $A_{up}(t)$ зарядів на

електродах свічки вузла, котрі забезпечують примусове стабільне підведення тепла для займання робочої суміші в циліндрах ДВЗ. Ланки 8 і 9 досліджувалися з початковими вихідними даними на режимах 3 ЗШХ.



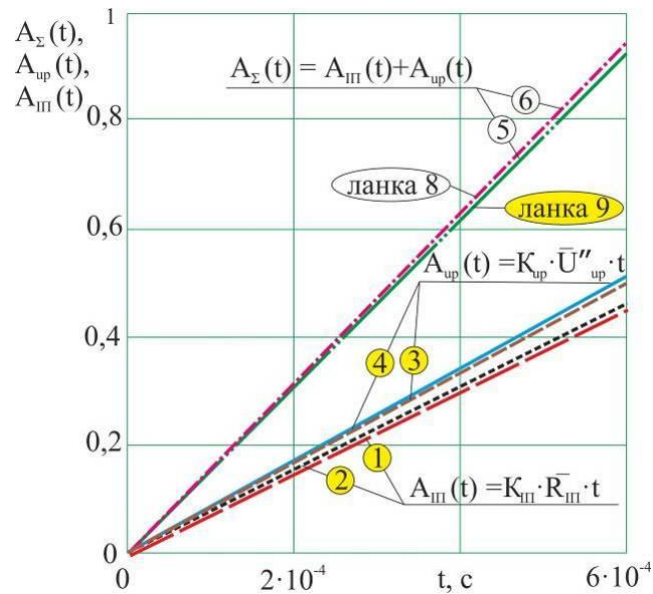
- 1 – з урахуванням впливу вхідної дії $\overline{p_3}$; 2 – теж з $\overline{\rho_g}$; 3 – теж з $\overline{b_{pr}}$;
4 – теж з $\overline{F_{mee}}$; 5 – до ланки 7 вхідні впливи параметрів не прикладені

Рисунок 5.8 – ЧДХ процесів ланки 7

(клапана-сердечника електромагнітного дозатора газу)

На цьому режимі досліджувані ланки, забезпечують виділення такої кількості теплової енергії, за допомогою якого здійснюється стійке запалення робочої суміші в циліндрах ДВЗ, а регульований об'єкт (свічковий вузол) при цьому працює стійко. Математичні моделі розрахунку ланок 8 і 9 наведені у Додатках К і Л.

З рис. 5.9 видно, що більш стійкий процес спостерігається в безконтактно-транзисторній системі запалювання (БТСЗ), в порівнянні зі штатною – КТСЗ (тангенс кута між віссю t та характеристикою 6 більше ніж між характеристикою 5). Це пов'язано з тим, що у БТСЗ на 25 – 30% втрати енергії іскроутворення в контактах менші, ніж у КТСЗ. Розмикання первинного ланцюга в БТСЗ здійснюється «електронним ключем» – транзистором, а не механічним «бігунком».



виділення теплової енергії ємнісного заряду: 1 – з КТСЗ; 2 – з БТСЗ;
 виділення теплової енергії індуктивного заряду: 3 – з КТСЗ і 4 – з БТСЗ; сумарне
 виділення тепла на електродах свічки вузла: 5 – з КТСЗ; 6 – з БТСЗ

Рисунок 5.9 – Порівняння параметрів і основні діагностичні ознаки елементарних ланок 8 і 9 з БТСЗ і штатної КТСЗ: виділення теплової енергії ємнісного і індуктивного зарядів на електродах свічного вузла

У наведених характеристиках перехідний процес напруги пробою U_{pt} і опору повітряного зазору R_{pt} на електродах свічного вузла безконтактно-транзисторної системи запалювання (БТСЗ, крива 6) відчутно вище, ніж у контактній системі запалювання (КТСЗ, крива 5). Це пов'язано з тим, що у БТСЗ практично немає втрати енергії (на іскроутворення) в рухомих контактах. Найбільший вплив на перехідний процес надає ВЕВ напруги пробою (для БТСЗ, крива 4, $K_{\epsilon}^{U_{pt}} = 62\%$, а для КТСЗ, крива 3, $K_{\epsilon}^{U_{pt}} = 57\%$) і дещо менший, проте, досить відчутний вплив чинить опір повітряного зазору (для БТСЗ, крива 2, $K_{\epsilon}^{R_{pt}} = 38\%$, а для КТСЗ, крива 1, $K_{\epsilon}^{R_{pt}} = 43\%$) на електродах свічки вузла.

Для дослідження параметрів перехідних процесів елементарних ланок системи подачі повітря на режимі 3 ЗШХ, представлених на рис. 5.10, застосовувався *метод оцінки технічного стану, заснований на математичному методі функціональних рівнянь, який дозволяє оцінити*

технічний стан і динамічну стійкість вихідних параметрів функціональних систем АТЗ, з урахуванням сумарної дії елементарних вхідних змінень параметрів діючих на системи.

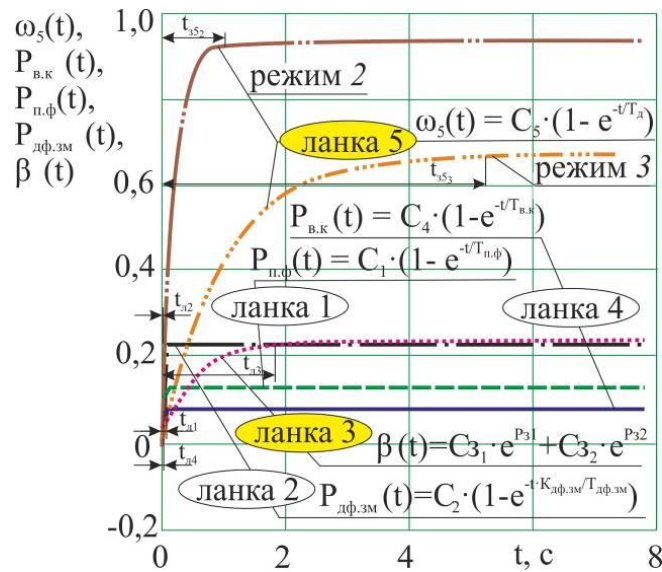


Рисунок 5.10 – Порівняння параметрів і основні діагностичні ознаки елементарних ланок 1, 2, 3, 4 і 5 системи подачі повітря газового ДВЗ з розподіленою (РПГ) та штатною подачею газу на зовнішніх швидкісних режимах роботи АТЗ (режим 3)

З результатів досліджень видно, що самою інерційною ланкою є ДВЗ (ланка 5). Інтервал зміни (часу реакції) перехідних процесів зміни кутової швидкості колінчастого ДВЗ на режимах 3 ЗШХ становить близько $t_{л53} = 5,0 - 5,2$ с, а на середніх (до 40%) часткових швидкісних характеристиках (режим 2 ЧШХ) відповідно дорівнює $t_{л52} = 1,9 - 2,1$ с. Це пов'язано з досить великим моментом опору, прикладеним к ведучим колесам АТЗ на режимі повного навантаження, який необхідно подолати двигуну для розгону транспортного засобу до \bar{V}_a .

Після двигуна, менш інерційною ланкою є поворотна заслінка дросельного вузла (ланка 3), тривалість перехідного процесу заслінки становить близько $t_{л3} = 1,75$ с (ЗШХ).

Незважаючи на те, що перехідні процеси в елементарних ланках протікають дуже швидко, а саме: у дифузорі змішувача $t_{л2} = 0,0002$ с (ДЗ,

ланка 2); у впускному колекторі $t_{л4} = 0,001$ с (ВК, ланка 4) та у фільтрувальному елементі повітряного фільтра $t_{л1} = 0,002$ с (ФЕПФ, ланка 1), останні відносяться до інерційно-гальмівним ланкам системи подачі повітря.

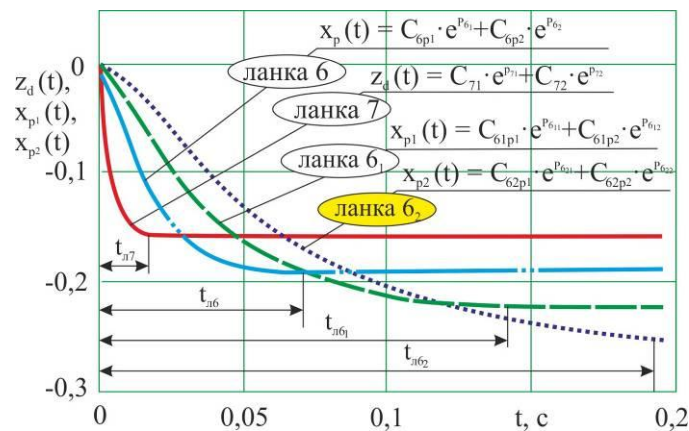
Діагностування несправностей вузлів системи подачі повітря (ланок 1 – 5), подачі палива (ланок 6, b_1 , b_2 і 7), а також запалювання (ланок 8 і 9) двигуна АТЗ здійснюється за допомогою математичного методу функціональних рівнянь. На підставі зміни (погіршення) значень статичних характеристик в процесі експлуатації АТЗ, таких як: гідравлічного опору фільтруючого елемента фільтр-патрона ФЕФП, останній залежить від стану забрудненості механічним шламом розглянутого вузла; зниження пружності (жорсткості) пружин і появи зазорів (люфтів) в клапанах-сердечниках і на осях поворотних заслінок і т. ін., необхідно періодично оцінювати технічний стан вузлів, тієї чи іншої технічної системи.

Діагностування вузлів системи подачі газу (ланок 6, b_1 , b_2 і 7) здійснюється шляхом зміни характеристик пружних елементів (еластичних діафрагм) в редукторах, а також зміни жорсткості пружин в ЕДГ. Облік впливу підвищеного тертя в рухомих парах дросельного вузла, ГРНТ і ЕДГ при моделюванні здійснюється відповідно збільшенням коефіцієнтів в'язкого або сухого тертя.

Підвищені витоки робочого тіла і негерметичність дросельних вузлів, ГРНТ і ЕДГ враховуються шляхом зміни еквівалентних площ в системі.

З рис. 5.11 видно, що на режимі роботи двигуна по ЗШХ (при 100% навантаженні, режим 3) перехідний процес поступального руху штока перепускного клапана ЕДГ газу здійснюється значно швидше, ніж перехідні процеси поступальної ходи штоків мембран в первинної (для БПГ, РПГ і МПГ і вторинної (для серійної подачі газу) камерах ГРНТ. Перехідний процес поступального руху штока перепускного клапана в ЕДГ здійснюється в інтервалі протікають дуже швидко $t_{л7} = 0,025 - 0,030$ с, а – поступального руху штока мембрани вторинної камери ГРНТ змінюється в діапазоні $t_{л62} = 0,18 - 0,22$ с, відповідно аналогічний процес в первинній камері ГРНТ

(для РПГ і МПГ) змінюється в діапазоні від $t_{л61} = 0,1$ до $0,14$ с. Перехідний процес поступального руху штока клапана 1-ої камери ГРНТ для БПГ здійснюється в інтервалі часу близько $t_{л6} = 0,05 - 0,06$ с.



1 – клапана-сердечника електромагнітного дозатора газу; 2 – перепускового клапана 1-го ступеня ГРНТ; 3 – перепускового клапана 2-го ступеня ГРНТ

Рисунок 5.11 – Порівняння параметрів і основні діагностичні ознаки елементарних ланок б, б₁, б₂ і 7 системи подачі палива без надувного ДВЗ зі штатною системою і системами БПГ і РПГ на режимі 3 ЗШХ АТЗ

Шток мембрани вторинної камери ГРНТ ланка б₂ є найбільш інерційною ланкою в системі подачі палива газового двигуна, який має самий низький технічний стан. Технічний стан ланки б₂ визначається опосередковано за часом реакції $t_{л62} = 0,14$ с. Чим він більший, тим гірший технічний стан ланки.

Перехідний процес штока мембрани в 2-й камері редуктора для серійного ГБО затягується в часі приблизно в $t_{л7}/t_{л62} = 7,2 - 7,3$ рази по відношенню до перехідного процесу в дозаторі. Відповідно перехідний процес руху штока мембрани в 1-й камері (ланка б₁) редуктора для РПГ і МПГ затягується у часі в $t_{л7}/t_{л61} = 4,66 - 4,0$ рази стосовно до перехідного процесу в ЕДГ. А, перехідний процес штока мембрани в 1-й камері ГРНТ для БПГ затягується у часі в $t_{л7}/t_{л6} = 2,0 - 2,5$ рази по відношенню до ЕДГ. Відставання часу реакції клапанів редукторів пов'язано з інерційністю механо-важільних елементів пневмо-механічної частини ГРНТ. Пересування штока вторинної камери ГРНТ (для штатного ГБО) здійснюється не за

допомогою стороннього досить потужного джерела (наприклад, за допомогою електромагніту), а відбувається за рахунок перепаду тисків газових середовищ, що діють по обидва боки рухомої гумовотканинної мембрани газового редуктора і впускного колектора. Це достатньо слабе джерело – тиск газу на виході з вторинної камери ГРНТ не перевищує 25 мм вод. стовпа. Тиск газового середовища на виході з 1-ої камери ГРНТ при розподіленій і моно- подачі газу значно вищий і досягає 1,4 – 1,9 ат. Тому час реакції редукторів для розподіленої подачі газу приблизно в 1,5 рази менший, ніж у серійних газових редукторів. Надлишок тиску РТ на виході з 1-ої камери ГРНТ при БПГ досягає 6,0 – 8,0 ат. Стосовно час реакції в редукторах для БПГ в 2,0 – 2,5 рази здійснюється швидше, ніж у серійного ГРНТ. Результати досліджень які пояснюються рис.5.1 – 5.12 проведені з використанням тільки *нормативних показників* технічних систем конвертованих АТЗ.

Також, в роботі достатньо велика увага приділяється *дослідженню оцінки технічного стану елементарних ланок функціональних технічних систем конвертованих газових ДВЗ в залежності від зміни терміну експлуатації АТЗ*, коли значення нормативних показників погіршується. Тому *задачею цього дослідження є встановлення граничної межі, у діапазоні якої можна здійснювати ефективну експлуатацію перелічених елементарних функціональних ланок 1-9.*

Спрощена схема елементарної ланки 1 (фільтруючого елементу повітряного фільтра) функціональної системи повітропостачання газового ДВЗ конвертованого АТЗ наведена на рис.5.12.

На стадії проектування експериментально підбираються габаритні розміри (діаметр і висота вузла) ФЕПФ та попередньо визначаються властивості фільтрувального матеріалу.

В процесі експлуатації елементарної ланки 1 (функціонального вузла) відбувається забруднення ФЕПФ пилом і іншим механічним шламом, за рахунок чого відбувається підвищення гідравлічного опору фільтруючого елементу і, як наслідок веде до зниження працездатності вузла.

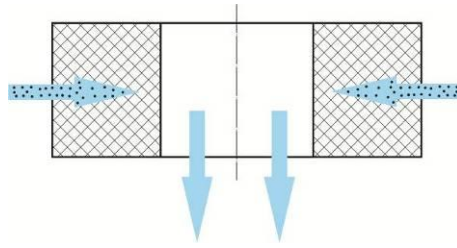


Рисунок 5.12 – Спрощена схема фільтруючого елемента повітряного фільтра

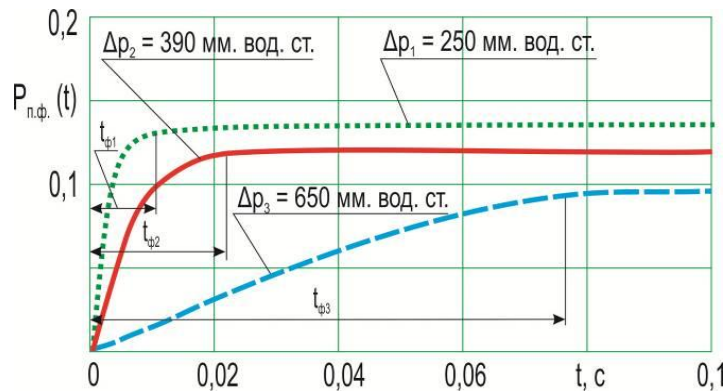


Рисунок 5.13 – Основні діагностичні ознаки технічного стану ФЕПФ в залежності від підвищенням гідравлічного опору (фільтрувального паперу) вузла

Аеродинамічний опір абсолютно нового фільтрувального паперу з якого виготовляється ФЕПФ складає $\Delta P_1=250$ мм вод. ст., а абсолютно брудного – $\Delta P_3=650$ мм вод. ст.; папір, який знаходиться в експлуатації, та на 40% забруднений, має опір рівний $\Delta P_2=390$ мм вод. ст.

Згідно рис.5.13 з підвищенням гідравлічного опору ФЕПФ час реакції вузла затягується з $t_{\phi 1}=0,011$, $t_{\phi 2}=0,019$ до $t_{\phi 3}=0,077$ с, а динамічна стійкість і технічний стан елементарної ланки, відповідно теж погіршується ($t_{\phi 3}/t_{\phi 1}=0,077/0,011$) у 7 разів.

На стадії конвертації виготовлено три варіанти дифузорів змішувачів з різними діаметрами горловин. Експериментом встановлено, що найбільш адаптованим варіантом є $D_{\text{диф}2} = 0,06\text{м}$.

Спрощена схема елементарної ланки 2 (газового змішувача) функціональної системи повітропостачання ДВЗ АТЗ наведена на рис. 5.14.

На стадії конвертації експериментально встановлено, що самим ефективним є змішувач з діаметром горловини $D_{\text{диф}2} = 0,06\text{м}$ (рис. 5.15), при

ньому відбувається найбільш ефективний процес подання газу у ДВЗ, з достатньо високим коефіцієнтом надлишку повітря α в циліндрах. Час реакції вузла складає $t_{\text{дф}2} = 0,00035$ с. Напроти, при підвищенні $D_{\text{диф}1}$ до 0,07 м змішувач працює не ефективно. Швидкість потоку повітря у горловині змішувача зменшується, а тиск робочого тіла підвищується, стосовно перепад тиску між горловиною дифузора і камерою другого ступеня ГРНД теж зменшується, тому в двигун поступає занадто мало газу з редуктора.

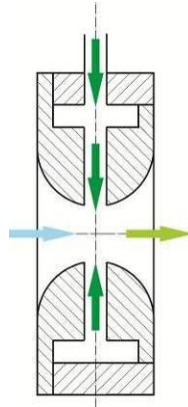


Рисунок 5.14 – Спрощена схема газового змішувача

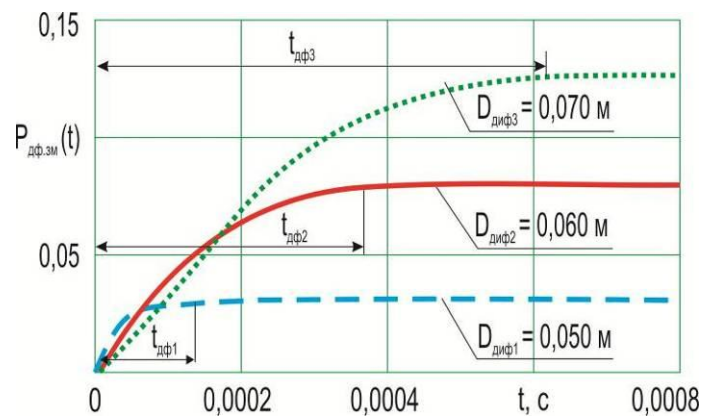


Рисунок 5.15 – Основні діагностичні ознаки технічного стану газового змішувача в залежності від зміни діаметру горловини дифузора

При зменшенні $D_{\text{диф}3}$ до 0,05м, навпаки (розрядження у горловині виникає дуже велике), тому крізь горловину змішувача у двигун надходить занадто багато газу. При експлуатації вузла діаметр горловини не змінює своїх розмірів, а покривається тільки тонким шаром технічного шламу.

На стадії конвертації застосовано три варіанти дросельних вузлів з різними діаметрами поворотних заслінок.

Спрощена схема елементарної ланки 3 (поворотної заслінки дросельного вузла) функціональної системи повітропостачання ДВЗ АТЗ наведена на рис. 5.16.

Експериментом встановлено, що найбільш адаптованим варіантом є вузол з $D_{зас2} = 0,072$ м.

1. На стадії проектування з модельного ряду серійно виготовлених заслінок (з діаметром заслінок $D_{зас1} = 65$, $D_{зас2} = 72$ та $D_{зас3} = 80$ мм) експериментально підібраний найефективніший дросельний вузол з $D_{зас2} = 0,072$ м.

2. В процесі експлуатації вузла жорсткість спіралеподібної пружини вузла $b_{пр.з}$ може змінюватися від 144 до 114 Н/м. При $b_{пр.з1} = 114$ Н/м відбувається не стійка робота поворотної заслінки вузла. Встановлено (рис.5.17), що з підвищенням жорсткості пружини час реакції вузла змінюється від $t_{z1}=0,75$, $t_{z2}=1,55$, $t_{z3}=1,75$ до $t_{z4}=2,35$ с, а динамічна стійкість та технічний стан вузла погіршується ($t_{z4}/t_{z1}=2,35/0,75$) у 3,13 рази.

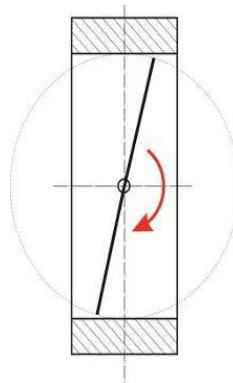


Рисунок 5.16 – Спрощена схема поворотної заслінки дросельного вузла

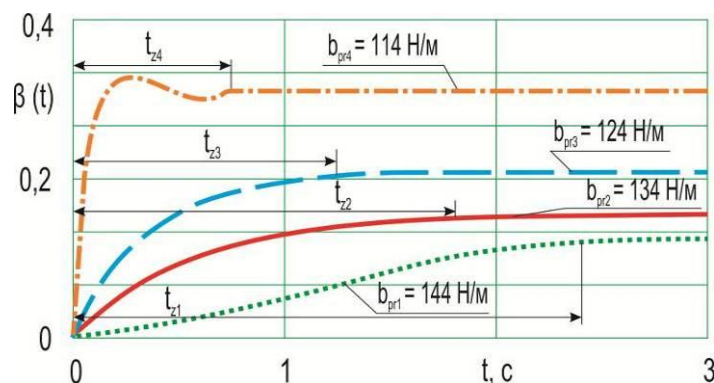


Рисунок 5.17 – Основні діагностичні ознаки технічного стану поворотної заслінки дросельного вузла в залежності від зміни жорсткості спіралеподібної пружини вузла

3. Оцінка впливу зазорів та люфтів які з'являються при експлуатації між віссю заслінки та корпусом дросельного вузла розробленим методом (оцінки технічного стану на базі функціональних рівнянь) не визначається.

Спрощена схема елементарної ланки 4 (впускного колектора ДВЗ) функціональної системи повітропостачання ДВЗ АТЗ наведена на рис. 5.18.

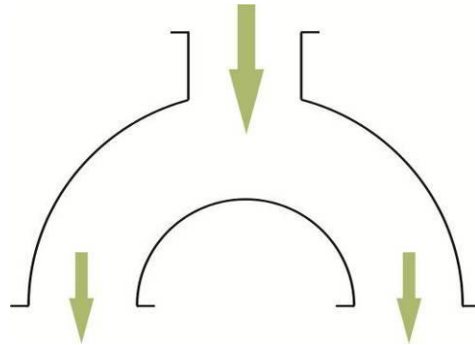


Рисунок 5.18 – Спрощена схема впускного колектора ДВЗ

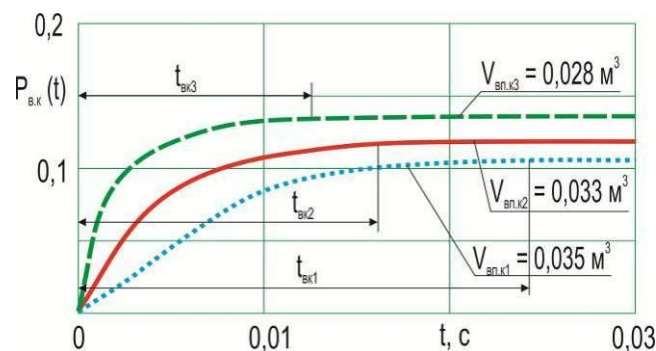


Рисунок 5.19 – Основні діагностичні ознаки зміни технічного поворотної заслінки дросельного вузла від зміни жорсткості спіралеподібної пружини вузла

На стадії проектування виготовляється три варіанти впускних колекторів з об'ємами $V_{вн.к1} = 0,035 \text{ м}^3$, $V_{вн.к2} = 0,033 \text{ м}^3$ та $V_{вн.к3} = 0,028 \text{ м}^3$ і експериментально відбирається такий варіант, внутрішній простір котрого складає $V_{вн.к2} = 0,033 \text{ м}^3$, це серійно виготовлений вузол, має достатньо високий час реакції.

Зі зменшенням об'єму внутрішнього простору впускного колектора від $0,035 \text{ м}^3$ до $0,028 \text{ м}^3$, час реакції (рис. 5.19) вузла зменшується від $t_{в.к1} = 0,024$, $t_{в.к2} = 0,016$ до $t_{в.к3} = 0,013 \text{ с}$, а динамічна стійкість і технічний стан вузла поліпшуються ($t_{в.к1}/t_{в.к3} = 0,024/0,013$) у 1,85 рази.

За термін експлуатації вузла внутрішній простір впускного колектора не змінює свої розміри, а тільки покривається тонкою плівкою бруду.

Спрощена схема елементарної ланки б (ГРНТ) функціональної системи паливоподачі ДВЗ АТЗ наведена на рис. 5.19.

1. На стадії проектування (або конвертації) зі зменшенням діаметру рухомої діафрагми ГРНТ від $D_{з.ред1} = 0,16$, $D_{з.ред2} = 0,15$ до $D_{з.ред3} = 0,14$ м (рис.5.21, а), час реакції вузла зменшується від $t_{p1} = 0,362$, $t_{p2} = 0,180$ до $t_{p3} = 0,081$ с, а динамічна стійкість і технічний стан поліпшується ($t_{p1}/t_{p3} = 0,362/0,081$) у 4,47 рази.

Найбільш адаптованим редуктором для даного класу ДВЗ є пристрій з $D_{з.ред2} = 0,15$ м, час реакції даної елементарної ланки складає $t_{p2} = 0,18$ с.

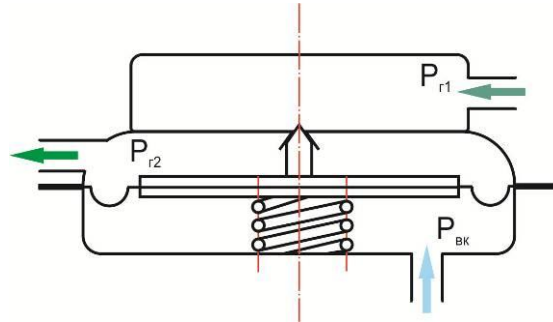
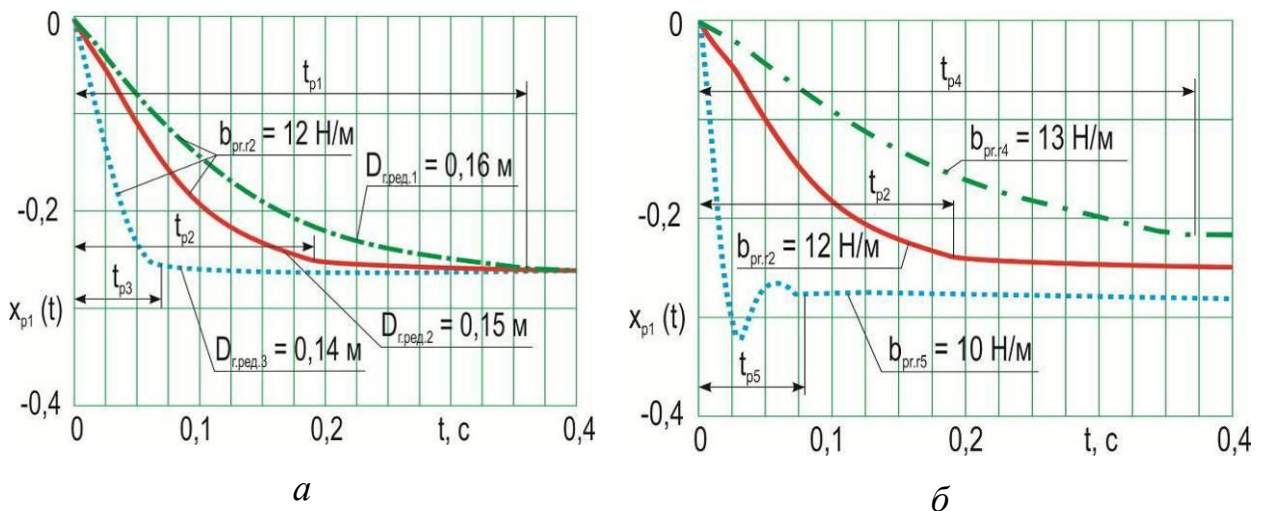


Рисунок 5.20 – Спрощена схема газового редуктора низького тиску



а – від зміни діаметру рухомої діафрагми ГРНТ; б – від зміни жорсткості спіралеподібної пружини вузла

Рисунок 5.21 – Основні діагностичні ознаки газового редуктора низького тиску

2. При експлуатації вузла жорсткість конусоподібної пружини $b_{pr.r}$ зменшується від 13 до 10 Н/м (рис. 5.21, б), при цьому час реакції вузла теж зменшується від $t_{p4} = 0,374$, $t_{p2} = 0,180$ до $t_{p5} = 0,077$ с, та при $b_{pr.r5} = 10$ Н/м відбувається не стійка робота клапана перепуску газу в ГРНТ.

З підвищенням жорсткості пружини та збільшенням діаметру рухомої діафрагми редуктора динамічна стійкість та технічний стан вузла погіршується (t_{p4}/t_{p5}) у 4,86 рази.

Спрощена схема елементарної ланки 7 (ЕДГ) функціональної системи паливopодачі ДВЗ АТЗ наведена на рис. 5.22.

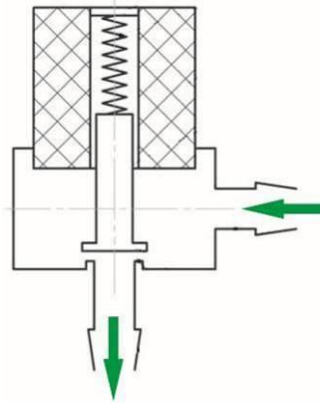
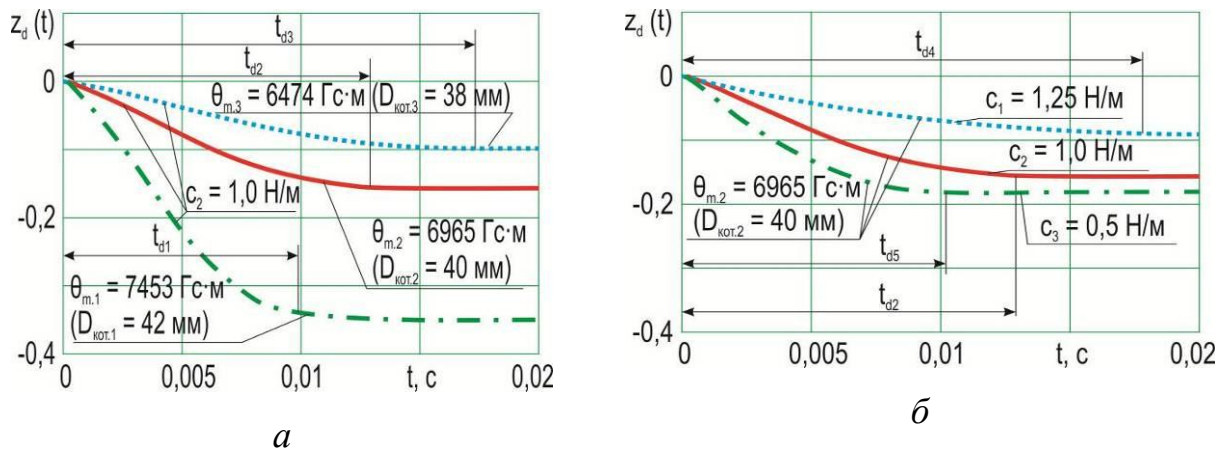


Рисунок 5.22 – Спрощена схема електромагнітного дозатора газу (ЕДГ)



а – від зміни кількості витків у електромагнітній котушці ЕДГ;

б – від зміни жорсткості пружини вузла

Рисунок 5.23 – Основні діагностичні ознаки ЕДГ

1. На стадії конвертації з підвищенням кількості витків у

електромагнітній котушці ЕДГ від $D_{ком3} = 38\text{мм}$, $D_{ком2} = 40\text{мм}$ і $D_{ком1} = 42\text{ мм}$ (рис. 5.23, а), магнітовтягувальна сила клапана-сердечника підвищується від $\theta_{m3} = 6474$, $\theta_{m2} = 6965$ до $\theta_{m1} = 7459\text{ Гс}\cdot\text{м}$, час реакції вузла скорочується від $t_{z3} = 0,0165$, $t_{z2} = 0,0132$ до $t_{z1} = 0,0098\text{ с}$, а технічний стан і динамічна стійкість вузла поліпшується (t_{z3}/t_{z1}) у 1,68 рази.

2. З підвищенням жорсткості пружини від $c_1 = 0,5$; $c_2 = 1,0$ до $c_3 = 1,25\text{ Н/м}$ (рис. 5.23, б) клапана-сердечника ($D_{ком2} = 40\text{мм}$), час реакції погіршується з $t_{z5} = 0,011$, $t_{z2} = 0,0132$ до $t_{z4} = 0,0181\text{ с}$, динамічна стійкість і технічний стан вузла погіршується (t_{z4}/t_{z5}) у 1,64 рази.

Спрощена схема елементарних ланок 8 (ємкісного) і (індуктивного заряду свічного вузла) функціональної системи запалювання ДВЗ АТЗ наведена на рис. 5.24.

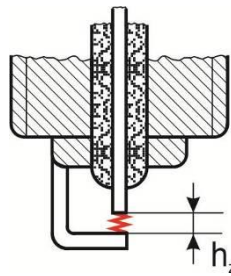


Рисунок 5.24 – Спрощена схема ємкісного і індуктивного заряду свічного вузла

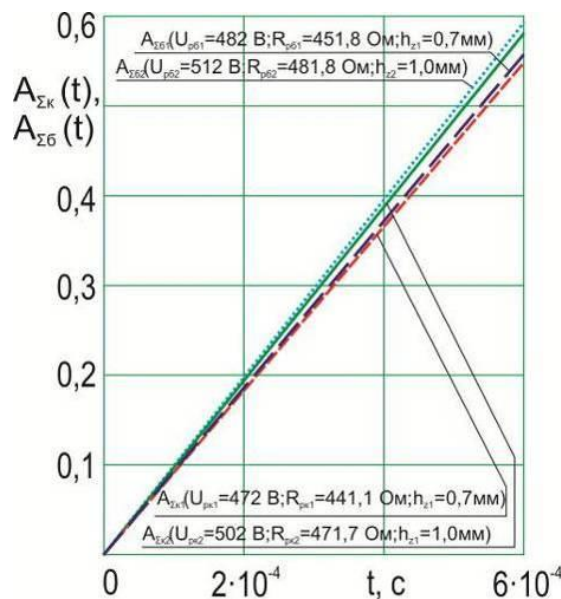


Рисунок 5.25 – Основні діагностичні ознаки ємкісного і індуктивного заряду свічного вузла

На стадії конвертації експериментальним шляхом підбирається свічка запалювання.

Для газового ДВЗ використовується свічка серії NGK-22 – «холодна» свічка для застосування на високо-форсованому бензиновому двигуні спортивного типу, з калільним числом яке складає 22 одиниці.

При експлуатації ДВЗ у свічок запалювання вигорає центральний електрод. Нормативний зазор між центральним і боковим електродами дорівнює $D_{z1} = 0,7$ мм.

При звеличенні зазору (при вигорянні) в процесі експлуатації від 0,7 до 1,0 мм (рис. 5.25) напруга пробою між електродами при на коротко замкненому іскровому зазорі свічки (для КТСЗ) складає $U_{pk1} = 472$ В, а для (БТСЗ) – $U_{p\delta1} = 482$ В (рис. 5.25), стосовно опори іскрового розряду цих систем запалювання дорівнюють $R_{pk1} = 441,7$ Ом і $R_{p\delta1} = 451,8$ Ом.

При вигорянні зазору (у 1,42 рази), який дорівнює $h_{z2} = 1,0$ мм; напруга пробою між електродами теж підвищується (у 1,06 рази) і складає: $U_{pk2} = 502$ В та $U_{p\delta2} = 512$ В, а опори іскрового розряду відповідно зростають (у 1,07 рази) до $R_{pk2} = 471,7$ Ом і $R_{p\delta2} = 481,8$ Ом. При звеличенні (тобто електроерозійному вигорянні) зазору між електродами підвищуються навантаження напруги та струму у витках електромагнітної котушки запалювання, вона починає додатково нагріватися.

Допустима напруга пробою між електродами, при якому стабільно працює котушка запалювання, коливається у межах 400 – 600 В.

За даними діагностичних параметрів ЧДХ окремих ланок систем подачі повітря, палива і запалювання досліджуються узагальнені багатоланкові автономні системи.

5.2.2 Дослідження стійкості складних розімкнутих динамічних систем ЗТ методом оцінки технічного стану з використанням прямого і зворотного перетворень Лапласа

Математичні моделі складних розімкнутих багатоланкових

функціональних систем АТЗ, які базуються на методі прямого і зворотнього перетворень Лапласа наведені раніше у підрозділі 3.9.2, а саме: передавальні функції багатоланкових функціональних систем повітропостачання (у підрозділі 3.9.2.1); передавальні функції багатоланкових функціональних систем паливоподачі (у підрозділі 3.9.2.2); передавальні функції багатоланкових функціональних систем системи запалювання (у підрозділі 3.9.2.3).

Узагальнені перехідні функції розімкнутих систем подачі повітря представлені такими співвідношеннями:

$$\omega_{345}(t) = e^{p_0 t} + e^{p_1 t} + e^{p_2 t} + e^{p_3 t} - \text{для ланок 3, 4 і 5};$$

$\omega_{1345}(t) = e^{p_0 t} + e^{p_1 t} + e^{p_2 t} + e^{p_3 t} + e^{p_4 t}$ – для центральної, розподіленої і безпосередньої подачі газу в двигун; тут $p_0 \dots p_5$ – корені рівнянь; t – інтервал часу протягом якого здійснюються перехідні процеси.

$$\omega_{2345}(t) = e^{p_0 t} + e^{p_1 t} + e^{p_2 t} + e^{p_3 t} + e^{p_4 t} - \text{для ланок 2, 3, 4 і 5};$$

$\omega_{12345}(t) = e^{p_0 t} + e^{p_1 t} + e^{p_2 t} + e^{p_3 t} + e^{p_4 t} + e^{p_5 t}$ – для стандартної ГБО з подачею газу в двигун через дифузор змішувача.

За допомогою узагальнених перехідних функцій будуються ЧДХ розімкнутих систем повітропостачання газового ДВЗ, які наведені на рис. 5.26.

Дослідження ЧДХ розімкнених багатоланкових систем повітропостачання, паливоподачі і запалювання ДВЗ здійснюється **методом оцінки технічного стану, заснованому на математичному методі прямого і зворотнього перетворення Лапласа**, коли із k -го числа розімкнених багатоланкових технічних систем, кожна із котрих складається з i -го числа елементарних ланок, за допомогою графоаналітичного зрівняння (конфігурацій ліній) перехідних процесів ЧДХ параметрів, які ходять в склад системи, *оцінюється технічний стан і динамічна стійкість кожної системи АТЗ* та визначається найбільш динамічно стійкий, і стосовно, самий інерційний параметр, який виходить з багатоланкових технічних систем засобів транспорту.

З графічних залежностей, наведених на рис. 5.26 видно, що саму стійку

ЧДХ перехідного процесу має ланка 5 (ДВЗ). Час реакції t_{n1} перехідного процесу газового ДВЗ $\omega_5(t)$ на частково швидкісному режимі 2 триває протягом 2,1 с, а на режимі 3 ЗШХ t_{n2} зтягується до 5,1 с. Крива перехідного процесу являє собою диференційну монотонно-спадаючу (еталонну) функцію.

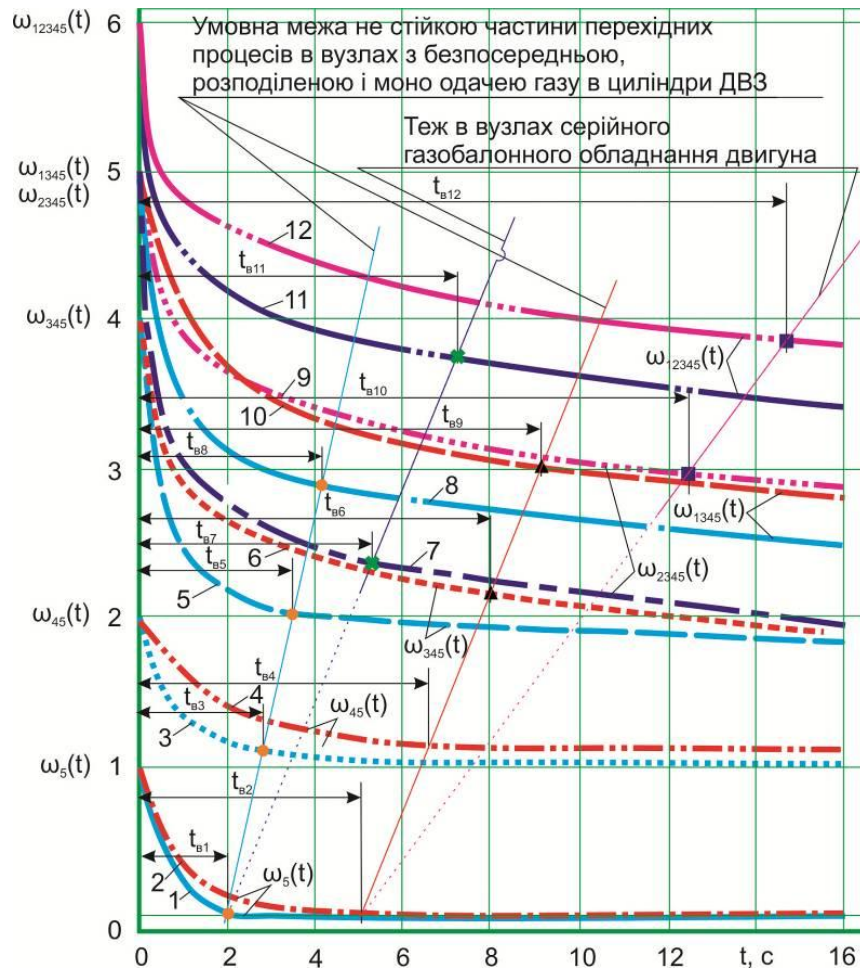
Час реакції t_{n3} перехідного процесу багатоланкової системи $\omega_{45}(t)$, що складається з елементарних ланок 4 і 5, що включає, впускний колектор (ВК) і ДВЗ, на частковому швидкісному режимі 2 триває протягом 2,8 с, а на режимі 3 ЗШХ t_{n4} зтягується до 6,7 с.

Час реакції t_{n5} перехідного процесу багатоланкової системи $\omega_{345}(t)$, що складається з елементарних ланок 3, 4 і 5, що включає, дросельну заслінку (ДрЗ), ВК і ДВЗ, на частковому швидкісному режимі 2 триває протягом 3,5 с, а на режимі 3 ЗШХ t_{n6} досягає 8,0 с.

Час реакції t_{n7} перехідного процесу багатоланкової системи $\omega_{2345}(t)$, що складається з елементарних ланок 2, 3, 4 і 5, що включає, дифузorz змішувача (ДЗ), ДрЗ, ВК і ДВЗ, на частковому швидкісному режимі 2 триває протягом 5,4 с, а на режимі 3 ЗШХ t_{n10} досягає 12,2 с. Звужуюча горловина ДрЗ створює додатковий опір в системі подачі повітря і погіршує при експлуатації ДВЗ процес наповнення циліндрів двигуна.

Час реакції t_{n8} перехідного процесу багатоланкової системи $\omega_{1345}(t)$, що складається з елементарних ланок 1, 3, 4 і 5, що включає, фільтруючий елемент повітряного фільтра (ФЕПФ), ДрЗ, ВК і ДВЗ, на частковому швидкісному режимі 2 триває протягом 4,1 с, а на режимі 3 ЗШХ t_{n9} досягає 8,3 с.

В даний час такими багатоланковими вузлами обладнуються системи подачі повітря сучасних ДВЗ з моно-, розподіленою і безпосередньою подачею палива. ФЕПФ створює досить великий опір, в процесі фільтрації повітря, в результаті чого, виникають пульсуюче-затухаючі коливальні хвилі розрядження у впускній системі ДВЗ, які збільшують тривалість перехідного процесу.



ЧДХ $\omega_5(t)$ – елементарної ланки 5 (ДВЗ), криві 1 і 2 – для швидкісних режимів 2 і 3; ЧДХ $\omega_{45}(t)$ – вузла, що складається з ланок 4 (ВК) і 5 (ДВЗ), криві 3 і 4 – для швидкісних режимів 2 і 3; ЧДХ $\omega_{345}(t)$ – вузла, що складається з ланок 3 (ДрЗ), 4 (ВК) і 5 (ДВЗ), криві 5 і 6 – для швидкісних режимів 2 і 3; ЧДХ $\omega_{2345}(t)$ – вузла, що складається з ланок 2 (ДЗ), 3 (ДрЗ), 4 (ВК) і 5 (ДВЗ), криві 7 і 8 – для швидкісних режимів 2 і 3; ЧДХ $\omega_{1345}(t)$ – вузла, що складається з ланок 1 (ФЕПФ), 3 (ДрЗ), 4 (ВК) і 5 (ДВЗ), криві 9 і 10 – для швидкісних режимів 2 і 3; ЧДХ $\omega_{12345}(t)$ – вузла, що складається з ланок 1 (ФЕПФ), 2 (ДЗ), 3 (ДрЗ), 4 (ВК) і 5 (ДВЗ), криві 11 і 12 – для швидкісних режимів 2 і 3

Рисунок 5.26 – Порівняння параметрів і основні діагностичні ознаки розімкнутих багатоланкових систем повітропостачання газового ДВЗ

Час реакції t_{n11} перехідного процесу багатоланкової системи $\omega_{12345}(t)$, що складається з елементарних ланок 1, 2, 3, 4 і 5, що включає, ФЕПФ, ДЗ, ДрЗ,

ВК і ДВЗ, на частковому швидкісному режимі 2 триває протягом 7,3 с, а на режимі 3 ЗШХ t_{n12} досягає 14,4 с.

Такими багатоланкові вузлами обладнуються системи подачі повітря газових ДВЗ із застарілим серійним газопаливним обладнанням (другого покоління). У цій багатоланковій системі, ДрЗ спільно з ПФ, створюють сумарно великий опір, і пульсаційні явища, що виникають від хвиль розрядження, які присутні постійно на всіх експлуатаційних режимах роботи двигуна.

З графічних залежностей видно, що зі збільшенням режимів навантаження АТЗ стійкість всіх розглянутих багатоланкових систем погіршується.

У системах подачі повітря на режимах (ЧДХ) перехідний процес для систем з БПГ, РПГ і МПГ здійснюється при $t_{n8} = 4$ с, а на режимах ЗШХ триває протягом $t_{n9} = 8,3$ с. Збільшення навантаження і швидкісного режиму АТЗ розтягує перехідний процес в $t_{n9}/t_{n8} = 8,3/4,0 = 2,21$ рази.

У системах подачі повітря на режимах (ЧДХ) перехідний процес для ДВЗ, обладнаних серійним ГБО здійснюється протягом $t_{n11} = 7,3$ с, а на режимах ЗШХ розтягується до $t_{n12} = 14,4$ с. Збільшення навантаження і швидкісного режиму АТЗ затулює перехідний процес в $t_{n12}/t_{n11} = 14,4/7,3 = 1,97$ рази.

Затулювання перехідного процесу ДВЗ, обладнаного безпосередньою, розподіленою або моно-подачею газу по відношенню до перехідного процесу чисто газового двигуна збільшується в $t_{n9}/t_{n1} = 8,3/5,1 = 1,69$ рази (ЗШХ).

Затулювання перехідного процесу ДВЗ, обладнаного штатним ГБО по відношенню до перехідного процесу чисто ДВЗ збільшується в $t_{n12}/t_{n1} = 14,4/5,1 = 2,93$ рази (ЗШХ).

Узагальнені перехідні функції систем подачі палива наведені такими залежностями:

$\omega_{675}(t) = e^{p_0 t} + e^{p_1 t} + e^{p_2 t} + e^{p_3 t} + e^{p_4 t}$ – для двигунів з безпосередньою подачею газу в ДВЗ;

$\omega_{6745}(t) = e^{p_0 t} + e^{p_1 t} + e^{p_2 t} + e^{p_3 t} + e^{p_4 t} + e^{p_5 t}$ – для двигунів з розподіленою подачею газу в ДВЗ;

$\omega_{67345}(t) = e^{p_0 \cdot t} + e^{p_1 \cdot t} + e^{p_2 \cdot t} + e^{p_3 \cdot t} + e^{p_4 \cdot t} + e^{p_5 \cdot t} + e^{p_6 \cdot t}$ – для двигунів з центральною подачею газу в ДВЗ;

$\omega_{62345}(t) = e^{p_0 \cdot t} + e^{p_1 \cdot t} + e^{p_2 \cdot t} + e^{p_3 \cdot t} + e^{p_4 \cdot t} + e^{p_5 \cdot t} + e^{p_6 \cdot t}$ – для розімкнутих систем подачі палива газу в ДВЗ, оснащених стандартною ГБО.

На підставі узагальнених перехідних функцій побудовані ЧДХ розімкнутих систем подачі газу в ДВЗ, які наведені на рис. 5.27. Дослідження багатоланкових систем наведені тільки на режимі 3 ЗШХ.

З графічних залежностей, наведених на рис. 5.27 видно, що саму стійку часову динамічну характеристику перехідного процесу має елементарна ланка 5 (ДВЗ). Час реакції t_{21} перехідного процесу газового ДВЗ $\omega_5(t)$ триває протягом 4,9 с.

Дещо затяжний перехідний процес має багатоланкова функція $\omega_{45}(t)$. Час реакції t_{22} перехідного процесу ланок 4 і 5, та складається з впускного колектора (ВК) і (ДВЗ) $\omega_{45}(t)$ триває протягом 5,3 с.

Час реакції t_{23} перехідного процесу багатоланкової системи $\omega_{75}(t)$, що складається з елементарних ланок 7 і 5, що включає, електромагнітний газовий дозатор (ЕДГ) і ДВЗ, триває протягом 5,5 с.

Час реакції t_{24} перехідного процесу багатоланкової системи $\omega_{745}(t)$, що складається з елементарних ланок 7, 4 і 5, що включає, ЕДГ, ВК і ДВЗ триває протягом 6,3 с.

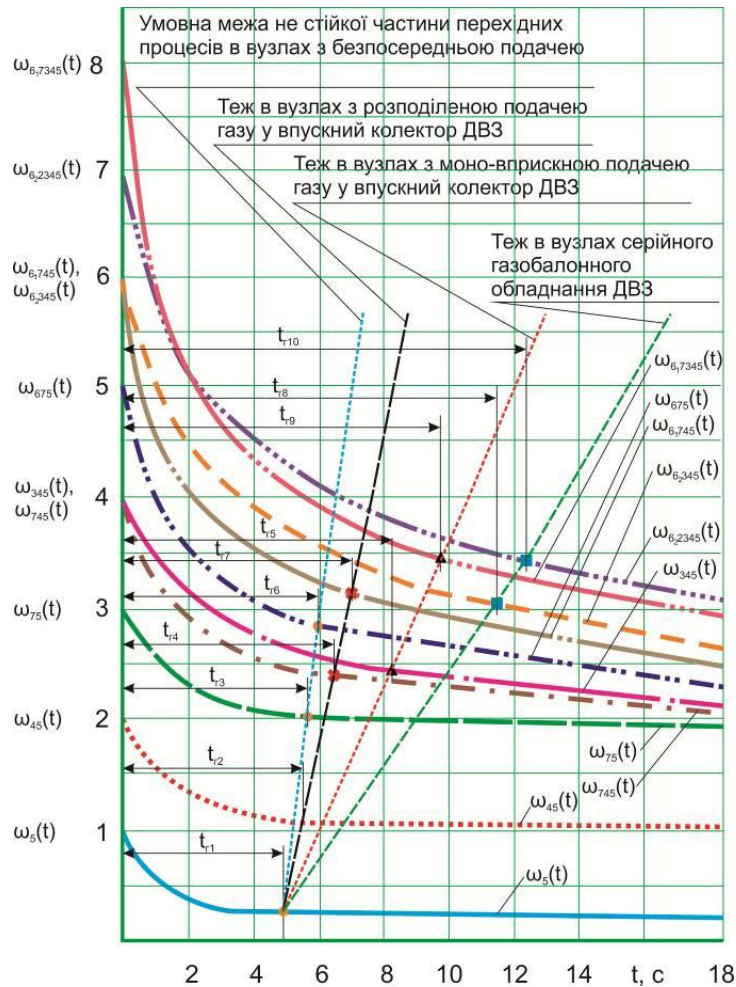
Час реакції t_{25} перехідного процесу багатоланкової системи $\omega_{345}(t)$, що складається з елементарних ланок 3, 4 і 5, що включає: дросельну заслінку ДрЗ, ВК и ДВЗ триває протягом 8,2 сек.

Час реакції t_{26} перехідного процесу багатоланкової системи $\omega_{675}(t)$, що складається з елементарних ланок 6, 7 і 5, що включає, перепускний клапан 1-го ступеня ГРНТ для БПГ, ЕДГ і ДВЗ триває протягом 6,0 с.

В даний час такими багатоланкові вузлами обладнуються системи живлення сучасних ДВЗ з безпосередньою подачею палива.

Час реакції t_{27} перехідного процесу багатоланкової системи $\omega_{6,745}(t)$, що

складається з елементарних ланок 6₁, 7, 4 і 5, що включає: перепускний клапан 1-го ступеня ГРНТ, ЕДГ, ВК і ДВЗ здійснюється протягом 6,9 с.



ЧДХ $\omega_5(t)$ – елементарної ланки 5 (ДВЗ); ЧДХ $\omega_{45}(t)$ – вузла, що складається з ланок 4 (ВК) і 5 (ДВЗ); ЧДХ $\omega_{675}(t)$ – вузла, що складається з ланок 6 (перепускний клапан 1-го ступеня ГРНТ для БПГ); 7 (ЕДГ) і 5 (ДВЗ); ЧДХ $\omega_{345}(t)$ – вузла, що складається з ланок 3 (ДЗ), 4 (ВК) і 5 (ДВЗ); ЧДХ $\omega_{6,745}(t)$ – вузла, що складається з ланок 6₁ (перепускний клапан 1-го ступеня ГРНТ для РПГ), 7 (ЕДГ), 4 (ВК) і 5 (ДВЗ); ЧДХ $\omega_{6,735}(t)$ – вузла, що складається з ланок 6₁ (перепускний клапан 1-го ступеня ГРНТ для МПГ), 7 (ЕДГ), 3 (ДЗ) і 5 (ДВЗ); ЧДХ $\omega_{6,7345}(t)$ – вузла, що складається з ланок 6₁ (перепускний клапан 1-го ступеня ГРНТ для МПГ), 7 (ЕДГ), 3 (ДЗ), 4 (ВК) і 5 (ДВЗ); ЧДХ $\omega_{6,2345}(t)$ – вузла, що складається з ланок 6₂ (перепускний клапан 2-го ступеня серійного ГРНТ), 2 (ДЗ), 3 (ДрЗ), 4 (ВК) і 5 (ДВЗ)

Рисунок 5.27 – Порівняння параметрів і основні діагностичні ознаки розімкнутих багатоконтурних вузлах системи подачі газу в двигун, на режимі 3 ЗШХ

Такими багатоланкові вузлами обладнуються системи живлення сучасних газових ДВЗ з розподіленою подачею газу.

Час реакції t_{28} перехідного процесу багатоланкової системи $\omega_{6,345}(t)$, що складається з елементарних ланок $b_2, 3, 4$ і 5 , що включає: перепускний клапан 2-го ступеня ГРНТ, ДЗ, ВК і ДВЗ триває протягом 11,3 с.

Час реакції t_{28} перехідного процесу багатоланкової системи $\omega_{6,7345}(t)$, що складається з елементарних ланок $b_1, 7, 3, 4$ і 5 , що включає: перепускний клапан 1-го ступеня ГРНТ, ЕДГ, ДрЗ, ВК і ДВЗ триває протягом 9,7 с. Такими багатоланкові вузлами обладнуються системи живлення сучасних газових ДВЗ з центральною (моно-) подачею палива.

Час реакції t_{29} перехідного процесу багатоланкової системи $\omega_{6,2345}(t)$, що складається з елементарних ланок $b_2, 2, 3, 4$ і 5 , що включає: перепускний клапан 2-го ступеня ГРНТ, ДЗ, ДрЗ, ВК і ДВЗ триває протягом 12,2 с. Такими багатоланкові вузлами обладнуються системи подачі палива газових ДВЗ із застарілим серійним газопаливним обладнанням (другого покоління).

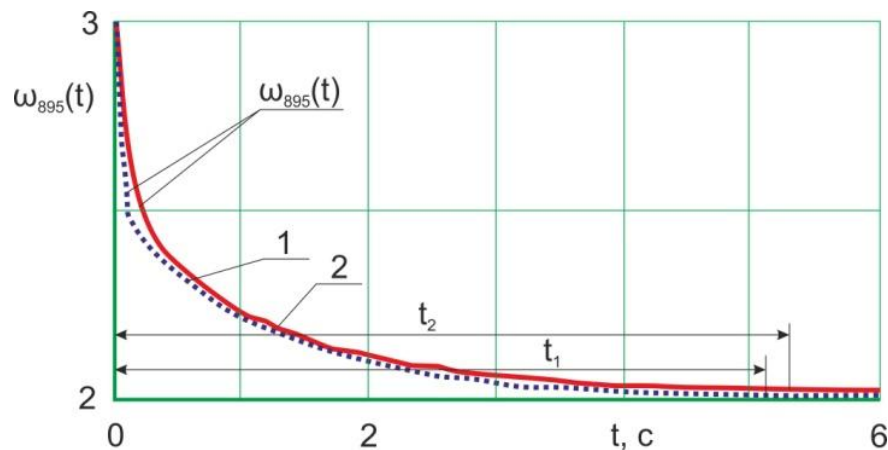
У системах подачі газу з безпосереднім впорскуванням газу перехідний процес закінчується протягом $t_{26} = 6$ с, з розподіленою подачею газу відповідно $t_{27} = 7,0$ с, з центральною (моно-) подачею – $t_{29} = 9,7$ с і зі штатною ГПА протягом $t_{210} = 12,2$ с. Затягування перехідного процесу ДВЗ з навісним обладнанням при безпосередній подачі газу в порівняння з перехідним процесом самого ДВЗ збільшується в $t_{26}/t_{21} = 6/4,9 = 1,22$ рази. Відповідно, затягування процесу з розподіленою подачею складатиме $t_{27}/t_{21} = 7,0/4,9 = 1,42$ рази, а з моно-подачею – $t_{29}/t_{21} = 9,7/4,9 = 1,98$ рази і відповідно зі штатною ГПА – $t_{210}/t_{21} = 12,2/4,9 = 2,49$ рази.

Для контактно-транзисторної (КТСЗ) і безконтактно-транзисторної систем запалювання (БТСЗ) узагальнена перехідна

функція представлена відповідно наступним співвідношенням $\omega_{895}(t) = e^{p_0 t} + e^{p_1 t} + e^{p_2 t}$.

За даними узагальненої перехідної функції побудовані ЧДХ розімкнутого свічкового вузла системи запалювання ДВЗ, які наведені на рис. 5.28.

З аналізу графічних залежностей, наведених на рис. 5.28 видно, що обидва варіанти розімкнутого свічкового вузла системи запалювання, представляють диференційні різко спадні функції, але більш динамічно стійкою є безконтактно-транзисторна система. Час реакції ЧДХ БТСЗ становить 5,1 с, а у КТСЗ відповідно 5,2 с. Стосовно вихідні діагностичні характеристики, технічний стан та динамічна стійкість у БТСЗ вищі, ніж у КТСЗ. Час реакції БТСЗ в $5,2/5,1 = 1,03$ рази швидший ніж у КТСЗ.



ЧДХ $\omega_{895}(t)$ – вузла, що складається з ланок 8 (енергія ємнісного заряду), 9 (енергія індуктивного заряду) і 5 (ДВЗ); крива 1 – БТСЗ; крива 2 – штатна КТСЗ

Рисунок 5.28 – Порівняння параметрів і основні діагностичні ознаки розімкнутого свічкового вузла системи запалювання ДВЗ на режимі 3 ЗШХ

У розділі дано висновки і обґрунтовані рекомендації щодо вибору найбільш досконалих вузлів системи подачі повітря і запалювання, а також агрегатів подачі газу технічних систем для конвертації АТЗ під форсований газотурбінним наддувом ДВЗ з розподіленим впорскуванням газу.

ВИСНОВКИ ЗА РОЗДІЛОМ 5

У п'ятому розділі роботи знайшли практичне застосування діагностичні методи, основою яких є розроблені функціональні рівняння, за допомогою яких, виконані дослідження стійкості параметрів окремих типових елементарних ланок динамічних функціональних систем ЗТ. В якості розглянутих технічних об'єктів використовуються (системи подачі газу, подачі повітря і запалювання) дизельного транспорту, конвертованого в газобалонні транспортні засоби. Зокрема:

1. Проведено діагностування параметрів окремих елементарних ланок (1 – 9) САР систем подачі газу, подачі повітря і запалювання дизельного транспорту, конвертованого в газобалонні автомобілі, з використанням математичних методів, основаних на принципі суперпозиції і функціональних рівнянь.

Виконано детальний аналіз отриманих результатів по кожній типовій елементарній ланки (з урахуванням впливу на них окремих елементарних вхідних та сумарних вхідних впливів), останній наведений в підрозділі 5.2.1.

2. Для діагностування стійкості параметрів складних багатоланкових технічних систем ЗТ, розроблений метод оцінки технічного стану, який базується на операційних обчисленнях прямого і зворотного перетворення Лапласа.

Зокрема, виконано аналіз результатів стійкості узагальнених розімкнутих динамічних систем ЗТ, на базі узагальнених функціональних рівнянь технічних систем, який наведено в підрозділі 5.2.2. На підставі одержаних результатів встановлено, що:

– найстійкішою системою подачі повітря при порівнянні різних варіантів розімкнутих САР є, ЧДХ $\omega_{1345}(t)$ – вузла, що складається з ланок 1 (ФЕПФ), 3 (ДрЗ), 4 (ВК) і 5 (ДВЗ);

– при порівнянні різних варіантів розімкнутих САР систем подачі газу, найстійкішою є система подачі палива з безпосередньою подачею газу в циліндри ДВЗ; ЧДХ $\omega_{675}(t)$ – вузла, що складається з ланок 6 (перепускного клапана 1-го ступеня ГРНТ для БПГ), 7 (ЕДГ), 5 (газового ДВЗ);

– менш стійкою є система з розподіленою подачею газу (РПГ); однак, якщо врахувати, що на даний момент часу провідні світові фірми по розробці газової апаратури знаходяться тільки на стадії розробки такої ГА; отже, тоді найефективнішою ГА можна вважати систему з фазованою РПГ;

– найбільш стійкий перехідний процес перетворення енергії на електродах свічного вузла забезпечується застосуванням безконтактного-транзисторної системи запалювання, а не КТСЗ.

Результати досліджень, наведені в розділі 5, опубліковані в роботах [31, 38, 41, 44, 58, 59].

РОЗДІЛ 6

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ,
КОНВЕРТОВАНИХ ДЛЯ РОБОТИ НА ПРИРОДНОМУ ГАЗІ6.1 Вибір і спосіб стабілізації процесу подачі палива газового ДВЗ
конвертованого транспортного засобу

Проектування систем подачі палива з електронним управлінням без урахування впливів коливальних процесів може привести до значної нестабільності циклової подачі від циклу до циклу, а також до її зниження на 10 – 20% по відношенню до необхідної.

Механізм виникнення коливальних процесів в системі подачі рідкого палива з електронним управлінням досить докладно описаний в [125]. Варто відзначити, що описані явища виявляються і в системах подачі газу з електронним управлінням.

Величина циклової подачі рідкого або газоподібного палива, а також її відповідність заданою програмою подачі палива в значній мірі залежить від коливальних процесів, що виникають в системі при русі і закінчення палива. У разі реалізації системи розподіленої подачі газу для газового двигуна, зазначені вище процеси є основною причиною нестабільності циклових подач між циліндрами і окремо взятими циклами.

Виникнення коливальних процесів в системі подачі палива обумовлено періодичністю спрацьовування клапана електромагнітного дозатора, в результаті чого утворюються хвилі стиснення і розрядження.

Таким чином, вивчення коливальних процесів, в системах подачі газу розподіленого типу з електронним управлінням є актуальним завданням. Як при проектуванні нових систем, так і при підвищенні ефективності вже існуючих систем, де вплив коливальних процесів на величину циклової подачі буде мінімальним.

Мета експерименту. Забезпечити міжциклову і міжциліндрову ідентичність подачі газу в циліндри шестициліндрового транспортного двигуна.

Для досягнення даної мети необхідно вирішити такі завдання:

- розробити модель для дослідження процесів, що супроводжують розподілену подачу газу в паливній системі з електронним управлінням;
- за допомогою даної моделі провести розрахункове дослідження процесу подачі палива і виявити причини можливої циклової нерівномірності;
- на підставі результатів дослідження запропонувати схему і уточнити конструктивні параметри паливної системи.

Об'єкт дослідження є процес подачі газу в системі розподіленого типу газового двигуна 6ГЧН 13/14 (*3-й етап конвертації*).

Двигун 6ГЧН 13/14 має V-подібне розташування циліндрів з порядком роботи 1-4-2-5-3-6. Конструктивні особливості двигуна дозволяють застосувати систему живлення газом розподіленого типу (рис. 6.1).

Система живлення газом спроектована з двома незалежними один від одного контурами, кожен з яких обслуговує свій ряд циліндрів. Кожен з контурів складається з: газового редуктора лівого 1 і правого 5 рядів циліндрів; сполучних трубопроводів 2 і 6; паливних рамп лівого 3 і правого 7 рядів циліндрів; а також електромагнітних дозаторів газу (ЕДГ) 4 і 8.

Принцип дії досліджуваної системи живлення наступний. Робоче тіло (газ - метан) з балонів високого тиску ($p_{\text{бал}} = 20$ МПа) подається до редуктора високого тиску (на рис. 6.1 не показаний), в якому тиск знижується ($p_1 = 1$ МПа). Далі газ подається в редуктори 1 і 5 (рис. 6.1). У редукторах кожного з контурів тиск газу знижується до робочого ($p_2 = 0,2$ МПа). Після редукторів 1 і 5 газ по трубопроводу 2 і 6 подається до рампах 3 і 4.

Газ, що знаходиться в рампі надходить до ЕДГ 4 і 8. Подача газу до циліндра двигуна відбувається в період відкриття клапана ЕДГ, за допомогою сигналу електронного блоку управління, що визначає час і черговість спрацьовування електромагнітних клапанів згідно з порядком роботи циліндрів двигуна.

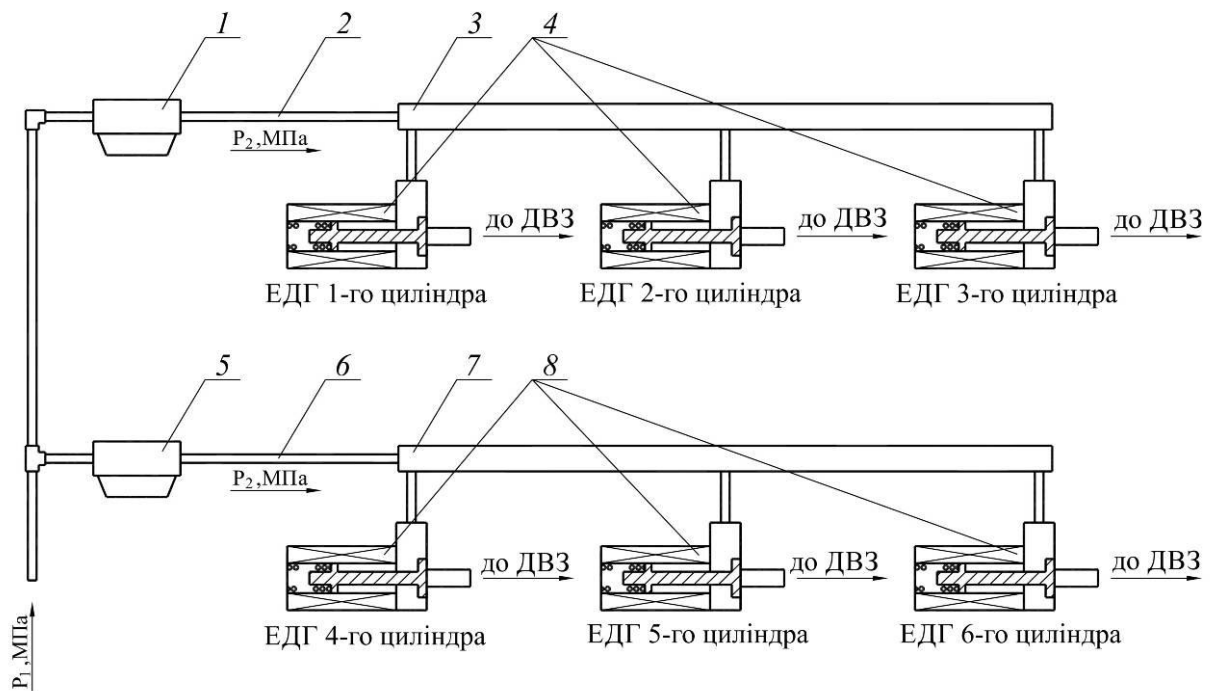
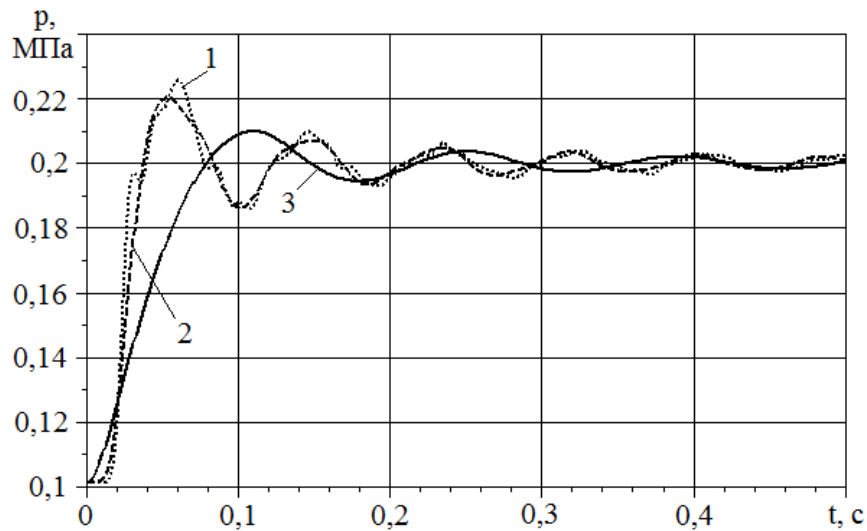


Рисунок 6.1 – Схема проектованої системи подачі газу для двигуна 6ГЧН 13/14

У даній системі процес подачі палива супроводжується цілою низкою явищ (електромагнітних в дозаторі, хвильових в трубопроводах, термодинамічних при закінченні газу і його дроселюванні). Найбільший вплив на процес подачі палива надають хвильові явища в трубопроводах супроводжувані термодинамічними процесами, що відбуваються при стисканні-розширенні робочого тіла.

Вирішальне значення при дослідженні коливань тиску в системі має вибір моделі трубопроводу. Можливо кілька варіантів: модель з зосередженими параметрами; модель, що складається з декількох трубопроводів з зосередженими параметрами; модель з розподіленими параметрами. Результати, розрахунку процесу зміни тиску метану, у вихідному перерізі трубопроводу довжиною 10 м представлені на рис. 6.2. Очевидні переваги одновимірної моделі з розподіленими параметрами – достовірне визначення швидкості наростання тиску, амплітуди загасаючих коливань. Незважаючи на деяке збільшення часу розрахунку саме дана модель обрана в роботі для проведення чисельного експерименту.



1 – модель з зосередженими параметрами; 2 – розбиття трубопроводу на дві частини; 3 – модель з розподіленими параметрами

Рисунок 6.2 – Коливання тиску в трубопроводі, визначені за допомогою різних моделей

Дослідження впливу коливальних процесів на паливоподачу проводилося за допомогою математичної моделі [110]. У моделі прийняті наступні допущення: клапани дозатора газу відкриваються миттєво по сигналу системи управління; електромагнітний клапан моделюється як калібрований отвір із заданою ефективною площею. Масова витрата газу m в такому випадку можна визначити з рівняння:

$$\frac{\partial m}{\partial t} = F \frac{\partial p}{\partial x} - \frac{\rho \zeta F v^2 \text{sign}(v)}{2D}, \quad (6.1)$$

де v – швидкість газу; F – поперечний переріз трубопроводу; D – діаметр трубопроводу; ρ – щільність газу; ζ – фактор гідравлічного опору; p – тиск; t – час; x – координата уздовж трубопроводу.

Газові трубопроводи, що з'єднують електромагнітні клапани з рампою, а також сама рампа представлені як одномірні моделі з розподіленими параметрами. Модель контролера дозволяє задавати частоту роботи електромагнітних клапанів, час відкриття і порядок їх роботи.

Основою моделі є перший закон термодинаміки. Для вирішення

завдання руху газу в трубопроводі і рампі в моделі використовується хвильове рівняння, складене з урахуванням стисливості, ефектів інерції і тертя. Стисливість газу враховується за допомогою моделі політропної стиснення-розширення з урахуванням теплообміну. Тертя в трубопроводі враховується з використанням коефіцієнта тертя на основі числа Рейнольдса і відносної шорсткості.

Для визначення зміни температури в моделі використовується рівняння:

$$\frac{dT}{dt} = \frac{\sum \dot{m}_i h_i - \frac{dm}{dt} \cdot \int C_v dT + \frac{dQ}{dt} - p \frac{dV}{dt}}{m \cdot C_v}, \quad (6.2)$$

де T – температура газу, t – час, V – об'єм, p – тиск, C_v – ізохорна теплоємність, m – маса газу, h – ентальпія.

Звідси можна визначити тиск:

$$V \frac{dp}{dt} = -p \frac{dV}{dt} + m \cdot r \cdot \frac{dT}{dt} + r \cdot T \cdot \dot{m}. \quad (6.3)$$

Достовірність результатів математичного моделювання підвищує облік теплообміну з навколишнім середовищем в період стиснення-розширення газу. У політропному процесі швидкість зміни тиску нижче (рис. 6.3).

Наступним фактором, який врахований при математичному моделюванні, є фізико-хімічні властивості робочого тіла. Порівняння результатів моделювання процесу стиснення-розширення двох багатоатомних газів показало, що швидкості зміни тиску і температури метану (CH_4) більше, ніж аналогічні параметри для повітря (рис. 6.4).

Результат розрахунку процесу подачі палива газу в проектованій системі показав, що при відкритті дозатора тиск в рампі за 3 мс знижується з 0,2 до 0,1973 МПа (крива 3 на рис. 6.5). Відновлення тиску після закриття дозатора відбувається за 2 мс [133].

Однак спрацьовування другого і третього дозаторів викликає подальше зниження тиску в рампі в початковий період подачі палива в 1,5 – 2 рази.

Змінюється і процес відновлення тиску в кінці подачі газу. Зазначені особливості призводять до дестабілізації величини подачі газу $G_{едг}$. Так, розбіжність $G_{едг}$ між першим і другим дозаторами становить $0,011 \text{ м}^3/\text{год.}$, а між першим і третім – уже $0,036 \text{ м}^3/\text{год.}$

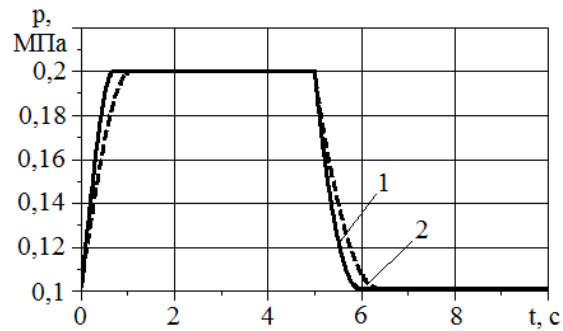


Рисунок 6.3 – Зміна тиску CH_4 в об'ємі в адіабатному (1) і політропному (2) процесах

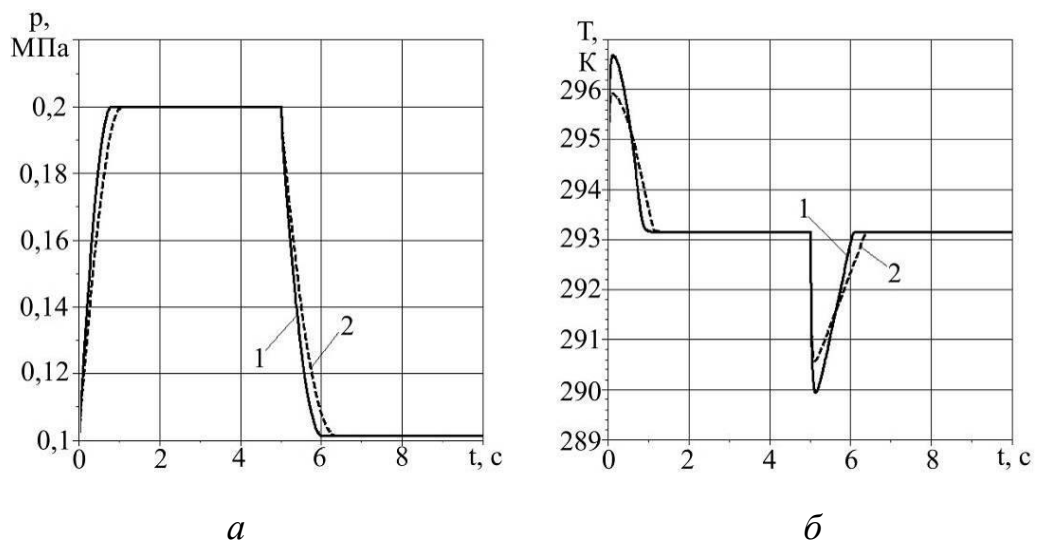


Рисунок 6.4 – Зміна тиску (а) і температури (б) для CH_4 (криві 1) та повітря (криві 2)

Для ефективного гасіння виникаючих коливань доцільно застосовувати податливі сполучні трубопроводи або встановлювати в систему додаткові об'єми. Застосування піддатливих трубопроводів не здатен повною мірою задовольнити вимоги до стабільності циклової подачі на увазі незначного збільшення їх об'єму, а також широкого діапазону режимів роботи системи. Застосування додаткових обсягів, на відміну від піддатливих трубопроводів, є більш ефективним заходом щодо зниження коливальних процесів.

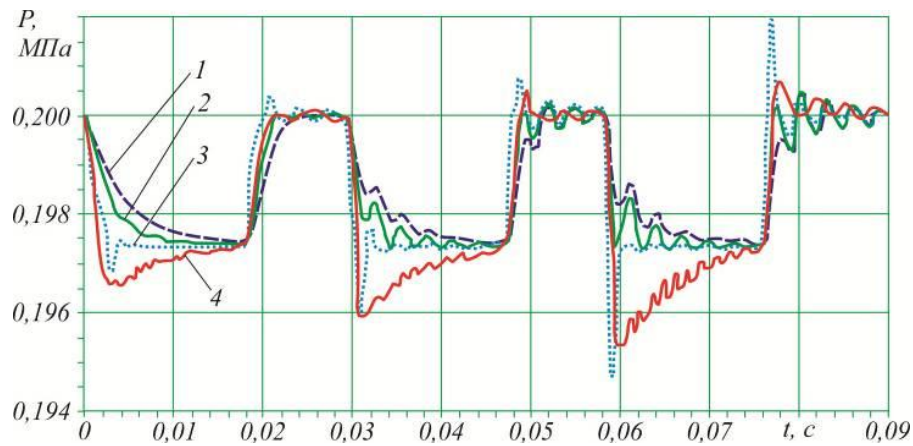


Рисунок 6.5 – Зміна тиску в рампі при включенні додаткового об'єму $V_{\text{доп}} = 1 \text{ дм}^3$ (крива 1), $V_{\text{доп}} = 0,5 \text{ дм}^3$ (крива 2) і без додаткового об'єму (крива 3) (заданий режим роботи – частота спрацьовування 1050 хв^{-1} , тривалість імпульсу 18 мс), експериментально знятий в газовій рампі тиск робочого тіла (крива 4)

На другому етапі дослідження в запропоновану раніше схему систему живлення встановлено додатковий об'єм 9 (рис. 6.6). Установка такого об'єму дозволяє згладити пульсації тиску в період спрацьовування дозаторів (рис. 6.5). Це призведе до встановлення ідентичного рівня тиску в рампах 3, 7 і підтверджується експериментально знятою осцилограмою тиску робочого тіла у газовій рампі (крива 4).

Додатковий об'єм 9 величиною $V_{\text{доп}}$ працює як резонатор, в якому амплітуда коливань тиску знижується. Розрахунок подачі палива з додатковим обсягом показав, що включення $V_{\text{доп}} = 0,5 - 1,0 \text{ дм}^3$ дозволяє досягти необхідного ефекту – знизити коливання тиску в періоди перехідних процесів роботи дозатора (криві 1, 2 на рис. 6.5).

При цьому тривалість падіння тиску при відкритті дозатора збільшується в 3 – 4 рази, що сприятливо впливає на процес подачі. Разом з тим, в системі з $V_{\text{доп}}$ період відновлення тиску збільшується в 1,5 – 2 рази і становить 3 – 4 мс.

Реалізація даного способу стабілізації тиску призводить до підвищення ідентичності циклової подачі дозаторами одного ряду. При $V_{\text{доп}} = 0,5 \text{ дм}^3$

розбіжність між подачами першого і третього дозаторів склала $0,01 \text{ м}^3/\text{год}$. (рис. 6.7).

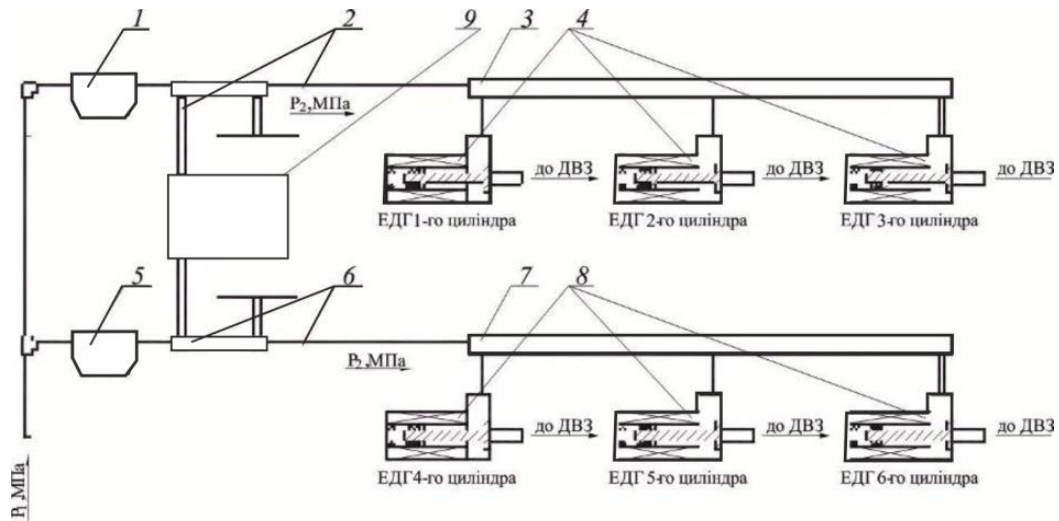
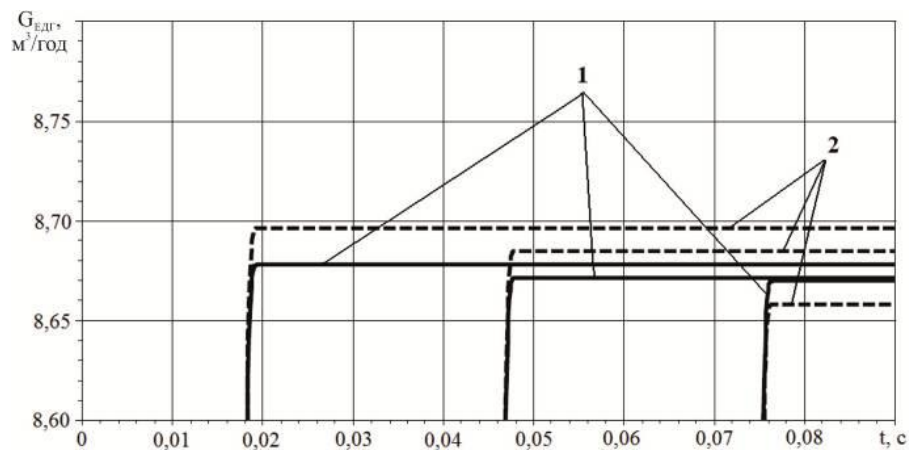


Рисунок 6.6 – Схема модернізованої системи подачі газу для двигуна 6ГЧН 13/14



1 – система з додатковим об'ємом; 2 – система без додаткового об'єму
Рисунок 6.7 – Інтегральні характеристики паливоподачі трьох дозаторів

6.2 Методи розрахунку умов появи детонації в циліндрі газового двигуна автотранспортного засобу

При конвертації дизельного двигуна в газовий двигун, як уже згадувалося раніше, необхідно обґрунтувати доцільне значення ступеня стиснення, яка головним чином впливає на техніко-економічні показники і надійність роботи двигуна. Однак, забезпечення дуже високих ε в газових двигунах обумовлено

умовами появи детонації. Газовий двигун має високі техніко-економічні показники тоді, коли значення ε вибираються такими, при яких, двигун працює на кордоні появи детонації, а її відсутність забезпечується тільки шляхом регулювання КВЗ в сторону його зменшення відносно в.м.т.

Тому на стадії вибору ступеня стиснення газового двигуна великої потужності, як з наддувом, так і без нього, конвертованого з дизеля, доцільно мати методи дозволяють прогнозувати появу детонаційного згоряння.

Вибір ступеня стиснення по залежності (1.1) не завжди доцільно вибирати для двигунів з діаметром циліндрів менш ніж 100 мм. Найбільш ефективним методом з цієї точки зору є вибір ε за критерієм детонації, який запропонований в [94]. Він базується на різниці ентальпій не згоріли суміші в циліндрі на початку процесу згоряння в будь-який момент часу. Цей критерій може використовуватися у всіх типах двигунів, які оснащені примусовим запалюванням суміші. Його застосування зустрічається в [75, 80, 95] де автори відзначили задовільну збіжність розрахункових даних з експериментальними.

Критерій детонації, який базується на співвідношенні

$$K_d = \frac{e_{sm}}{e_g}, \quad (6.4)$$

де e_{sm} – енергія в одиниці об'єму, яка накопичується в незгорілої суміші, кДж/м³; e_g – енергія, віднесена до одиниці робочого об'єму циліндра, яка виділяється при згорянні, кДж/м³.

Енергія в одиниці об'єму, яка виділяється в процесі передполумєневих реакцій в які не згоріли суміші, кДж/м³

$$e_{sm} = \frac{E_{sm}}{V_c} \quad (6.5)$$

де E_{sm} – повна енергія, яка виділилася в процесі передполумєневих реакцій в які не згоріли суміші, кДж; V_c – об'єм камери згоряння, м³.

Енергія, віднесена до одиниці робочого об'єму циліндра, яка виділяється при згоранні суміші, кДж/м³

$$e_g = \frac{E_g}{V_h} \quad (6.6)$$

де E_g – повна енергія, що виділилася при згоранні, кДж; V_h – робочий об'єм, м³.

Повна енергія незгорілої суміші в будь-який момент часу, кДж

$$E_{sm} = (h - h_c) \cdot M_u, \quad (6.7)$$

де h_c – питома ентальпія незгорілої суміші в момент початку згорання, кДж/кг; h – питома ентальпія незгорілої суміші в будь-який момент часу, кДж/кг; M_u – маса незгорілої суміші, кг.

Енергія, яка виділилася в процесі повного згорання ($\alpha \geq 1$), кДж

$$E_g = H_u \cdot M_F, \quad (6.8)$$

де H_u – нижня теплота згорання палива, кДж/кг; M_F – маса палива, яке потрапило в циліндр за цикл, кг.

Таким чином, рівняння критерію детонації (6.4) можна представити в наступному вигляді

$$K_d = \frac{(h - h_c) \cdot \frac{M_u}{V_c}}{H_u \cdot \frac{M_F}{V_h}} \quad (6.9)$$

З врахуванням того, що $\frac{V_h}{V_c} = \varepsilon - 1$, а $\frac{M_u}{M_F} = 1 - x$

$$K_d = \frac{(h - h_c) \cdot M_u}{H_u \cdot M_F} \cdot (\varepsilon - 1), \quad (6.10)$$

або

$$K_d = \frac{(h - h_{c_i})}{H_u} \cdot (1 - x) \cdot (\varepsilon - 1) \quad (6.11)$$

Для розрахунку ентальпії, що не згоріла суміші слід використовувати залежності, які наведені в [94]. Далі поліноми мають вигляд

$$\begin{cases} h_{O_2} = -2,5870073 + 0,033214423 \cdot T_u + 1,0425912 \cdot 10^{-6} \cdot T_u^2 ; \\ h_{H_2} = -0,7149237 + 0,028833147 \cdot T_u + 1,2621346 \cdot 10^{-6} \cdot T_u^2 ; \\ h_{N_2} = -2,3789539 + 0,032692841 \cdot T_u + 6,0536696 \cdot 10^{-7} \cdot T_u^2 ; \\ h_{CO_2} = -9,2705642 + 0,052691304 \cdot T_u + 1,3193256 \cdot 10^{-6} \cdot T_u^2 ; \\ h_{CH_4} = -19,986338 + 0,067919649 \cdot T_u + 6,765695 \cdot 10^{-6} \cdot T_u^2 ; \\ h_{H_2O} = -4,3659991 + 0,039466778 \cdot T_u + 2,5805102 \cdot 10^{-6} \cdot T_u^2 . \end{cases} \quad (6.12)$$

Таким чином, для розрахунку критерію детонації необхідно знати значення зміни температури не згоріли суміші в процесі згорання. Крім того, використовуючи температуру не згорілої суміші можна побічно враховувати вплив на детонацію в газовому двигуні різних факторів: температури охолодженої рідини в системі охолодження ДВЗ, коефіцієнта відпрацьованих газів, коефіцієнта надлишку повітря, ступеня підвищення тиску при наддуванні, навантаження на двигун і т.д.

Для визначення температури не згорілої суміші розрахунковим методом, необхідно застосовувати двозонну модель, методика розрахунку якої описана в роботі [93].

6.3 Удосконалення існуючих методів оптимізації конструктивних і регулювальних параметрів газового двигуна

Використання методів оптимізації дозволяє на етапі конвертації або проектування визначити значення регулювальних і конструктивних параметрів газового двигуна. Використання будь-якого оптимізаційного методу пов'язано з вибором граничних умов параметрів, функціональних обмежень і критерію (або критеріїв) якості.

6.3.1 Використання критерію детонації для оптимізації конструктивних параметрів газового двигуна с газотурбінним наддувом

До конструктивних параметрів газового двигуна відносяться: діаметр циліндра, хід поршня, ставлення ходу поршня до діаметру циліндра, радіус кривошипа, ступінь стиснення, форма камери згорання (КЗ) та ін. Якщо

перші чотири параметри визначаються конструкцією двигуна (дизеля) на базі якого виготовлений газовий двигун, то інші два вибираються при конвертації. Вибір цих параметрів базується на: показниках надійності роботи двигуна; максимальних показниках потужності; мінімальних показниках токсичності і питомої витрати палива.

Вибору форми КЗ приділено особливу увагу [14] і встановлено, що найбільш доцільними формами камери згоряння (рис. 1.5) для газового двигуна, конвертованого з дизеля є ω -подібна і конічна форма КЗ. Такі форми КЗ здатні забезпечити низькі теплові навантаження на деталі, низькі викиди токсичних компонентів, особливо NO_x , і значення витрати палива.

Вибір ступеня стиснення ε для газових двигунів представляє значні труднощі, які з одного боку пов'язані з можливістю повної реалізації моторних якостей природного газу – як палива, і з іншого боку з забезпеченням роботи двигуна без детонації.

Підвищення ε дозволяє використовувати бідніші паливо-повітряні суміші (рис. 1.9), що позитивно впливає на показники питомої витрати палива. Для вибору ε з бажаним α можна використовувати співвідношення (1.1). Основним недоліком цього співвідношення є, то, що воно не враховує вплив π_k на вибір ε , що в більшій мірі впливає на появу детонації в газовому двигуні, ніж сама ε .

Тому доцільно при виборі π_k і ε використовувати такий розрахунково-аналітичний метод, який би враховував їх спільне вплив на показники робочого процесу і забезпечив можливість отримання значень π_k і ε , які б забезпечили роботу двигуна без детонації з високими техніко-економічними показниками.

Серед таких методів, є науковий напрямок, який спрощує задачу моделювання появи детонації до розрахунку періоду затримки спалахнення не згорілої паливо-повітряної суміші в циліндрах двигуна.

Так, в роботі [126] запропоновано емпіричне рівняння

$$\tau = X_1 \cdot p^{-X_2} \exp\left(\frac{X_3}{T_u}\right), \quad (6.13)$$

де p – тиск в циліндрі двигуна в процесі згоряння, Па; T_u – температура суміші в незгорілій зоні, К; X_1, X_2, X_3 – емпіричні коефіцієнти.

Однак зведення моделювання детонації до розрахунку тільки моменту її утворення після початку згоряння, має ряд серйозних недоліків. Наприклад, істотну роль в явищі детонації має її інтенсивність: вона може стати пустим безпосередньо після її виникнення, або може наростати далі.

Для моделювання детонації бажано використовувати критерії, які враховують не тільки момент появи детонації, а також її інтенсивність.

В роботі [126] запропонована залежність для розрахунку так званого «критичного порога самозаймання», яка визначає появу детонації в двигуні

$$I_K = \frac{1}{\omega} \int_{\varphi_{1c}}^{\varphi_K} p^a \cdot e^{\left(\frac{b}{T_{ub}}\right)} d\varphi = const, \quad (6.14)$$

де ω – кутова швидкість обертання колінчастого вала, c^{-1} ; p – тиск суміші в циліндрі при згорянні, Па; φ – кут повороту колінчастого вала, град. п.к.в.; a, b – емпіричні коефіцієнти; φ_{1c} – кут початку згоряння, град. п.к.в.; φ_K – потоковий кут повороту колінчастого вала при згорянні, град. п.к.в.

Використання наведеної залежності ускладнюється присутністю в ній емпіричних коефіцієнтів і констант.

В роботі [94] для моделювання детонації запропоновано використовувати критерій детонації дорівнює 1,63, який враховує накопичення енергії в незгорілої зоні в процесі адіабатного стиснення суміші в ній.

$$K_d = \frac{(h - h_{c'})}{H_u} \cdot (\varepsilon - 1) \cdot (1 - x), \quad (6.15)$$

де $h_{c'}$ – питома ентальпія незгорілої суміші в початковий момент згоряння, кДж/кг; h – питома ентальпія незгорілої суміші в будь-який момент згоряння, кДж/кг; H_u – нижня теплота згоряння паливо-повітряної суміші, кДж/кг; x – частка палива, яка згоріла; ε – ступінь стиснення.

Таким чином, для розрахунку детонації використовується питома

ентальпія незгорілої суміші, яка є функцією температури. Для визначення цього параметра необхідно застосовувати двозонну модель процесу згоряння, опис якої наведено в [133].

Використання запропонованого критерію на практиці показало задовільні результати при роботі з двигуном, робочий об'єм якого не перевищує 1,5 л [128].

У той же час в технічній літературі відсутня інформація про спільне вплив π_k і ε на явище детонації і значення K_d , тому доцільно використовувати запропонований критерій для визначення цих параметрів, які б забезпечили роботу газового двигуна з максимальними техніко-економічними та екологічними показниками.

Для розрахунку K_d необхідно знати температуру незгорілої суміші в циліндрі, яку можна визначити за методикою, наведеною в [129], вона базується на обробці індикаторних діаграм (експериментальних або розрахунково-експериментальних), і на основі методики І.І. Віббе, яка доповнена двозонною моделлю розрахунку процесу згоряння [130].

Для оцінки впливу π_k і ε на значення K_d , на підставі аналітичних міркувань, необхідно вибрати потрібний режим дослідження. Як відомо максимум інтенсивності детонації доводиться на режим з максимальним значенням η_v (для двигуна 6ГЧН 13/14 це режим максимального крутного моменту, де частота обертання колінчастого вала становить 1400 – 1500 хв⁻¹, що зводить задачу вибору оптимальних значень π_k і ε тільки для цього режиму роботи двигуна. Максимальні значення η_v на таких режимах роботи газового двигуна пояснюються тим, що для забезпечення $M_{e\max}$ вибираються оптимальні конструктивні і режимні параметри, які допускають роботу газового двигуна на межі детонації ($K_{d\max} \approx 1,5$).

Для визначення K_d також необхідно знати характеристики процесу згоряння такі як: $m_{var} = f(\alpha, \theta, \eta_v, n, \pi_k)$, $\varphi_z = f(\alpha, \theta, \eta_v, n, \pi_k)$ і ін., методика розрахунку якої наведено в [131].

Для визначення числових значень K_d необхідно вибрати діапазон варіювання параметрів π_k і ε .

Вибір діапазону варіювання π_k слід вибирати з таких міркувань. Максимальний тиск наддуву газових двигунів обмежується характеристиками турбокомпресора, а мінімальний – наддув відсутній, так наприклад двигун 6ГЧН 13/14 з ТКР-9-12-07 це – $\pi_{k \max} = 1,45$ і $\pi_{k \min} = 1$.

Діапазон варіювання ε слід вибирати з таких міркувань. Мінімальна ступінь стиснення при якій забезпечується стійкий робочий процес без детонації становить $\varepsilon_{\min} = 9$, а максимальна ступінь стиснення яка забезпечує роботу двигуна на межі детонації становить $\varepsilon_{\max} = 14$. Попередньо виконані розрахунки значення ε , наприклад газового двигуна 6ГЧН 13/14 показали, що при забезпеченні $\varepsilon_{\min} = 9$ і $\pi_{k \max} = 1,45$ детонація в газовому двигуні відсутня, а при реалізації $\varepsilon_{\max} = 14$ і $\pi_{k \min} = 1$ двигун працює з детонацією.

Кут випередження запалювання (θ , град. п.к.в. до в.м.т.) слід вибирати з умов забезпечення максимального крутного моменту.

Значення коефіцієнта надлишку повітря в усіх розрахункових точках повинно відповідати таким умовам: бути оптимальним з точки зору отримання $M_{\varepsilon \max}$; бути оптимальним з точки зору забезпечення мінімальних теплових навантажень, які передаються в систему охолодження. Так для газового двигуна 6ГЧН 13/14 α становить 1,3.

Крок розрахунку необхідно вибирати так, щоб забезпечити якомога більше інформативних точок в просторі. Для обраних параметрів варіювання газового двигуна крок зміни π_k становить 0,05, а для ε – 0,2.

Результати моделювання наведені в таблиці 6.1 і рис. 6.8. У таблиці 6.1 світло салатним кольором позначені значення параметрів, з якими двигун працює на межі детонації, а червоним – коли двигун працює з детонацією.

Тривимірне представлення отриманих результатів (рис. 6.8, б) у вигляді характеристичних карт і їх вплив на значення показників крутного моменту,

дає наочне уявлення режимів, де газовий двигун 6ГЧН 13/14 буде працювати з детонацією.

Таблиця 6.1 – Результати розрахунку спільного впливу π_k і ε на рівень K_d в газовому двигуні 6ГЧН 13/14

ε	$\pi_k = 1$	$\pi_k = 1,1$	$\pi_k = 1,1$	$\pi_k = 1,3$	$\pi_k = 1,4$
	K_d	K_d	K_d	K_d	K_d
9	1,28	1,29	1,30	1,31	1,32
9,5	1,31	1,32	1,33	1,34	1,35
10	1,33	1,34	1,35	1,36	1,37
10,5	1,36	1,37	1,38	1,39	1,40
11	1,39	1,40	1,41	1,42	1,43
11,5	1,42	1,43	1,44	1,45	1,46
12	1,45	1,46	1,47	1,48	1,49
12,5	1,48	1,49	1,50	1,51	1,52
13	1,51	1,52	1,53	1,54	1,55

Стає очевидним, що (табл. 6.1, рис. 6.8, *a*) двигун 6ГЧН 13/14 забезпечує роботу без детонації. З рис. 6.8, *б* видно, що якщо від поверхні графіка відокремити зону роботи з детонацією, то максимум крутного моменту ($M_\varepsilon = 750$ Н·м) припадає на точку з координатами $\varepsilon = 11,8$ і $\pi_{k \max} = 1,45$.

Перевірка отриманих результатів (табл. 6.1 рис. 6.9) [131] показала, що відхилення значень $K_{d \max}$ від експериментальних даних становить не більше 5 %. Так рис. 6.9, *a* ілюструє роботу двигуна з детонацією, – коли $K_d \geq 1,5$.

Шляхом впровадження регульованого наддуву з'являється можливість регулювання π_k . Таким чином при забезпеченні $\varepsilon = 11,8$ і π_k на рівні 1,42 (при $n = 1500$ хв⁻¹ в двох варіантах) величина $K_d = 1,46$ (рис. 6.9, *б*), тобто двигун працює без детонації.

Таким чином, використання критерію детонації дозволяє з достатньою точністю виконувати розрахунки можливості виникнення детонації в газовому двигуні середньої потужності, який обладнаний системою іскрового запалювання, ГТН і розподіленої подачею газу.

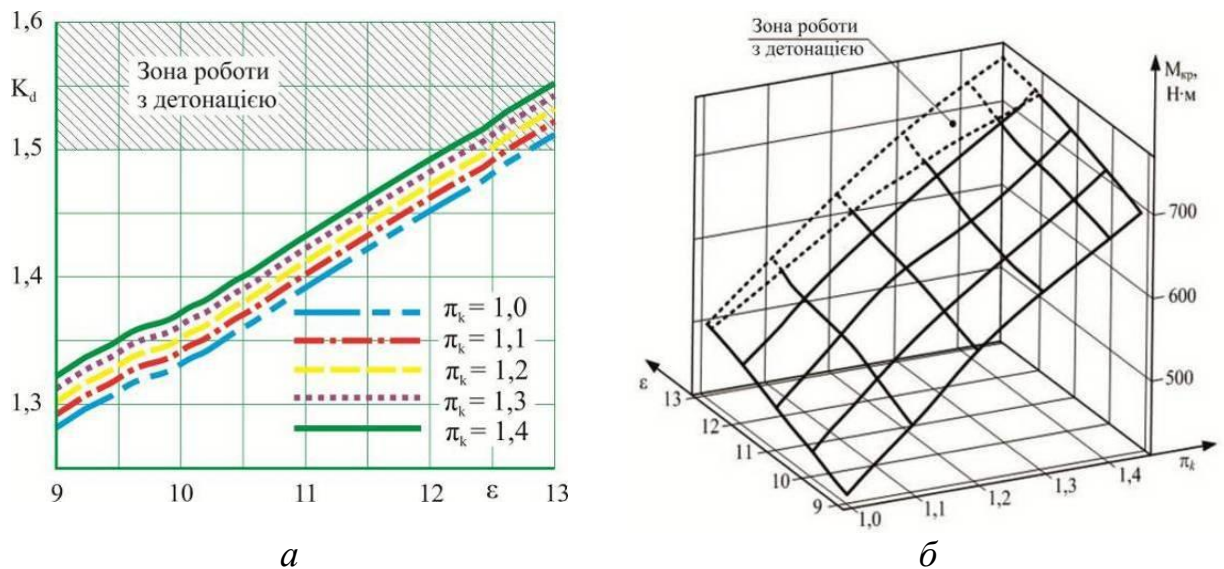
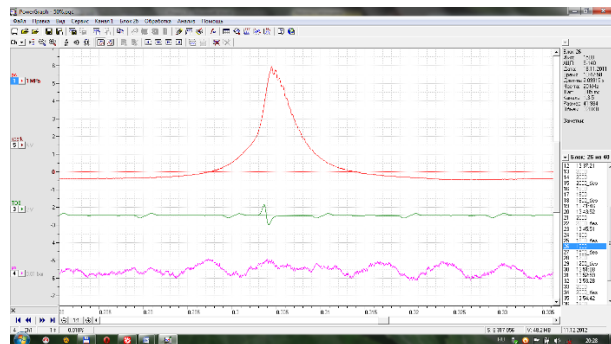


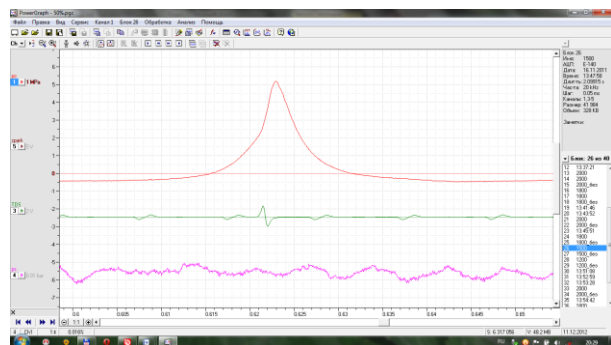
Рисунок 6.8 – Результати розрахунку дослідження впливу π_k і ϵ на величину M_ϵ і K_d

$$\begin{aligned}
 n &= 1500 \text{ хв}^{-1}; \\
 \theta &= 25 \text{ град до ВМТ}; \\
 \phi_{op} &= 50\%; \\
 \pi_k &= 1,57; \quad \epsilon = 11,8; \\
 K_d &= 1,52; \\
 g_e &= 0,277 \text{ г/(кВт}\cdot\text{год.)}
 \end{aligned}$$



a

$$\begin{aligned}
 n &= 1500 \text{ хв}^{-1}; \\
 \theta &= 25 \text{ град до ВМТ}; \\
 \phi_{op} &= 50\%; \quad \pi_k = 1,42; \\
 \epsilon &= 11,8; \quad K_d = 1,46; \\
 g_e &= 0,284 \text{ г/(кВт}\cdot\text{год.)}
 \end{aligned}$$



б

Рисунок 6.9 – Копія екрану процедури зняття індикаторної діаграми двигуна 6ГЧН 13/14 з детонацією і без неї [131, 147]

Однак оптимізація параметрів по одному з критеріїв не завжди доцільна. Оскільки при підвищенні π_k підвищується ефективна потужність і

паливна економічність, однак двигун працює з детонацією (рис. 6.9, а), а зменшення π_k призводить до погіршення показників потужності і паливної економічності (рис. 6.9, б), однак двигун працює без детонації.

Таким чином, описана вище методика оптимізації конструктивних параметрів зводиться до вибору співвідношення π_k і ε тільки з міркування умов роботи двигуна без детонації. Очевидно що, оцінка впливу інших регульованих параметрів (α , θ , $\varphi_{др}$ і ін.) за даною методикою неможлива, оскільки відсутні умови пошуку оптимуму за показниками паливної економічності і токсичності ВГ.

6.3.2 Адаптація методу дослідження простору параметрів з використанням сіток проф. І.М.Соболя і проф. Р.Б. Стаднікова для оптимізації регульованих параметрів газового двигуна

Як викладено вище, при використанні оптимізаційних задач для газового двигуна неможливо визначати одним критерієм якості, коли кількість параметрів, які повинні змінюватися в різних поєднаннях перевищує два. Тому в даній роботі при вирішенні оптимізаційної задачі застосовується сучасний метод, запропонований проф. І.М.Сободем і проф. Р.Б. Стадніковим в роботі [124], і апробований для вирішення завдань в галузі двигунобудування в [125]. В основі методу лежить чисельне дослідження (сканування) простору параметрів проектованого об'єкта, який здійснюється в три етапи (рис. 6.10).

1-й етап – складання таблиць випробувань. Цей етап не передбачає участі людини. Послідовно вибирається N пробних точок. У кожній з яких визначаються значення всіх критеріїв. За кожним критерієм складається таблиця випробувань. Таблиці є аналог статистичних варійованого рядів.

2-й етап – вибір критеріальних обмежень. Цей етап виконується в режимі діалогу комп'ютер – людина (проектувальник). Переглядаючи кожну з таблиць, він повинен позначити обмеження для кожного з критерію.

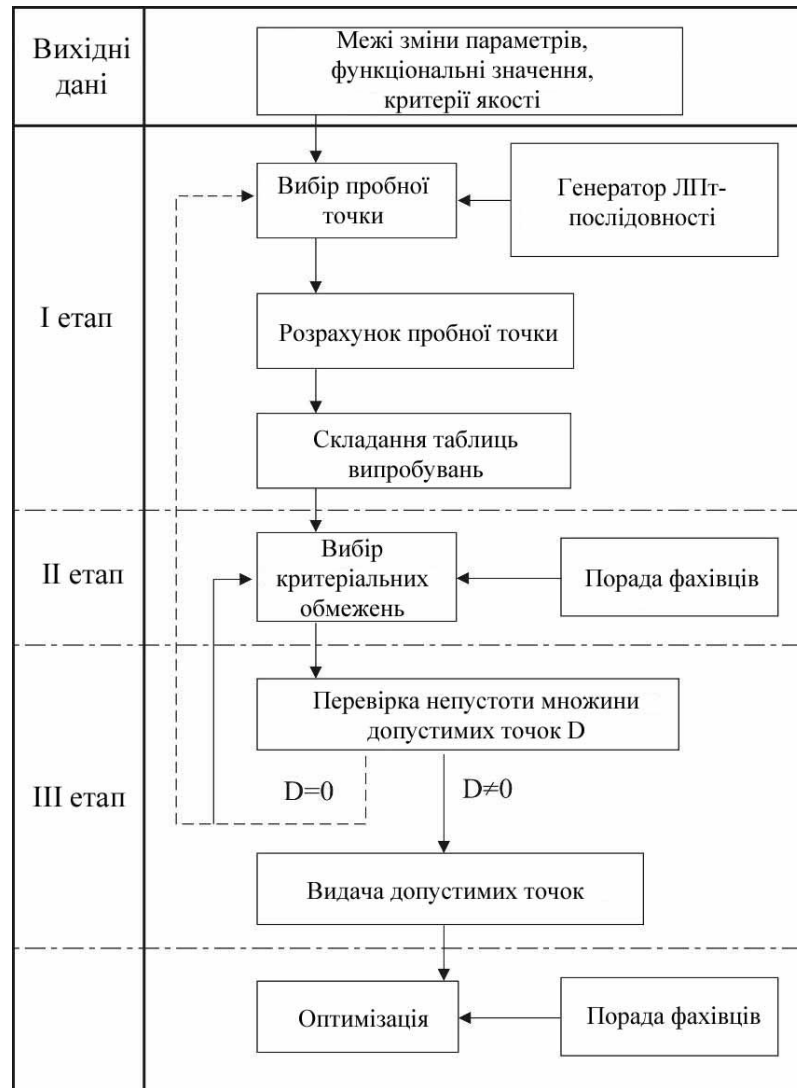


Рисунок. 6.10 – Блок-схема алгоритму методу дослідження простору параметрів

3-й етап – перевірка безлічі допустимих точок. Цей етап виконується автоматично.

Пропонована модель технічного об'єкта включає в своєму описі велике число параметрів. Априорі, відомо, що значна частина замінюється фіксованим критерієм, з дуже маленьким впливом, однак «відсіяти» ці параметри не представляється можливим.

У крайній ситуації, яка зустрічається досить часто, сильно впливає тільки один параметр, а інші для даного критерію є уточнюються.

Тому оптимальним може вважатися такий розподіл N пробних точок, у якого кожна з координат (параметрів) являє собою рівномірно розподілену

послідовність N точок на відрізку; кубічні решітки цим умовам не задовольняють. Оптимальний розподіл пробних точок в дослідницькому просторі параметрів можна отримати використовуючи генератор ЛПт-послідовностей.

Вибір регульованих параметрів газового двигуна. Обґрунтуємо вибір параметрів і кордони варіювання. З теоретичних досліджень робочого процесу газового двигуна відомо, що на робочий процес великий вплив мають наступні фактори:

- кут випередження запалювання;
- коефіцієнт надлишку повітря;
- кут повороту дросельної заслінки;
- циклова подача ЕДГ;
- ступінь підвищення тиску при наддуванні і ін.

Використовуючи дані фактори можна домогтися поліпшення техніко-економічних і екологічних параметрів газового двигуна, обладнаного СУ РПГ, ГТН і системою запалювання високої енергії. Проведені попередньо розрахункові та експериментальні дослідження дозволили виділити основні конструктивні і режимні параметри газового двигуна (табл. 6.2), а також внести ці величини для вихідної моделі, яка розташована в центрі n -мірного паралелепіпеда.

Таблиця 6.2 – Діапазон варіювання параметрів двигуна при визначенні завдання оптимізації режимних параметрів

α	θ	n	$\varphi_{др}$	π_k
–	град. п.к.в.	хв ⁻¹	%	–
1	5	800	1	0
1,5	40	2100	1,45	100

Вибір допустимих меж варіювання кожного з параметрів проведено з

урахуванням обмежень, пов'язаних з надійною роботою двигуна і забезпечення найкращих техніко-економічних показників.

На рубежі досліджуваної області зміна кожного параметра становить $\pm (40 - 50) \%$. Це дозволяє досліджувати велику область багатовимірного простору і визначити напрямок пошуку оптимуму. За допомогою генератора ЛПт- послідовності отримані пробні точки з векторами параметрів.

Визначення функціональних обмежень. Для визначення параметричних обмежень при формуванні вихідних даних для вирішення завдання пошуку оптимальних регульованих параметрів газового двигуна, необхідно включати функціональні обмеження.

Для газового двигуна функціональними обмеженнями можуть бути:

- явище детонації;
- запас потужності;
- максимальні температури стінок камери згоряння;
- пропуски спалахів запалювання і т.д.

При вирішенні оптимізаційної задачі функціональні обмеження можна використовувати двома способами. Перший спосіб – після проведення чисельного експерименту виключити з розгляду точки, у яких наведені співвідношення параметрів не використовуються. Інший спосіб – на стадії формування вихідних даних враховувати обґрунтовані обмеження шляхом завдання коефіцієнтів K_1, K_2, K_3 , які визначають співвідношення обґрунтованих вище параметрів. Очевидно, що інший спосіб більш істотний, оскільки дозволяє отримати більше точок для критеріальної оцінки, а також зменшити час розв'язання оптимізаційної задачі за рахунок виключення процедури аналізу вихідних даних на предмет виконання функціональних обмежень.

Вибір критеріїв якості. З роздумів більшості дослідників для забезпечення максимальних техніко-економічних і екологічних показників за критеріями якості слід отримати: мінімальні значення питомої витрати палива і мінімальний вміст NO_x . Очевидно, що при збільшенні ефективної потужності збільшується питома ефективна витрата палива, який в свою чергу

змінює значення коефіцієнта надлишку повітря. Зміна коефіцієнта надлишку повітря призведе до зміни вмісту NO_x , в ту чи іншу сторону, залежно від значення α . Як правило, збільшення потужності двигуна досягається за рахунок зменшення α (використання багатших паливо-повітряних сумішей), що негайно призведе до зростання концентрації NO_x у ВГ.

Для отримання великої кількості паретовських точок, які представляють одномірну різноманітність на площі, зручно щоб обидва критерії прагнули до мінімуму, або навпаки до максимуму і були безрозмірною величиною.

Це можна здійснити введенням безрозмірних критеріїв, які відповідають:

- питомої витрати палива;
- вміст NO_x .

У завданнях з двома критеріями $\Phi 1 \rightarrow \min$, $\Phi 2 \rightarrow \min$ рішення шукаються на так званому «паретовському» безлічі наборів параметрів; кожен такий набір є рішенням однокритерійним завдання $\Phi 1 \rightarrow \min$ при $\Phi 2 = \text{const}$. Кожному набору параметрів, допустимому за функціональними обмеженням (їх називають ефективними), відповідає деяка точка на площі критеріїв.

Паретовським точкам в площі критеріїв відповідатиме відрізок компромісною кривої, який є обвідним для всіх представлених там точок.

Оптимізація регульованих параметрів газового двигуна. Покажемо, яким чином виконується відшукання оптимального співвідношення регульованих параметрів для газового двигуна. В результаті сканування безлічі допустимих точок, як правило, кілька точок виходять ефективними. Згустки таких точок створюють «ефективну» область, де ефективність впливу регульованих параметрів за обраними критеріями якості значно перевищують бажані показники газового двигуна, на відміну від точок, які створюють «не ефективну» область, де показники газового двигуна погіршуються. Далі вибираються деякі характерні точки, які обгинаються компромісними кривими. Точки, які складають компромісну криву

рекомендується уточнювати до тих пір, поки нова компромісна крива ж не дійде до останньої, і задовольнить вимоги дослідника. Параметри, які характеризують положення нової компромісної кривої, слід вважати оптимальними. При цьому буде досягнуто компромісу між обраними критеріями якості, – коли один критерій якості погіршується, а другий навпаки поліпшується.

6.4 Отримання узагальнених характеристичних карт управління процесами запалення і подачі газу в ДВЗ з газотурбінним наддувом

Отримання узагальнених характеристичних карт управління процесами запалювання і подачі газового палива здійснювалося із застосуванням методу дослідження параметрів, зміст якого наведено вище.

Використання цього методу дозволяє, на прикладі двигуна 6ГЧН 13/14, вирішити завдання оптимізації регульованих параметрів і отримати теоретичні (розрахункові) характеристичні карти, за якими здійснюється управління робочим процесом двигуна.

Рішення таких завдань допускає пошук компромісу межу потужністю, економічністю і токсичністю двигуна. Тому за критерій якості робочого процесу доцільно використовувати такі величини:

– питому витрату палива g_e , г/(кВт·год.): ефективну потужність N_e , кВт; питомі викиди оксидів азоту g_{NO_x} , г/(кВт·год.).

Як уже зазначалося, оптимізація регульованих параметрів буде проведена на прикладі двигуна 6ГЧН 13/14. Концепція цього двигуна передбачає реалізацію можливостей природного газу за верхньою межею збіднення суміші, дозволяє здійснити якісне регулювання. Таке регулювання, можливо реалізувати не тільки за рахунок зміни положення дросельної заслінки, а й за рахунок зміни α (яка залежить від тривалості імпульсу управління на котушці ЕДГ) і π_k .

Тому в якості варійованих параметрів доцільно використовувати такі

величини, з урахуванням діапазону варіювання і числових значень параметрів, які наведені в табл. 6.3: коефіцієнт надлишку повітря α ; кут випередження запалювання θ , град. п.к.в.; частота обертання колінчастого вала n , хв⁻¹; кут повороту дросельної заслінки $\varphi_{др}$, %; ступінь підвищення тиску при наддуванні π_k .

Таблиця 6.3 – Діапазон варіювання параметрів при вирішенні задачі оптимізації

α	θ	n	π_k	$\varphi_{др}$
–	град. до ВМТ	хв ⁻¹	–	%
1	5	800	1	0
1,5	40	2100	1,45	100

Діапазон зміни параметрів, які визначені вище (табл. 6.3) вибирався виходячи з таких міркувань. При $\alpha < 1$ паливо згоряє не повністю, і як наслідок, збільшується вміст викидів CO і CH у ВГ. При $\alpha > 1,5$ значно зменшується вміст NO_x у ВГ, однак внаслідок прояву нестабільності робочого процесу і збільшення частоти пропусків спалахів істотно знижуються показники потужності і економічності двигуна, при цьому спостерігається зростання викидів CH .

Межі зміни кута випередження запалювання вибиралися з урахуванням раніше проведеного експериментального дослідження газового двигуна 6ГЧ 13/14 [27]. Діапазон зміни частоти обертання колінчастого вала вибирався виходячи із забезпечення стабільної роботи двигуна.

Кут зміни відкриття дросельної заслінки змінюється від 0 до 90 ° або (0 – 100%), що відповідає граничним умовам останнього.

Діапазон варіювання ступеня підвищення тиску при наддуванні вибирався з урахуванням можливості регулювання тиску наддуву.

Аналіз проведених розрахунково-експериментальних досліджень показав, що робота газового двигуна без наддуву, дозволяє досягти на номінальному режимі потужності базового двигуна (дизеля) $N_g = 130$ кВт,

тільки з $\alpha = 1$. Запас міцності двигуна дозволяє підвищити π_k на номінальному режимі до $\pi_k = 1,45$ і теоретично досягти потужності 180 кВт при $\alpha = 1$. Однак, це призведе до теплового перевантаження деталей двигуна і виникненню детонації. Для зменшення теплового навантаження і забезпечення ефективного функціонування системи охолодження, необхідно збіднити паливо-повітряну суміш. Дослідження показали, що для забезпечення роботи двигуна без детонації, на номінальному режимі, при $\pi_k = 1,45$, коефіцієнт надлишку повітря α повинен дорівнювати 1,3. При $\alpha = 1,3$, це граничне значення, – межа роботи двигуна без детонації з $\pi_k = 1,45$, при цьому збільшується потужність до рівня $N_e = 130$ кВт і $n_{N_e} = 2100$ хв⁻¹; крутний момент на рівні $M_e = 670$ Н·м і $n_{M_e} = 1500$ хв⁻¹.

Викиди NO_x на режимах максимального навантаження при $\alpha = 1,3$ і $\pi_k = 1,45$ зменшується на 30...45 % в порівнянні з роботою при $\pi_k = 1,45$ і $\alpha = 1$.

Таким чином, зниження частоти обертання при максимальному значенні відносної навантаження ($P_e = 100$ %) доцільно реалізувати за рахунок збільшення α до 1,5. Надійність займання при високих значеннях α забезпечується підвищеною концентрацією палива в районі свічки запалювання, за рахунок використання ГТН.

Зниження навантаження до $\bar{P}_e \sim 60$ % також доцільно реалізувати збільшенням α . При $\pi_k = 1,45$ величину α можна збільшувати до 1,4...1,6.

Подальше збільшення $\alpha > 1,6$ призведе до появи пропусків спалахів.

Подальше зниження навантаження теж вимагає зменшення π_k . Це зажадає незначного збільшення α , що пропорційно зменшенню π_k . Крім того, збільшення α в таких умовах необхідно внаслідок погіршення умов займання при низькому значенні \bar{P}_e .

Таким чином, коли двигун працює з мінімальною частотою обертання колінчастого вала – режим холостого ходу ($n_{xx} = 800 - 900$ хв⁻¹) значення α знаходиться на рівні 1,05.

Такий підхід дозволяє зменшити викиди NO_x на середніх режимах на 60...70% в порівнянні з двигуном без ГТН, який працює на низьких значеннях α .

З урахуванням міркувань які представлені вище були побудовані характеристичні карти (табл. 6.4 – 6.8 і рис. 6.11 – 6.15), які можуть бути внесені в алгоритм роботи комплексної системи управління двигуном із забезпеченням мінімальної витрати палива і викидів шкідливих компонентів в ВГ.

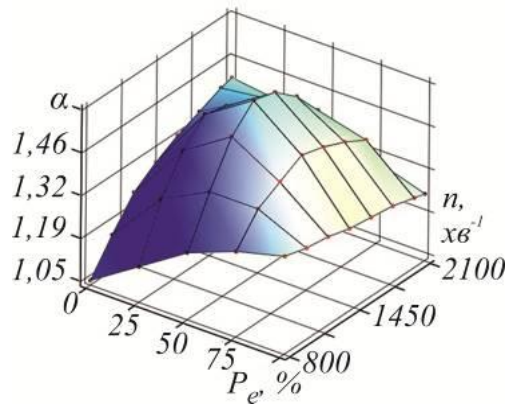


Рисунок 6.11 – Характеристична карта управління коефіцієнта надлишку повітря газового двигуна 6ГЧН 13/14

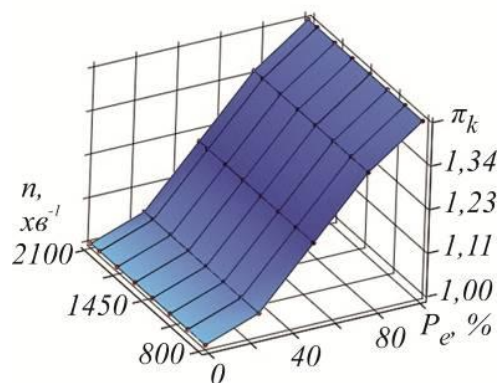


Рисунок 6.12 – Характеристична карта управління ступенем підвищення тиску при газотурбінному наддуванні газового двигуна 6ГЧН 13/14

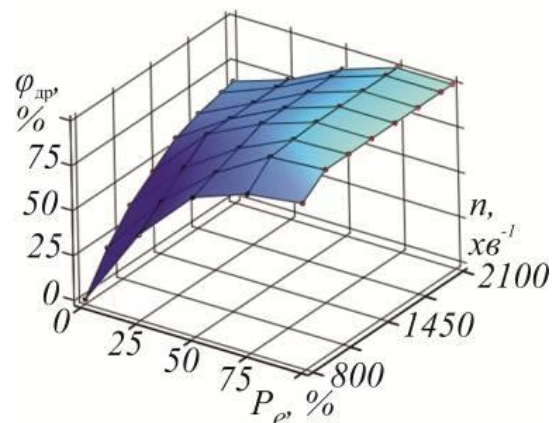


Рисунок 6.13 – Характеристична карта управління кутом положення дросельної заслінки газового двигуна 6ГЧН 13/14

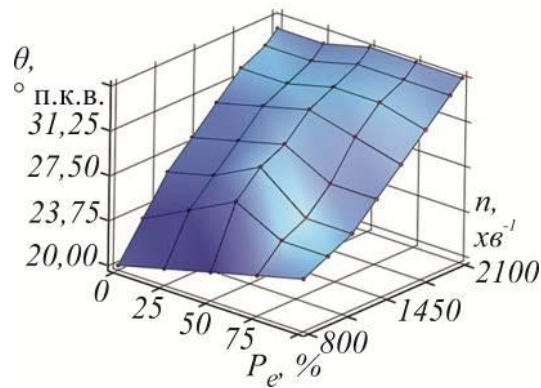


Рисунок 6.14 – Характеристична карта управління кутів випередження запалювання газового двигуна 6ГЧН 13/14

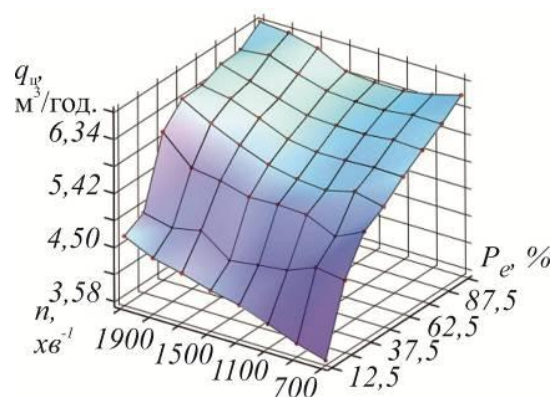


Рисунок 6.15 – Характеристична карта управління цикловою подачею газового двигуна 6ГЧН 13/14

6.5 Результати моделювання та оптимізації режимних і конструктивних параметрів газового двигуна АТЗ

Отримання значень мінімальної витрати палива і викидів шкідливих компонентів у відпрацьованих газах доцільно аналізувати на прикладі швидкісної характеристики (рис. 6.16), яка отримана за результатами розрахунково-експериментальних досліджень газового двигуна 6ГЧН 13/14 АТЗ з урахуванням того, що двигун оснащений електронною системою управління.

З аналізу швидкісної характеристики (рис. 6.16) стає ясно, що використання ГТН на газовому двигуні 6ГЧН 13/14 дозволило досягти показників потужності, які відповідають показникам потужності базового двигуна ($N_e = 132$ кВт). Так на номінальному режимі роботи ефективна

потужність газового двигуна 6ГЧН 13/14 в порівнянні з ефективною потужністю двигуна 6ГЧ 13/14 зросла на 26% (з 100 кВт до 135 кВт). Частота обертання колінчастого вала, що відповідає максимальному крутному моменту зрушилася у бік менших частот обертання і дорівнює $n_{M_e \max} = 1400 \text{ хв}^{-1}$. Максимальний ефективний крутний момент, відповідає даній частоті обертання, збільшився на 36 % (с 480 Н·м до 750 Н·м).

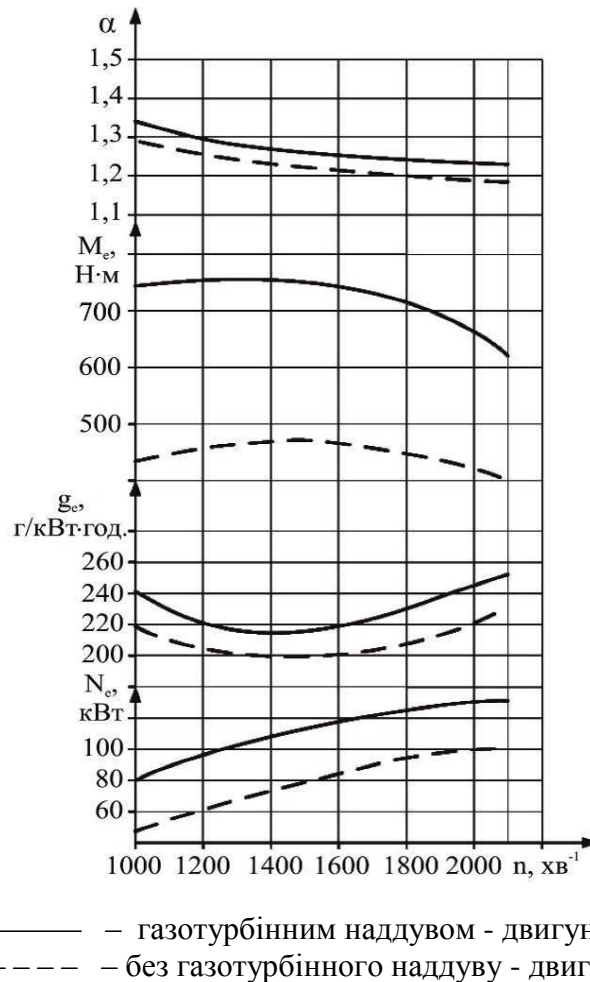


Рисунок 6.16 – Зовнішня швидкісна характеристика газового двигуна

З наведеної характеристики (рис. 6.16) видно, що збільшення ефективної потужності на 26 – 31% відчутно зросло на всіх частотах обертання колінчастого вала, а крутний момент виріс на 35 – 41%, питома витрата палива дещо збільшилася – на 7 – 9%.

Використання СУ РПГ на двигуні 6ГЧН 13/14 з ТКР дозволило підтримувати склад паливо-повітряної суміші на всіх режимах роботи, які 3 – 4% менші ніж в двигуні 6ГЧ 13/14 (**4-й етап конвертації**).

Збільшення α сприяє зниженню рівня температур в циліндрах двигуна на 5 – 10% на всіх режимах роботи. Зниження температури згоряння позитивно впливає на механізм виникнення викидів NO_x , і призводить до зниження концентрації останній в ВГ на 8 – 15%. Викиди CO і CH в обох модифікаціях газових двигунів знаходяться практично на одному рівні.

На часткових режимах роботи двигуна π_k зменшується з деяким збільшенням α , а реалізація змішаного регулювання суміші на часткових режимах дозволяє зменшити викиди NO_x на 19 – 36 % без застосування каталітичних нейтралізаторів.

Рівень викидів NO_x в ВГ на режимах холостого ходу в обох модифікаціях двигунів практично однаковий.

На рис. 6.17, а – 6.17, б додатково наведені екологічні показники (шкідливі компоненти у ВГ) газового двигуна при навантажувальних характеристиках на режимах $n = 1500 \text{ хв}^{-1}$ та $n = 2100 \text{ хв}^{-1}$.

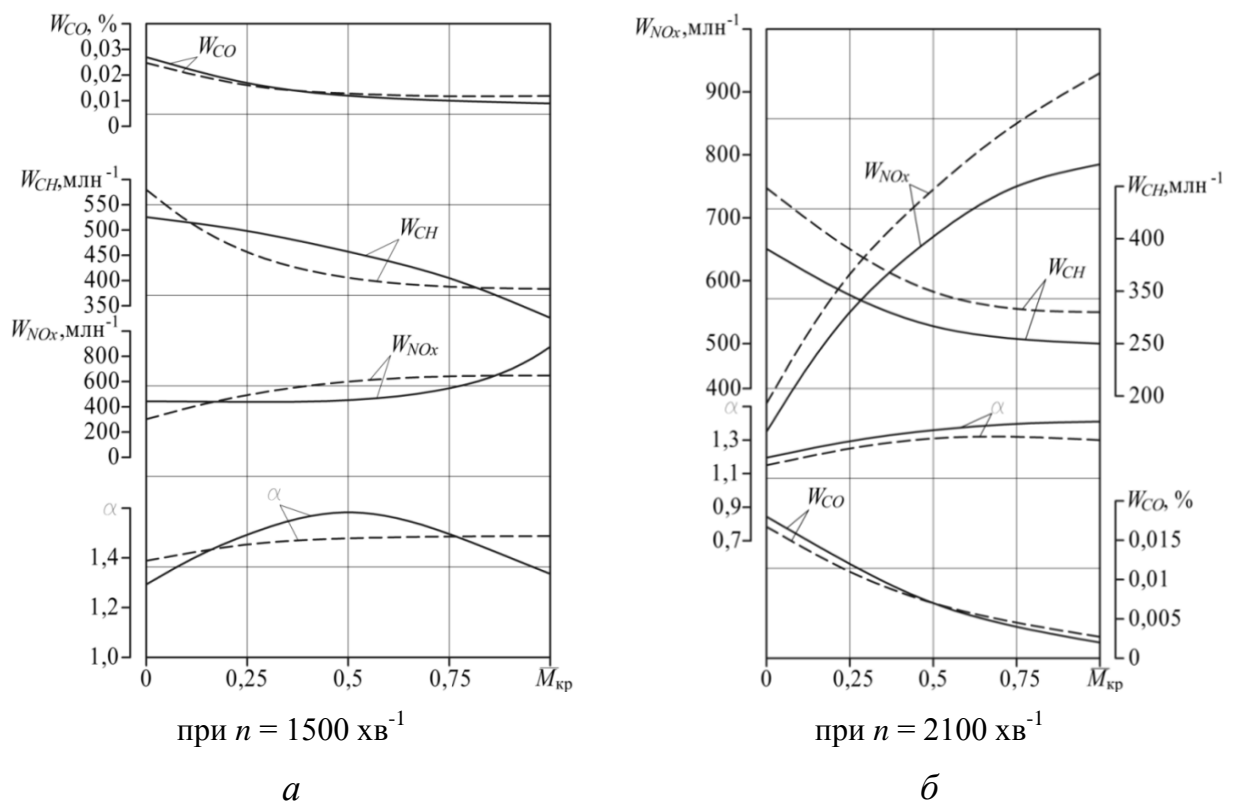


Рис. 6.17 – Викиди нормованих шкідливих компонентів з відпрацьованими газами двигуна 6ГЧН 13/14 при навантажувальних характеристиках

Дослідницька ГПА додатково була апробована на новій модифікації автомобіля-самоскида КрАЗ-5401К2 з газовим двигуном ЯМЗ-5362Г для міського господарства, результати досліджень наведені нижче.

6.6 Випробування вантажного транспортного засобу з газовим ДВЗ на паливну економічність і токсичність ВГ на стенді з біговими барабанами

Технічний стан транспортного засобу обладнаного газовим двигуном і його паливну економічність можна оцінити за допомогою методу [9], суть якого полягає в наступному. Встановлюються контрольні норми витрати палива при певних швидкостях обертання коліс автомобіля і зусиллях на провідних колесах АТЗ. Згідно даного методу, рекомендується для всіх засобів транспорту в тому числі для вантажних, приймати швидкість руху рівної 40 км/год. А, крутний момент на ведучих колесах для вантажних автомобілів повинен бути в два рази більшим, ніж крутний момент ДВЗ.

Тоді рівняння витрати палива (у літрах на 100 км) для порожнього автомобіля запишемо у вигляді

$$Q_{ст.н} = \frac{1}{\eta_i} \cdot [A \cdot i_k + B \cdot i_k^2 \cdot V_a + C \cdot (G_3 \cdot f_b + P_b + P_T)],$$

де G_3 – вага порожнього АТЗ, що припадає на задні колеса, Н; f_b – коефіцієнт опору коченню колеса на бігових барабанах; P_b – зусилля, що витрачається на подолання тертя в механізмах стенду, Н; P_T – зусилля, що поглинається гальмом стенду, Н; A , B і C – наведені коефіцієнти рівняння можна записати у вигляді наступних співвідношень

$$A = \frac{7,92 \cdot a_1 \cdot V_h \cdot i_0}{H_u \cdot \rho \cdot r_k}; \quad B = \frac{21 \cdot b_1 \cdot V_h \cdot S_n \cdot i_0^2}{H_u \cdot \rho \cdot r_k^2}; \quad C = \frac{99,5}{H_u \cdot \rho \cdot \eta_{Tp}},$$

де: для вантажних газодизельних ДВЗ емпіричні коефіцієнти механічних втрат приблизно рівні $a_1 \approx 45$ і $b_1 \approx 0,55$; i_0, i_k – передавальні числа головної передачі і коробки передач; r_k – радіус кочення колеса, м; H_u – теплота

згоряння палива, кДж/кг; V_h – робочий об'єм циліндрів двигуна, л;
 ρ – щільність палива, $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$; η_{Tp} – ККД трансмісії; S_n – хід поршня ДВЗ, м.

Постійні коефіцієнти відповідно рівні:

$$A = \frac{7,92 \cdot 45 \cdot 11,14 \cdot 7,2}{46000 \cdot 0,916 \cdot 0,49} = 1,383;$$

$$B = \frac{21 \cdot 0,55 \cdot 11,14 \cdot 0,14 \cdot 7,2^2}{46000 \cdot 0,916 \cdot 0,49^2} = 0,092;$$

$$C = \frac{99,5}{46000 \cdot 0,916 \cdot 0,92} = 0,000256$$

Середнє передавальне число i_k і середньо сумарний опір дороги ψ виразимо через швидкість вантажного автомобіля з достатньою точністю

$$i_k \approx \frac{(0,6 - 0,7) \cdot V_{\max}}{V_a}, \quad \psi \approx \frac{10^{-2} \cdot V_{\max}}{V_a}.$$

Гальмівне зусилля на стенді з біговими барабанами визначається за формулою

$$P_T = G_a \cdot \psi + 0,077 \cdot k \cdot F \cdot V_a^2 - G_3 \cdot f_b - P_b.$$

Постійні величини відповідно рівні вираженням

$$P_c = G_3 \cdot f_b - P_b \text{ і } A_1 = A + C \cdot P_c;$$

$$P_c = 80000 \cdot 0,02 - 214,9 = 1385,1 \text{ Н};$$

$$A_1 = 1,383 + 2,042 \cdot 1385,1 = 2824,8.$$

Тоді нормована експлуатаційна витрата палива вантажного автомобіля (в літрах на 100 км) на бігових барабанах отримаємо з рівняння

$$Q_{cT} = \frac{A_1 + 40 \cdot B + C \cdot \delta \cdot \frac{M_{\max}}{r_k}}{\eta_i}.$$

Для КрАЗ-5401К2 при швидкості 40 км/год., $M_{\max} \approx 670$ Нм,
 $r_k \approx 0,49$ м і $\eta_i \approx 0,33$,

$$Q_{CT} = 3 \cdot \left(\frac{2824,8 + 40 \cdot 0,032 + 0,000256 \cdot 2 \cdot \frac{670}{0,49}}{0,33} \right) = 25,75 \text{ л/100.}$$

Розрахункові норми експлуатаційної витрати палива вантажного автомобіля вимагають потім подальших уточнень при масових випробуваннях АТЗ на паливну економічність з урахуванням конструкції динамометричних стендів.

6.7 Порівняльні експериментальні дослідження по їздовим циклам автотранспортних засобів з різними варіантами ДВЗ

6.7.1. Розрахункові дослідження режимів роботи газового двигуна в умовах роботи на транспортних засобах при різних їздових циклах

Одними з основних вимог, які висуваються до таких розробок, є поліпшення паливної економічності і зниження викидів шкідливих речовин для задоволення міжнародних нормативних вимог ООН.

Оптимізація показників двигуна проводиться на режимах, відповідних режимам випробувального циклу Правил №49 ООН для нових або конвертованих транспортних двигунів.

Однак, в умовах експлуатації робочі режими двигуна можуть істотно відрізнитися від закладених в нормативних актах. У зв'язку з цим при розробці нового газового ДВЗ представляє науковий і практичний інтерес дослідження робочих режимів двигуна в різних умовах роботи і на різних транспортних засобах (*5-й етап конвертації*).

Для оцінки ефективності проведеної конвертації наведено порівняльні дослідження по їздовим циклам автомобіля-самоскида КрАЗ-5401К2 з базовим дизелем і декількома варіантами газових ДВЗ.

У даній роботі випробуванню піддавався тільки автомобіль-самоскид КрАЗ-5401К2 з конвертованим газовим двигуном ЯМЗ-5362Г, обладнаним опитними вітчизняними дозаторами газу. Дослідження

автомобіля-самоскида КрАЗ-5401К2 проводилися в міських і приміських умовах руху.

Результати випробувань по їздовим циклам автомобіля КрАЗ-5401 з дизелем ЯМЗ-5362 взяті з технічного звіту ПрАТ «АвтоКрАЗ» [253]. Відповідно результати випробувань: автобуса ЛіАЗ 52929 з газовим двигуном MAN, обладнаного ГПА фірми Bosch, робочий процес котрого здійснюється згідно циклу Отто; автомобіля-самоскида УРАЛ-4320-0111-71 з газовим двигуном 8211.10-221, працюючого по циклу Міллера; автомобіля-самоскида УРАЛ 4320-4951-80 з газовим двигуном 8211.10-321 (СТDC), який працює згідно циклу Аткінсона-Мілера були отримані раніше в 2013 р. взяті з відкритих джерел [185].

Для проведення розрахункових досліджень була створена одна імітаційна модель [185] для автомобіля-самоскида (на базі КрАЗ-5401К2) за допомогою програмного комплексу AVL Cruise v2011.3 [185]. Імітаційна модель автомобіля-самоскида КрАЗ-5401К2 з конвертованим газовим двигуном ЯМЗ-5362Г представлена на рис. 6.18.

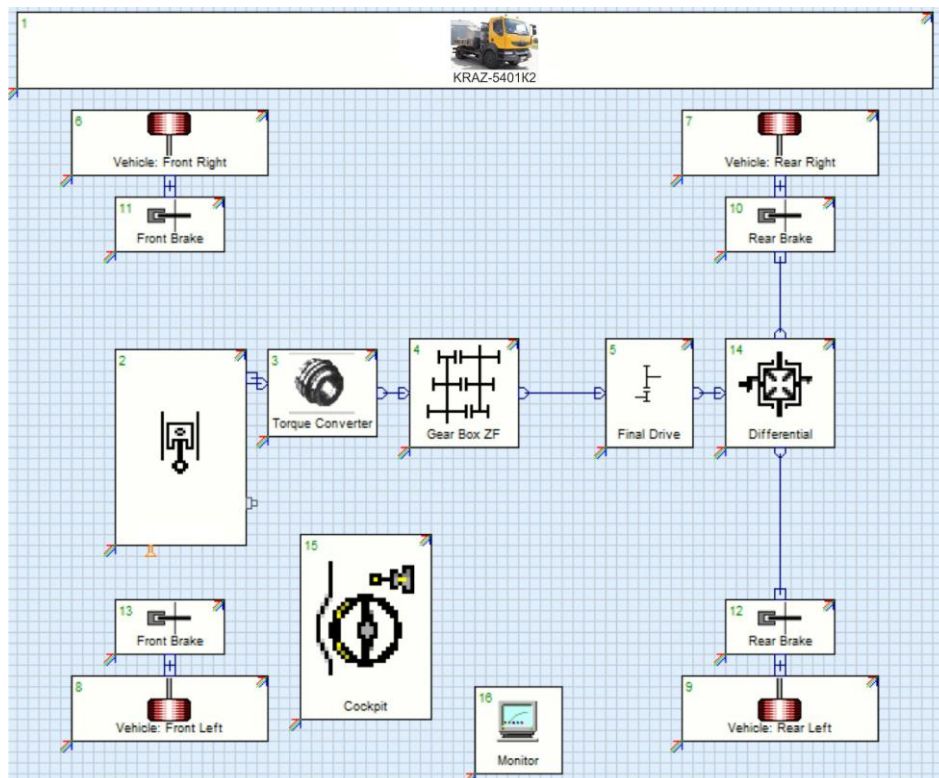


Рисунок 6.18 – Імітаційна модель вантажного автомобіля-самоскида КрАЗ-5401К2 з конвертованим газовим двигуном ЯМЗ-5362Г

При проведенні розрахункових досліджень також використовувалося програмне забезпечення, яке розроблене кафедрою автомобільної електроніки ХНАДУ.

Дослідження робочих режимів АТЗ здійснювалося в їздових циклах, характерних для умов руху автомобіля-самоскида і проводилися згідно ГОСТ Р 54810-2011, ETC (приміська частина), FUDS (випробувальна програма FTP, США).

Загальний вид автомобіля КрАЗ-5401К2 з газовим двигуном ЯМЗ-5362Г, обладнаним вітчизняною конвертованою газопаливною апаратурою, наведений на рис. 6.19. Технічні характеристики вантажних автомобілів КрАЗ-5401 з дизелем та КрАЗ-5401К2 з газовим двигуном приведені у додатку М.

Графіки залежності зміни швидкості руху під часу для даних циклів представлені на рисунках 6.20 – 6.21.



Рисунок 6.19 – Автомобіль КрАЗ-5401К2 з газовим двигуном ЯМЗ-5362Г [253], обладнаний вітчизняною конвертованою газопаливною апаратурою (Euro-4)

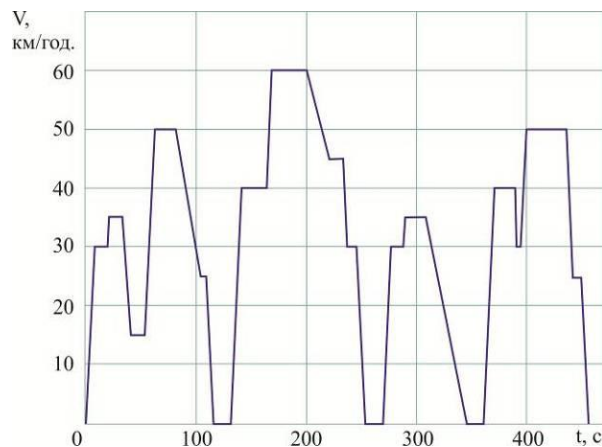


Рисунок 6.20– Їздовий цикл для вантажних автомобілів виконується згідно ГОСТ Р 54810-2011 [185, 253].

Їздовий цикл для вантажних автомобілів із загальною масою понад 3,5 т здійснювався згідно ГОСТ Р 54810-2011 та наведений на рис. 6.20 [185, 253].

На рис. 6.21, *а* і 6.21, *б* приведені, відповідно міський (МІЦ) та приміській їздові цикли (ПІЦ), зміни крутного моменту ДВЗ для вантажних автомобілів, які здійснюються згідно ГОСТ Р 54810-2011 [185, 253].

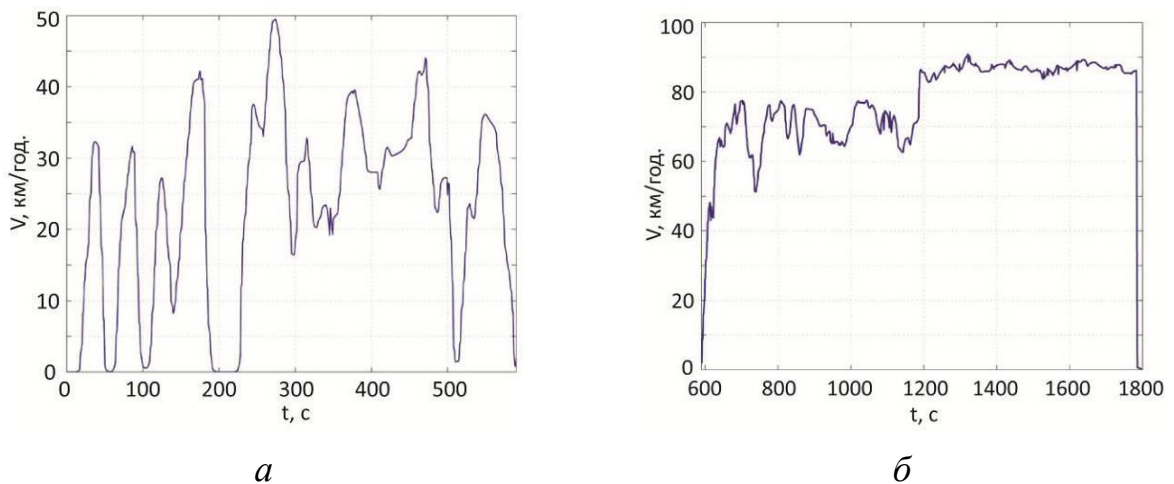


Рисунок 6.21 – Міська (*а*) і приміська (*б*) частини їздового циклу ЄТС (Правила ЄЕК ООН №49)

На підставі отриманих результатів досліджень були визначені діапазони часу окремих режимів роботи і загальний час роботи двигуна конвертованого АТЗ протягом циклу.

Основні результати досліджень для автомобіля-самоскида КраЗ-5401К2 наведені на рис. 6.22 і 6.23 [250, 185, 253].

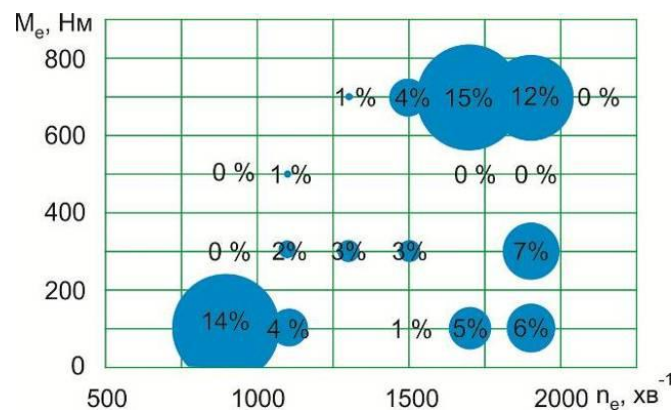


Рисунок 6.22 – Міський їздовий цикл для вантажних автомобілів (згідно ГОСТ Р 54810-2011) [185, 253].

У МІЦ до 20% двигун працює в діапазоні низьких частот обертання валу від 800 до 1400 хв^{-1} , а крутний момент при цьому змінюється від 150 – 300 Н·м (рис. 6.22).

Приміський їздовий цикл (ПІЦ) ЄТС (Правила ЄЕК ООН №49) зі зміною крутного моменту ДВЗ автомобіля КрАЗ-5401К2 [185, 253], представлений на рис. 6.23.

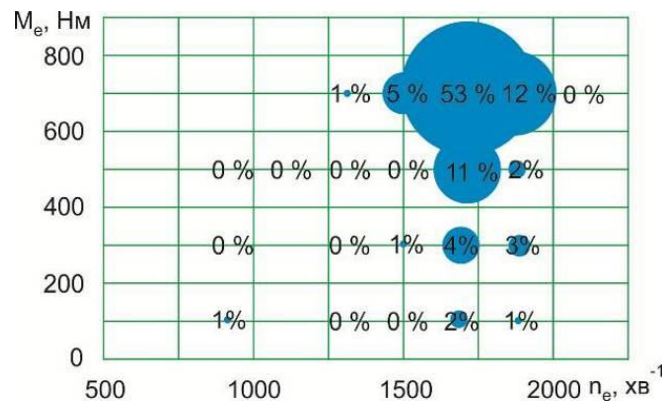


Рисунок 6.23 – Приміський їздовий цикл ЄТС
(згідно Правила ЄЕК ООН №49)

При застосуванні ПІЦ до 80% ДВЗ працює в діапазоні середніх і близьких до номінальних частотах обертання валу двигуна, що змінюються від 1500 – 1900 хв^{-1} , відповідно крутний момент змінюється в діапазоні від 500 – 800 Н·м [185, 253].

Результати проведених досліджень показали, що робочі режими двигуна в їздових циклах істотно відрізняються від розподілу, прийнятого в випробувальному циклі ESC (Правила ЄЕК ООН №49), використовуваному для сертифікації двигунів для засобів транспорту масою понад 3,5 т [185, 253].

У зв'язку з цим були введені деякі коригування в програмне забезпечення блоку ЕСУД в частині зміни алгоритмів управління дросельною заслінкою від педалі акселератора, згідно отриманої осцилограми роботи газового двигуна на режимі розгону, яка наведена на рис.6.24 [185, 253].

Графіки зміни потужності, частоти обертання і крутного моменту двигуна ЯМЗ-5362Г (з дослідним конвертованим ЕДГ) в циклі для автомобілів повною масою понад 3,5 т згідно ГОСТ Р 54810-2011 наведені на рис. 6.25 [185, 253].

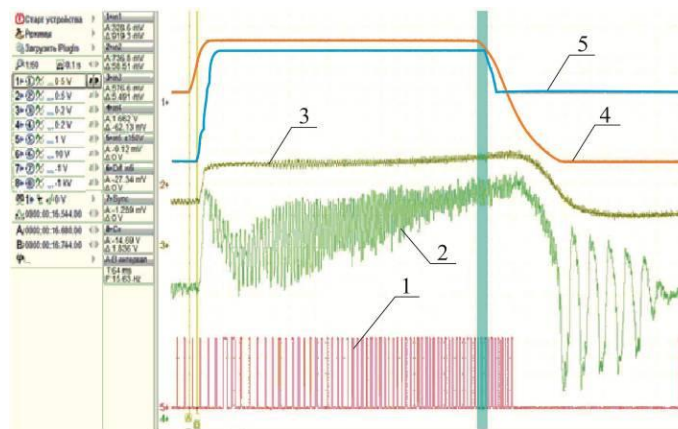
Виконані пробіги і техніко-експлуатаційні показники досліджуваних засобів транспорту наведені в табл.6.4.

Таблиця 6.4 – Пробіги досліджувальних АТЗ під час випробувань.

№	Модель АТЗ	Пробіг, км	Середня експлуатаційна швидкість, км / год.	Середня витрата палива, м ³ /100 км (кг/100 км)
1	УРАЛ-4320-0111-71	4636	49,6	49,3/35,52
2	ЛиАЗ-52929	3200	46,2	65,6/47,2
3	УРАЛ 4320-4951-80	4600	51,5	53,4/38,5
4	КрАЗ-5401Г	3220	49,7	67,21/48,39
5	КрАЗ-5401	2835	49,9	38,34/32,15

*) Дані пунктів 1, 2 і 3 табл.6.1 взяті з відкритих джерел НАМІ [185], дані пункту 4 і 5 взяті з технічного звіту (згідно договору о співдружності між ХНТУСГ ім. П. Василенка і ПрАТ «АвтоКрАЗ») [253].

Результати визначення паливних характеристик сталого руху досліджувальних засобів транспорту [185, 253] наведені на рис. 6.26.



1 – сигнал управління газовими форсунками; 2 – характеристика роботи датчика масової витрати повітря (ДМВП); 3 – характеристика зміни тиску робочого тіла у впускному колекторі; 4 – сигнал положення дросельної заслінки; 5 – сигнал положення педалі акселератора

Рисунок 6.24 – Осцилограма роботи газового двигуна на режимі розгону

Витрата газового палива (рис.6.26) на автомобілі УРАЛ-4320-0111-71 з газовим двигуном мод.8212.10-221, робочий процес якого здійснюється по циклу Міллера, при порівнянні з автобусом ЛиАЗ-52929 з газовим двигуном MAN, конвертованим традиційним способом (що працює по циклу Отто)

знизився на 22-39 % (відповідно – контрольні витрати палива і витрати палива по міському їздовому циклу) [185, 253].

Відповідно витрата газу на автомобілі-самоскиді КрАЗ-5401К2 з конвертованим двигуном ЯМЗ-5362Г, оснащеним дослідною вітчизняною ГПА в порівнянні з автобусом ЛіАЗ-52929, укомплектованим газовим двигуном MAN збільшилася (погіршилася) на 4 – 6% [185, 253].

Відповідно і пробіг на одній заправці автобуса з газовим двигуном мод.8212.10-321, що працює по циклу СТDC (цикл Аткинсона-Міллера), в порівнянні з автобусом з газовим двигуном, що працює по циклу Отто, при русі по змішаному циклі збільшився на 20 – 30 % [185, 253].

Результати визначення витрат палива досліджуваних АТЗ згідно МІЦ представлені [185, 253] в табл. 6.5.

Таблиця 6.5 – Паливна економічність АТЗ згідно МІЦ

Модель АТЗ	Модель двигуна	Витрата палива в міському циклі	
		кг/100 км	м ³ /100 км
КрАЗ-5401	ЯМЗ-5362 (дизель)	32,15	–
УРАЛ-4320-0111-71	8212.10-221 (цикл Міллера)	35,52	49,33
УРАЛ-4320-4951-80	8212.10-321 (СТDC) (цикл Аткинсона-Міллера)	28,30	39,31
ЛіАЗ 52929	з газовим ДВЗ MAN (цикл Отто)	47,2	65,6
КрАЗ-5401Г (дослідний)	ЯМЗ-5362Г (конвертований)	48,39	67,21

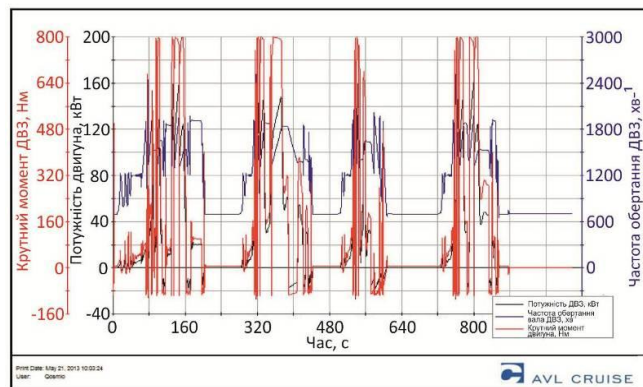
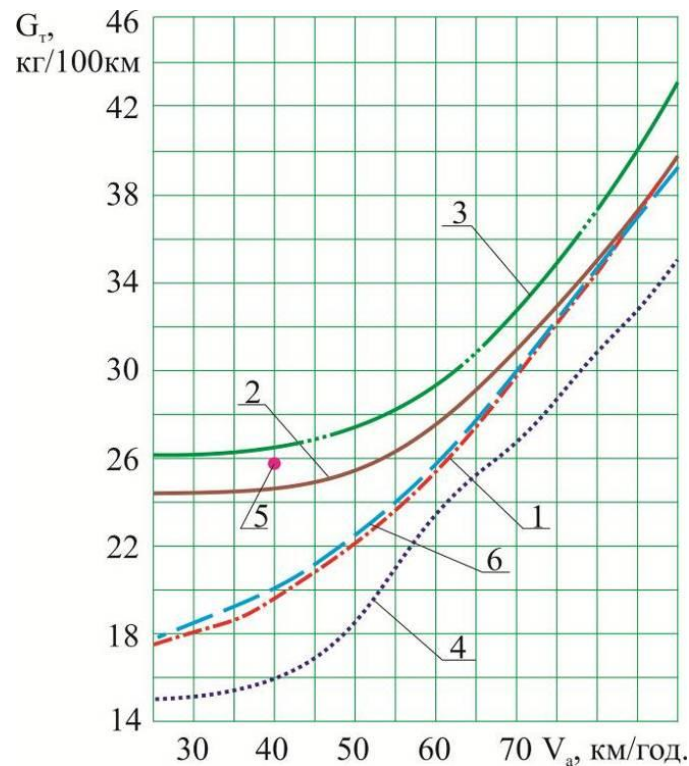


Рисунок 6.25 – Графіки зміни потужності, частоти обертання і крутного моменту газового двигуна ЯМЗ-5362Г в циклі для автомобілів повною масою понад 3,5 т по ГОСТ Р 54810-2011

При порівнянні показників двигунів, працюючих по циклу Отто (MAN і ЯМЗ-5362Г), максимальна експлуатаційна витрата палива автобуса ЛіАЗ 52929 з газовим двигуном, обладнаного іноземною ГПА фірми Bosch складає 47,2 кг/100км (65,6 л/100 км), а автомобіля-самоскида КрАЗ-5401Г з газовим ДВЗ ЯМЗ-5362Г та вітчизняною конвертованою газопаливною апаратурою дорівнює – 48,39 кг/100 км (67,21 л/100 км) [185, 253].



1 – КрАЗ-5401 з дизельним двигуном ЯМЗ-5362; 2 – ЛіАЗ 52929 з газовим двигуном MAN, обладнаним ГТА фірми Bosch (цикл Отто); 3 – КрАЗ-5401К2 з двигуном ЯМЗ-5362Г та вітчизняною конвертованою газопаливною системою (цикл Отто); 4 – УРАЛ 4320-4951-80 з газовим двигуном 8212.10-321 (СТДС), працюючий по циклу Аткинсона-Міллера; 5 – оцінка паливної економічності КрАЗ-5401К2 за методикою проф. М.Я. Говорущенка; 6 – УРАЛ-4320-0111-71 з газовим двигуном 8212.10-221, працюючий по циклу Міллера

Рисунок 6.26 – Порівняльні паливні характеристики сталого руху АТЗ

З порівняльних характеристик АТЗ видно, що найкращі експлуатаційні характеристики має автомобіль-самоскид КрАЗ-5401, обладнаний дизелем ЯМЗ-5362, який витрачає дизельного палива – 32,15 кг/100 км (38,34 л/100 км) [185, 253].

6.7.2 Результати випробувань газового двигуна ЯМЗ-5362Г, щодо викидів забруднюючих речовин на відповідність нормативним вимогам (Правил ООН № 96-03)

Випробування по визначенню екологічної складової роботи модернізованого газового двигуна ЯМЗ-5362Г з вітчизняної ГПА проводилися на бігових барабанах (випробувального полігону ПрАТ «АвтоКраЗ») [253]. згідно з Правилами ООН №96.

Результати порівняльних випробувань газових двигунів мод.8212.10-321 СТДС (цикл Аткинсона-Міллера), 8212.10-221 (цикл Міллера), МАН (цикл Отто) і дослідного конвертованого зразка ЯМЗ-5363Г з вітчизняною ГПА [185, 253] наведені в табл. 6.6.

Таблиця 6.6 – Результати порівняльних випробувань газового двигуна мод.8212.10-221 і дослідного конвертованого зразка газового ДВЗ ЯМЗ-5362Г, щодо викидів забруднюючих речовин на відповідність нормативним вимогам (Правил ООН № 96-03)

Модифікація ДВЗ	8212.10 - 221			ЯМЗ-5362Г (конвертований)		
Найменування показника	Викиди шкідливих речовин з ВГ двигуна, г/кВт·год.					
	СО	СН ₄	NO _x	СО	СН ₄	NO _x
Заміряні значення викидів	2,24	0,11	0,13	2,57	0,13	0,15
Нормативні значення шкідливих речовин	3,5	0,2	4,0	3,5	0,2	4,0

Примітка: СО – оксид вуглецю; СН₄ – метан; NO_x – оксид азоту

Результати випробувань перших трьох газових двигунів взяті для порівняння з [18, 185, 253]. Згідно нормативних вимог, щодо викидів

забруднюючих речовин, наведених у табл. 6.6, газовий двигун мод.8212.10-321 СТДС (Аткінсона-Мілера) з іноземним обладнанням фірми Bosch відповідає нормам Euro-5, а конвертований газовий двигун ЯМЗ-5362Г з дослідницькою вітчизняною ГПА відповідає нормам Euro-4.

Результати показників АТЗ з дизельним двигуном ЯМЗ-5362 наведені в табл.6.7.

Таблиця 6.7 – Результати випробувань дизельного двигуна ЯМЗ-5362 згідно Правил ЄЕК ООН № 49-04 на сталих режимах 13-ступеневого циклу ESC

Модифікація ДВЗ	ЯМЗ-5362 (дизель)		
	Викиди шкідливих речовин з ВГ двигуна, г/кВт·год.		
	СО	НС (ТНС)	NO _x
Замірні значення викидів	0,026	0,017	3,02
Нормативні значення ШР, Euro-5	1,5	0,36	3,5

Примітка: ТНС – загальна кількість вуглеводнів; НС – вуглеводні.

Нормативні показники вантажного автомобіля КраЗ-5401 з дизелем ЯМЗ-5362 наведені в табл.6.7 відповідають нормам Euro-5 [185], при наявності паливної апаратури Common Rail, системи рециркуляції і каталітичного нейтралізатора ВГ.

ВИСНОВКИ ЗА РОЗДІЛОМ 6

За результатами виконаної роботи в шостому розділі, можна зробити наступні висновки:

– отримала подальший розвиток математична модель процесу подачі газу паливною системою двигуна 6ГЧН 13/14; трубопроводи, а також рампа представлені як одномірні моделі з розподіленими параметрами;

– визначено, що в проектованій паливній системі має місце нестабільність подачі газу G_{edg} ; розбіжність G_{edg} між першим і другим дозаторами одного ряду становить $0,011 \text{ м}^3/\text{год.}$, а між першим і третім – уже $0,036 \text{ м}^3/\text{год.}$;

– для стабілізації подачі газу запропоновано включити в паливну систему перед рампами додатковий об'єм; розрахунок показує, що на номінальному режимі при частоті обертання колінчастого вала 2100 хв^{-1} і тривалості керуючого сигналу, що подається на дозатор 18 мс розбіжність між подачами першого і третього дозаторів склало всього $0,01 \text{ м}^3/\text{год.}$; аналогічні розрахунки проводилися і для інших режимів роботи і дали позитивні результати;

– даний метод доцільно використовувати при діагностиці технічного стану системи живлення.

– при використанні природного газу в якості моторного палива в дизелях, останні вимагають значної модернізації, яка здатна в повній мірі реалізувати властивості палива, і досягти високих техніко-економічних і екологічних показників АТЗ. Модернізація двигуна полягає в конвертації останнього в двигун з іскровим запалюванням з здійсненням концепції двигуна, який працює на збіднених паливо-повітряних сумішах;

– реалізація концепції двигуна, що працює на «збіднених» паливо-повітряних сумішах, здатна зменшити теплові навантаження на деталі двигуна, але вимагає використання газотурбінного наддуву і системи запалювання високої енергії, здатної підпалювати важко займисті «збіднені» суміші;

– використання природного газу в двигунах внутрішнього згорання вимагає особливої уваги до робочого процесу, особливо до процесу згорання, і його показниками;

– для подачі природного газу в циліндр двигуна доцільно використовувати розподілену систему живлення; основним елементом цієї системи є електромагнітний дозатор газу; основними показниками ЕДГ є час відкриття клапана-сердечника дозатора і діаметр витратного жиклера;

– для розрахунку процесу згорання газового двигуна з ГТН доцільно використовувати методику І.І. Віббе, яка доповнена двозонною моделлю з урахуванням впливу режимних і конструктивних параметрів на ефективність робочого процесу;

– використання критерію детонації дозволяє, що на стадії конвертації і проектування газового двигуна транспортного засобу вибрати оптимальну ступінь підвищення тиску при наддуванні і підібрати ступінь стиснення, які здатні забезпечити найбільш ефективну роботу двигуна без детонації;

– використання методу багатопараметричної і багатокритеріальної оптимізації режимних і конструктивних параметрів дозволяє на основі чисельного-аналітичних методів дослідження вибрати оптимальні значення цих параметрів;

– застосування раніше розробленого методу дослідження параметрів з використанням сіток проф. І.М.Соболя і проф. Р.Б. Стаднікова, на прикладі форсованого ГТН газового ДВЗ 6ГЧН 13/14, дозволило реалізувати завдання оптимізації параметрів для отримання тривимірних характеристичних карт (основних показників ДВЗ), за даними яких здійснюється програмне управління робочими процесами двигуна, електроуправляємим вузлів систем подачі повітря, подачі палива і запалювання; дає можливість попередньо розрахувати оперативну пам'ять узагальненого мікропроцесорного блоку управління технічними системами двигуна транспортного засобу;

– знайшла подальший розвиток методика визначення параметрів базових матриць, які забезпечують управління на основі експериментальних

досліджень і застосування методу багатопараметричної і багатокритеріальної оптимізації регулювальних і конструктивних параметрів, що дозволяють на основі чисельно-аналітичних методів дослідження вибрати оптимальні значення параметрів технічних систем; методика вперше апробована для синтезу матриць управління дизеля ЯМЗ-236, конвертованого в газовий двигун 6ЧН 13/14 з ГТН і розподіленої подачею газу від ЕДГ.

– оптимізація режимних і конструктивних параметрів форсованого ГТН газового ДВЗ 6ЧН 13/14 із застосуванням методу дослідження параметрів з використанням сіток проф. І.М.Соболя і проф. Р.Б. Стаднікова, дозволила поліпшити техніко-економічні та екологічні показники АТЗ; на номінальному режимі роботи ефективна потужність газового двигуна 6ЧН 13/14 з ГТН в порівнянні з потужністю без надувного двигуна 6ЧН 13/14 підвищилася на 26% (від 108 кВт до 135 кВт); а максимальний ефективний крутний момент, відповідно, зріс на 36% (з 480 Н·м до 750 Н·м); реалізація змішаного регулювання суміші на часткових режимах дозволила зменшити викиди NO_x на 19 – 36% без застосування каталітичних нейтралізаторів ВГ.

Також дослідна газопаливна апаратура (ГПА) була досліджена на автомобілі-самоскиді КрАЗ-5410Г з дослідним газовим двигуном ЯМЗ-5362Г.

При порівнянні показників двигунів, працюючих по циклу Отто (MAN і ЯМЗ-5362Г), максимальна експлуатаційна витрата палива автобуса ЛіАЗ 52929 з газовим двигуном, обладнаного іноземною ГПА фірми Bosch складає 47,2 кг/100км (65,6 л/100 км) [18], а автомобіля-самоскида КрАЗ-5401Г з газовим ДВЗ ЯМЗ-5362Г та вітчизняною конвертованою газопаливною апаратурою дорівнює 48,39 кг/100 км (67,21 л/100 км) [250].

Нормована експлуатаційна витрата палива вантажного автомобіля КрАЗ-5401Г на бігових барабанах (випробувального полігону ПрАТ «АвтоКрАЗ») визначена згідно методики проф. М.Я. Говорущенко склала 25,75 літрів на 100 км.

Для проведення розрахункових досліджень розроблена імітаційна модель для автомобіля-самоскида (на базі КрАЗ-5401Г) за допомогою програмного комплексу AVL Cruise v2011.3. Їздові цикли АТЗ проводилися в міських і приміських умовах експлуатації.

Випробування по визначенню екологічної складової роботи модернізованого газового двигуна ЯМЗ-5362Г з вітчизняною ГПА проводилися згідно Правил ООН №96 на випробувальному полігоні ПрАТ «АвтоКрАЗ» [250].

Згідно нормативних вимог, щодо викидів забруднюючих речовин, газовий двигун мод.8212.10-321 СТДС (Аткінсона-Міллера) з іноземним обладнанням фірми Bosch відповідає нормам Euro-5, а конвертований газовий двигун ЯМЗ-5362Г з дослідницькою вітчизняною ГПА відповідає нормам Euro-4.

Результати досліджень, наведені в розділі 6, опубліковані в роботах [6, 12, 40, 43, 44, 55, 57-58, 60].

ОСНОВНІ ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішено проблему підвищення ефективності експлуатації засобів транспорту, конвертованих для роботи на природному газі, шляхом використання комплексних методів діагностування для поліпшення їх техніко-економічних і екологічних показників.

У роботі наведені основні наукові та прикладні результати досліджень.

1. За результатами аналізу наукових концепцій конвертації засобів транспорту для роботи на природному газі встановлено, що проблема їх функціональної стабільності не вирішена, не розроблені методи оцінки їх технічного стану.

Напрямок дослідження визначено необхідністю формування концепції діагностування засобів транспорту та їх функціональних систем, конвертованих для роботи на природному газі.

2. Сформульовано *концепцію* оцінки технічного стану функціональних систем засобів транспорту, конвертованих для роботи на природному газі, яка на відміну від відомих базується на аналізі характеристик їх перехідних процесів.

3. Розрахунково-функціональним моделюванням елементарних ланок газових ДВЗ розроблено *методологію* оцінки їх технічного стану та динамічної стійкості, яка відрізняється від існуючої реалізацією нестабільності вхідних параметрів функціональних систем, обумовлених їх технічним станом.

4. Науково обґрунтовано і удосконалено метод спільного електронного управління розподіленою подачею газу і системою запалювання двигуна конвертованого АТЗ. Визначено способи та розроблено алгоритми управління ЕДГ систем живлення газового ДВЗ, з використанням спеціального методу «Pick & Hold» форсування струму і збільшення швидкодії клапана-сердечника ЕДГ. Розроблено структурну схему і блок управління СУ РПГ. Обрано мікроконтролер (мікросхема ATmega 328 фірми Atmel), сімейства AVR.

5. Одержав подальший розвиток метод експериментального дослідження діагностичних параметрів технічних систем подачі повітря і подачі газу конвертованого АТЗ, який базується: на методиці зняття і обробки результатів витратних і техніко-економічних показників конвертованого газового ДВЗ, який на відміну від відомих враховує технічний стан функціональних систем.

6. Удосконалено метод параметричної ідентифікації показників ДВЗ, що відображає тягово-швидкісні характеристики конвертованого транспортного засобу; в процесі зняття характеристик використовується метод математичного планування експерименту (ММПЕ), який дозволив визначити функції відгуку, за допомогою яких отримані статичні характеристики діагностичних показників безнадувного двигуна з розподіленою подачею газу, які представлені у вигляді поліноміальних залежностей. Розбіжності між розрахунковими поліноміальними залежностями і залежностями, отриманими на підставі обробки експериментальних індикаторних діаграм знаходяться в межах $\pm 3\%$.

7. Виконане математичне моделювання перехідних процесів параметрів елементарних ланок і багатоланкових функціональних систем подачі повітря, запалювання і подачі палива двигуна АТЗ, конвертованого для роботи на природному газі; моделювання дозволяє здійснювати над функціональними технічними системами різні види діагностування.

8. Розроблено метод оцінки технічного стану елементарних ланок, які залежні від впливу вхідних та вихідних параметрів функціональних систем конвертованих ЗТ, який базується на застосуванні математичних методів, оснований на принципі суперпозиції та функціональних рівнянь (МФР); методом, оснований на принципі суперпозиції – визначаються числові значення (у відсотках) і ступінь впливу окремих вхідних факторів на поведінку перехідного процесу вихідного параметра елементарної ланки технічних систем АТЗ. МФР дозволяє оцінити технічний стан і динамічну стійкість вихідних параметрів функціональних систем АТЗ, з урахуванням сумарної дії елементарних вхідних впливів діючих на системи.

За допомогою МФР – з n -го числа елементарних ланок, що надходять до складу функціональної системи, шляхом порівняння визначається графічне відображення найбільш динамічно стійкого (швидкого) і, відповідно, самого інерційного (повільного) вихідного параметра окремої елементарної ланки технічної системи АТЗ.

9. Розроблено метод оцінки технічного стану вихідних параметрів роз'єднаних складних багатоланкових систем конвертованих ЗТ, з використанням операційного методу прямого і зворотного перетворень Лапласа, що дозволяє досліджувати перехідні процеси ЧДХ і динамічну стійкість параметрів складних багатоланкових розімкнених технічних систем. Дано висновки і обґрунтовано рекомендації щодо застосування найбільш досконалих вузлів системи подачі повітря і запалювання, а також вузлів подачі газу технічних систем при конвертації АТЗ з дизелем, під газовий ДВЗ з наддувом та без наддуву.

10. Отримав подальший розвиток метод оптимізації конструктивних і режимних параметрів (МОКіРП) газового ДВЗ, який базується: на критерії детонації і методі дослідження простору параметрів з використанням сіток проф. І.М. Соболя та проф. Р.Б. Статнікова. МОКіРП дозволив вирішити завдання оптимізації конструктивних і регульованих параметрів (α , θ , n , β , π_k), отримати теоретично (розрахункові) характеристичні карти, за допомогою яких здійснюється управління робочим процесом ДВЗ з ГТН і РПГ.

11. Експериментально на розгорнутому стенді доведено, що використання ГПА на газовому двигуні 6ГЧН 13/14 з ГТН дозволило досягти показників потужності, які відповідають показникам потужності базового дизеля ($N_e=132$ кВт). На номінальному режимі роботи N_e газового двигуна 6ГЧН 13/14 в порівнянні з ефективною потужністю двигуна 6ГЧ 13/14 зросла на 26 % (з 108 кВт до 135 кВт). Частота обертання колінчастого вала, що відповідає максимальному крутному моменту, зрушилася у бік менших частот обертання і дорівнює $n_{Me.max}=1400$ хв⁻¹. Максимальний ефективний крутний

момент, який відповідає даній частоті обертання, збільшився на 36 % (з 480 Н·м до 750 Н·м).

За результатами досліджень визначено, що збільшення N_e на 26 – 31 % відчутно зросло на всіх частотах обертання колінчастого вала, а крутний момент M_e збільшився на 35 – 41%, питома витрата палива теж дещо збільшилася – на 7 – 9%.

Використання стенової СУ РПГ на двигуні 6ГЧН 13/14 дозволило підтримувати склад паливо-повітряної суміші α на всіх режимах експлуатації конвертованого АТЗ, який на 3 – 4% економніший, ніж в двигуні 6ГЧ 13/14 (без наддуву).

Збільшення α сприяє зниженню рівня температур продуктів згоряння в циліндрах двигуна на 5 – 10% на всіх режимах експлуатації конвертованого АТЗ. На режимах номінальної потужності температура нижньої частини головки циліндрів в області міжперемичного простору клапанів знизилася з 440 °С до 370 °С і відповідає допустимим нормам експлуатації вузла. Зниження температури згоряння позитивно впливає на механізм виникнення викидів NO_x і призводить до зниження концентрації останніх в ВГ на 8 – 15 %. Викиди CO і CH в обох модифікаціях газових двигунів знаходяться практично на одному рівні.

При випробуваннях вантажного транспортного засобу з газовим ДВЗ на паливну економічність на стендах з біговими барабанами (за методикою проф. Говорущенко Н.Я.) нормована експлуатаційна витрата палива вантажного автомобіля КраЗ-5401К2 складає 25,9 літрів на 100 км шляху (рис.17, б, позиція 4).

12. Проведено порівняльні експериментальні дослідження по їздовим циклам вантажного автомобіля КраЗ-5401 з базовим дизелем ЯМЗ-5362, автомобіля КраЗ-5401К2 з дослідною вітчизняною газопаливною апаратурою (ГПА), а також автомобіля УРАЛ-4320-0111-71 з газовим ДВЗ мод.8212.10-221 укомплектованого серійною закордонною ГПА фірми Bosch. Їздові цикли АТЗ проводилися в міських і приміських умовах (їздових циклах).

З результатів порівняльних випробувань обох варіантів газових двигунів мод.8212.10-221 з закордонним обладнанням і дослідницького (конвертованого) зразка – ЯМЗ- 5362Г, обладнаного вітчизняною ГПА, встановлено, що обидва варіанти газових ДВЗ відповідають нормативним вимогам Euro-4.

13. Головні результати досліджень з оцінки підвищення ефективності експлуатації засобів транспорту та їх функціональних систем, доведені до методів, методик, алгоритмів, приладів та програм, які використовуються в державних наукових установах, на виробництві та в навчальному процесі.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Куценко А.С., Манойло В.М. Математическое моделирование переходных процессов в регулируемой системе “ДВС – волновой обменник давления”. *Автомобільний транспорт*. 2001. № 6. С. 59–61.
2. Куценко А.С., Манойло В.М., Землянов С.А. Анализ динамики регулируемой системы наддува ДВС – ВОД. *Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»*. 2001. № 7. С. 128–133.
3. Жилин С.С., Манойло В.М. Исследование особенностей регулирования мощности бензинового двигателя ВАЗ – 2112 путем изменения максимального подъема впускных клапанов. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету*. 2001. № 20. С. 26–28.
4. Куценко А.С., Манойло В.М., Жилин С.С., та ін. Перспективы применения волновых обменников давления в качестве агрегатов наддува автотракторных двигателей. *Автомобільний транспорт*. 2003. № 13. С. 259–262.
5. Абрамчук Ф.И., Манойло В.М., Кабанов А.И., та ін. Пути повышения технико-экономических показателей газовых двигателей с искровым зажиганием. *Двигатели внутреннего сгорания*. 2010. № 1. С. 7–11.
6. Богомолов В.А., Абрамчук Ф.И., Манойло В.М., та ін. Особенности экспериментальной установки для проведения исследований газового двигателя 6Ч 13/14 с искровым зажиганием. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету*. 2007. № 37. С. 43–49.
7. Богомолов В.А., Бажинов А.В., Манойло В.М., та ін. Экспериментальная стендовая электронная система управления газовым двигателем 6Ч 13/14 с искровым зажиганием. *Автомобільний транспорт*. 2007. № 20. С. 81–87.
8. Манойло В.М., Воронков А.И., Бороденко Ю.Н., та ін. Конструктивные особенности электронного датчика частоты вращения и

положения приводного вала газового ДВС. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету*. 2008. № 38. С. 327–335.

9. Абрамчук Ф.И., Манойло В.М., Червяк В.С., та ін. Экспериментальная оценка теплового состояния элементов головки цилиндров газового двигателя 6Ч 13/14. *Автомобільний транспорт*. 2008. № 23. С. 120–124.

10. Абрамчук Ф.И., Манойло В.М., Липинский М.С., та ін. Особенности конструкций электромагнитных дозаторов газа систем питания ДВС. *Автомобільний транспорт*. 2010. № 27. С.43–51.

11. Абрамчук Ф.И., Манойло В.М., Дзюбенко А.А., та ін. Экспериментальная установка для исследования газового двигателя 6ГЧН 13/14 с наддувом и принудительным зажиганием. *Автомобільний транспорт*. 2011. № 29. С.139–143.

12. Врублевский А. Н., Манойло В.М., Дзюбенко А.А., та ін. Выбор и обоснование способа стабилизации процесса топливоподачи транспортного газового двигателя. *Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»*. 2012. № 25. С.119–123.

13. Дзюбенко О.А., Манойло В.М., Липинский М.С. Синтез системи керування розподільною подачею газу для двигуна 6ГЧН 13/14. *Автомобільний транспорт*. 2012. № 30. С.103–105.

14. Абрамчук Ф.И., Манойло В.М., Дзюбенко А.А., та ін. Опытный образец электромагнитного дозатора газа системы питания автотракторного двигателя 6ГЧН 13/14. *Східно-європейський журнал передових технологій*. 2012. №2/8 (56). С. 38–42.

15. Манойло В.М. Регулювання процесу подачі газу перепускним клапаном редуктора низького тиску системи паливоподачі транспортного двигуна. *Збірник наукових праць Національної академії Національної гвардії України*. 2015. № 1(25). С. 47–51.

16. Манойло В.М. Методика определения параметров

електромеханической части електромагнитного дозатора газа, системы питания транспортного двигателя. *Автомобіль і електроніка. Сучасні технології*. 2015. № 7. С. 6–11.

17. Манойло В.М. Модель процесса течения свежего заряда, проходящего через сердцевину воздушного фильтра транспортного двигателя. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. 2016. № 4. С. 243–249.

18. Манойло В.М., Берладін Д.В. Аналітичний огляд газових редукторів застосованих в системах живлення автотракторних ДВЗ транспортних засобів. *Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту*. 2016. № 160. С. 60–63.

19. Манойло В.М., Липинский М.С., Дзюбенко А.А. Конструктивные особенности дроссельных узлов систем воздухообеспечения автотракторных ДВС. *Автомобіль і електроніка. Сучасні технології*. 2017. № 11. С. 38–45.

20. Манойло В.М., Дзюбенко А.А., Липинський М.С. Стенд для дослідження витратних та динамічних характеристик електромагнітних дозаторів систем живлення газових ДВЗ. *Вісник СевНТУ. Серія «Машиноприладобудування та транспорт»*. 2011. № 122/2011. С. 77–81.

21. Абрамчук Ф.И., Манойло В.М., Кабанов А.Н., та ін. Стенд для исследования рабочего процесса газового двигателя 6ГЧН 13/14 с искровым зажиганием и распределенной системой подачи газа. *Наукові нотатки*. 2012. № 36. С. 4–9.

22. Дзюбенко А.А., Манойло В.М., Липинский М.С. Реализация метода «Pick & Hold» в системе распределенной подачи газа для двигателя 6ГЧН 13/14. *Двигатели внутреннего сгорания*. 2012. № 2. С. 48–53.

23. Дзюбенко А.А., Манойло В.М., Липинский М.С. Структурный синтез системы управления распределенной подачей газа. *Вісник СевНТУ. Серія «Машиноприладобудування та транспорт»*. 2012. № 134. С. 100–103.

24. Manoylo V., Shevchenko I., Kolesnik I. Experimental evaluation of capacity gas reducer of foreign production, adapted to the engine power supply

system. *MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*. 2017. Vol.19. № 4. P. 5–8.

25. Манойло В.М. Методика определения параметров проточной части электромагнитного дозатора газа, системы питания транспортного двигателя. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенко*. 2015. №163. С. 221–227.

26. Манойло В.М. Модель регулирования процесса течения газоз-воздушной смеси в горловине диффузора смесителя, системы топливоподачи автотракторного ДВС. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. 2018. № 14. С. 169–173.

27. Манойло В.М. Матмодель газового двигателя, используемого в качестве привода мобильного транспортного средства. *World World Science. Warsaw: RS Global*. №9 (37). September. 2019. P. 15–25.

28. Манойло В.М. Управление дроссельной заслонкой системы воздухообеспечения транспортного двигателя. *Автомобіль і електроніка. Сучасні технології*. 2018. № 13. С. 36–41.

29. Манойло В.М. Безмоторный стенд для исследования электроуправляемых газовых дозаторов систем питания автотранспортных двигателей. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету*. 2018. № 82. С. 131–136.

30. Манойло В.М., Козлов Ю.Ю. Система регулювання наддуву автотракторних двигунів для транспортних засобів АПК. *Техніка і технології АПК*. 2018. № 10–11 (108). С.19–21.

31. Манойло В.М. Дослідження характеристик автотранспортного двигуна 6ГЧН 13/14 з наддувом і розподіленою подачею газу. *Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природовикористання України. Серія техніка і енергетика АПК*. 2018. № 296. С.143–147.

32. Turinskyi O., Iasechko M., Manoylo V., та ін. Protection of board radioelectronic equipment from the destructive powerful electromagnetic radiation with the use of natural technologies. *International Journal of Emerging Trends in Engineering Research*. 2019. Vol. 4, № 11. P. 542–548. (Scopus)

33. Iasechko M., Gnusov Y., Manoylo V., та ін. Determination of requirements for the protection of radio-electronic equipment from the terroristic influence by electromagnetic radiation. *International Journal of Emerging Trends in Engineering Research*. 2019. Vol.7, №12. P. 772–777. (Scopus)

34. Iasechko M., Mozhaiev M., Manoylo V., та ін. Conditions for reliable transmission of information over long distances using a powerful electromagnetic radiation. *International Journal of Emerging Trends in Engineering Research*. 2020. Vol. 8: Issue 1. P. 138–144. (Scopus)

35. Manoylo V., Arhun Shch., Kalinin E. , та ін. Looking into characteristics of a designed electromagnetic gas regulator for the power supply system of a motor vehicle. *2020 IEEE 40th International Conference on Electronics and Nanotechnology (ELNANO)*. April 24-26, 2020. P. 629–634. (Scopus)

36. Сериков С.А., Бороденко Ю.Н., Манойло В.М., та ін. Микропроцессорные системы управления газовыми двигателями внутреннего сгорания. *Транспорт, экология – устойчиво развитие*. 2005. С. 440–445.

37. Манойло В.М., Миронов М.В., Линник Е.В., та ін. Безмоторный стенд для исследования автотракторных электроуправляемых газовых форсунок. *Сучасні проблеми двигунобудування: стан, ідеї, рішення*. 2009. С. 79–85.

38. Абрамчук Ф.І., Манойло В.М., Липинский М.С. Обгрунтування ступеня наддування для двигуна 6ГЧ 13/14 в умовах використання бідних газоповітряних сумішей. *Інформаційні технології, наука, техніка, технологія освіти, здоров'я*. 2010. С. 161.

39. Абрамчук Ф.І., Манойло В.М., Липинський М.С. Результати оцінки пропускної спроможності дозаторів газу автотракторного газового двигуна 6ГЧ 13/14. *72-а міжнародна науково-технічна конференція Академії залізничного транспорту, інженерно-технічних працівників залізниць, підприємств та організацій України та інших країн*, 21-22 квітня, 2010.

40. Абрамчук Ф.И., Манойло В.М., Дзюбенко А.А., та ін. Электромагнитный дозатор газа систем питания автотракторных ДВС

конвертированных из дизеля. *Сучасні проблеми двигунобудування: стан, ідеї, рішення*. 2011. № 1. С. 300.

41. Абрамчук Ф.И., Манойло В.М., Дзюбенко А.А., та ін. Система управления распределенной подачей газа для двигателя средней мощности конвертированного из дизеля. *6-е Луканинское чтение. Решение энерго-экологических проблем в автотранспортном комплексе: тезисы докладов международной научно-технической конференции*. 2013. С. 19–21.

42. Манойло В.М., Дзюбенко А.А., Липинский М.С. Исследование характеристик системы управления распределенной подачей газа двигателя 6ГЧН 13/14. *Сучасні проблеми двигунобудування: стан, ідеї, рішення*. 2013. С. 320.

43. Манойло В.М. Динамические структурные схемы многоконтурных систем газового ДВС транспортного назначения. *Автомобільний транспорт в аграрному секторі: проектування, дизайн та технологічна експлуатація*. 2018. С. 65–66.

44. Богомолов В.А., Абрамчук Ф.И., Манойло В.М., та ін. Экспериментальная установка для доводки систем зажигания и управления газовым двигателем 6Ч 13/14 с искровым зажиганием. *Авто – Газо – Заправочный – Комплекс + Альтернативное топливо*. 2005. № 4 (25). С. 42–45.

45. Манойло В.М. Регулирование процесса подачи смеси положением поворотной заслонки дроссельного узла системы воздухообеспечения транспортного двигателя. *Мир транспорта и технологических машин*. 2014. № 3. С. 53–59.

46. Датчик частоти обертання та кута положення: пат. 77233 Україна, (51) МПК (2006) G01P 3/42. Абрамчук Ф.И., Бабенко П.Г., Манойло В.М., та ін.; заявка № 2004 9705245 від 01.07.2004; опубл. 16.11.2006. бюл. № 11.

47. Спосіб керування форсованим включенням електромагніта виконавчого пристрою і пристрій для його виконання: пат. 87359 Україна, (51) МПК (2009) H03K 17/00. Лінник Є.В., Бабенко П.Г., Манойло В.М., та ін.; заявка № а2007 10124 від 10.03.2009; опубл. 10.07.2009. Бюл. № 13.

48. Датчик частоти обертання та кута положення: пат. 88054 Україна, (51) МПК (2009) G01P 3/00. Лінник Є.В., Манойло В.М., Бабенко П.Г.; заявка № а2007 101125 від 10.09.2007; опубл. 10.09.2009. Бюл. № 17.

49. Система запалювання високої енергії: пат. на кор. модель 57928 Україна, (51) МПК (2009) F02P 3/00. Лінник Є.В., Бабенко П.Г., Манойло В.М., та ін.; заявка № а2010 03590 від 29.03.2010; опубл. 25.03.2011. Бюл. № 6.

50. Система регулювання газодизеля: пат. 89683 Україні, (51) МПК (2009) F02D 19/00. Лінник Є.В., Бабенко П.Г., Манойло В.М., та ін.; заявка № а2008 02031 від 18.02.2008; опубл. 25.02.2010. Бюл. № 4.

51. Двопаливна інжекторна система живлення для двигуна внутрішнього згоряння: пат. 97303 Україна, (51) МПК (2011.01) F02D 41/00, F02B 69/00, F02D 19/00, F02M 21/00. Лінник Є.В., Бабенко П.Г., Манойло В.М., та ін.; заявка № а2010 08314 від 05.07.2011; опубл. 25.01.2012. Бюл. № 2.

52. Застосування тіла розжарення лампи накаливання як термочутливого елемента швидкодіючих датчиків температури: пат. 65905 Україна, (51) МПК (2011.01) G01K 7/00. Лінник Є.В., Бабенко П.Г., Манойло В.М., та ін.; заявка № а2010 03590 від 29.03.2011; опубл. 26.12.2011. Бюл. № 24.

53. Електромагнітний газовий дозатор системи живлення газового двигуна: пат. на кор. модель 76717 Україна, (51) МПК (2013.01) F02M 51/00. Абрамчук Ф.І., Манойло В.М., Дзюбенко О.А., та ін.; заявка № u2012 08523 від 10.07.2012; опубл. 10.01. 2013. Бюл. № 1.

54. Комбінована силова установка транспортного засобу: Пат. на кор. модель 70248 Україна, (51) МПК (2012.01) B60K 5/00. Туренко А.М., Абрамчук Ф.І., Манойло В.М., та ін.; заявка № а2011 09363 від 26.07.2011; опубл. 11.06. 2012. Бюл. № 11.

55. Спосіб визначення часових і фазових характеристик роботи електромагнітних виконавчих пристроїв: пат. 101453 Україна, С2 (51) МПК (2013.01) H01H 3/00, G05B 23/02 (2006.01), G01DR31/00. Лінник Є.В., Міронов М.В., Манойло В.М., та ін.; заявка № а2012 02031 від 05.02.2012; опубл. 25.03.2013. Бюл. № 6.

56. Газовий двигун внутрішнього згоряння, конвертований з дизеля: пат. на кор. модель 81552 Україна, (51) МПК F02B 23/06, F02B 23/08. Абрамчук Ф.І., Манойло В.М., Кабанов О.М., та ін.; заявка № а2012 12862 від 12.11.2012; опубл. 10.07. 2013. Бюл. № 13.

57. Газовий двигун внутрішнього згоряння, конвертований з дизеля: пат. 103249 Україна, (51) МПК F02B 1/00, F02B 3/00, F02B 23/06, F02B 23/08. Абрамчук Ф.І., Манойло В.М., Кабанов О.М., та ін.; заявка № а2012 00418 від 16.01.2013; опубл. 25.09. 2013. Бюл. № 18.

58. Комбінована силова установка автотранспортного засобу: пат. на кор. модель 82136 Україна, (51) МПК В60К 6/00. Абрамчук Ф.І., Манойло В.М., Жилін С.С., та ін.; заявка № а2013 00167 від 03.01.2013; опубл. 25.07. 2013. Бюл. № 14.

59. Комбінована силова установка автотранспортного засобу: пат. 103978 Україна, (51) МПК (2013.01) В60К 6/00, F02B 73/00, F02G 1/00. Абрамчук Ф.І., Манойло В.М., Жилін С.С., та ін.; заявка № а2013 00162 від 03.01.2013; опубл. 10.11.2013. Бюл. № 23.

60. Дросельний вузол системи повітропостачання ДВЗ: пат. на кор. модель 110618 Україна, F01L/00, F02M23/00.00. Абрамчук Ф.І., Манойло В.М., Дзюбенко О.А., та ін.; заявка № а2013 00833 від 24.01.2013; опубл. 25.10. 2016. Бюл. № 20.

61. Двохтактний двигун внутрішнього згоряння з кулачковою шайбою та з підводом теплоти при постійному об'ємі ротора: пат. на кор. модель 118331 Україна, F02B23/06, F02B23/08. Кучава О.О., Манойло В.М., Морозов І.Є., та ін.; заявка № u2016 10187 від 06.10.2016; опубл. 10.06.2017 р. Бюл №15.

62. Роторно-поршнева турбіна з випарним охолодженням ротора: пат. на кор. модель 113119 Україна, F02B 53/02, F02B 55/08, F02B 55/04, F02G 1/04. Кучава О.О., Манойло В.М., Морозов І.Є., та ін.; заявка № u2016 07894 від 12.07.2016; опубл. 10.01.2017 р. Бюл №1.

63. Букреев Г.А., Нижник М.Е. Применение различных газов в качестве топлива для ДВЗ. М.: ЦНИИТЭИтяжмаш. 1991. 36 с.

64. Развитие газовых двигателей за рубежом. М.: НИИИНФОРМТЯЖМАШ. 1974. 45 с.

65. Гаврилов А.А., Игнатов М.С., Эфрое В.В. Расчет циклов поршневых двигателей: *Учеб. пособие. Владим. гос. ун–т.* 2003. 124 с.
66. Зубков Ю., Суслов А., Шпаков А., та ін. Экологические исследования экологической безопасности дизельного двигателя конвертированного на природный газ . *Авто Газо Заправочный Комплекс + Альтернативное топливо.* 2007. №1(31). С. 42–43.
67. Редзюк А.М., Ковальов С.О. Всесвітній досвід використання стиснутого та зрідженого нафтового газів як моторних палив на автомобільному транспорті. *Автошляховик України.* 2004. №5(181). С. 5–9.
68. Информационный бюллетень НГА № 21. *Авто Газо Заправочный Комплекс + Альтернативное топливо.* 2006. №2. С. 54–57.
69. Пронин Е.Н., Матич Д., Лахе М. Автомобильный метан прорвался на мировой рынок. *Транспорт на альтернативном топливе.* 2011. №1 (19). С. 4–9.
70. Сайслер Д. Глобальные возможности для автомобилей на природном газе. *Авто Газо Заправочный Комплекс + Альтернативное топливо.* 2004. №3 (15). С. 38–39.
71. Для изучения опыта Пекинской транспортной компании по переводу на компримированный природный газ (КПГ) автобусов в г. Пекине (КНР) по приглашению американской компании «Камминз ИНК» выезжала группа специалистов, занимающихся переводом автобусов на газ в г. Москва. *Авто Газо Заправочный Комплекс + Альтернативное топливо.* 2004. №3(15). С. 64–65.
72. Грузовые автомобили с газовыми двигателями в США. *Автомобильная промышленность США.* 1996. № 4-5. С. 7–8.
73. Долганов К.Є., Лісовал А.А., Краснокутьська З.І., та ін. Газові двигуни «РАБА» і «Мелець-Дизель» газ для автобусів. *Автошляховик України.* 2001. № 1. С. 15–17.
74. Гайворонский А.И., Савельев Г.С. Перевод дизеля КамАЗ-740.13-260 на газовое топливо. *Грузовик &.* 2006. № 6. С. 16–20.

75. Луканин В.Н., Хачиян А.С., Кузнецов В.Е., та ін. Предварительные результаты газового двигателя с наддувом мощностью 200 кВт. *Сборник научных трудов МАДИ (ТУ)*. 2002. С. 68–79.

76. Шибанов А.В. Влияние конструктивных и регулировочных факторов на образование вредных веществ в быстроходном дизеле, конвертированного на природный газ: автореф. дис. на соискание научн. степени канд техн. наук. Москва. 2007. 18 с.

77. Шишлов И.Г. Обоснование методов конвертации дизелей баз наддува и с наддувом на питание природным газом с обеспечением норм по токсичности: автореф. дис. на соискание научн. степени канд. техн. наук. Москва. 2009. 27 с.

78. Искандаров Ф.Ф., Гафиятуллин А.А., Фурзиков В.В. Газовый двигатель КамАЗ для автобуса. *Двигателестроение*. 2011. №1 (243). С. 51–52.

79. Сравнительные характеристики двигателей КамАЗ. веб-сайт: <http://kamazkamaz.kz/dvigateli> (дата звернення: 13.08.18).

80. Кутенёв В.Ф., Лукшо В.А. Разработка газового двигателя на базе дизеля ЯМЗ – 236НЕ: (разработки отдела энергосберегающих технологий и альтернативных топлив). *Центральный научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт*. 2007. веб-сайт: <http://www.nami.ru/subdivisions/engines/energy-efficient-technologies/development/> (дата звернення: 16.07.17)

81. Захарчук В.І, Сітовський О.П., Козачук І.С. Розрахунково-експериментальні дослідження газового двигуна, переобладнаного з дизеля. *Автомобільний транспорт*. 2005. № 16. С. 276–278.

82. Козачук І.С. Покращення індикаторних, ефективних та екологічних показників газових двигунів, переобладнаних з дизелів: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук. Київ. 2008. 20 с.

83. Захарчук И.С., Козачук И.С., Захарчук О.В. Переоборудование дизелей в газовые двигатели с искровым зажиганием. *Транспорт на альтернативном топливе*. 2008. №4 (4). С. 50–53.

84. Бганцев В.Н., Левтеров А.М., Мараховский В.П. Газовый двигатель на базе четырехтактного дизеля общего назначения. *Техно – plus*. 2003. № 10. С.74–75.
85. Теоретичні основи конвертування дизеля у двигун, працюючий на природному газі: *Звіт про НДР/ХНАДУ. – Заключний звіт за темою № 06-53-04*. Харків. 2006. 138 с.
86. Кабанов О.М. Зниження викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами транспортних дизелів шляхом конвертування їх в газові двигуни: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук. Харків. 2008. 20 с.
87. Григорьев Е.Г., Колубаев Б.Д., Ерохов В.И. Газобаллонные автомобили. М.: *Машиностроение*, 1989. 216 с.
88. Кирилов Н.Г., Лазарев А.Н. Анализ перспективности различных видов альтернативных топлив: сжиженный природный газ – моторное топливо XXI века. *Двигателестроение*. 2010. №1 (239). С. 26–33.
89. Хачиян А.С. Использование природного газа в качестве топлива для автомобильного транспорта. *Двигателестроение*. 2002. № 1. С. 34–36.
90. Хачиян А.С. Использование природного газа в качестве топлива для автомобильного транспорта. *Двигателестроение*. 2002. № 2. С. 8–9.
91. Базаров Б.И. Для улучшения показателей газовых двигателей и газодизелей. *Автомобильная промышленность*. 1999. № 11. С. 13–15.
92. Генкин К.И. Газовые двигатели. М.: *Машиностроение*, 1977. 196 с.
93. Васильев Ю.Н., Гриценко А.И., Золотаревский Л.С. Транспорт на газе. М.: *Недра*, 1992. 431 с.
94. Бондаренко Е.В., Филиппов А.А. Оценка экологической опасности и экономической эффективности эксплуатации автомобилей на альтернативных видах топлива. *Вестник Оренбургского государственного университета*. 2004. №7. С.138–142.
95. Чернышев Г.Д., Хачиян А.С., Пикус В.И. Рабочий процесс и теплонапряженность автомобильных дизелей. М.: *Машиностроение*, 1986. 216 с.

96. Определение эффективности мероприятий по снижению температуры нижней плиты головки цилиндров двигателя СМД-17К/СМД-18К: *Отчет НИИР/ГСКБД. – Технический отчет № 2683-73.* Харьков, 1973. 11 с.

97. Ковальов С.О., Назаренко К.С. Екологічні аспекти переобладнання дизелів у газодизелі. *Науково-виробничій журнал.* 2003. №5 (175). С. 15–18.

98. Поколения ГБО. Правильная классификация / Материал подготовлен компанией “Автогаз Украина Групп” совместно с журналом “АвтоЭксперт” веб-сайт: http://gbo.ua/ru_articles_pokoleniya-gbo.html (дата звернення: 28.07.17).

99. Horst H., Helmut D. Probleme bei der Entwicklung hochverdichteter. *Ottomotoren. Automobiltechn.* 1973. № 12. P. 447–453.

100. Каніло П.М., Бей І.С., Ровенський О.І. Автомобіль та навколишнє середовище. *Х.: Транспорт,* 2004. 304 с.

101. Газовые двигатели для работы на бедных смесях. *Поршневые и газотурбинные двигатели.* 1991. №43. С. 2–8.

102. Быков Г.А. Детонационные ограничения при использовании альтернативных топлив в двигателях с искровым зажиганием. *Экотехнологии и ресурсосбережение.* 1995. № 3. С. 3–9.

103. Теория, конструкция, расчет и испытание двигателей внутреннего сгорания. *Москва: Академия наук СССР. Труды лаборатории двигателей,* 1960. 172 с.

104. Двигатели с искровым зажиганием для работы на обедненных смесях. *Поршневые и газотурбинные двигатели.* 1986. № 47. С. 3–9.

105. Концепция двигателя с искровым зажиганием для работы на обедненных смесях. *Поршневые и газотурбинные двигатели.* 1987. №37. С. 1–5.

106. Повышение эффективности двигателя с искровым зажиганием при работе с турбонаддувом на бедной смеси. *Поршневые и газотурбинные двигатели.* 1983. № 48. С. 15–20.

107. Зорин В.Д. Влияние расслоения обедненной метановоздушной смеси в области электродов свечи зажигания на процессы ее воспламенения и горения: дис. кандидата технических наук. 2003. 168 с.
108. Воинов А.Н. Сгорание в быстроходных поршневых двигателях. М.: *Машиностроение*, 1977. 278 с.
109. Anderson R.W. The effect of ignition System Power on Fast Burn Engine Combustion. *SAE preprint #870549*. 1997. 12 p.
110. Манойло В.М. Улучшение характеристик автотракторных дизелей с волновым обменником давления: дис. канд. техн. наук. 2001. 276 с.
111. Извещение о некоторых испытаниях двигателя ВАЗ – 3411 с турбокомпрессором RHB5 фирмы ИИ (Япония). 1984. 40 с.
112. Абрамчук Ф.И., Манойло В.М., Дзюбенко А.А., та ін. Экспериментальная установка для исследования газового двигателя 6ГЧН 13/14 с наддувом и принудительным воспламенением. *Автомобильный транспорт*. 2011. № 29. С. 43–51.
113. ГОСТ 9658-81. Турбокомпрессоры для наддува дизелей и газовых двигателей. Общие технические условия. *Издательство стандартов*. 1982. 17 с.
114. Генкин К.И. Анализ и расчёт влияния сгорания на рабочий процесс в двигателе с искровым зажиганием. *Поршневые двигатели внутреннего сгорания*. 1956. С. 116–122.
115. Нейман К. Кинетический анализ процесса сгорания в дизеле. *Двигатели внутреннего сгорания*. 1938. С. 118–142.
116. Вибе И.И. Новое о рабочем цикле двигателей. М.: *Машигиз*, 1962. 270 с.
117. Генкин К.И. Рабочий процесс и сгорание в двигателях с искровым зажиганием. М.: *Изд-во АН СССР*, 1951. 182 с.
118. Иноземцев Н.В., Кошкин В.К. Процессы сгорания в двигателях. М.: *Машигиз*, 1949. 62 с.
119. Хаазе Р. Термодинамика необратимых процессов. М.: *Мир*, 1967. 541 с.

120. Маслов Ю.Н. О термодинамическом цикле двигателей внутреннего сгорания с управляемым процессом теплосообщения. *Машиностроение*. 1971. № 4. С. 95–98.

121. Bade Shrestha S.O., Karim G.A. A Predictive Model for Gas Fueled Spark Ignition Engine Applications. *SAE Preprint, № 1999-01-3482*. 1999. 18 p.

122. Tunestal P.A. The Use of Cylinder Pressure for Estimation of the In-Cylinder Air/Fuel Ratio of an Internal Combustion Engine: doct. of phil. thesis in Engineering-Mechanical Engineering. CA: Berkley, 2000. 106 p.

123. Звонов В.А. Токсичность двигателей внутреннего сгорания. М: *Машиностроение*, 1981. 160 с.

124. Маслов Ю.Н., Любимов И.И. Использование второго закона термодинамики для расчёта индикаторной диаграммы ДВЗ. *Двигателестроение*. 1980. № 6. С. 8–10.

125. Ogink R. An Engine Cycle Simulation Code with a Detailed Chemistry, Multi-Zone Combustion Model: doct. of phil. thesis in Engineering-Mechanical Engineering. Goteborg: Chalmers, 2002. 118 p.

126. Lipatnikov A.N., Chomiak J. Turbulent flame speed and thickness: phenomenology, evaluation and application in multi-dimensional simulations. *Progress In Energy & Combustion Science*. 2002. № 28. P. 1–74.

127. Yasuhiro D., Kou T., Yuki I., та ін. Controlling Combustion and Exhaust Emissions in a Direct-Injection Diesel Engine Dual-Fueled with Natural Gas. *SAE preprint № 952436*, 1995. 15 p.

128. Cox G.B., DelVecchio K.A., Hays W.J. Development of a Direct-Injected Natural Gas Engine System for Heavy-Duty vehicles. *Final report. Caterpillar Inc*. 2002. 67 p.

129. Алемасов В.Е., Тишин А.П. Аппроксимация таблиц термодинамических функций компонентов продуктов сгорания: *Казань: Казан. авиац. ин-т*, 1958. 263 с.

130. Wiebe J.J. Brennverlauf und Kreisprozess von Verbrennungsmotoren. Berlin: VEB-Verlag Technik, 1970. 282 p.

131. Bade Shrestha S.O., Karim G.A. A Predictive Model for Gas Fueled Spark Ignition Engine Applications. *Calgary, CA: Univercity of Calgary*, 1999. 18 p.
132. Куценко А.С. Моделирование рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания на ЭВМ. *К.: Наукова думка*, 1988. 104 с.
133. Глаголев Н.М. Рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания: *Киев: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы*, 1950. 480 с.
134. Филипковский А.И. Совершенствование рабочего процесса дизелей типа ЧН 32/32 на основе физического и математического моделирования: дис. канд. техн. наук. 1988. 193 с.
135. Марченко А.П., Осетров А.А., Дубей И., та ін. Анализ и математическое моделирование процесса сгорания водорода в четырехтактном одноцилиндровом двигателе с искровым воспламенением. *Двигатели внутреннего сгорания*. 2010. №1. С. 24–28.
136. Attar A.A. Optimization and Knock Modelling of a Gas Fueled Spark Ignition Engine: PhD thesis: 115.01.02. *Univercity of Calgary*, 1997. 248 p.
137. Крушневич С.П. Методика и программа для расчета температуры горения природного газа. *Энерготехнологии и ресурсосбережение*. 2010. № 5. С. 28–31.
138. Зельдович Я.Б., Баренблатт Г.И., Либрович В.Б., та ін. Математическая теория горения и взрыва. *М.: Наука*, 1980. 478 с.
139. Стаскевич Н.Л., Северинец Г.Н., Вигдорчик Д.Я. Справочник по газоснабжению и использованию газа. *Л.: Недра*, 1990. 762 с.
140. McLean S. Cummins Lean Burn Technology. *Proc. Natural Gas Vehicles Conference*. 1999. P. 15–19.
141. Пеккер Я.Л. Теплотехнические расчеты по приведенным характеристикам топлив (обобщенные методы). *М.: Энергия*, 1977. 256 с.
142. Вукалович М.П., Кириллин В.А., Ремизов С.А. Термодинамические свойства газов. *М.: Машигиз*, 1953. 370 с.
143. Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях. *М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана*, 2001. 592 с.

144. Костин А.К., Ларионов В.А., Михайлов Л.И. Теплонапряжённость двигателей внутреннего сгорания. *Л.*: 1979. 269 с.
145. Розенблит Г.Б. Теплопередача в дизелях. *М.*: *Машиностроение*, 1977. 216 с.
146. Хазанов З.С., Генкин К.И. Сгорание метановоздушных смесей в поршневом двигателе. *Энергомашиностроение*. 1970. № 12. С. 37–39.
147. Huber E.W., Stock D., Pischinger F. Untersuchung der Gemischbildung und Verbrennung im Dieselmotor mit Hilfeder der Schlierenmethode. *MTZ*. 1971. № 9. P. 317–327.
148. Scott W. Color Movies Help Engineers See What Goes on in Diesel Chamber During Combustion Process. *SAE Journal*. 1970. № 1. P. 5258.
149. Крушневич С.П. Методика и программа для расчета температуры горения природного газа. *Энерготехнологии и ресурсосбережение*. 2010. №5. С. 28–31.
150. Gao J. Knock Modelling in S.I. Engines: PhD thesis: 115.01.02. *Univercity of Calgary*, 1993. 230 p.
151. Абрамчук Ф.И., Кабанов А.Н., Кузьменко А.П., та ін. Критерий детонации в газовом двигателе с высокоэнергетической системой зажигания. *Автомобільний транспорт*. 2011. Вип. 28. С. 37–42.
152. Системы впрыска бензина. Устройство, обслуживание, ремонт. *М.*: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004. 144 с.
153. Будыко Ю.И., Духанин Ю.В., Коганер В.Э., та ін. Аппаратура впрыска легкого топлива автомобильных двигателей. *Л.*: *Машиностроение*, 1982. 144 с.
154. Яжиньски Г., Панов Ю.В. Особенности работы и сервисного обслуживания газовых форсунок автомобильных двигателей. *Транспорт на альтернативном топливе*. 2008. №2 (2). С. 34–37.
155. Экспериментальный безмоторный стенд для проведения исследования электроуправляемых газовых форсунок автотракторных ДВЗ. *Сучасні проблеми двигунобудування: стан, ідеї, рішення: Первомайський*

політехнічний інститут. Національного університету кораблебудування імені Макарова, 2009. 252 с.

156. Григорович Д.Н. Электронные системы управления подачей газа в цилиндры газотепловозов. *Транспорт на альтернативном топливе*. 2008. №1 (1). С. 56–61.

157. Клапаны подачи газа Megasol 200 & 425. К.: HEINZMANN KIEV, 2007. 31 с.

158. Система непосредственного впрыска бензина Bosch Motronic MED 7. Устройство и принцип действия: программа самообучения 253. 59 с.

159. Шишков В.А. Анализ систем управления ДВЗ автомобиля для работы на газе или бензине. *Транспорт на альтернативном топливе*. 2008. №6 (6). С. 18–24.

160. Шишков В.А., Терентьев Б.А., Пашин Ю.М. Проблемы организации производства и преимущества сборки автомобилей, работающих на компримированном природном газе, на главном конвейере сборочного завода. *Автогазозаправочный комплекс + Альтернативное топливо*. 2005. №5. С. 46–49.

161. Комплект газобаллонного оборудования “GIG–IV–SATELLITE–V08” с распределенным впрыском газа для переднеприводных автомобилей ВАЗ, использующих газ в качестве моторного топлива. *Авто Газо Заправочный комплекс + Альтернативное Топливо*. 2006. № 1 (25). С. 28–32.

162. Комплект газобаллонного оборудования “GIG–IV–SATELLITE–V08” с распределенным впрыском газа для переднеприводных автомобилей ВАЗ, использующих газ в качестве моторного топлива. *Авто Газо Заправочный Комплекс + Альтернативное Топливо*. 2006. №2 (26). С. 24–26.

163. Савушкин А., Завадько Н. Новая система газового впрыска СУГ ВДГС–ПБ–4 “ФАВОРИТ”. *Авто Газо Заправочный Комплекс + Альтернативное Топливо*. 2006. №2 (26). С. 21–23.

164. Устройство системы распределенной подачи газа Stag–4 (300+1). веб-сайт: <http://www.mastergas.com.ua/oborudovanie/stag-4-300/> (дата звернення: 21.10.18).

165. Устройство системы распределенной подачи газа DRAEM XXI N. веб-сайт: <http://omvlgas.it/eng/prodotti.php> (дата звернення: 11.09.17).
166. Устройство системы распределенной подачи газа Diego (КМЕ). веб-сайт: <http://www.mastergas.com.ua/oborudovanie/diego-kme/> (дата звернення: 12.05.17).
167. Устройство системы распределенной подачи газа Sequent (BRC Gas Equipment). веб-сайт: <http://www.mastergas.com.ua/oborudovanie/sequent-brc-gas-equipment/> (дата звернення: 01.04.18).
168. Устройство системы распределенной подачи газа VSI (PRINS). веб-сайт: <http://www.mastergas.com.ua/oborudovanie/vsi-prins/> (дата звернення: 11.06.18).
169. Общее описание и устройство систем распределенной подачи газа. веб-сайт: <http://www.kostagas.ru/ustanovshik.php> (дата звернення: 05.03.18).
170. Тихомирова О.Б. Разработка системы непрерывной подачи газа для ДВЗ с искровым зажиганием: автореф. дис. на соискание научн. степени канд. техн. наук. Нижний Новгород, 2009. 20 с.
171. Бурцев Н.В. Разработка системы управления газовым двигателем внутреннего сгорания на основе алгоритмов адаптивного управления: автореф. дис. на соискание научн. степени канд. техн. наук. Рыбинск, 2010. 16 с.
172. Шишков В.А. Возможности систем одновременной подачи газового и жидкого топлив в ДВЗ с искровым зажиганием. *Транспорт на альтернативном топливе*. 2009. №2 (8). С. 22–28.
173. Чернышев Г.Д., Ершов М.В., Крашенинников Д.Н., та ін. Двигатели ЯМЗ-236, ЯМЗ-238. М.: *Машиностроение*, 1968. 230 с.
174. Литвиненко В.В., Майстрюк А.П. Автомобильные датчики, реле и переключатели. Краткий справочник. М.: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004. 176 с.
175. Гордон А.В., Сливинская А. Электромагниты постоянного тока. М.: *Государственное энергетическое издательство*, 1960. 447 с.
176. Соболев И.М., Статников Р.Б. Выбор оптимальных критериев в задачах со многими параметрами. М.: *Наука*, 2005. 110 с.

177. Врублевский А.Н. Метод многокритериальной идентификации математической модели топливной системы. *Автомобильный транспорт*. Вып. 23. 2008. С.95–99.

178. Lindstrom F. Empirical Combustion Modeling in SI Engines: thesis: MMK 2005:19. *Stockholm*, 2005. 126 p.

179. Franzke D.E. Beitrag zur Ermittlung eines Klopfkriteriums der ottomotorischen Verbrennung und zur Vorausberechnung der Klopfgrenze: dissertation. *Munchen*, 1981. 210 p.

180. Абрамчук Ф.М., Кабанов А.Н., Кузьменко А.П., та ін. Критерий детонации в газовом двигателе с высокоэнергетической системой зажигания. *Автомобильный транспорт*. № 28. 2011. С. 37–42.

181. Абрамчук Ф.И., Пойда А.Н., Ефремов А.А., та ін. Новая автоматизированная система исследования и диагностирования автотракторных двигателей. *Автомобильный транспорт*. № 17. 2005. С.28–34.

182. Абрамчук Ф.И., Кабанов А.Н., Липинский М.С., та ін. Выбор и обоснование регулировочных параметров газового двигателя с наддувом, конвертированного из дизеля. *Вестник НТУ ХПИ*. № 54. 2011. С. 18–26.

183. Абрамчук Ф.И., Кабанов А.Н., Липинский М.С. Выбор степени сжатия и давления наддува газового двигателя средней мощности с искровым зажиганием. *Двигатели внутреннего сгорания*. 2012. № 2. С. 8–13.

184. Туренко А.Н., Мигаль В.Д., Рыжих Л.А. Проектирование диагностического обеспечения транспортных машин. Х.: «Майдан», 2011. 392 с.

185. Лукшо В.А. Комплексный метод повышения энергоэффективности газовых двигателей с высокой степенью сжатия и укороченными тактами впуска и выпуска: диссертация на соискание уч. степени д-ра техн. наук. Москва: ФГУП «НАМИ», 2015. 434 с.

186. Звонов В.А., Козлов А.В., Теренченко А.С. Альтернативные топлива с учетом их полного жизненного цикла. *Автомобильная промышленность*. 2011. № 4. С. 10–12.

187. Ополонник Т.Н. Эффективность диагностирования тракторов. *М.: Росагропромиздат*, 1988. 124с.
188. Беляков В.В., Бушуева М.Е., Свистунов В.И. Многокритериальная оптимизация в задачах оценки подвижности, конкурентоспособности автотракторной техники и диагностики сложных технических систем. *Н. Новгород: Нижегород. гос. ун-т*, 2001. 271 с.
189. Мигаль В.Д. Техническая диагностика автомобилей. Теоретические основы: учеб. пособие. *Х.: Майдан*, 2014. 516 с.
190. Мигаль В.Д., Бажинов А.В., Олискевич М.С. Модели оценки технического состояния и управления ресурсом и надежностью машин. *Автомобильный транспорт*. 2003. Вып. 13. С.30–34.
191. Мигаль В.Д. Цели и задачи диагностирования машин в жизненном цикле. *Вестник ХНАДУ*. 2004. № 23. С.39–41.
192. Мигаль В.Д. Техническая диагностика автомобилей: справ. пособие в 6т. Т6. Диагностическое обеспечение технической и экологической безопасности. *Х.: Майдан*, 2012. 202 с.
193. Мигаль В.Д. Техническая диагностика автомобилей: справ. пособие в 6т. Т3. Методы диагностирования. *Х.: Майдан*, 2012. 550 с.
194. Мигаль В.Д. Теория технической диагностики автомобилей: учеб. пособие. *Х.: Майдан*, 2014. 472 с.
195. Мигаль В.Д., Мигаль В.П. Методы технической диагностики автомобилей: учеб. пособие. *М.: ИМ «Форум»: ИНФРА-М*, 2013. 423 с.
196. Мигаль В.Д., Врублевский А.Н. Автомобильные двигатели внутреннего сгорания, параметры и системы управления: учеб. пособие. *Х.: Майдан*, 2015. 264 с.
197. Буровлев А.И., Доценко Б.И., Казаков И.Е. Управление техническим состоянием динамических систем. *М.: Машиностроение*, 1995. 240 с.
198. Мозгалевский А.В., Калявин В.П., Костанди Г.Г. Диагностирование электронных систем. *Л.: Судостроение*, 1987. 220 с.

199. Луканин В.Н., Хачиян А.С., Кузнецов В.Е., та ін. Предварительные результаты газового двигателя с наддувом мощностью 200 кВт. *Сборник научных трудов МАДИ (ТУ)*. 2002. С. 68–79.
200. Туренко А.П., Абрамчук Ф.И., Пойда А.Н., та ін. Автоматизированный стенд для исследования и доводки газового малолитражного быстроходного двигателя внутреннего сгорания. *Автомобильный транспорт*. 2009. № 23. С. 89–94.
201. Современные технологии: электронное научное специализированное издание. Х.: *ХНАДУ*, 2011. №1 (3). веб-сайт: http://www.khadi.kharkov.ua / fileadmin /P_SIS / AE12_1ч/index.html.
202. «Концепция Национальной программы использования природного газа как моторного топлива в Украине на период до 2010 года», институт газа НАН Украины, 1999 год.
203. Интернет-ресурс <http://www.gasengine-tech.com> (дата звернення: 28.08.19).
204. Knecht Waltez, Signer Meinrad, Papst Fritz – New IVECO LPG – engines for trucks and buses. *SAE Techn. Pap. ser.* 1985. №852329. 10 p.
205. Струнге Б.Н., Проценко В.Г. Газовые двигатели на базе дизеля Д-50 и Д-100. *ДВС*. 1988. № 47. С. 12–20.
206. Зленко М.А., Поляков Л.М., Сонкин В.И., та ін. ДВС с непосредственным впрыскиванием топлива. Ультрабедный двигатель. *Автомобильная промышленность*. 1999. №1. С. 11–16.
207. Крупский М.Г., Кузин В.Е., Куянов Ю.Ф. Перспективы применения микроэлектронных систем топливоподачи и управления ДВС при замене жидкого топлива на газовое. *Вестник машиностроения*. 2000. № 7. С. 31–32.
208. Автомобильный справочник BOSCH. М.: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004. 992 с.
209. Интернет-ресурс [www.autoreview.ru/new site/year2000/n21/saab/saaab2](http://www.autoreview.ru/new_site/year2000/n21/saab/saaab2) (дата звернення: 28.09.18).

210. Абрамчук Ф.І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.Є., та ін. Автомобільні двигуни. *К.: Арістей*, 2004. 476 с.
211. Каплун А.Б., Морозов Е.М., Олферьева М.А. ANSYS в руках инженера: практическое руководство. *М.: Едиториал УРСС*, 2003. 272 с.
212. FLUENT 6.0 User's Guide, Fluent Inc. 2001-11-29.
213. Ерохов В.И. Легковые газобаллонные автомобили: Устройство, переоборудование, эксплуатация, ремонт. *М.: ИКЦ. "Академкнига"*, 2003. 238 с.
214. Долганов К.Е., Говорун А.Г., П'яничко О.І., та ін. Автомобілі з бензогазовими двигунами і газодизелі: особливості конструкції і технічного обслуговування. *К.: Техніка*, 1991. 128 с.
215. Герц Е.В. Пневматические приводы. *М.: Машиностроение*, 1968. 359 с.
216. Шевяков А.А. Автоматика авиационных и ракетных силовых установок. Учебник для механических и авиационных вузов. *М.: Машиностроение*, 1965. 548 с.
217. Прохоренко А.А. Дифференциальное уравнение динамики дизеля с аккумуляторной системой топливоподачи как объекта регулирования. *Двигатели внутреннего сгорания*. 2011. № 2. С.81–86.
218. Первов Б.Н. Исполнительные устройства регулирования тепловыми установками. *М-Л.: Госэнергоиздат*, 1952. 232 с.
219. Ефимов С.И., Иващенко Н.А., Ивин В.И., та ін. ДВС: Системы поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания». *М.: Машиностроение*, 1985. 456 с.
220. Стефани Е.П., Панько М.А., Пикина Г.А. Сборник задач по основам автоматического регулирования теплоэнергетических процессов. Учеб. пособие для вузов. *М.: Энергия*, 1973. 336 с.
221. Крутов В.И. Сборник задач по автоматическому регулированию двигателей внутреннего сгорания: Учебн. пособие для студентов вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания». *М.: Машиностроение*, 1990. 320 с.

222. Брюханов Н.В., та ін. Теория автоматического управления: учебник для вузов. М.: *Высшая школа*, 1999. 172 с.
223. Управление техническими объектами на автомобильном транспорте: учебн. пособие. Пенза: *ПГАСА*, 2000. 341 с.
224. Мельников А.А. Теория автоматического управления техническими объектами автомобилей и тракторов: учебн. пособие для студ. высш. учебн. заведений. М.: *Издательский центр «Академия»*, 2003. 280 с.
225. Макаров А.Н., Шерман М.Я. Расчет дроссельных устройств: справочник. М.: *Металлургиздат*, 1953. 284 с..
226. Тимченко І.І., Єфремов А.О., Манойло В.М., та ін. Лабораторний практикум. Системи ДВЗ: Харків: *ХНАДУ*, 2008. 90 с.
227. Манойло В.М. Система всережимного регулювання наддува автомобільного дизеля. *Двигатели внутреннего сгорания*. 1997. Вып. 56–57. С. 197–203.
228. Сиротин Н.Н., Коровкин Ю.М. Техническая диагностика авиационных газотурбинных двигателей. М.: *Машиностроение*, 1979. 272 с.
229. Кутенёв В.Ф., Лежнев Л.Ю., Лукшо В.А., та ін. Системы и агрегаты современных энергоустановок для автомобилей и автобусов. М.: *Экология машиностроения*, 2012. 243 с.
230. Лукшо В.А. Особенности конструкции современных систем питания автомобильных газовых двигателей. *Исследование, конструирование и расчёт тепловых двигателей внутреннего сгорания*. 1993. С.75–87.
231. Кутенёв В.Ф., Козлов А.В., Лукшо В.А., та ін. Теоретическое и экспериментальное исследование энергетической и эколого-экономической эффективности применения смесевых и биодизельных топлив в дизелях. *Двигатели и экология*. 2007. Вып. 238. С. 84–94.
232. Лукшо В.А. Конвертация дизеля в газовый двигатель с регулируемым термодинамическим циклом. *Транспорт на альтернативном топливе*. 2010. №6 (18). С .44–50.
233. Лукшо В.А., Козлов А.В., Теренченко А.С., та ін. Исследования

показателей двигателя с искровым зажиганием при работе на газовых топливах. *Транспорт на альтернативном топливе*. 2011. № 6 (24). С. 28–33.

234. Лукшо В.А., Григорьев Л.Ю. Влияние организации подачи топлива на показатели работы газового двигателя, конвертированного из дизеля. *Труды НАМИ*. 2012. Вып. №250. С. 5–22.

235. Лукшо В.А. О повышении топливной экономичности автотранспортных средств с газовыми двигателями. *Труды НАМИ*. 2014. Вып. №257. С. 5–22.

236. Лукшо В.А., Козлов А.В., Теренченко А.С., та ін. Анализ эколого-экономической эффективности автобусов, работающих на нефтяном и газовом топливах, в полном жизненном цикле. *Труды НАМИ*. 2014. Вып. № 259. С. 38–49.

237. Лукшо В.А., Козлов А.В., Теренченко А.С., та ін. Оценка эффективности применения сжатого природного газа в качестве топлива для автобусов с улучшенными экологическими и энергетическими характеристиками в полном жизненном цикле. *Автомобиль для Сибири и Крайнего Севера. Конструкция, эксплуатация, экономика*. 2015. С. 188–199.

238. Luksho V.A., Kozlov A.V., Panchishny V.I., та ін. Development of a complex catalytic conversion system for internal combustion engines fueled with natural gas. *Modern Applied Science*. Vol. 9. No. 8. 2015. Doi: <http://ccsenet.org/journal/index.php/mas/article/view/51807/27808>.

239. Luksho V.A., Kozlov A.V., Terenchenko A.S., та ін. Technical and Economic Analysis of Vehicles Pollutant Emissions Reduction Technologies. *Biosciences Biotechnology Research Asia*. 2015. Vol. 12(2). Doi: <http://dx.doi.org/10.13005/bbra/1852>.

240. Luksho. V., Sobyenin V., Brizitskiy O. Syngas as a fuel for IC and diesel engines: efficiency and harmful emissions cut-off. *Proceedings International Hydrogen Energy Congress and Exhibition IHEC 2005 Istanbul*. 2005. P. 1–12.

241. Akira Tsunoda, Hiromi Shimoda, Tatsuo Takaishi. Mitsubishi Lean-

burn Gas Engine with World's Highest Thermal Efficiency. *Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. Technical Review*. Vol.40. No.4. Aug. 2003.

242. Tatsuo Takaishi, Akira Numata, Ryouji Nakano, Katsuhiko Sakaguchi. Approach to High Efficiency Diesel and Gas Engines. *Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. Technical Review*. Vol. 45. No. 1. Mar. 2008.

243. Gordon Exel Compelling Case For Natural Gas. *Cummins Westport Inc.* 2011. 21 p.

244. Natural Gas Engines For Truck And Bus. *Bulletin 4103996. Rev. Cummins Westport Inc.* 2011. 6 p.

245. D.Hug IAA premiere: MAN presents Euro VI exhaust-gas technology for trucks and coaches. 2012: веб-сайт: <http://www.mantruckandbus.com/com/en/press>. (дата звернення: 21.07.18).

246. Khalil E.B., Karim G.A. A Kinetic Investigation of the Role of Changes in the Composition of Natural Gas in Engine Applications. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. Vol. 124. April 2002.

247. Ly H. Effects on Natural Gas Composition Variations on the Operation, Performance, and Exhaust Emissions of Natural Gas Powered Vehicles. *International Association for Natural Gas Vehicles Report*, December 2002.

248. White J.J. Low Emissions Catalyst for Natural Gas Engines. GRI-91/0214, 1991.

249. Jang C., Lee J. Experimental investigation of the effects of various factors on the emission characteristics of Low-emission natural gas vehicles. *Proc. IMechE: Journal of Automobile Engineering*. Vol. 219. Part D. 2005.

250. Varde K.S. Fueling System Control and Exhaust Emissions from Natural Gas Fueled Engines. *Journal of Scientific and Industrial Research*. Vol. 62. January–February 2003. P. 13–19.

251. Chadwell C. та ін. Boosting Simulation of High Efficiency Alternative Combustion Mode Engines. *SAE Technical Paper*. 2011.

252. Saxena S., та ін. Maximizing Power Output in an Automotive Scale Multi-Cylinder Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engine. *SAE Technical Paper*. 2011.

253. Звіт про визначення екологічних показників вантажного автомобіля КраЗ-5401К2 (ПрАТ «АвтоКраЗ» і ХНТУСГ ім. П. Василенка) 2015 – 2016 р. 11 с.

254. Бакайкин Д.Д., Галикаев Э.М. Повышение эффективности эксплуатации газобаллонного оборудования IV поколения. *Сервис технических систем – основа безопасного функционирования машин и оборудования предприятий АПК.* 2018. С. 26–31.

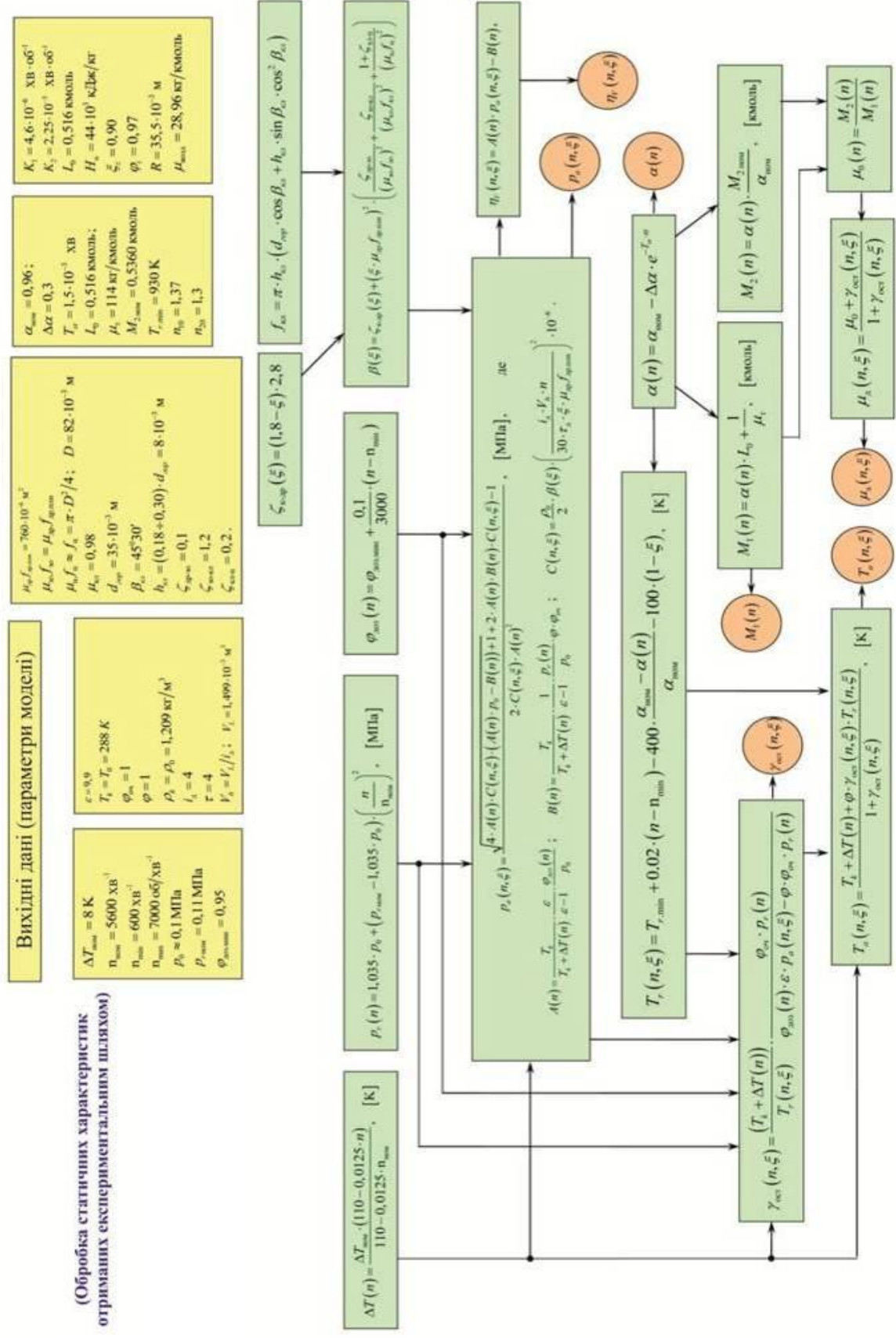
255. Братишин Ю.С. Разработка метода и средства по настройке газобаллонного оборудования 4-го поколения ДВС. *Сервис технических систем – основа безопасного функционирования машин и оборудования предприятий АПК.* 2018. С. 68–74.

256. Гарипов Э., Сюр С. Разработка метода и средства диагностирования регуляторов добавочного воздуха легковых автомобилей. *Сервис технических систем – основа безопасного функционирования машин и оборудования предприятий АПК.* 2018. С. 96–102.

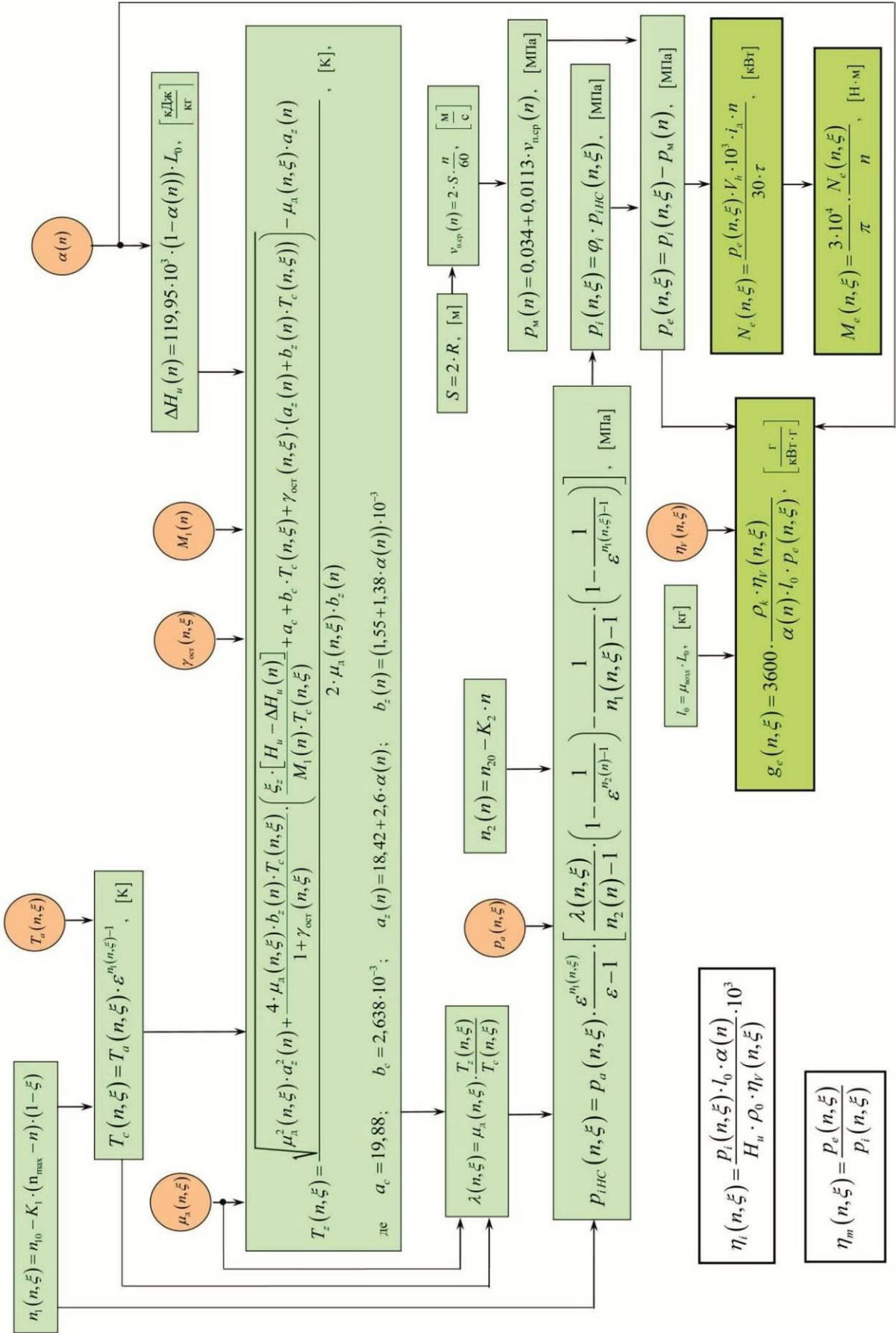
257. Гриценко А.В., Бакайкин Д.Д. Разработка статического метода и средства настройки газобаллонного оборудования автомобилей при тестовом нагружении. *Сервис технических систем – основа безопасного функционирования машин и оборудования предприятий АПК.* 2018. С. 116–122.

258. Опарин И.М., Купеев Ю.А., Белов Е.А. Электронные системы зажигания. *М.: Машиностроение.* 1987. С. 200.

Алгоритм матмоделі розрахунку параметрів систем газового ДВЗ АТЗ (а)



Алгоритм матмоделі розрахунку параметрів систем газового ДВЗ АТЗ (б)



Алгоритм розрахунку і математичні операції, які використовуються при визначенні вхідних та вихідних складових *елементарної ланки 1* (фільтруючого елемента повітряного фільтра ДВЗ)

Динамічна типова ланка 1. Описується операційним рівнянням першого порядку.

Характеристичне рівняння, що відповідає вихідному операторному рівнянню, записане таким співвідношенням

$$T_{новімф} \cdot p + 1 = 0, \text{ має один корінь}$$

$$p_1 = -\frac{1}{T_{новімф}}.$$

Вільна складова рішення визначається формулою

$$p_{новімф.cb}(t) = C_1 \cdot e^{-\frac{t}{T_{новімф}}}.$$

Вимушена складова рішення рівняння, представлена у вигляді якоїсь постійної величини A_1 . Підставивши $\overline{p_{новімф}}(t) = A_1$, отримаємо

$$A_1 = K_{оп.ф} \cdot \overline{p_{оп.ф}} + Q_{новімзасл} \cdot \overline{\beta} - Q_{оф} \cdot \overline{p_{оф}}.$$

Загальне рішення рівняння визначається формулою

$$\overline{p_{новімф}}(t) = A_1 + C_1 \cdot e^{-\frac{t}{T_{новімф}}}.$$

Для визначення постійної C_1 , підставимо в останнє рівняння $t=0$ і тоді $\overline{p_{новімф}}(+0) = 0$, в результаті отримаємо:

$$0 = A_1 + C_1 = (K_{оп.ф} \cdot \overline{p_{оп.ф}} + Q_{новімзасл} \cdot \overline{\beta} - Q_{оф} \cdot \overline{p_{оф}}) + C_1,$$

тобто $C_1 = -(K_{оп.ф} \cdot \overline{p_{оп.ф}} + Q_{новімзасл} \cdot \overline{\beta} - Q_{оф} \cdot \overline{p_{оф}})$.

Остаточнo отримаємо

$$p_{новімф}(t) = C_1 \cdot \left(1 - e^{-\frac{t}{T_{новімф}}} \right) = C_1 \cdot (1 - e^{p_1 \cdot t})$$

– рішення рівняння ланки 1 при матеріальному корені p_1 і сумарному коефіцієнті інтегрування C_1 .

Сумарний коефіцієнт C_1 враховує сумарний вплив всіх вхідних впливів $\overline{p_{оп.ф}}$, $\overline{\beta}$, і $\overline{p_{оф}}$ на об'єкт регулювання (на елементарне ланка 1). На підставі отриманого сумарного коефіцієнта можна оцінити вплив кожного вхідного впливу, який діє на систему, і уявити C_1 у вигляді суми окремих коефіцієнтів інтегрування

$$C_1 = -(K_{оп.ф} \cdot \overline{p_{оп.ф}} + Q_{новімзасл} \cdot \overline{\beta} - Q_{оф} \cdot \overline{p_{оф}}), \text{ звідки отримаємо,}$$

$$C_1 = C_1^{p_{c.\phi}} + C_1^\beta + C_1^{p_{\partial\phi}} = -(K_{on.\phi} \cdot \overline{p_{on.\phi}} + Q_{новимзасл} \cdot \overline{\beta} - Q_{\partial\phi} \cdot \overline{p_{\partial\phi}}),$$

де $C_1^{p_{c.\phi}} = -K_{on.\phi} \cdot \overline{p_{on.\phi}}$, $C_1^\beta = -Q_{новимзасл} \cdot \overline{\beta}$ і $C_1^{p_{\partial\phi}} = Q_{\partial\phi} \cdot \overline{p_{\partial\phi}}$ – коефіцієнти інтегрування для окремих вхідних впливів $\overline{p_{on.\phi}}$, $\overline{\beta}$ і $\overline{p_{\partial\phi}}$.

Остаточно отримаємо

$$p^{p_{возд.\phi}}(t) = C_1^p \cdot \left(1 - e^{-\frac{t}{T_{возд.\phi}}} \right) = C_1^p \cdot (1 - e^{p_1 \cdot t}),$$

$$p^\beta_{новим\phi}(t) = C_1^\beta \cdot \left(1 - e^{-\frac{t}{T_{новим.\phi}}} \right) = C_1^\beta \cdot (1 - e^{p_1 \cdot t}),$$

$$p^{p_{\partial\phi}}_{новим\phi}(t) = C_1^{p_{\partial\phi}} \cdot \left(1 - e^{-\frac{t}{T_{новим.\phi}}} \right) = C_1^{p_{\partial\phi}} \cdot (1 - e^{p_1 \cdot t})$$

– рішення рівнянь ланки 1 при матеріальному корені p_1 і коефіцієнтах інтегрування для окремих вхідних впливів $\overline{p_{on.\phi}}$, $\overline{\beta}$ і $\overline{p_{\partial\phi}}$.

Алгоритм розрахунку і математичні операції, які використовуються при визначенні вхідних та вихідних складових *елементарної ланки 2* (горловини дифузора змішувача)

Динамічна типова ланка 2. Описується операційним рівнянням першого порядку.

Характеристичне рівняння, що відповідає вихідному операторному рівнянню, записано наступним співвідношенням $T_{\text{дф.зм}} \cdot p + K_{\text{дф.зм}} = 0$, має

$$\text{один корінь } p_2 = -\frac{K_{\text{дф.зм}}}{T_{\text{дф.зм}}}.$$

Вільна складова рішення визначається формулою

$$p_{\text{дф.зм.сб}}(t) = C_2 \cdot e^{-\frac{t \cdot K_{\text{дф.зм}}}{T_{\text{дф.зм}}}}.$$

Вимушена складова рішення рівняння, представлена у вигляді якоїсь постійної величини A_2 . Підставивши $\overline{p_{\text{дф.зм}}(t)} \cdot K_{\text{дф.зм}} = A_2$, отримаємо

$$A_2 = \frac{\overline{p_{\text{оп.ф}}} + Q_{\text{засл}} \cdot \bar{\beta} + Q_{\text{р.з}} \cdot \overline{p_{\text{др.засл}}}}{K_{\text{дф.зм}}}.$$

Загальне рішення рівняння визначається формулою

$$\overline{p_{\text{дф}}(t)} = \frac{A_1}{K_{\text{дф.зм}}} + C_1 \cdot e^{-\frac{t \cdot K_{\text{дф.зм}}}{T_{\text{дф.зм}}}}.$$

Для визначення постійної C_2 , підставимо в останнє рівняння $t = 0$ і тоді $\overline{p_{\text{дф.зм}}(+0)} = 0$, в результаті отримаємо:

$$0 = \frac{A_2}{K_{\text{дф.зм}}} + C_2 = \frac{\overline{p_{\text{оп.ф}}} + Q_{\text{засл}} \cdot \bar{\beta} + Q_{\text{р.з}} \cdot \overline{p_{\text{др.засл}}}}{K_{\text{дф.зм}}}$$

$$\text{тобто } C_2 = \frac{\overline{p_{\text{оп.ф}}} + Q_{\text{засл}} \cdot \bar{\beta} + Q_{\text{р.з}} \cdot \overline{p_{\text{др.засл}}}}{K_{\text{дф.зм}}}.$$

Остаточнo отримаємо

$$p_{\text{дф.зм}}(t) = C_2 \cdot \left(1 - e^{-\frac{t \cdot K_{\text{дф.зм}}}{T_{\text{дф.зм}}}} \right) = C_2 \cdot (1 - e^{p_2 t})$$

– рішення рівняння ланки 2 при матеріальному корені p_2 і сумарному коефіцієнті інтегрування C_2 .

Сумарний коефіцієнт C_2 враховує сумарний вплив всіх вхідних впливів $\overline{p_{\text{оп.ф}}}$, $\bar{\beta}$ і $\overline{p_{\text{др.засл}}}$ на об'єкт регулювання (на елементарне ланка 2). На підставі отриманого сумарного коефіцієнта можна оцінити вплив кожного вхідного впливу, який діє на систему, і уявити C_2 у вигляді суми окремих коефіцієнтів

інтегрування $C_2 = -\left(\frac{\overline{p_{оп.ф}} + Q_{засл} \cdot \bar{\beta} + Q_{р.з} \cdot \overline{p_{др.засл}}}{K_{\partial\phi.рм}}\right)$, звідки

отримаємо, $C_2 = C_2^{p_{с.ф}} + C_2^{\beta} + C_2^{p_{др.з}} = -\left(\frac{\overline{p_{оп.ф}} + Q_{засл} \cdot \bar{\beta} + Q_{р.з} \cdot \overline{p_{др.засл}}}{K_{\partial\phi.рм}}\right)$, де

$C_2^{p_{с.ф}} = -\left(\frac{\overline{p_{оп.ф}}}{K_{\partial\phi.зм}}\right)$, $C_2^{\beta} = -\left(\frac{Q_{засл} \cdot \bar{\beta}}{K_{\partial\phi.зм}}\right)$ і $C_2^{p_{др.з}} = -\left(\frac{Q_{р.з} \cdot \overline{p_{др.засл}}}{K_{\partial\phi.зм}}\right)$ – коефіцієнти

інтегрування для окремих вхідних впливів $\overline{p_{оп.ф}}$, $\bar{\beta}$ і $\overline{p_{др.засл}}$.

Відповідно отримаємо

$$p^{p_{с.ф}}_{\partial\phi.зм}(t) = C_2^{p_{с.ф}} \cdot \left(1 - e^{-\frac{t \cdot K_{\partial\phi.зм}}{T_{\partial\phi.зм}}}\right) = C_2^{p_{с.ф}} \cdot (1 - e^{p_2}),$$

$$p^{\beta}_{\partial\phi.зм}(t) = C_2^{\beta} \cdot \left(1 - e^{-\frac{t \cdot K_{\partial\phi.зм}}{T_{\partial\phi.зм}}}\right) = C_2^{\beta} \cdot (1 - e^{p_2}),$$

$$p^{p_{др.з}}_{\partial\phi.зм}(t) = C_2^{p_{др.з}} \cdot \left(1 - e^{-\frac{t \cdot K_{\partial\phi.зм}}{T_{\partial\phi.зм}}}\right) = C_2^{p_{др.з}} \cdot (1 - e^{p_2})$$

– рішення рівняння ланки 2 при матеріальному корені p_2 і коефіцієнтів інтегрування для окремих вхідних впливів $\overline{p_{оп.ф}}$, $\bar{\beta}$ і $\overline{p_{др.засл}}$.

Алгоритм розрахунку і математичні операції, які використовуються при визначенні вхідних та вихідних складових *елементарної ланки 3* (поворотної заслінки дросельного вузла)

Елементарна ланка 3. Описується операційним рівнянням другого порядку.

Характеристичне рівняння, що відповідає вихідному операторному рівнянню, має такий вигляд

$$T_{др.засл}^2 \cdot p^2 + T_{к.засл} \cdot p + K_{др.засл} = 0.$$

Корені характеристичного рівняння знаходяться за відомою залежністю

$$P_{з1,2} = \frac{-T_{к.засл} \pm \sqrt{T_{к.засл}^2 - 4 \cdot T_{др.засл}^2 \cdot K_{др.засл}}}{2 \cdot T_{др.засл}^2}.$$

a) Вільна складова рішення, що залежить від всіх сумарних впливів на систему визначається формулою

$$\beta_{св}(t) = C_{з1} \cdot e^{P_{з1}} + C_{з2} \cdot e^{P_{з2}}.$$

Вимушена складова рішення рівняння з урахуванням зміни зусилля на важіль педалі управління $\overline{p}_{зусил}$ подачі РТ і осі поворотної заслінки $\overline{\beta}$ дросельного вузла, представлена у вигляді якоїсь постійної величини A_3 .

Підставивши $\overline{\beta}(t) \cdot K_{др.засл} = A_3$, отримаємо

$$A_3 = \frac{Q_{др.засл} \cdot \overline{p}_{др.засл} + \overline{p}_{зусил}}{K_{др.засл}}.$$

Загальне рішення рівняння визначається формулою

$$\overline{\beta}(t) = \frac{A_3}{K_{др.засл}} + (C_{з1} \cdot e^{P_{з1}} + C_{з2} \cdot e^{P_{з2}}).$$

Сумарні коефіцієнти $C_{з1}$ і $C_{з2}$ враховують сумарний вплив всіх вхідних впливів регулювання $\overline{p}_{зусил}$ і $\overline{\beta}$ (на елементарну ланку 3).

Із початкових умов визначаємо вільні сумарні коефіцієнти $C_{з1}$ і $C_{з2}$

$$C_{з1} \cdot e^{P_{з1}} + C_{з2} \cdot e^{P_{з2}} = \overline{\beta}(t).$$

Беремо похідну $\frac{d\overline{\beta}}{dt}$, і отримуємо

$$-P_{з1}C_{з1} \cdot e^{-P_{з1}} - P_{з2}C_{з2} \cdot e^{-P_{з2}} + \overline{\beta} = 0.$$

Якщо, згідно умови, то тоді рівняння набуде вигляду

$$-P_{з1}C_{з1} \cdot e^{-P_{з1}} - P_{з2}C_{з2} \cdot e^{-P_{з2}} + \overline{\beta} = 0.$$

Запишемо систему рівнянь

$$C_{з1} + C_{з2} = -\overline{\beta}(t), \quad -P_{з1}C_{з1} - P_{з2}C_{з2} + \overline{\beta} = 0.$$

Перетворимо вираження у наступний вигляд

$$C_{31} = -C_{32} - \bar{\beta},$$

і підставимо перетворене вираження. Тоді вираження набуде вигляду

$$-P_{31} \cdot (-C_{32} - \bar{\beta}) - P_{32} C_{32} + \bar{\beta} = 0.$$

Розкриємо дужки

$$P_{31} \cdot C_{32} + P_{31} \cdot \bar{\beta} - P_{32} C_{32} + \bar{\beta} = 0,$$

і підведемо подібні члени, тоді $C_{32} \cdot (P_{31} + P_{32}) = \bar{\beta} \cdot (P_{31} + 1)$, звідки

$$C_{32} = \frac{\bar{\beta}}{(P_{31} - P_{32})} \cdot (P_{31} + 1), \text{ а } C_{31} = -C_{32} - \bar{\beta}.$$

Запишемо остаточно $\beta(t) = \frac{A_3}{K_{др.засл}} + (C_{31} \cdot e^{P_{31}} + C_{32} \cdot e^{P_{32}})$ – рішення

рівняння ланки 3 при дійсних коренях P_{31} і P_{32} , з урахуванням сумарних коефіцієнтів інтегрування C_{31} і C_{32} , залежать від всіх вхідних впливів ($p_{зусил}$ і $\bar{\beta}$) діючих на систему.

На підставі отриманого сумарного коефіцієнта можна оцінити вплив кожного вхідного впливу, який діє на систему, і уявити C_3 у вигляді суми окремих коефіцієнтів інтегрування. Нижче виконаємо ці математичні процедури.

б) Вільна складова рішення, що залежить від положення дросельної заслінки $\bar{\beta}$ визначається формулою

$$\beta_{\beta.cb}(t) = C_{31\beta} \cdot e^{P_{31}} + C_{32\beta} \cdot e^{P_{32}}.$$

Вимушена складова рішення рівняння з урахуванням зміни положення поворотної заслінки $\bar{\beta}$ в дросельному вузлі, представлена у вигляді якоїсь постійної величини $A_{3\beta}$.

Підставивши $\bar{\beta}(t) \cdot K_{др.засл} = A_{3\beta}$, отримаємо $A_{3\beta} = \frac{Q_{др.засл} \cdot \overline{P_{др.засл}}}{K_{др.засл}}$.

Загальне рішення рівняння визначається формулою

$$\bar{\beta}(t) = \frac{A_{3\beta}}{K_{др.засл}} + (C_{31\beta} \cdot e^{P_{31}} + C_{32\beta} \cdot e^{P_{32}}).$$

З початкових умов визначаємо вільні коефіцієнти $C_{31\beta}$ і $C_{32\beta}$

$$C_{31\beta} \cdot e^{P_{31}} + C_{32\beta} \cdot e^{P_{32}} = \bar{\beta}(t).$$

Беремо похідну $\frac{d\bar{\beta}}{dt}$, і отримуємо

$$-P_{31\beta} C_{31\beta} \cdot e^{-P_{31}} - P_{32\beta} C_{32\beta} \cdot e^{-P_{32}} + \bar{\beta} = 0.$$

Якщо, згідно умови $t = 0$, то тоді рівняння набуде вигляду

$$-P_{31\beta} C_{31\beta} \cdot e^{-P_{31}} - P_{32\beta} C_{32\beta} \cdot e^{-P_{32}} + \bar{\beta} = 0.$$

Запишемо систему рівнянь

$$C_{3_{1\beta}} + C_{3_{2\beta}} = -\overline{\beta}(t), \quad -P_{3_{1\beta}}C_{3_{1\beta}} - P_{3_{2\beta}}C_{3_{2\beta}} + \overline{\beta} = 0.$$

Перетворимо вираження в такий вигляд $C_{3_{1\beta}} = -C_{3_{2\beta}} - \overline{\beta}$, і підставимо перетворене вираження. Тоді вираження набуде вигляду $-P_{3_{1\beta}} \cdot (-C_{3_{2\beta}} - \overline{\beta}) - P_{3_{2\beta}}C_{3_{2\beta}} + \overline{\beta} = 0$.

Розкриємо дужки $P_{3_{1\beta}} \cdot C_{3_{2\beta}} + P_{3_{1\beta}} \cdot \overline{\beta} - P_{3_{2\beta}}C_{3_{2\beta}} + \overline{\beta} = 0$, і підведемо подібні члени, тоді $C_{3_{2\beta}} \cdot (P_{3_{1\beta}} + P_{3_{2\beta}}) = \overline{\beta} \cdot (P_{3_{1\beta}} + 1)$, звідки

$$C_{3_{2\beta}} = \frac{\overline{\beta}}{(P_{3_{1\beta}} + P_{3_{2\beta}})} \cdot (P_{3_{1\beta}} + 1), \quad \text{а } C_{3_{1\beta}} = -C_{3_{2\beta}} - \overline{\beta}.$$

Запишемо $\beta_p(t) = \frac{A_{3\beta}}{K_{др.засл}} + (C_{3_{1\beta}} \cdot e^{P_{3_1}} + C_{3_{2\beta}} \cdot e^{P_{3_2}})$ – рішення рівняння

ланки 3 при дійсних коренях P_{3_1} і P_{3_2} , з урахуванням окремих коефіцієнтів інтегрування $C_{3_{1\beta}}$ і $C_{3_{2\beta}}$, залежать від вхідного впливу поворотною заслінки $\overline{\beta}$.

б) Вільна складова рішення, що залежить від зміни зусилля на важіль педалі управління $p_{зусил}$ подачі РТ визначається співвідношенням

$$\beta_{p.св}(t) = C_{3_{1p}} \cdot e^{P_{3_1}} + C_{3_{2p}} \cdot e^{P_{3_2}}.$$

Вимушена складова рішення рівняння з урахуванням зміни зусилля на важіль педалі управління $p_{зусил}$ подачі РТ, представлена у вигляді постійної величини A_{3p} .

Підставивши $\overline{\beta}_p(t) \cdot K_{др.засл} = A_{3p}$, отримаємо $A_{3\beta} = \frac{p_{зусил}}{K_{др.засл}}$.

Загальне рішення рівняння визначається формулою

$$\overline{\beta}_p(t) = \frac{A_{3p}}{K_{др.засл}} + (C_{3_{1p}} \cdot e^{P_{3_1}} + C_{3_{2p}} \cdot e^{P_{3_2}}).$$

З початкових умов визначаємо вільні коефіцієнти $C_{3_{1p}}$ і $C_{3_{2p}}$

$$C_{3_{1p}} \cdot e^{P_{3_1}} + C_{3_{2p}} \cdot e^{P_{3_2}} = \overline{\beta}_p(t).$$

Беремо похідну $\frac{d\overline{\beta}}{dt}$, і отримуємо

$$-P_{3_{1p}}C_{3_{1p}} \cdot e^{-P_{3_1}} - P_{3_{2p}}C_{3_{2p}} \cdot e^{-P_{3_2}} + \overline{\beta}_p = 0.$$

Запишемо систему рівнянь

$$C_{3_{1p}} + C_{3_{2p}} = -\overline{\beta}_p(t), \quad -P_{3_{1p}}C_{3_{1p}} - P_{3_{2p}}C_{3_{2p}} + \overline{\beta}_p = 0.$$

Перетворимо вираження в такий вигляд $C_{3_{1p}} = -C_{3_{2p}} - \overline{\beta}_p$, і підставимо перетворене вираження. Тоді вираження набуде вигляду

$$-P_{3_{1p}} \cdot (-C_{3_{2p}} - \overline{\beta_p}) - P_{3_{2p}} C_{3_{2p}} + \overline{\beta_p} = 0.$$

Розкриємо дужки $P_{3_{1p}} \cdot C_{3_{2p}} + P_{3_{1p}} \cdot \overline{\beta_p} - P_{3_{2p}} C_{3_{2p}} + \overline{\beta_p} = 0$, і підведемо подібні члени, тоді $C_{3_{2p}} \cdot (P_{3_{1p}} + P_{3_{2p}}) = \overline{\beta_p} \cdot (P_{3_{1p}} + 1)$, звідки

$$C_{3_{2p}} = \frac{\overline{\beta_p}}{(P_{3_{1p}} + P_{3_{2p}})} \cdot (P_{3_{1p}} + 1), \text{ а } C_{3_{1p}} = -C_{3_{2p}} - \overline{\beta_p}.$$

$$\text{Остаточно отримаємо } \beta_p(t) = \frac{A_{3p}}{K_{\text{др.засл}}} + (C_{3_{1p}} \cdot e^{P_{3_1}} + C_{3_{2p}} \cdot e^{P_{3_2}})$$

– рішення рівняння ланки 3 при дійсних коренях P_{3_1} і P_{3_2} , урахуванням окремих коефіцієнтів інтегрування $C_{3_{1p}}$ і $C_{3_{2p}}$, залежать від вхідного впливу зусилля на важіль управління $\overline{p_{\text{зусил}}}$ подачі РТ.

Алгоритм розрахунку і математичні операції, які використовуються при визначенні вхідних та вихідних складових *елементарної ланки 4* (впускний колектор ДВЗ)

Динамічна типова ланку 4. Описується операційним рівнянням першого порядку.

Характеристичне рівняння, що відповідає вихідному операторному рівнянню, записано наступним співвідношенням $T_B \cdot p + 1 = 0$, має один

корінь $p_4 = -\frac{1}{T_B}$.

Вільна складова рішення визначається формулою $p_{a.cb}(t) = C_4 \cdot e^{-\frac{t}{T_B}}$.

Вимушена складова рішення рівняння, представлена у вигляді якоїсь постійної величини A_4 . Підставивши $\overline{p_a}(t) = A_4$, отримаємо $A_4 = k_{B\omega} \cdot \overline{\omega} - k_{B\beta} \cdot \overline{\beta}$.

Загальне рішення рівняння визначається формулою

$$\overline{p_a}(t) = A_4 + C_4 \cdot e^{-\frac{t}{T_B}}$$

Для визначення постійної C_4 , підставимо в останнє рівняння $t = 0$ і тоді $\overline{p_a}(+0) = 0$, в результаті отримаємо: $0 = A_4 + C_4 = k_{B\omega} \cdot \overline{\omega} - k_{B\beta} \cdot \overline{\beta}$, тобто $C_4 = k_{B\omega} \cdot \overline{\omega} - k_{B\beta} \cdot \overline{\beta}$.

Остаточно отримаємо $p_a(t) = C_4 \cdot \left(1 - e^{-\frac{t}{T_B}}\right) = C_4 \cdot (1 - e^{p_4 t})$ – остаточно

отримаємо... 4 при дійсному корені p_4 і сумарному коефіцієнті інтегрування C_4 .

Сумарний коефіцієнт C_4 враховує сумарний вплив всіх вхідних впливів $\overline{\beta}$ і $\overline{\omega}$ на об'єкт регулювання (на елементарну ланку 4). На підставі отриманого сумарного коефіцієнта можна оцінити вплив кожного вхідного впливу, який діє на систему, і уявити C_4 у вигляді суми окремих коефіцієнтів інтегрування $C_4 = -(k_{B\omega} \cdot \overline{\omega} - k_{B\beta} \cdot \overline{\beta})$, звідки отримаємо, $C_4 = C_4^\omega + C_4^\beta = -(k_{B\omega} \cdot \overline{\omega} - k_{B\beta} \cdot \overline{\beta})$, де $C_4^\omega = -k_{B\omega} \cdot \overline{\omega}$ і $C_4^\beta = k_{B\beta} \cdot \overline{\beta}$ - коефіцієнти інтегрування для окремих вхідних впливів $\overline{\beta}$ і $\overline{\omega}$. остаточно отримаємо

$$p_a^\omega(t) = C_4^\omega \cdot \left(1 - e^{-\frac{t}{T_B}}\right) = C_4^\omega \cdot (1 - e^{p_4 t}), \quad p_a^\beta(t) = C_4^\beta \cdot \left(1 - e^{-\frac{t}{T_B}}\right) = C_4^\beta \cdot (1 - e^{p_4 t})$$

– рішення рівняння ланки 4 при дійсному корені p_4 і коефіцієнти інтегрування для окремих вхідних впливів $\overline{\beta}$ і $\overline{\omega}$.

Алгоритм розрахунку і математичні операції, які використовуються при визначенні вхідних та вихідних складових *елементарної ланки 5* (газового двигуна внутрішнього згорання)

Динамічна типова ланка 5, описується операторних рівнянням першого порядку.

Характеристичне рівняння, що відповідає вихідному операторному рівнянню, записане таким співвідношенням $T_D \cdot p + 1 = 0$, має один корінь

$$p_5 = -\frac{1}{T_D}.$$

Вільна складова рішення визначається формулою $\omega_{5cb}(t) = C_5 \cdot e^{-\frac{t}{T_D}}$.

Вимушену складову рішення рівняння, слід шукати у вигляді якоїсь постійної величини A_5 (в формі правій частині рівняння). Підставивши $\overline{\omega_5(t)} = A_5$, отримаємо $A_5 = k_g \cdot \overline{q_u} + k_\beta \cdot \overline{\beta} - k_v \cdot \overline{V_a} + k_p \cdot \overline{p_a}$. Таким чином,

загальне рішення рівняння визначається формулою $\overline{\omega_5(t)} = A_5 + C_5 \cdot e^{-\frac{t}{T_D}}$.

Для визначення постійної C_5 , підставимо в останнє рівняння $t = 0$ і тоді $\overline{\omega_5(+0)} = 0$, що дає: $0 = A_5 + C_5 = (k_g \cdot \overline{q_u} + k_\beta \cdot \overline{\beta} - k_v \cdot \overline{V_a} + k_p \cdot \overline{p_a}) + C_5$, тобто

$$C_5 = -(k_g \cdot \overline{q_u} + k_\beta \cdot \overline{\beta} - k_v \cdot \overline{V_a} + k_p \cdot \overline{p_a}).$$

Остаточно отримаємо $\overline{\omega_5(t)} = C_5 \cdot \left(1 - e^{-\frac{t}{T_D}}\right) = C_5 \cdot (1 - e^{p_5 \cdot t})$ – рішення

рівняння ланки 5 при матеріальному корені p_5 і сумарному коефіцієнті інтегрування C_5 .

Сумарний коефіцієнт C_5 враховує сумарний вплив всіх вхідних впливів $\overline{q_u}$, $\overline{\beta}$, $\overline{V_a}$, і $\overline{p_a}$ (розшифровка яких приведена раніше) на об'єкт регулювання (елементарна ланка 5). На підставі отриманого сумарного коефіцієнта можна оцінити вплив кожного вхідного впливу, який діє на систему, і уявити C_5 у вигляді суми окремих коефіцієнтів інтегрування $C_5 = C_5^q + C_5^\beta + C_5^v + C_5^{p_a} = -(k_g \cdot \overline{q_u} + k_\beta \cdot \overline{\beta} - k_v \cdot \overline{V_a} + k_p \cdot \overline{p_a})$, де $C_5^q = -k_g \cdot \overline{q_u}$, $C_5^\beta = -Q_{новітзасл} \cdot \overline{\beta}$, $C_5^v = k_v \cdot \overline{V_a}$ і $C_5^{p_a} = -k_p \cdot \overline{p_a}$ – коефіцієнти інтегрування для окремих вхідних впливів $\overline{q_u}$, $\overline{\beta}$, $\overline{V_a}$, і $\overline{p_a}$. Відповідно отримаємо

$$\omega_5^q(t) = C_5^q \cdot \left(1 - e^{-\frac{t}{T_d}}\right) = C_5^q \cdot (1 - e^{p_5 \cdot t}), \quad \omega_5^v(t) = C_5^v \cdot \left(1 - e^{-\frac{t}{T_d}}\right) = C_5^v \cdot (1 - e^{p_5 \cdot t}),$$

$$\omega_5^{p_a}(t) = C_5^{p_a} \cdot \left(1 - e^{-\frac{t}{T_d}}\right) = C_5^{p_a} \cdot (1 - e^{p_5 \cdot t}) - \text{рішення рівняння ланки 5 при}$$

матеріальному корені p_5 і коефіцієнтах інтегрування для окремих вхідних впливів $\overline{q_u}$, $\overline{\beta}$, $\overline{V_a}$, і $\overline{p_a}$.

Алгоритм розрахунку і математичні операції, які використовуються при визначенні вхідних та вихідних складових **елементарної ланки 6** (газовий редуктор низького тиску)

Елементарна ланка 6. Описується операційним рівнянням другого порядку.

Характеристичне рівняння, що відповідає вихідному операторному рівнянню, має такий вигляд $T_{p2}^2 \cdot P^2 + T_{p1} \cdot P + 1 = 0$.

Корені характеристичного рівняння знаходяться за такою залежністю

$$P_{61,2} = \frac{-T_{p1} \pm \sqrt{T_{p1}^2 - 4 \cdot T_{p2}^2}}{2 \cdot T_{p2}^2}.$$

a) Вільна складова рішення, що залежить від всіх сумарних впливів на систему визначається формулою $x_{1cs}(t) = C_{61} \cdot e^{P_{61}} + C_{62} \cdot e^{P_{62}}$.

Вимушена складова рішення рівняння з урахуванням зміни тиску РТ у впускному колекторі \bar{p}_a , кута повороту осі поворотної заслінки $\bar{\beta}$ дросельного вузла і тиску газу в 2-го ступеня ГРНТ \bar{p}_{22} , представлена у вигляді якоїсь постійної величини A_6 .

Підставивши $\bar{x}_1(t) = A_6$ в, отримаємо $A_6 = K_{pk} \cdot \bar{p}_a + K_{\beta} \cdot \bar{\beta} - K_{c2} \cdot \bar{p}_{22}$.

Загальне рішення рівняння визначається формулою

$$\bar{x}_1(t) = A_6 + (C_{61} \cdot e^{P_{61}} + C_{62} \cdot e^{P_{62}}).$$

Сумарні коефіцієнти C_{61} і C_{62} враховують сумарний вплив всіх вхідних впливів регулювання \bar{p}_a , $\bar{\beta}$ і \bar{p}_{22} (на елементарну ланку b_1).

З початкових умов визначаємо вільні сумарні коефіцієнти C_{61} і C_{62}

$$C_{61} \cdot e^{P_{61}} + C_{62} \cdot e^{P_{62}} = \bar{x}_1(t).$$

Беремо похідну $\frac{d\bar{x}_1}{dt}$, і отримуємо $-P_{61}C_{61} \cdot e^{-P_{61}} - P_{62}C_{62} \cdot e^{-P_{62}} + \bar{x}_1 = 0$.

Якщо, згідно умови $t = 0$, то тоді рівняння набуде вигляду

$$-P_{61}C_{61} \cdot e^{-P_{61}} - P_{62}C_{62} \cdot e^{-P_{62}} + \bar{x}_1 = 0.$$

Запишемо систему рівнянь

$$C_{61} + C_{62} = -\bar{x}_1(t), \quad -P_{61}C_{61} - P_{62}C_{62} + \bar{x}_1 = 0.$$

Перетворимо вираження у наступний вигляд $C_{61} = -C_{62} - \bar{x}_1$, і підставимо перетворене вираження. Тоді вираження набуде вигляду $-P_{61} \cdot (-C_{62} - \bar{x}_1) - P_{62}C_{62} + \bar{x}_1 = 0$.

Розкриємо дужки $P_{61} \cdot C_{62} + P_{61} \cdot \bar{x}_1 - P_{62}C_{62} + \bar{x}_1 = 0$, і підведемо подібні члени,

тоді $C_{62} \cdot (P_{61} + P_{62}) = \overline{x_1} \cdot (P_{61} + 1)$, звідки $C_{62} = \frac{\overline{x_1}}{(P_{61} - P_{62})} \cdot (P_{61} + 1)$, а $C_{61} = -C_{62} - \overline{x_1}$.

Запишемо остаточно $x_1(t) = A_6 + (C_{61} \cdot e^{P_{61}} + C_{62} \cdot e^{P_{62}})$ – рішення рівняння ланки 6 при дійсних коренях P_{61} і P_{62} , урахуванням сумарних коефіцієнтів інтегрування C_{61} і C_{62} , залежать від всіх вхідних впливів ($\overline{p_a}$, $\overline{\beta}$ і $\overline{p_{22}}$) діючих на систему.

На підставі отриманого сумарного коефіцієнта можна оцінити вплив кожного вхідного впливу, який діє на систему, і уявити C_6 у вигляді суми окремих коефіцієнтів інтегрування. Нижче виконаємо ці математичні процедури.

б) Вільна складова рішення, що залежить від зміни розрядження робочого тіла у впускному тракті колектора $\overline{p_a}$ визначається формулою $x^{p_a}_{1.cb}(t) = C_{61p_a} \cdot e^{P_{61}} + C_{62p_a} \cdot e^{P_{62}}$.

Вимушена складова рішення рівняння з урахуванням зміни тиску робочого тіла у впускному тракті колектора $\overline{p_a}$, представлена у вигляді якоїсь постійної величини A_{6p_a} .

Підставивши $\overline{x_1^{p_a}}(t) = A_{6p_a}$, отримаємо $\overline{x_1^{p_a}} = K_{p_a} \cdot \overline{p_a}$.

Загальне рішення рівняння, яке залежить від зміни тиску робочого тіла у впускному тракті колектора, визначається формулою

$$\overline{x_1^{p_a}}(t) = A_{6p_a} + (C_{61p_a} \cdot e^{P_{61}} + C_{62p_a} \cdot e^{P_{62}}).$$

З початкових умов визначаємо вільні коефіцієнти C_{61p_a} і C_{62p_a}

$$C_{61p_a} \cdot e^{P_{61}} + C_{62p_a} \cdot e^{P_{62}} = \overline{x_1^{p_a}}(t).$$

Беремо похідну $\frac{d\overline{x_1}}{dt}$, і отримуємо

$$-P_{61p_a} C_{61p_a} \cdot e^{-P_{61}} - P_{62p_a} C_{62p_a} \cdot e^{-P_{62}} + \overline{x_1^{p_a}} = 0.$$

Якщо, згідно умови $t = 0$, то тоді рівняння набуде вигляду

$$-P_{61p_a} C_{61p_a} \cdot e^{-P_{61}} - P_{62p_a} C_{62p_a} \cdot e^{-P_{62}} + \overline{x_1^{p_a}} = 0.$$

Запишемо систему рівнянь

$$C_{61p_a} + C_{62p_a} = -\overline{x_1^{p_a}}(t), \quad -P_{61p_a} C_{61p_a} - P_{62p_a} C_{62p_a} + \overline{x_1^{p_a}} = 0.$$

Перетворимо вираження (1) в такий вигляд $C_{61p_a} = -C_{62p_a} - \overline{x_1^{p_a}}$, і підставимо перетворене вираження. Тоді вираження набуде вигляду

$$-P_{61p_a} \cdot (-C_{62p_a} - \overline{x_1^{p_a}}) - P_{62p_a} C_{62p_a} + \overline{x_1^{p_a}} = 0.$$

Розкриємо дужки $P_{61p_a} \cdot C_{62p_a} + P_{61p_a} \cdot \overline{x_1^{p_a}} - P_{62p_a} C_{62p_a} + \overline{x_1^{p_a}} = 0$, і

підведемо подібні члени, тоді $C_{62p_a} \cdot (P_{61p_a} + P_{62p_a}) = \overline{x_1^{p_a}} \cdot (P_{61p_a} + 1)$, звідки

$$C_{62p_a} = \frac{\overline{x_1^{p_a}}}{(P_{61p_a} - P_{62p_a})} \cdot (P_{61p_a} + 1), \text{ а } C_{61p_a} = -C_{62p_a} - \overline{x_1^{p_a}}.$$

Запишемо $x_1^{p_a}(t) = A_{6p_a} + (C_{61p_a} \cdot e^{P_{61}} + C_{62p_a} \cdot e^{P_{62}})$ – рішення рівняння ланки 6 при дійсних коренях P_{61} і P_{62} , урахуванням окремих коефіцієнтів інтегрування C_{61p_a} і C_{62p_a} , залежать від вхідного впливу розрядження робочого тіла у впускному тракті колектора $\overline{p_a}$.

в) Вільна складова рішення, що залежить від зміни положення поворотної заслінки дросельного вузла $\overline{\beta}$ визначається співвідношенням

$$x_{1\text{ св}}^\beta(t) = C_{61\beta} \cdot e^{P_{61}} + C_{62\beta} \cdot e^{P_{62}}.$$

Вимушена складова рішення рівняння з урахуванням зміни положення поворотної заслінки дросельного вузла $\overline{\beta}$, представлена у вигляді постійної величини $A_{6\beta}$.

Підставивши $\overline{x_1^\beta(t)} = A_{6\beta}$, отримаємо $\overline{x_1^\beta(t)} = K_\beta \cdot \overline{\beta}$.

Загальне рішення рівняння визначається формулою

$$\overline{x_1^\beta(t)} = A_{6\beta} + (C_{61\beta} \cdot e^{P_{61}} + C_{62\beta} \cdot e^{P_{62}}).$$

З початкових умов визначаємо вільні коефіцієнти $C_{61\beta}$ і $C_{62\beta}$

$$C_{61\beta} \cdot e^{P_{61}} + C_{62\beta} \cdot e^{P_{62}} = \overline{x_1^\beta(t)}.$$

Беремо похідну $\frac{d\overline{x_1^\beta}}{dt}$, і отримуємо

$$-P_{61\beta} C_{61\beta} \cdot e^{-P_{61}} - P_{62\beta} C_{62\beta} \cdot e^{-P_{62}} + \overline{x_1^\beta} = 0.$$

Якщо, згідно умови $t = 0$, то тоді рівняння (ккк) набуде вигляду

$$-P_{61\beta} C_{61\beta} \cdot e^{-P_{61}} - P_{62\beta} C_{62\beta} \cdot e^{-P_{62}} + \overline{x_1^\beta} = 0.$$

Запишемо систему рівнянь

$$C_{61\beta} + C_{62\beta} = -\overline{x_1^\beta(t)}, \quad -P_{61\beta} C_{61\beta} - P_{62\beta} C_{62\beta} + \overline{x_1^\beta} = 0.$$

Перетворимо вираження в такий вигляд $C_{61\beta} = -C_{62\beta} - \overline{x_1^\beta}$, і підставимо перетворене вираження. Тоді вираження набуде вигляду

$$-P_{61\beta} \cdot (-C_{62\beta} - \overline{x_1^\beta}) - P_{62\beta} C_{62\beta} + \overline{x_1^\beta} = 0.$$

Розкриємо дужки $P_{61\beta} \cdot C_{62\beta} + P_{61\beta} \cdot \overline{x_1^\beta} - P_{62\beta} C_{62\beta} + \overline{x_1^\beta} = 0$, і

підведемо подібні члени, тоді $C_{62\beta} \cdot (P_{61\beta} + P_{62\beta}) = \overline{x_1^\beta} \cdot (P_{61\beta} + 1)$, звідки

$$C_{62\beta} = \frac{\overline{x_1^\beta}}{(P_{61\beta} + P_{62\beta})} \cdot (P_{61\beta} + 1), \text{ а } C_{61\beta} = -C_{62\beta} - \overline{x_1^\beta}.$$

Запишемо $x_1^\beta(t) = A_{6\beta} + (C_{61\beta} \cdot e^{P_{61}} + C_{62\beta} \cdot e^{P_{62}})$ – рішення рівняння ланки 6 при дійсних коренях P_{61} і P_{62} , урахуванням окремих коефіцієнтів

інтегрування $C_{61\beta}$ і $C_{62\beta}$, залежать від вхідного впливу зміни положення осі поворотної заслінки $\bar{\beta}$ дросельного вузла.

2) Вільна складова рішення, що залежить від зміни тиску газу в 2-й камері ГРНТ \bar{p}_{u2} визначається формулою

$$x^{P_{22}}_{1.cb}(t) = C_{61P_{22}} \cdot e^{P_{61}} + C_{62P_{22}} \cdot e^{P_{62}}.$$

Вимушена складова рішення рівняння з урахуванням зміни тиску газу в 2-й камері ГРНТ \bar{p}_{u2} , представлена у вигляді якоїсь постійної величини $A_{6P_{22}}$.

Підставивши $\bar{x}_1^{P_{22}}(t) = A_{6P_{22}}$, отримаємо $\bar{x}_1^{P_{22}} = K_{P_{22}} \cdot \bar{p}_{22}$.

Загальне рішення рівняння визначається формулою

$$\bar{x}_1^{P_{22}}(t) = A_{6P_{22}} + \left(C_{61P_{22}} \cdot e^{P_{61}} + C_{62P_{22}} \cdot e^{P_{62}} \right).$$

З початкових умов визначаємо вільні коефіцієнти $C_{61P_{22}}$ і $C_{62P_{22}}$

$$C_{61P_{22}} \cdot e^{P_{61}} + C_{62P_{22}} \cdot e^{P_{62}} = \bar{x}_1^{P_{22}}(t).$$

Беремо похідну $\frac{d\bar{x}_1}{dt}$, і отримуємо

$$-P_{61P_{22}} C_{61P_{22}} \cdot e^{-P_{61}} - P_{62P_{22}} C_{62P_{22}} \cdot e^{-P_{62}} + \bar{x}_1^{P_{22}} = 0.$$

Якщо, згідно умови $t = 0$, то тоді рівняння (ККК) набуде вигляду

$$-P_{61P_{22}} C_{61P_{22}} \cdot e^{-P_{61}} - P_{62P_{22}} C_{62P_{22}} \cdot e^{-P_{62}} + \bar{x}_1^{P_{22}} = 0.$$

Запишемо систему рівнянь

$$C_{61P_{22}} + C_{62P_{22}} = \bar{x}_1^{P_{22}}(t), \quad -P_{61P_{22}} C_{61P_{22}} - P_{62P_{22}} C_{62P_{22}} + \bar{x}_1^{P_{22}} = 0.$$

Перетворимо вираження в такий вигляд $C_{61P_{22}} = -C_{62P_{22}} - \bar{x}_1^{P_{22}}$, і підставимо перетворене вираження. Тоді вираження набуде вигляду

$$-P_{61P_{22}} \cdot (-C_{62P_{22}} - \bar{x}_1^{P_{22}}) - P_{62P_{22}} C_{62P_{22}} + \bar{x}_1^{P_{22}} = 0.$$

Розкриємо дужки $P_{61P_{22}} \cdot C_{62P_{22}} + P_{61P_{22}} \cdot \bar{x}_1^{P_{22}} - P_{62P_{22}} C_{62P_{22}} + \bar{x}_1^{P_{22}} = 0$, і

підведемо подібні члени, тоді $C_{62P_{22}} \cdot (P_{61P_{22}} + P_{62P_{22}}) = \bar{x}_1^{P_{22}} \cdot (P_{61P_{22}} + 1)$, звідки

$$C_{62P_{22}} = \frac{\bar{x}_1^{P_{22}}}{(P_{61P_{22}} + P_{62P_{22}})} \cdot (P_{61P_{22}} + 1), \quad \text{а} \quad C_{61P_{22}} = -C_{62P_{22}} - \bar{x}_1^{P_{22}}.$$

Запишемо $\bar{x}_1^{P_{22}}(t) = A_{6P_{22}} + \left(C_{61P_{22}} \cdot e^{P_{61}} + C_{62P_{22}} \cdot e^{P_{62}} \right)$ – рішення рівняння ланки 6 при дійсних коренях P_{61} і P_{62} , урахуванням окремих коефіцієнтів інтегрування $C_{61P_{22}}$ і $C_{62P_{22}}$, залежать від вхідного впливу зміни тиску газу в 2-й камері ГРНТ \bar{p}_{u2} .

Алгоритм розрахунку і математичні операції, які використовуються при визначенні вхідних та вихідних складових **елементарної ланки 7** (клапан-сердечника електромагнітного дозатора газу)

Елементарна ланка 7. Описується операційним рівнянням другого порядку.

Характеристичне рівняння, що відповідає вихідному операторному рівнянню, має такий вигляд $T_{dg1}^2 \cdot P^2 + T_{k,d1} \cdot P + K_{mg1} = 0$.

Корені характеристичного рівняння знаходяться за такою залежністю

$$P_{71,2} = \frac{-T_{k,d1} \pm \sqrt{T_{k,d1}^2 - 4 \cdot T_{dg1}^2 \cdot K_{mg1}}}{2 \cdot T_{dg1}^2}.$$

а) Вільна складова рішення, що залежить від всіх сумарних впливів діючих на систему, визначається формулою $z_{d\text{св}}(t) = C_{71} \cdot e^{P_{71}} + C_{72} \cdot e^{P_{72}}$.

Вимушена складова рішення рівняння з урахуванням зміни сили тиску РТ \bar{p}_3 в рампі, прикладеного до торцевої поверхні клапана-сердечника; щільності РТ, що діє на торцеву поверхню клапана-сердечника $\bar{\rho}_g$; зміни величини попереднього стиснення пружини \bar{b}_{pr} ; зміни сили тертя в парі тертя корпус-сердечник \bar{F}_{mp} , представлена у вигляді якоїсь постійної величини A_7 .

Підставивши $\bar{z}_d(t) = A_7$, отримаємо $A_7 = \bar{p}_3 + K_{\rho g} \cdot \bar{\rho}_g - K_{pr1} \cdot \bar{b}_{pr} - K_{mp1} \cdot \bar{F}_{mp}$.

Загальне рішення рівняння визначається формулою

$$\bar{z}_d(t) = A_7 + (C_{71} \cdot e^{P_{71}} + C_{72} \cdot e^{P_{72}}).$$

сумарні коефіцієнти C_{71} і C_{72} враховують сумарний вплив всіх вхідних впливів регулювання \bar{p}_3 , $\bar{\rho}_g$, \bar{b}_{pr} і \bar{F}_{mp} (на елементарну ланку 7).

З початкових умов визначаємо вільні сумарні коефіцієнти C_{71} і C_{72}

$$C_{71} \cdot e^{P_{71}} + C_{72} \cdot e^{P_{72}} = \bar{z}_d(t).$$

Беремо похідну $\frac{d\bar{z}_d}{dt}$, і отримуємо $-P_{71}C_{71} \cdot e^{-P_{71}} - P_{72}C_{72} \cdot e^{-P_{72}} + \bar{z}_d = 0$.

Якщо, згідно умови $t = 0$, то тоді рівняння набуде вигляду

$$-P_{71}C_{71} \cdot e^{-P_{71}} - P_{72}C_{72} \cdot e^{-P_{72}} + \bar{z}_d = 0.$$

Запишемо систему рівнянь

$$C_{71} + C_{72} = -\bar{z}_d(t), \quad -P_{71}C_{71} - P_{72}C_{72} + \bar{z}_d = 0.$$

Перетворимо вираження у наступний вигляд $C_{71} = -C_{72} - \bar{z}_d$, і підставимо перетворене вираження в співвідношення. Тоді вираження набуде вигляду

$$-P_{71} \cdot (-C_{72} - \overline{z_d}) - P_{72} C_{72} + \overline{z_d} = 0.$$

Розкриємо дужки $P_{71} \cdot C_{72} + P_{71} \cdot \overline{z_d} - P_{72} C_{72} + \overline{z_d} = 0$, і підведемо подібні члени, тоді $C_{72} \cdot (P_{71} + P_{72}) = \overline{z_d} \cdot (P_{71} + 1)$, звідки

$$C_{72} = \frac{\overline{z_d}}{(P_{71} - P_{72})} \cdot (P_{71} + 1), \text{ а } C_{71} = -C_{72} - \overline{z_d}.$$

Запишемо остаточно $z_d(t) = A_7 + (C_{71} \cdot e^{P_{71}} + C_{72} \cdot e^{P_{72}})$ – рішення рівняння ланки 7 при дійсних коренях P_{71} і P_{72} , урахуванням сумарних коефіцієнтів інтегрування C_{71} і C_{72} , залежать від всіх вхідних впливів ($\overline{p_3}$, $\overline{\rho_g}$, $\overline{b_{pr}}$ і $\overline{F_{mp}}$) діючих на систему.

На підставі отриманого сумарного коефіцієнта можна оцінити вплив кожного вхідного впливу, який діє на систему, і уявити C_7 у вигляді суми окремих коефіцієнтів інтегрування. Нижче виконаємо ці математичні процедури.

б) Вільна складова рішення, що залежить від зміни сили тиску РТ $\overline{p_3}$ в рампі, визначається формулою $z_{d.cb}^{P_3}(t) = C_{71p_3} \cdot e^{P_{71}} + C_{72p_3} \cdot e^{P_{72}}$.

Вимушена складова рішення рівняння з урахуванням зміни сили тиску РТ $\overline{p_3}$ в рампі, представлена у вигляді якоїсь постійної величини A_{7p_3} .

Підставивши $\overline{z_d}^{P_3}(t) = A_{7p_3}$, отримаємо $\overline{z_d}^{P_3} = \overline{p_3}$.

Загальне рішення рівняння, яке залежить від зміни сили тиску РТ в рампі, визначається формулою $\overline{z_d}^{P_3}(t) = A_{7p_3} + (C_{71p_3} \cdot e^{P_{71}} + C_{72p_3} \cdot e^{P_{72}})$.

З початкових умов визначаємо вільні коефіцієнти C_{71p_3} і C_{72p_3}

$$C_{71p_3} \cdot e^{P_{71}} + C_{72p_3} \cdot e^{P_{72}} = \overline{z_d}^{P_3}(t).$$

Беремо похідну $\frac{d\overline{z_d}}{dt}$, і отримуємо

$$-P_{71p_3} C_{71p_3} \cdot e^{-P_{71}} - P_{72p_3} C_{72p_3} \cdot e^{-P_{72}} + \overline{z_d}^{P_3} = 0.$$

Якщо, згідно умови $t = 0$, то тоді рівняння набуде вигляду

$$-P_{71p_3} C_{71p_3} \cdot e^{-P_{71}} - P_{72p_3} C_{72p_3} \cdot e^{-P_{72}} + \overline{z_d}^{P_3} = 0.$$

Запишемо систему рівнянь

$$C_{71p_3} + C_{72p_3} = \overline{z_d}^{P_3}(t), \quad -P_{71p_3} C_{71p_3} - P_{72p_3} C_{72p_3} + \overline{z_d}^{P_3} = 0.$$

Перетворимо вираження в такий вигляд $C_{71p_3} = -C_{72p_3} - \overline{z_d}^{P_3}$, і підставимо перетворене вираження. Тоді вираження набуде вигляду

$$-P_{71p_3} \cdot (-C_{72p_3} - \overline{z_d}^{P_3}) - P_{72p_3} C_{72p_3} + \overline{z_d}^{P_3} = 0.$$

Розкриємо дужки $P_{71p_3} \cdot C_{72p_3} + P_{71p_3} \cdot \overline{z_d^{P_3}} - P_{72p_3} C_{72p_3} + \overline{z_d^{P_3}} = 0$, і підведемо подібні члени, тоді $C_{72p_3} \cdot (P_{71p_3} + P_{72p_3}) = \overline{z_d^{P_3}} \cdot (P_{71p_3} + 1)$, звідки

$$C_{72p_3} = \frac{\overline{z_d^{P_3}}}{(P_{71p_3} - P_{72p_3})} \cdot (P_{71p_3} + 1), \text{ а } C_{71p_3} = -C_{72p_3} - \overline{z_d^{P_3}}.$$

Запишемо $\overline{z_d^{P_3}}(t) = A_{7p_3} + (C_{71p_3} \cdot e^{P_{71}} + C_{72p_3} \cdot e^{P_{72}})$ – рішення рівняння ланки 7 при дійсних коренях P_{71} і P_{72} , урахуванням окремих коефіцієнтів інтегрування C_{71p_3} і C_{72p_3} , залежать від вхідного впливу зміни сили тиску РТ $\overline{p_3}$ в рампі.

в) Вільна складова рішення, що залежить щільності РТ, що діє на торцеву поверхню клапана-сердечника $\overline{\rho_g}$, визначається формулою

$$\overline{z_{d.cb}^{\rho_g}}(t) = C_{71\rho_g} \cdot e^{P_{71}} + C_{72\rho_g} \cdot e^{P_{72}}.$$

Вимушена складова рішення рівняння з урахуванням зміни щільності РТ, що впливає на торцеву поверхню клапана-сердечника $\overline{\rho_g}$, представлена у вигляді якоїсь постійної величини $A_{7\rho_g}$. Підставивши $\overline{z_d^{\rho_g}}(t) = A_{7\rho_g}$, отримаємо $\overline{z_d^{\rho_g}} = K_{\rho_g} \cdot \overline{\rho_g}$.

Загальне рішення рівняння, яке залежить від щільності РТ, що діє на торцеву поверхню клапана-сердечника $\overline{\rho_g}$, визначається формулою

$$\overline{z_d^{\rho_g}}(t) = A_{7\rho_g} + (C_{71\rho_g} \cdot e^{P_{71}} + C_{72\rho_g} \cdot e^{P_{72}}).$$

З початкових умов визначаємо вільні коефіцієнти $C_{71\rho_g}$ і $C_{72\rho_g}$

$$C_{71\rho_g} \cdot e^{P_{71}} + C_{72\rho_g} \cdot e^{P_{72}} = \overline{z_d^{\rho_g}}(t).$$

Беремо похідну $\frac{d\overline{z_d}}{dt}$, і отримуємо

$$-P_{71\rho_g} C_{71\rho_g} \cdot e^{-P_{71}} - P_{72\rho_g} C_{72\rho_g} \cdot e^{-P_{72}} + \overline{z_d^{\rho_g}} = 0.$$

Якщо, згідно умови $t = 0$, то тоді рівняння набуде вигляду

$$-P_{71\rho_g} C_{71\rho_g} \cdot e^{-P_{71}} - P_{72\rho_g} C_{72\rho_g} \cdot e^{-P_{72}} + \overline{z_d^{\rho_g}} = 0.$$

Запишемо систему рівнянь

$$C_{71\rho_g} + C_{72\rho_g} = -\overline{z_d^{\rho_g}}(t), \quad -P_{71\rho_g} C_{71\rho_g} - P_{72\rho_g} C_{72\rho_g} + \overline{z_d^{\rho_g}} = 0.$$

Перетворимо вираження в такий вигляд $C_{71\rho_g} = -C_{72\rho_g} - \overline{z_d^{\rho_g}}$, і підставимо перетворене вираження. Тоді вираження набуде вигляду

$$-P_{71\rho_g} \cdot (-C_{72\rho_g} - \overline{z_d^{\rho_g}}) - P_{72\rho_g} C_{72\rho_g} + \overline{z_d^{\rho_g}} = 0.$$

Розкриємо дужки $P_{71\rho_g} \cdot C_{72\rho_g} + P_{71\rho_g} \cdot \overline{z_d^{\rho_g}} - P_{72\rho_g} C_{72\rho_g} + \overline{z_d^{\rho_g}} = 0$, і підведемо подібні члени, тоді $C_{72\rho_g} \cdot (P_{71\rho_g} + P_{72\rho_g}) = \overline{z_d^{\rho_g}} \cdot (P_{71\rho_g} + 1)$, звідки

$$C_{72\rho_g} = \left(\frac{\overline{z_d^{\rho_g}}}{P_{71\rho_g} - P_{72\rho_g}} \right) \cdot (P_{71\rho_g} + 1), \text{ а } C_{71\rho_g} = -C_{72\rho_g} - \overline{z_d^{\rho_g}}.$$

Запишемо $\overline{z_d^{\rho_g}}(t) = A_{7\rho_g} + (C_{71\rho_g} \cdot e^{P_{71}} + C_{72\rho_g} \cdot e^{P_{72}})$ – рішення рівняння ланки 7 при дійсних коренях P_{71} і P_{72} , урахуванням окремих коефіцієнтів інтегрування $C_{71\rho_g}$ і $C_{72\rho_g}$, залежать від вхідного впливу щільності РТ, що діє на торцеву поверхню клапана-сердечника $\overline{\rho_g}$.

г) Вільна складова рішення, що залежить від впливу величини попередньо стиснутої пружини $\overline{b_{pr}}$, визначається формулою $\overline{z_{d.cb}^b}(t) = C_{71b} \cdot e^{P_{71}} + C_{72b} \cdot e^{P_{72}}$.

Вимушена складова рішення рівняння з урахуванням зміни величини попередньо стиснутої пружини $\overline{b_{pr}}$, представлена у вигляді якоїсь постійної величини A_{7b} .

Підставивши $\overline{z_d^b}(t) = A_{7b}$, отримаємо $\overline{z_d^b} = -K_{pr1} \cdot \overline{b_{pr}}$.

Загальне рішення рівняння, яке залежить від зміни величини попередньо стиснутої пружини $\overline{b_{pr}}$, визначається формулою $\overline{z_d^b}(t) = A_{7b} + (C_{71b} \cdot e^{P_{71}} + C_{72b} \cdot e^{P_{72}})$.

З початкових умов визначасмо вільні коефіцієнти C_{71b} і C_{72b}

$$C_{71b} \cdot e^{P_{71}} + C_{72b} \cdot e^{P_{72}} = \overline{z_d^b}(t).$$

Беремо похідну $\frac{d\overline{z_d^b}}{dt}$, і отримуємо

$$-P_{71b} C_{71b} \cdot e^{-P_{71}} - P_{72b} C_{72b} \cdot e^{-P_{72}} + \overline{z_d^b} = 0.$$

Якщо, згідно умови $t = 0$, то тоді рівняння набуде вигляду

$$-P_{71b} C_{71b} \cdot e^{-P_{71}} - P_{72b} C_{72b} \cdot e^{-P_{72}} + \overline{z_d^b} = 0.$$

Запишемо систему рівнянь

$$C_{71b} + C_{72b} = -\overline{z_d^b}(t), \quad -P_{71b} C_{71b} - P_{72b} C_{72b} + \overline{z_d^b} = 0.$$

Перетворимо вираження в такий вигляд $C_{71b} = -C_{72b} - \overline{z_d^b}$, і підставимо перетворене співвідношення. Тоді вираження набуде вигляду

$$-P_{71b} \cdot (-C_{72b} - \overline{z_d^b}) - P_{72b} C_{72b} + \overline{z_d^b} = 0.$$

Розкриємо дужки $P_{71b} \cdot C_{72b} + P_{71b} \cdot \overline{z_d^b} - P_{72b} C_{72b} + \overline{z_d^b} = 0$, і підведемо подібні члени, тоді $C_{72b} \cdot (P_{71b} + P_{72b}) = \overline{z_d^b} \cdot (P_{71b} + 1)$, звідки $C_{72b} = \frac{\overline{z_d^b}}{(P_{71b} - P_{72b})} \cdot (P_{71b} + 1)$, а $C_{71b} = -C_{72b} - \overline{z_d^b}$.

Запишемо $z_d^b(t) = A_{7b} + (C_{71b} \cdot e^{P_{71}} + C_{72b} \cdot e^{P_{72}})$ – рішення рівняння ланки 7 при дійсних коренях P_{71} і P_{72} , урахуванням окремих коефіцієнтів інтегрування C_{71b} і C_{72b} , залежать від вхідного впливу зміни величини попередньо стиснутої пружини $\overline{b_{pr}}$.

д) Вільна складова рішення, що залежить від зміни сили тертя в парі тертя корпус-сердечник $\overline{F_{mp}}$, визначається формулою $z_{d.cb}^F(t) = C_{71F} \cdot e^{P_{71}} + C_{72F} \cdot e^{P_{72}}$.

Вимушена складова рішення рівняння з урахуванням зміни сили тертя в парі тертя корпус-сердечник $\overline{F_{mp}}$, представлена у вигляді якоїсь постійної величини A_{7b} .

Підставивши $\overline{z_d^F}(t) = A_{7F}$, отримаємо $\overline{z_d^F} = -K_{mp1} \cdot \overline{F_{mp}}$.

Загальне рішення рівняння, яке залежить від зміни сили тертя в парі тертя корпус-сердечник $\overline{F_{mp}}$, визначається формулою $\overline{z_d^F}(t) = A_{7F} + (C_{71F} \cdot e^{P_{71}} + C_{72F} \cdot e^{P_{72}})$.

З початкових умов визначаємо вільні коефіцієнти C_{71F} і C_{72F}

$$C_{71F} \cdot e^{P_{71}} + C_{72F} \cdot e^{P_{72}} = \overline{z_d^F}(t).$$

Беремо похідну $\frac{d\overline{z_d^F}}{dt}$, і отримуємо

$$-P_{71F} C_{71F} \cdot e^{-P_{71}} - P_{72F} C_{72F} \cdot e^{-P_{72}} + \overline{z_d^F} = 0.$$

Якщо, згідно умови $t = 0$, то тоді рівняння набуде вигляду

$$-P_{71F} C_{71F} \cdot e^{-P_{71}} - P_{72F} C_{72F} \cdot e^{-P_{72}} + \overline{z_d^F} = 0.$$

Запишемо систему рівнянь

$$C_{71F} + C_{72F} = -\overline{z_d^F}(t), \quad -P_{71F} C_{71F} - P_{72F} C_{72F} + \overline{z_d^F} = 0.$$

Перетворимо вираження в такий вигляд $C_{71F} = -C_{72F} - \overline{z_d^F}$, і підставимо перетворене вираження. Тоді вираження набуде вигляду

$$-P_{71F} \cdot (-C_{72F} - \overline{z_d^F}) - P_{72F} C_{72F} + \overline{z_d^F} = 0.$$

Розкриємо дужки $P_{71F} \cdot C_{72F} + P_{71F} \cdot \overline{z_d^F} - P_{72F} C_{72F} + \overline{z_d^F} = 0$, і підведемо подібні члени, тоді $C_{72F} \cdot (P_{71F} + P_{72F}) = \overline{z_d^F} \cdot (P_{71F} + 1)$, звідки

$$C_{72F} = \frac{\overline{z_d^F}}{(P_{71F} - P_{72F})} \cdot (P_{71F} + 1), \text{ а } C_{71F} = -C_{72F} - \overline{z_d^F}.$$

Запишемо $z_d^F(t) = A_{7F} + (C_{71F} \cdot e^{P_{71}} + C_{72F} \cdot e^{P_{72}})$ – рішення рівняння ланки 7 при дійсних коренях P_{71} і P_{72} , урахуванням окремих коефіцієнтів інтегрування C_{71F} і C_{72F} , залежать від вхідного впливу зміни сили тертя в парі тертя корпус-сердечник $\overline{F_{mp}}$.

Алгоритм розрахунку і математичні операції, які використовуються при визначенні вхідних та вихідних складових **елементарної ланки 8** (свічний вузол ємкостного заряду системи запалювання)

Елементарна ланка 8. Описується операційним рівнянням першого порядку. Вихідна величина в цій ланці пропорційна інтегралу від вхідної величини.

Інтегруючою ланкою 8 є свічковий вузол, керований в ланцюзі енергією ємнісного заряду. Якщо, за вихідну величину прийняти електромагнітну енергію ємнісного розряду, що виділяється на електродах свічки вузла, а за вхідні – еквівалентний опір іскрового проміжку в свічковому вузлі системи запалювання, з огляду на співвідношення, тоді можна записати: $P_8 \cdot \overline{A_{III}} = K_{III} \cdot \overline{R_{III}}$.

При нульових початкових умовах рівняння в операторній формі набуде вигляду

$$\overline{A_{III}} = \frac{K_{III} \cdot \overline{R_{III}}}{p_8} .$$

Остаточно отримаємо $A_{III}(t) = K_{III} \cdot \overline{R_{III}} \cdot t$ – рішення рівняння (інтегруючого ланки 8) при матеріальному корені p_8 , залежить від вхідного впливу зміни еквівалентного опору іскрового проміжку в свічковий вузлі системи запалювання $\overline{R_{III}}$.

Алгоритм розрахунку і математичні операції, які використовуються при визначенні вхідних та вихідних складових *елементарної ланки 9* (свічний вузол індуктивного заряду системи запалювання)

Елементарна ланка 9. Описується операційним рівнянням першого порядку.

Інтегруючою ланкою 9 є свічковий вузол, керований в ланцюзі енергією індуктивного заряду. Якщо, за вихідну величину прийняти електромагнітну енергію індуктивного розряду, що виділяється на електродах свічки вузла $\overline{A_{up}}$, а за вхідні - зміна падіння напруги в іскровому проміжку між електродами свічки вузла $\overline{U_{up}''}$, з огляду на співвідношення, тоді можна записати: $P_9 \cdot \overline{A_{up}} = K_{up} \cdot \overline{U_{up}''}$.

При нульових початкових умовах рівняння в операторній формі набуде вигляду

$$\overline{A_{up}} = \frac{K_{up} \cdot \overline{U_{up}''}}{p_9} .$$

Остаточно отримаємо $A_{up}(t) = K_{up} \cdot \overline{U_{up}''} \cdot t$ – рішення рівняння (інтегруючої ланки 9) при матеріальному корені p_9 , залежить від вхідного впливу зміни падіння напруги в іскровому проміжку між електродами свічки вузла $\overline{U_{up}''}$.

Технічні характеристики вантажних автомобілів КрАЗ-5401 з дизелем
та КрАЗ-5401К2 з газовим двигуном

Таблиця М.1. – Технічні дані газових двигунів мод.821.10 (загальні для всіх модифікацій)

№ п/п	Найменування параметра і розмірність	Параметри і характеристики
1	2	3
1	Призначення двигуна	Двигун призначений для роботи на вантажних автомобілях і міських автобусах
2	Підприємство – виробник	ФГУП «НАМІ»
3	Тип двигуна	Газовий
4	Кількість і розташування циліндрів	6, рядне
5	Порядок роботи циліндрів	1 – 5 – 3 – 6 – 2 – 4
6	Напрямок обертання колінчастого вала двигуна	Праве
7	Діаметр циліндра, мм	105
8	Хід поршня, мм	128
9	Робочий об'єм двигуна, л	6,65
10	Мінімальна поперечне перетин впускних і випускних каналів, см ²	11
11	Свічки запалювання	Bosch, калільне число 4
12	Зазор між електродами, мм	0,4 ± 0,1
13	Тиск в газовій рампі, кПа	мінімальне – 250, максимальне – 480
14	Спосіб подачі газу	Розподілене фазове впорскування
15	Наявність редуційного клапана	Редуційний клапан є в складі системи наддуву
16	Наявність проміжного охолодження наддувочного повітря	Проміжне охолодження є в складі системи наддуву
17	Марка кисневого датчика	Bosch 0 258 017 025
18	Тепловий зазор клапаном ГРМ впускного / випускного	0,35 / 0,45

Таблиця М.2. –Основні технічні характеристики базового дизельного двигуна ЯМЗ-5362 і режимно-конструктивні параметри автомобіля КрАЗ-5401

№ п/п	Найменування параметра і розмірність	Параметри і характеристики
1	2	3
1	Тип двигуна	Чотиритактний ДВЗ з запалюванням від стиснення та газотурбінним турбонаддувом, рідинним охолодженням хладагента у рубашці охолодження двигуна, проміжним охолодженням наддувочного повітря в теплообміннику перехресного типу «повітря - повітря», встановленому на автомобілі та заднім шестерним приводом агрегатів
2	Кількість циліндрів	6
3	Розташування циліндрів	рядне
4	Порядок роботи циліндрів	1 – 5 – 3 – 6 – 2 – 4
5	Напрямок обертання колінчастого вала двигуна	Праве
6	Діаметр циліндра, мм	105
7	Хід поршня, мм	128
8	Робочий об'єм двигуна, л	6,65
9	Ступінь стиснення	17,5
10	Номінальна потужність, кВт (к.с.) / при частоті хв^{-1}	180 (245) / 2300±25
11	Максимальний крутний момент, Н.м (кгс.м) / при частоті хв^{-1}	900 (92) / 1300...1600
12	Частота обертання колінчастого вала на режимі холостого ходу: – мінімальна – максимальна	700 ±50 2650
13	Питома витрата палива по зовнішній швидкісній характеристиці, г / кВт.год (г / к.с.год.): – мінімальний при частоті обертання $1300 \pm 100 \text{ хв}^{-1}$ – при номінальній потужності	197 (145) 213,5 (157)

Закінчення таблиці М.2

1	2	3
14	Число клапанів на один циліндр	Два впускних, два випускних. Управління клапанами: одне коромисло на два клапана, привод клапанів через траверси
15	Система живлення палива	Акумуляторного типу, з високою енергією впорскування і електронним управлінням
16	Турбокомпресор, і температура надувочного повітря на виході з турбокомпресора на номінальному режимі роботи двигуна при температурі навколишнього повітря 25 ° С	З радіальної доцентровою турбіною і відцентровим компресором, обладнаний пропускним клапаном. Турбокомпресор моделі В2G фірми «Borg Warner»
17	Маса не заправленого двигуна в комплектності за ГОСТ – 14846 – 81, кг	640
18	Габаритні розміри двигуна, мм: – довжина – ширина – висота	1298 759 971,7
19	Повна маса автомобіля, кг	14950

Таблиця Н.1 – Основні техніко-економічні показники газових двигунів

Показники	Двигун								
	G10 TE-165	G10 TE-190	G10 DE-190	MD111P2	КамАЗ 820.52 – 206	SC9DT280Q3	ЯМЗ-236 HE	ЯМЗ-236	
Модель двигуна									
Фірма-виробник		RAVA (Угорщина)		Mielec- Diesel GAZ (Польща)	МАДІ (Росія)	ВАН «Шанхайський дизель» (Китай)	ВАН «Авто Дизель» (Ярославль)	ХНАДУ (Україна)	
N _e , кВт	165	190	190	150	177	206	169	125	
M _e , Н·м	810	1100	1100	760	909	1110	882	570	
n _{двиг.} , хв-1	2100	2100	2100	2200	2200	2200	2100	2100	
Кількість та розташування циліндрів	Н6						Р6		V6
ε	12	12,7	11	9	11,5	11	-	11,8	
D _{ц.} , мм	121	121	121	127	120	114	130	130	
S _{ц.} , мм	150	150	150	146	120	114	140	140	
V _н , л	10,35	10,35	10,35	11,1	11,76	9	11,1	11,1	
Повітрязабезпечення	Турбокомпресор з ОНП						Турбокомпресор з ОНП		
Паливо	СПГ						СПГ		
Тип паливної системи	Система розподіленої подачі газу		Газоповітряний змішувач	-	Система розподіленої подачі газу	-	Система розподіленої подачі газу	Газоповітряний змішувач	
Система запалювання	Підвищеної енергії з індивідуальними котушками запалювання індукційного типу						Багатоіскрова, високої енергії з індивідуальними котушками запалювання індукційного типу		
Призначення двигуна	Двигуни для міських та міжміських автобусів, а також для вантажних транспортних засобів								

Додаток II – Патенти



УКРАЇНА



ПАТЕНТ

НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

№ 118331

**ДВОТАКТНИЙ ДВИГУН ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ З
КУЛАЧКОВОЮ ШАЙБОЮ ТА З ПІДВОДОМ ТЕПЛОТИ ПРИ
ПОСТІЙНОМУ ОБ'ЄМІ**

Видано відповідно до Закону України "Про охорону прав на винаходи і корисні моделі".

Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на корисні моделі 10.08.2017.

Заступник міністра економічного розвитку і торгівлі України

М.І. Тітарчук







УКРАЇНА

UKRAINE



ПАТЕНТ

НА ВІНАХІД

№ 89683

СИСТЕМА РЕГУЛЮВАННЯ ГАЗОДИЗЕЛЯ

Видано відповідно до Закону України "Про охорону прав на винаходи і корисні моделі".

Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на винаходи 25.02.2010.

Голова Державного департаменту інтелектуальної власності

М.В. Паладій



УКРАЇНА

UKRAINE



ПАТЕНТ

НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

№ 65905

**ЗАСТОСУВАННЯ ТІЛА РОЗЖАРЕННЯ ЛАМПИ
НАКАЛЮВАННЯ ЯК ТЕРМОЧУТЛИВОГО ЕЛЕМЕНТА
ШВИДКОДЮЧИХ ДАТЧИКІВ ТЕМПЕРАТУРИ**

Видано відповідно до Закону України "Про охорону прав на винаходи і корисні моделі".

Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на корисні моделі **26.12.2011.**

Голова Державної служби
інтелектуальної власності України

М.В. Паладій



УКРАЇНА

UKRAINE



ПАТЕНТ

НА ВИНАХІД

№ 88054

ДАТЧИК ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ І КУТА ПОЛОЖЕННЯ

Видано відповідно до Закону України "Про охорону прав на винаходи і корисні моделі".

Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на винаходи 10.09.2009.

Голова Державного департаменту
інтелектуальної власності

М.В. Паладій



УКРАЇНА

UKRAINE

ПАТЕНТ

НА ВИНАХІД

№ 87359

**СПОСІБ КЕРУВАННЯ ФОРСОВАНИМ ВКЛЮЧЕННЯМ
ЕЛЕКТРОМАГНІТА ВИКОНАВЧОГО ПРИСТРОЮ І
ПРИСТРІЙ ДЛЯ ЙОГО ЗДІЙСНЕННЯ**

Видано відповідно до Закону України "Про охорону прав на винаходи і корисні моделі".

Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на винаходи
10.07.2009.

Голова Державного департаменту
інтелектуальної власності



М.В. Паладій



УКРАЇНА

UKRAINE



ПАТЕНТ

НА ВИНАХІД

№ 77233

ДАТЧИК ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ ТА КУТА ПОЛОЖЕННЯ

Видано відповідно до Закону України "Про охорону прав на винаходи і корисні моделі".

Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на винаходи 15 листопада 2006 р.

Голова Державного департаменту
інтелектуальної власності

М.В. Паладій



УКРАЇНА

UKRAINE



ПАТЕНТ

НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

№ 57928

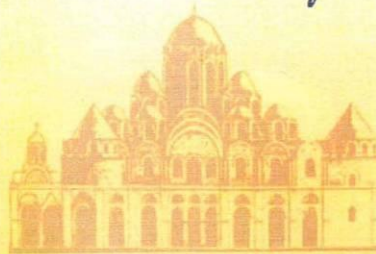
СИСТЕМА ЗАПАЛЮВАННЯ ВИСОКОЇ ЕНЕРГІЇ

Видано відповідно до Закону України "Про охорону прав на винаходи і корисні моделі".

Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на корисні моделі 25.03.2011.

Голова Державного департаменту
інтелектуальної власності

М.В. Паладій



УКРАЇНА

UKRAINE



ПАТЕНТ

НА ВИНАХІД

№ 97303

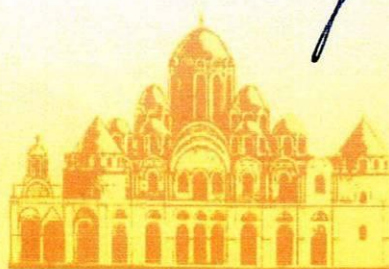
**ДВОПАЛИВНА ІНЖЕКТОРНА СИСТЕМА ЖИВЛЕННЯ ДЛЯ
ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ (ДВЗ)**

Видано відповідно до Закону України "Про охорону прав на винаходи
і корисні моделі".

Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на винаходи
25.01.2012.

Голова Державної служби
інтелектуальної власності України

М.В. Паладій



УКРАЇНА



ПАТЕНТ

НА ВІНАХІД

№ 101453

**СПОСІБ ВИЗНАЧЕННЯ ЧАСОВИХ І ФАЗОВИХ
ХАРАКТЕРИСТИК РОБОТИ ЕЛЕКТРОМАГНІТНИХ
ВИКОНАВЧИХ ПРИСТРОЇВ**

Видано відповідно до Закону України "Про охорону прав на винаходи і корисні моделі".

Зарєєстровано в Державному реєстрі патентів України на винаходи
25.03.2013.

Голова Державної служби
інтелектуальної власності України

M.V. Koviya — М.В. Ковія



УКРАЇНА



ПАТЕНТ

НА ВІНАХІД

№ 103249

**ГАЗОВИЙ ДВИГУН ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ,
КОНВЕРТОВАНИЙ З ДИЗЕЛЯ**

Видано відповідно до Закону України "Про охорону прав на винаходи і корисні моделі".

Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на винаходи
25.09.2013.

Голова Державної служби
інтелектуальної власності України

М.В. Ковіня





УКРАЇНА



ПАТЕНТ

НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

№ 70248

КОМБІНОВАНА СИЛОВА УСТАНОВКА ТРАНСПОРТНОГО
ЗАСОБУ

Видано відповідно до Закону України "Про охорону прав на винаходи і корисні моделі".

Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на корисні моделі **11.06.2012.**

Голова Державної служби
інтелектуальної власності України

М.В. Паладій





УКРАЇНА



ПАТЕНТ

НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

№ 82136

**КОМБІНОВАНА СИЛОВА УСТАНОВКА
АВТОТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ**

Видано відповідно до Закону України "Про охорону прав на винаходи і корисні моделі".

Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на корисні моделі **25.07.2013.**

Голова Державної служби
інтелектуальної власності України

M.V. Kovinia
М.В. Ковіня





УКРАЇНА



ПАТЕНТ

НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

№ 76717

**ЕЛЕКТРОМАГНІТНИЙ ДОЗАТОР ГАЗУ СИСТЕМИ
ЖИВЛЕННЯ ГАЗОВОГО ДВИГУНА**

Видано відповідно до Закону України "Про охорону прав на винаходи і корисні моделі".

Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на корисні моделі **10.01.2013**.

Голова Державної служби
інтелектуальної власності України

М.В. Ковіня




Додаток Р – Акти впровадження
результатів дисертаційного дослідження

Міністерство аграрної політики та продовольства України

**ХАРКІВСЬКА ФІЛІЯ
ДЕРЖАВНОЇ НАУКОВОЇ УСТАНОВИ
«УКРАЇНСЬКИЙ НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ ІНСТИТУТ
ПРОГНОЗУВАННЯ І ВИПРОБУВАННЯ ТЕХНІКИ І ТЕХНОЛОГІЙ
ДЛЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА
ІМЕНІ ЛЕОНІДА ПОГОРІЛОГО»**

**/Харківська філія ДНУ УкрНДІПВТ ім. Л.Погорілого/
Поштова адреса: 61040, м. Харків, вул. Велика Панасівська, 236
Телефон/факс: (057) 712-90-72;
E-mail: hfukrndipvt@gmail.com**

Затверджую
Директор Харківської філії
УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого

С.А. Лебедев
«16» травня 2018 р.

АКТ

про впровадження результатів дисертаційної роботи
Манойла Володимира Максимовича

Комісія Харківської філії Державної наукової установи «Український науково-дослідний інститут прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва ім. Л. Погорілого» в складі провідного наукового співробітника, кандидата технічних наук, доцента Коробко А.І., наукового співробітника Тетівника Г.О., молодшого наукового співробітника Мясущки М.С., інженера I категорії Козлова Ю.Ю. здійснили оцінку ефективності експлуатації та техніко-економічних і екологічних показників з використанням комплексних методів оцінки технічного стану функціональних систем трактора-тягача Т-155 (полкова землерийна машина) за обґрунтованою технологією діагностування наведеною у дисертації Манойла В.М. «Підвищення ефективності експлуатації засобів транспорту та їх функціональних систем конвертованих для роботи на природному газі».

Результати експериментальних досліджень. Експериментально доведено, що використання ГПА на газовому двигуні 6ГЧН 13/14 дозволило досягти показників потужності, які відповідають показникам потужності базового дизеля ($N_e=132$ кВт). На номінальному режимі роботи N_e газового двигуна 6ГЧН 13/14 в порівнянні з ефективною потужністю двигуна 6ГЧ 13/14 зросла на 26 % (з 108 кВт до 135 кВт). Частота обертання колінчастого вала, що відповідає максимальному крутному моменту зрушилася у бік менших частот обертання і дорівнює $n_{Mc,max}=1400$ хв⁻¹. Максимальний ефективний крутний момент, відповідає даній частоті обертання, збільшився на 36 % (з 480 Н·м до

750 Н·м).

За результатами досліджень визначено, що збільшення N_e на 26 – 31 % відчутно зросло на всіх частотах обертання колінчастого вала, а крутний момент M_e збільшився на 35 – 41%, питома витрата палива теж дещо збільшилася – на 7 – 9%.

Збільшення коефіцієнту надлишку повітря α сприяє зниженню рівня температур продуктів згоряння в циліндрах двигуна на 5 – 10% на всіх режимах експлуатації конвертованого АТЗ. Зниження температури згоряння позитивно впливає на механізм виникнення викидів NO_x і призводить до зниження концентрації останніх в ВГ на 8 – 15 %. Викиди CO і CH в обох модифікаціях газових двигунів знаходяться практично на одному рівні.

Висновок про впровадження. Запропоновані здобувачем Манойло В.М. комплексні методи діагностування використовуються в Харківській філії УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого в практиці випробувань мобільної техніки з газовими двигунами.

Члени комісії:

Провідний науковий співробітник,
к.т.н., доцент

Науковий співробітник

Молодший науковий співробітник

Інженер I категорії

Коробко А.І.

Тетівник Г.О.

Мясушка М.С.

Козлов Ю.Ю.



ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор технічний

ПрАТ «АвтоКрАЗ»

Є.О. Таран

4 листопада 2019 р.

АКТ

про впровадження результатів дисертаційної роботи
 Манойла Володимира Максимовича
 кандидата технічних наук, доцента Харківського національного технічного
 університету сільського господарства ім. Петра Василенка

Комісія у складі: голови – директора технічного Тарана Є.О., членів комісії: – заступника директора технічного з нової техніки, кандидата технічних наук Дунь С.В., головного конструктора Васечка С.В., визначила, що в практичній роботі ПрАТ «АвтоКрАЗ», а саме в розробці та випробуванні перспективних зразків вантажних автомобілів КрАЗ з газовими ДВЗ, були оцінені наукові результати, отримані в дисертаційній роботі на здобувача наукового ступеня доктора технічних наук Манойла В.М., а саме:

- газовий двигун внутрішнього згоряння, конвертований з дизеля;
- система регулювання газодизеля;
- двопаливна інжекторна система живлення для двигуна внутрішнього згоряння;

Зазначені результати прийняті для виконання при обґрунтуванні техніко-економічних вимог до перспективних зразків автомобільної техніки при розробці конструкторської документації на перспективні зразки автомобілів КрАЗ, конвертованих для роботи на природному газі.

Заступник директора технічного
 з нової техніки,
 кандидат технічних наук

С.В. Дунь

Головний конструктор

С.В. Васечек


ЗАТВЕРДЖУЮ
 Директор державного підприємства
 «Харківський автомобільний завод»
 О.Ф. Грабовець
 « 15 » жовтня 2019 р.

АКТ

про впровадження результатів дисертаційного дослідження
 здобувача наукового ступеня доктора технічних наук
 Манойла Володимира Максимовича

Даний акт складений комісією у складі:

Ткаченко В.Г. – головний інженер державного підприємства «Харківський автомобільний завод»;

Лебедев А.Т. – д.т.н, проф., завідувач кафедри тракторів і автомобілів Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка;




Шуляк М.Л. - д.т.н, професор кафедри тракторів і автомобілів Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка.

Комісія провела роботу по визначенню фактичного використання державним підприємством «Харківський автомобільний завод» розробок здобувача Манойло Володимира Максимовича і встановила, що при конвертації вантажних дизельних автомобілів спеціального призначення у газові ДВЗ, можливо використовувати наукові результати дисертації, а саме:

- спосіб керування форсованим включенням електромагніта виконавчого пристрою і пристрій для його виконання;
- система регулювання газового двигуна;
- інжекторна система живлення для двигуна внутрішнього згорання;
- датчик частоти обертання та кута положення;
- система запалювання високої енергії;
- електромагнітний газовий дозатор системи живлення газового двигуна.

Результати дисертаційної роботи можуть використовуватися заводом при конвертації дизелів автомобілів спеціального призначення, переобладнаних для роботи на природному газі.

Члени комісії:


 _____ В.Г. Ткаченко

 _____ А.Т. Лебедев

 _____ М.Л. Шуляк



ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор з науково-педагогічної
роботи, канд. техн. наук

О.І. Алфьоров

19 вересня 2019 р.

АКТ

про використання в навчальному процесі результатів дисертаційної роботи
Манойла В.М. на тему «Підвищення ефективності експлуатації засобів
транспорту та їх функціональних систем, конвертованих для роботи на
природному газі»

Ми, представники Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка (ХНТУСГ) в особі проректора з науково-педагогічної роботи Алфьоров О.І., директора навчально-наукового інституту механотроніки і систем менеджменту Власовця В.М., завідувача кафедри тракторів і автомобілів Лебедева А.Т., склали акт про використання дисертаційної роботи Манойла В.М. «Підвищення ефективності експлуатації засобів транспорту та їх функціональних систем, конвертованих для роботи на природному газі» в навчальному процесі.

Результати наукових досліджень і рекомендації по підвищенню ефективності експлуатації засобів транспорту та їх функціональних систем, конвертованих для роботи на природному газі, включені до навчального процесу на кафедрі тракторів і автомобілів ХНТУСГ під час викладання автором курсів «Автомобільні двигуни», курс складає 30 годин лекцій і 30 годин практичних занять; «Трактори і автомобілі» загальний обсяг курсу складає 15 годин лекцій і 15 годин лабораторних занять. Результати дисертаційної роботи, що використовуються у навчальному процесі, складають близько 12 % від загального обсягу матеріалу дисципліни. Під час проведення практичних та лабораторних занять використовується вимірювально-керуючий комплекс діагностування параметрів систем двигуна АТЗ, розроблений з використанням досліджень дисертанта.

Керівник навчального відділу

О.С. Біляєва

Директор навчально-наукового
інституту механотроніки і систем
менеджменту, д.т.н., професор

В.М. Власовец

Завідувач кафедри
тракторів і автомобілів,
д.т.н., професор

А.Т. Лебедев

Додаток С – Сертифікати отримані пошукачем
від фірми CLAAS

CLAAS

CLAAS Academy

Certificate

Volodimir Manoylo

Принял участие в следующем тренинге:

1. Механика, гидравлика, электрика, электрогидравлика и электроника современной зарубежной сельскохозяйственной техники фирмы CLAAS.
2. Принципы построения и управления гидравлическими системами тракторов и сельскохозяйственных машин. Классификация, принцип действия и область применения.
3. Логика управления и принципы построения автоматических систем с электронным управлением тракторов и сельскохозяйственных машин. Основы мехатроники: - функциональная связь между электрикой, гидравликой и механикой.

19.09.2016 – 23.09.2106

Harsewinkel, September 2016

Sergej Butov
Instructor

CLAAS KGaA mbH / Münsterstr. 33 / 33428 Harsewinkel Germany

CLAAS

CLAAS Academy

Zertifikat

Volodimir Monoylo

hat erfolgreich die erforderlichen Standards erreicht für

Grundlagen elektrohydraulische Systeme

I-71006

Inhalt:

- Introduction of electro-hydraulic systems
- Electrical control with PWM
- Flow of information by CAN BUS
- Troubleshooting
- Diagnostic procedures

Dezember 2016


S. Butov

Online Training

CLAAS KGaA mbH | Mühlenwinkel 1 | 33428 Harsewinkel Germany

CLAAS

CLAAS Academy

Zertifikat

Volodimir Monoylo

hat erfolgreich die erforderlichen Standards erreicht für

Grundlagen der Elektrik

I-71002

Inhalt:

- Introduction of physical basics
- Electrical components
- Cables and connectors
- Performing measurements
- Relationship between measured variables

Dezember 2016

 J. Butar

Online Training

CLAAS KGaA mbH | Mühlenwinkel 1 | 33428 Harsewinkel Germany

CLAAS

CLAAS Academy

Zertifikat

Volodimir Monoylo

hat erfolgreich die erforderlichen Standards erreicht für

Grundlagen der Hydraulik

I-70002

Inhalt:

- Introduction of physical basics
- Hydraulic components
- Hydraulic medium and circuits
- Performing measurements
- Relationship between measured variables

Dezember 2016



Online Training

CLAAS KGaA mbH | Mühlenwinkel 1 | 33428 Harsewinkel Germany

Додаток Т

Список публікацій за темою дисертації та відомості про апробацію
результатів дисертації

Список публікацій пошукача.

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Куценко А.С., Манойло В.М. Математическое моделирование переходных процессов в регулируемой системе “ДВС – волновой обменник давления”. *Автомобільний транспорт*. 2001. № 6. С. 59–61.
2. Куценко А.С., Манойло В.М., Землянов С.А. Анализ динамики регулируемой системы наддува ДВС – ВОД. *Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»*. 2001. № 7. С. 128–133.
3. Жилин С.С., Манойло В.М. Исследование особенностей регулирования мощности бензинового двигателя ВАЗ – 2112 путем изменения максимального подъема впускных клапанов. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету*. 2001. № 20. С. 26–28.
4. Куценко А.С., Манойло В.М., Жилин С.С., та ін. Перспективы применения волновых обменников давления в качестве агрегатов наддува автотракторных двигателей. *Автомобільний транспорт*. 2003. № 13. С. 259–262.
5. Абрамчук Ф.И., Манойло В.М., Кабанов А.И., та ін. Пути повышения технико-экономических показателей газовых двигателей с искровым зажиганием. *Двигатели внутреннего сгорания*. 2010. № 1. С. 7–11.
6. Богомолов В.А., Абрамчук Ф.И., Манойло В.М., та ін. Особенности экспериментальной установки для проведения исследований газового двигателя 6Ч 13/14 с искровым зажиганием. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету*. 2007. № 37. С. 43–49.
7. Богомолов В.А., Бажинов А.В., Манойло В.М., та ін. Экспериментальная стендовая электронная система управления газовым двигателем 6Ч 13/14 с искровым зажиганием. *Автомобільний транспорт*. 2007. № 20. С. 81–87.

8. Манойло В.М., Воронков А.И., Бороденко Ю.Н., та ін. Конструктивные особенности электронного датчика частоты вращения и положения приводного вала газового ДВС. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету*. 2008. № 38. С. 327–335.
9. Абрамчук Ф.И., Манойло В.М., Червяк В.С., та ін. Экспериментальная оценка теплового состояния элементов головки цилиндров газового двигателя 6Ч 13/14. *Автомобільний транспорт*. 2008. № 23. С. 120–124.
10. Абрамчук Ф.И., Манойло В.М., Липинский М.С., та ін. Особенности конструкций электромагнитных дозаторов газа систем питания ДВС. *Автомобільний транспорт*. 2010. № 27. С.43–51.
11. Абрамчук Ф.И., Манойло В.М., Дзюбенко А.А., та ін. Экспериментальная установка для исследования газового двигателя 6ГЧН 13/14 с наддувом и принудительным зажиганием. *Автомобільний транспорт*. 2011. № 29. С.139–143.
12. Врублевский А. Н., Манойло В.М., Дзюбенко А.А., та ін. Выбор и обоснование способа стабилизации процесса топливоподачи транспортного газового двигателя. *Вісник Національного транспортного університету*. 2012. № 25. С.119–123.
13. Дзюбенко О.А., Манойло В.М., Липинский М.С. Синтез системи керування розподільною подачею газу для двигуна 6ГЧН 13/14. *Автомобільний транспорт*. 2012. № 30. С.103–105.
14. Абрамчук Ф.И., Манойло В.М., Дзюбенко А.А., та ін. Опытный образец электромагнитного дозатора газа системы питания автотракторного двигателя 6ГЧН 13/14. *Східно-європейський журнал передових технологій*. 2012. №2/8 (56). С. 38–42.
15. Манойло В.М. Регулювання процесу подачі газу перепускним клапаном редуктора низького тиску системи паливоподачі транспортного двигуна. *Збірник наукових праць Національної академії Національної гвардії України*. 2015. № 1(25). С. 47–51.

16. Манойло В.М. Методика определения параметров электромеханической части электромагнитного дозатора газа, системы питания транспортного двигателя. *Автомобіль і електроніка. Сучасні технології*. 2015. № 7. С. 6–11.

17. Манойло В.М. Модель процесса течения свежего заряда, проходящего через сердцевину воздушного фильтра транспортного двигателя. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. 2016. № 4. С. 243–249.

18. Манойло В.М., Берладін Д.В. Аналітичний огляд газових редукторів застосованих в системах живлення автотракторних ДВЗ транспортних засобів. *Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту*. 2016. № 160. С. 60–63.

19. Манойло В.М., Липинский М.С., Дзюбенко А.А. Конструктивные особенности дроссельных узлов систем воздухообеспечения автотракторных ДВС. *Автомобіль і електроніка. Сучасні технології*. 2017. № 11. С. 38–45.

20. Манойло В.М., Дзюбенко А.А., Липинський М.С. Стенд для дослідження витратних та динамічних характеристик електромагнітних дозаторів систем живлення газових ДВЗ. *Вісник СевНТУ. Серія «Машиноприладобудування та транспорт»*. 2011. № 122/2011. С. 77–81.

21. Абрамчук Ф.И., Манойло В.М., Кабанов А.Н., та ін. Стенд для исследования рабочего процесса газового двигателя 6ГЧН 13/14 с искровым зажиганием и распределенной системой подачи газа. *Наукові нотатки*. 2012. № 36. С. 4–9.

22. Дзюбенко А.А., Манойло В.М., Липинский М.С. Реализация метода «Pick & Hold» в системе распределенной подачи газа для двигателя 6ГЧН 13/14. *Двигатели внутреннего сгорания*. 2012. № 2. С. 48–53.

23. Дзюбенко А.А., Манойло В.М., Липинский М.С. Структурный синтез системы управления распределенной подачей газа. *Вісник СевНТУ. Серія «Машиноприладобудування та транспорт»*. 2012. №. 134. С. 100–103.

24. Manoylo V., Shevchenko I., Kolesnik I. Experimental evaluation of

capacity gas reducer of foreign production, adapted to the engine power supply system. *MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*. 2017. Vol.19. № 4. P. 5–8.

25. Манойло В.М. Методика определения параметров проточной части электромагнитного дозатора газа, системы питания транспортного двигателя. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенко*. 2015. №163. С. 221–227.

26. Манойло В.М. Модель регулирования процесса течения газоз-воздушной смеси в горловине диффузора смесителя, системы топливоподачи автотракторного ДВС. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. 2018. № 14. С. 169–173.

27. Манойло В.М. Матмодель газового двигателя, используемого в качестве привода мобильного транспортного средства. *World World Science. Warsaw: RS Global*. № 9 (37). September. 2019. P. 15–25.

28. Манойло В.М. Управление дроссельной заслонкой системы воздухообеспечения транспортного двигателя. *Автомобіль і електроніка. Сучасні технології*. 2018. № 13. С. 36–41.

29. Манойло В.М. Безмоторный стенд для исследования электроуправляемых газовых дозаторов систем питания автотранспортных двигателей. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету*. 2018. № 82. С. 131–136.

30. Манойло В.М., Козлов Ю.Ю. Система регулювання наддуву автотракторних двигунів для транспортних засобів АПК. *Техніка і технології АПК*. 2018. № 10–11 (108). С.19–21.

31. Манойло В.М. Дослідження характеристик автотранспортного двигуна 6ГЧН 13/14 з наддувом і розподіленою подачею газу. *Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: Техніка та енергетика АПК*. 2018. № 296. С.143–147.

32. Turinskyi O., Iasechko M., Manoylo V., та ін. Protection of board radioelectronic equipment from the destructive powerful electromagnetic radiation

with the use of natural technologies. *International Journal of Emerging Trends in Engineering Research*. 2019. Vol. 4, № 11. P. 542–548. (Scopus)

33. Iasechko M., Gnusov Y., Manoylo V., та ін. Determination of requirements for the protection of radio-electronic equipment from the terroristic influence by electromagnetic radiation. *International Journal of Emerging Trends in Engineering Research*. 2019. Vol.7, №12. P. 772–777. (Scopus)

34. Iasechko M., Mozhaiev M., Manoylo V., та ін. Conditions for reliable transmission of information over long distances using a powerful electromagnetic radiation. *International Journal of Emerging Trends in Engineering Research*. 2020. Vol. 8: Issue 1. P. 138–144. (Scopus)

35. Manoylo V., Arhun Shch., Kalinin E. , та ін. Looking into characteristics of a designed electromagnetic gas regulator for the power supply system of a motor vehicle. *2020 IEEE 40th International Conference on Electronics and Nanotechnology (ELNANO)*. April 24-26, 2020. P. 629–634. (Scopus)

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

36. Сериков С.А., Бороденко Ю.Н., Манойло В.М., та ін. Микропроцессорные системы управления газовыми двигателями внутреннего сгорания. *Транспорт технология-устойчиво развитие*. 2005. С. 440–445.

37. Манойло В.М., Миронов М.В., Линник Е.В., та ін. Безмоторный стенд для исследования автотракторных электроуправляемых газовых форсунок. *Сучасні проблеми двигунобудування: стан, ідеї, рішення*. 2009. С. 79–85.

38. Абрамчук Ф.І., Манойло В.М., Липинский М.С. Обгрунтування ступеня наддування для двигуна 6ГЧ 13/14 в умовах використання бідних газоповітряних сумішей. *Інформаційні технології, наука, техніка, технологія освіта, здоров`я*. 2010. С. 161.

39. Абрамчук Ф.І., Манойло В.М., Липинський М.С. Результати оцінки пропускної спроможності дозаторів газу автотракторного газового двигуна

6ГЧ 13/14. 72-а міжнародна науково-технічна конференція Академії залізничного транспорту, інженерно-технічних працівників залізниць, підприємств та організацій України та інших країн, 21-22 квітня, 2010.

40. Абрамчук Ф.И., Манойло В.М., Дзюбенко А.А., та ін. Электромагнитный дозатор газа систем питания автотракторных ДВС конвертированных из дизеля. *Сучасні проблеми двигунобудування: стан, ідеї, рішення*. 2011. № 1. С. 300.

41. Абрамчук Ф.И., Манойло В.М., Дзюбенко А.А., та ін. Система управления распределенной подачей газа для двигателя средней мощности конвертированного из дизеля. *6-е Луканинское чтение. Решение энерго-экологических проблем в автотранспортном комплексе: тезисы докладов международной научно-технической конференции*. 2013. С. 19–21.

42. Манойло В.М., Дзюбенко А.А., Липинский М.С. Исследование характеристик системы управления распределенной подачей газа двигателя 6ГЧН 13/14. *Сучасні проблеми двигунобудування: стан, ідеї, рішення*. 2013. С. 320.

43. Манойло В.М. Динамические структурные схемы многоконтурных систем газового ДВС транспортного назначения. *Автомобільний транспорт в аграрному секторі: проектування, дизайн та технологічна експлуатація*. 2018. С. 65–66.

Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:

44. Богомолов В.А., Абрамчук Ф.И., Манойло В.М., та ін. Экспериментальная установка для доводки систем зажигания и управления газовым двигателем 6Ч 13/14 с искровым зажиганием. *Авто – Газо – Заправочный – Комплекс + Альтернативное топливо*. 2005. № 4 (25). С. 42–45.

45. Манойло В.М. Регулирование процесса подачи смеси положением поворотной заслонки дроссельного узла системы воздухообеспечения

транспортного двигателю. *Мир транспорта и технологических машин*. 2014. № 3. С. 53–59.

46. Датчик частоти обертання та кута положення: пат. 77233 Україна, (51) МПК (2006) G01P 3/42. Абрамчук Ф.І., Бабенко П.Г., Манойло В.М., та ін.; заявка № 2004 9705245 від 01.07.2004; опубл. 16.11.2006. бюл. № 11.

47. Спосіб керування форсованим включенням електромагніта виконавчого пристрою і пристрій для його виконання: пат. 87359 Україна, (51) МПК (2009) H03K 17/00. Лінник Є.В., Бабенко П.Г., Манойло В.М., та ін.; заявка № а2007 10124 від 10.03.2009; опубл. 10.07.2009. Бюл. № 13.

48. Датчик частоти обертання та кута положення: пат. 88054 Україна, (51) МПК (2009) G01P 3/00. Лінник Є.В., Манойло В.М., Бабенко П.Г.; заявка № а2007 101125 від 10.09.2007; опубл. 10.09.2009. Бюл. № 17.

49. Система запалювання високої енергії: пат. на кор. модель 57928 Україна, (51) МПК (2009) F02P 3/00. Лінник Є.В., Бабенко П.Г., Манойло В.М., та ін.; заявка № а2010 03590 від 29.03.2010; опубл. 25.03.2011. Бюл. № 6.

50. Система регулювання газодизеля: пат. 89683 Україні, (51) МПК (2009) F02D 19/00. Лінник Є.В., Бабенко П.Г., Манойло В.М., та ін.; заявка № а2008 02031 від 18.02.2008; опубл. 25.02.2010. Бюл. № 4.

51. Двопаливна інжекторна система живлення для двигуна внутрішнього згорання: пат. 97303 Україна, (51) МПК (2011.01) F02D 41/00, F02B 69/00, F02D 19/00, F02M 21/00. Лінник Є.В., Бабенко П.Г., Манойло В.М., та ін.; заявка № а2010 08314 від 05.07.2011; опубл. 25.01.2012. Бюл. № 2.

52. Застосування тіла розжарення лампи накаливання як термочутливого елемента швидкодіючих датчиків температури: пат. 65905 Україна, (51) МПК (2011.01) G01K 7/00. Лінник Є.В., Бабенко П.Г., Манойло В.М., та ін.; заявка № а2010 03590 від 29.03.2011; опубл. 26.12.2011. Бюл. № 24.

53. Електромагнітний газовий дозатор системи живлення газового двигуна: пат. на кор. модель 76717 Україна, (51) МПК (2013.01) F02M 51/00. Абрамчук Ф.І., Манойло В.М., Дзюбенко О.А., та ін.; заявка № u2012 08523 від 10.07.2012; опубл. 10.01. 2013. Бюл. № 1.

54. Комбінована силова установка транспортного засобу: Пат. на кор. модель 70248 Україна, (51) МПК (2012.01) В60К 5/00. Туренко А.М., Абрамчук Ф.І., Манойло В.М., та ін.; заявка № а2011 09363 від 26.07.2011; опубл. 11.06. 2012. Бюл. № 11.

55. Спосіб визначення часових і фазових характеристик роботи електромагнітних виконавчих пристроїв: пат. 101453 Україна, С2 (51) МПК (2013.01) Н01Н 3/00, G05В 23/02 (2006.01), G01DR31/00. Лінник Є.В., Міронов М.В., Манойло В.М., та ін.; заявка № а2012 02031 від 05.02.2012; опубл. 25.03.2013. Бюл. № 6.

56. Газовий двигун внутрішнього згоряння, конвертований з дизеля: пат. на кор. модель 81552 Україна, (51) МПК F02В 23/06, F02В 23/08. Абрамчук Ф.І., Манойло В.М., Кабанов О.М., та ін.; заявка № а2012 12862 від 12.11.2012; опубл. 10.07. 2013. Бюл. № 13.

57. Газовий двигун внутрішнього згоряння, конвертований з дизеля: пат. 103249 Україна, (51) МПК F02В 1/00, F02В 3/00, F02В 23/06, F02В 23/08. Абрамчук Ф.І., Манойло В.М., Кабанов О.М., та ін.; заявка № а2012 00418 від 16.01.2013; опубл. 25.09. 2013. Бюл. № 18.

58. Комбінована силова установка автотранспортного засобу: пат. на кор. модель 82136 Україна, (51) МПК В60К 6/00. Абрамчук Ф.І., Манойло В.М., Жилін С.С., та ін.; заявка № а2013 00167 від 03.01.2013; опубл. 25.07. 2013. Бюл. № 14.

59. Комбінована силова установка автотранспортного засобу: пат. 103978 Україна, (51) МПК (2013.01) В60К 6/00, F02В 73/00, F02G 1/00. Абрамчук Ф.І., Манойло В.М., Жилін С.С., та ін.; заявка № а2013 00162 від 03.01.2013; опубл. 10.11.2. 2013. Бюл. № 23.

60. Дросельний вузол системи повітропостачання ДВЗ: пат. на кор. модель 110618 Україна, F01L/00, F02M23/00.00. Абрамчук Ф.І., Манойло В.М., Дзюбенко О.А., та ін.; заявка № а2013 00833 від 24.01.2013; опубл. 25.10. 2016. Бюл. № 20.

61. Двохтактний двигун внутрішнього згоряння з кулачковою шайбою та

з підводом теплоти при постійному об'ємі ротора: пат. на кор. модель 118331 Україна, F02B23/06, F02B23/08. Кучава О.О., Манойло В.М., Морозов І.Є., та ін.; заявка № u2016 10187 від 06.10.2016; опубл. 10.06.2017 р. Бюл №15.

62. Роторно-поршнева турбіна з випарним охолодженням ротора: пат. на кор. модель 113119 Україна, F02B 53/02, F02B 55/08, F02B 55/04, F02G 1/04. Кучава О.О., Манойло В.М., Морозов І.Є., та ін.; заявка № u2016 07894 від 12.07.2016; опубл. 10.01.2017 р. Бюл №1.

Відомості про апробацію результатів дисертації

Основні положення роботи доповідалися, обговорювалися та отримали позитивну оцінку на: XI-й Міжнародній науково-технічній конференції «Транспорт, екологія – устойчиво развитие» (Болгарія, Варна, Технічний університет, 4-5 квітня 2005 р., очна форма участі); Міжнародних науково-технічних конференціях «Сучасні проблеми двигунобудування: стан, ідеї, рішення» (Первомайськ, ППІ НУК, 23-24 травня 2007 р., 21-22 травня 2009 р., очна форма участі); науково-технічній та науково-методичній конференції університету присвяченій 80-річчю ХНАДУ (Харків, ХНАДУ, 15-16 вересня 2010 р., очна форма участі); Міжнародній науково-технічній конференції кафедр академії, інженерно-технічних працівників залізниць, підприємств і організацій України та інших країн (Харків, УкрДАЗТ, 21-23 квітня, 2010 р., очна форма участі); XVIII-й Міжнародній науково-практичній конференції «Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я» (Харків, НТУ «ХП», 12-13 травня, 2010; 1-3 червня, 2011; 15-17 травня 2012 р.р., очна форма участі); Міжнародній науково-практичній конференції, присвяченій 85-річчю академіка Аніловича В.Я. «Проблеми надійності машин і засобів механізації сільського господарства» (Харків, ХНТУСГ, 14-15 травня 2015 р, очна форма участі); Всеукраїнській науково-практичній конференції «Автомобільний транспорт в аграрному секторі: проектування, дизайн та технологічна експлуатація», (Харків, ХНТУСГ, 24-25 травня, 2018 р., очна форма участі).