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

Клименко Валерій Іванович

УДК 629.3.017.5+681.523.5

ДИСЕРТАЦІЯ

ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ СТВОРЕННЯ ТА ВДОСКОНАЛЕННЯ ПНЕВМАТИЧНИХ АПАРАТІВ ГАЛЬМІВНОГО КЕРУВАННЯ, ПІДВІСКИ ТА ЗЧЕПЛЕННЯ АВТОТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Спеціальність 05.22.02 – автомобілі та трактори
27 Транспорт

Подається на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук

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

Науковий консультант Туренко Анатолій Миколайович, доктор технічних наук, професор

Харків – 2018

АНОТАЦІЯ

Клименко В. І. Теоретичні основи створення та вдосконалення пневматичних апаратів гальмівного керування, підвіски та зчеплення автотранспортних засобів. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.22.02 «Автомобілі та трактори» (274 Автомобільний транспорт). – Харківський національний автомобільно-дорожній університет Міністерства освіти і науки України; Харківський національний автомобільно-дорожній університет Міністерства освіти і науки України, Харків, 2018.

У дисертаційній роботі розроблені теоретичні основи створення та вдосконалення пневматичних апаратів та приводів гальмового керування, пневматичної підвіски та підсилювача привода керування зчепленням шляхом підвищення їх швидкодії та вибору раціонального процесу керування ними на підставі методології системного підходу при проектуванні та теоретичному аналізі властивостей пневматичних апаратів.

Наукова новизна отриманих результатів полягає у розвитку методів оцінки динаміки та статики пневматичних апаратів і приводів гальмового керування, синтезу вихідних характеристик регулюючих апаратів пневматичної підвіски і підсилювача привода керування зчепленням.

На основі проведеного аналізу та виконаних досліджень уперше запропонований метод розрахунку динаміки пневматичного гальмового привода на основі комбінації методу з розподіленими параметрами, для визначення коефіцієнтів витрати пневматичних апаратів і методу із зосередженими параметрами для дослідження динаміки різних ланок пневматичного гальмового привода. Запропонований метод дозволяє ефективно оцінювати динаміку контурів пневматичного гальмового привода у поєднанні з оцінкою завантаженості та міцності елементів конструкції апаратів, що є складовими елементами контура. Було доведено, що поля розподілу статичного тиску та модуля вектору швидкості потоку свідчять про незначний розподіл

термодинамічних параметрів за об'ємом (середнє інтегральне значення статичного тиску від мінімального при наповненні не перевищує 4%). Отримав подальший розвиток метод із зосередженими параметрами в частині визначення коефіцієнта витрати на основі чисельного моделювання та урахуванням зміни тиску у вузлі. Порівняльні теоретичні дослідження динаміки пневматичного гальмового привода показали якісну збіжність результатів розрахунку з виконаними експериментальними дослідженнями (погрішність розрахунків не перевищує 7,2%). Запропоновано метод моделювання динамічних характеристик пневматичного гальмового привода в програмному пакеті *Simulink* додатка *MatLab6.*5 виконаний у вигляді бібліотеки окремих типових елементів привода, а також розроблений комплекс програм для моделювання динаміки перехідних процесів в окремих контурах, які можуть бути використані при автоматизованому проектуванні гальмового керування. Експериментальними дослідженнями динаміки типових ДЄ-ланок пневматичного гальмового привода підтверджена коректність запропонованого методу тривимірного моделювання перехідних процесів окремих апаратів з погрішністю 5,0% під час наповнення або спорожнення привода.

Еволюційний розвиток гальмових систем автотранспортних засобів пов'язаний із застосуванням електронно-пневматичного гальмового привода, тому в роботі розроблені теоретичні передумови створення електронно-пневматичного гальмового привода. На основі аналізу існуючих теоретичних підходів, вперше узагальнені функції, що дозволяють розраховувати динаміку пневматичного і електропневматичного гальмового привода в монотонному та циклічному режимах його роботи, запропоновані рекомендації щодо раціоналізації параметрів розрахунків.

Отримані нові функціональні зв'язки структурних елементів електропневматичного модулятора тиску та встановлено взаємозв'язок між часом спрацьовування мембрани електромагнітного клапана від основних його геометричних параметрів (умовного діаметру, напруги живлення, кількості електромагнітних клапанів в одному каскаді посилення, тиску повітря з обох

боків мембрани електромагнітного клапана), що дозволило удосконалити конструкцію модулятора тиску, здатну забезпечити час спрацьовування 0,008 с. та час відкритого стану клапана – 0,0065 с. Така швидкодія отримана в результаті раціонального вибору об'єму підсилюючої порожнини, прохідних перерізів електромагнітних клапанів, величини обмеження тиску в підсилюючій порожнині, а також перепаду тиску, що діє на поверхню мембрани. Розроблено та досліджено двомагістральний захисний клапан, що забезпечує автоматичне спрацьовування аварійної гальмової системи електронно-пневматичного гальмового привода та забезпечує гальмування автотранспортного засобу з необхідним уповільненням. Спрацьовування двомагістрального захисного клапана відбувається за час не більший ніж 0,55 с. після виходу з ладу робочої гальмової системи. Експериментальними дослідженнями підтверджена сумісність, працездатність і ефективність розроблених контурів робочої та запасної (аварійної) гальмових систем електронно-пневматичного гальмового привода, що дозволило отримати поліпшені характеристики щодо швидкодії привода.

Отримала подальший розвиток теорія створення та удосконалення пневматичних апаратів гальмового керування, керування пневматичною підвіскою та зчепленням, що дозволяє врахувати особливості конструкцій апаратів і робочих процесів, які відбуваються в них. На основі теоретичних положень і міжнародних вимог, уперше запропоновано раціональне співвідношення перерізів впускного і випускного отворів двоступінчатого регулятора рівня підлоги пневматичної підвіски. Доведено, в результаті виконаних досліджень, що регулятор рівня підлоги при русі автотранспортного засобу компенсує зниження динамічного нейтрального положення транспортного засобу та дозволяє зменшити динамічний хід підвіски на 20-30%. Встановлено, що при використанні електронних систем керування пневматичною підвіскою критерієм керування слід обрати умову мінімальної вірогідності пробою підвіски, що характеризується підтримкою певної відстані до буфера стискання при русі автотранспортного засобу. Виконання цього

критерію дозволяє зменшити динамічний хід підвіски на 10-15%. На основі проведених досліджень розроблена і захищена патентами конструкція регулятора рівня підлоги, яка впроваджена у серійне виробництво на Вовчанському агрегатному заводі.

Виконані дослідження щодо удосконалення процесу керування пневмогідравлічним підсилювачем привода зчеплення дозволили, встановити раціональну модель роботи зчеплення, яка дозволяє на стадії проектування корегувати вихідні і вхідні характеристики пневмогідравлічного підсилювача привода зчеплення. Експериментальними дослідженнями статичних і динамічних характеристик підтверджена адекватність результатів математичного моделювання перехідних процесів (погрішність статичних характеристик не перевищує 5,0%, динамічних – 8,0%). На основі проведених досліджень розроблена та захищена патентами конструкція пневмогідравлічного підсилювача привода керування зчепленням, яка також впроваджена у серійне виробництво на Вовчанськом агрегатному заводі.

Удосконалено пневматичний гальмовий привід причіпної ланки, в якій функції регулятора гальмових сил і повітророзподільного клапана об'єднані в одному апараті та врахована особливість процесу автоматичного гальмування у разі розриву живлячої магістралі. Запропонований критерій поєднання регулятора гальмових сил з повітророзподільним клапаном в одному апараті, згідно з яким забезпечується додатковий захист пневматичного гальмового привода причепа від передчасного включення автоматичного гальмування при природних коливаннях тиску повітря в живлячій магістралі без втрати швидкодії привода у разі розриву живлячої магістралі.

Практичне значення отриманих результатів. Отримані результати мають теоретичну і практичну складові, оскільки результати теоретичних досліджень доповнюють теорію робочих процесів гальмового керування, керування пневматичною підвіскою і керування підсилювачем привода зчеплення. Запропоновані залежності можуть бути використані при формуванні характеристик гальмового керування, оцінюванні якості керування

пневматичною підвіскою та оцінюванні вихідних параметрів підсилювача привода зчеплення. Основні наукові положення, розробки і рекомендації використані: в учбовому процесі підготовки бакалаврів, магістрів і докторів філософії за спеціальностями 133 «Галузеве машинобудування» та 274 «Автомобільний транспорт»; у модифікаціях регуляторів гальмових сил, об'єднаних з повітророзподільним краном; у конструкції двомагістрального захисного клапана; у конструкціях пневмогідравлічного привода керування зчепленням автомобілів КрАЗ та МАЗ; у конструкціях підсилювачів привода зчеплення пневмогідравлічних; у конструкціях регуляторів рівня підлоги пневматичної підвіски автобусів ЛАЗ, МАЗ, Богдан, Еталон, ЛіАЗ, тролейбусів Тролза.

Вовчанським агрегатним заводом (м. Вовчанськ, Харківська обл.) впроваджені у серійне виробництво: 12 модифікації пневмогідравлічних підсилювачів привода зчеплення, 3 модифікацій регуляторів рівня підлоги. З моменту постановки на виробництво пневмогідравлічних підсилювачів різних модифікацій Вовчанський агрегатний завод виготовив і реалізував більше 600000 шт., а регуляторів рівня підлоги - більше 120000 шт.

Ключові слова: динаміка, електропневматичний гальмовий привід, модулятор тиску, пневматична підвіска, регулятор рівня підлоги, підсилювач зчеплення пневмогідравлічний.

Список публікацій здобувача.

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Повышение эффективности торможения автотранспортных средств с пневматическим тормозным приводом: монография / [Туренко А. Н., Богомолов В. А., Клименко В. И., Кирчатый В. И.]. – Х.: ХГАДТУ, 2000. – 472 с.

2. Совершенствование способов регулирования выходных параметров тормозной системы автотранспортных средств: монография / [Туренко А. Н., Богомолов В. А., Клименко В. И., Кирчатый В. И., Ходырев С. Я.]. – Х.: ХНАДУ, 2002. – 400 с.

3. Основы создания и исследования электронно-пневматического тормозного управления транспортных средств: монография / [Туренко А. Н., Клименко В. И., Рыжих Л.А., Леонтьев Д.Н., Красюк А. Н.]. – Х.: ХНАДУ, 2012. – 288 с.

4. Теоретические и практические основы создания электропневматического тормозного привода и антиблокировочной системы автотранспортных средств: монография / [Туренко А. Н., Клименко В. И., Ломака С. И., Рыжих Л. А., Михалевич Н. Г., Чебан А. А.]. – Х.: ХНАДУ, 2012. – 336 с.

5. Реализация интеллектуальных функций в электронно-пневматическом тормозном управлении транспортных средств: монография 2-е издание/ [Туренко А. Н., Клименко В. И., Богомолов В. А., Рыжих Л. А., Леонтьев Д.Н., Красюк А.Н., Михалевич Н. Г.]. – Х.: ХНАДУ, 2015. – 450 с.

6. Клименко В.И. О применении в системах управления автотранспортных средств гидропневматического привода / В.И. Клименко, В.П. Логвинов // Автомобильный транспорт. – Х.: РИО ХГАДТУ, 1999. – Выпуск №3. – С. 54 − 56.

7. Туренко А.М. Математична модель пневматичної підвіски транспортних засобів / А.М. Туренко, В.О. Богомолов, В.І. Клименко, А.І. Шилов // Вісник Тернопільського національного технічного університету. – Тернопіль.: ТДТУ, 2000. – Випуск №4. – С. 124 − 127.

8. Туренко А.Н. Влияние регулятора уровня пола на эксплуатационные свойства пневматической подвески / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко, А.И. Шилов // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. – Харьков: ХГПУ, 2000. – Выпуск №82. – С. 42 − 43.

9. Туренко А.Н. Пиковые динамические нагрузки в трансмиссии автомобиля и мероприятия по их уменьшению / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко, В.П. Логвинов // Вестник Харьковского

государственного политехнического университета. – Харьков: ХГПУ, 2000. – Выпуск №119. – С. 19 − 21.

10. Туренко А.Н. Экспериментальный регулятор тормозных сил с функциями тормозного крана прицепа / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко, А.В. Сараев // Автомобильный транспорт. – Х.: РИО ХГАДТУ, 2000. – Выпуск №4. – С. 5 − 7.

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

12. Туренко А.Н. Исследование процесса включения сцепления с пневмогидравлическим усилителем / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко, В.П. Логвинов, С.В. Грищенко // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. – Харьков: ХГПУ, 2000. – Выпуск №128. – С. 109 − 114.

13. Туренко А.Н. К вопросу о гидропневматическом тормозном приводе / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко, И.Н. Никитченко // Вестник ХГАДТУ. – Х.: РИО ХГАДТУ, 2000. – Выпуск №11. – С. 16 − 18.

14. Туренко А.М. Придатність гіперболічної функції витрати для розрахунку пневматичного гальмового приводу автотранспортного засобу / А.М. Туренко, В.О. Богомолов, В.І. Клименко, А.О. Цуприк // Всеукраїнський щомісячний науково-технічний і виробничий журнал «Машинознавство». – Львів, 2000. – Випуск №9. – С. 35 − 38.

15. Туренко А.М. Аналіз часу включення зчеплення з пневмогідравлічним підсилювачем / А.М. Туренко, В.О. Богомолов, В.І. Клименко, В.П. Логвінов, С.В. Грищенко // Методи та прилади контролю якості. Науково-технічний журнал. – Івано-Франківськ: 2000. – Випуск №6. – С. 103 − 107.

16. Туренко А.Н. Определение характеристик статической точности электропневматического тормозного привода / А.Н. Туренко, В.И. Клименко,

Н.Н. Алекса, А.А. Серый, С.В. Черков // Автомобильный транспорт. – Х.: ХГАДТУ, 2001. – Выпуск №6. – С. 35 − 37.

17. Туренко А.Н. Анализ методов расщепления при изучении нестационарных течений сжатого воздуха в пневматических системах автомобиля / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко, А.В. Крамской, А.Н. Ларин // Автомобильный транспорт. – Х.: ХГАДТУ, 2001. – Выпуск №7-8. – С. 119 − 122.

18. Клименко В.И. Гидропневматический привод в системах управления АТС / Автомобильная промышленность. – М.: 2001. – Выпуск №8. – С. 16 − 17.

19. Туренко А.Н. Аварийное и автоматическое торможение автопоезда / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко, А.В. Сараев // Вестник ХГАДТУ. – Х.: ХГАДТУ, 2001. – Выпуск №14. – С. 36 − 38.

20. Туренко А.Н. Применение метода объёмного моделирования для проектирования аппаратов автомобильного тормозного привода / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко, С.Я. Ходырев, А.П. Сопко, Д.П. Соловьев // Автомобильный транспорт. – Х.: ХГАДТУ, 2002. – Вып. №9. – С. 3 − 5.

21. Туренко А.Н. Работа электропневмопривода в аварийном режиме / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко, С.Я. Ходырев, Н.Г. Михалевич // Вестник ХНАДУ и СВНЦ ТАУ. – Х.: ХНАДУ, 2002. – Вып. №17. – С. 26 − 27.

22. Туренко А.Н. Сравнительный анализ применимости гиперболической и усовершенствованной функции расхода при расчете пневматического привода / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко, А.П. Сопко // Вестник ХНАДУ и СВНЦ ТАУ. – Х.: ХНАДУ, 2002. – Выпуск №18. – С. 14 − 18.

23. Туренко А.Н. Математическая модель динамического процесса наполнения для типовых звеньев пневматического привода авто-транспортных средств / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко, А.В. Крамской, Ю.В. Кирчатый // Вестник ХНАДУ и СВНЦ ТАУ. – Х.: ХНАДУ, 2003. – Выпуск №22. – С. 112 − 116.

24. Туренко А.Н. Алгоритмы управления электропневматическими модуляторами давления / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко, С.Я. Ходырев, Н.Г. Михалевич // Автомобильный транспорт. – Х.: ХНАДУ, 2003. – Выпуск №13. – С. 157 − 159.

25. Клименко В.И. Построение численных моделей случайных дорожных возмущений в задачах плавности хода автомобиля / В.И. Клименко, М.В. Дячук // «Новини науки Придніпров'я». Науково-практичний журнал. – Дніпропетровськ: РВА "Дніпро-VAL", 2003. – Выпуск №5. – С. 60 − 64.

26. Туренко А.Н. Математическое моделирование динамического процесса наполнения типовых звеньев пневматического привода автотранспортных средств / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко, А.В. Крамской // Автошляховик України. Науково-виробничий журнал. – К.: 2004. – Випуск №5. – С. 22 − 25.

27. Клименко В.И. Экспериментальные исследования динамики электропневматического тормозного привода / В.И. Клименко, Н.Г. Михалевич, А.А. Чебан, А.Н. Красюк // Автомобильный транспорт. – Х.: ХНАДУ, 2005. – Выпуск №16. – С. 156 − 158.

28. Туренко А.М. Сучасні електронні гальмівні системи автомобілів / А.М. Туренко, В.І. Клименко, Л. О. Рижих, С. Й. Ломака, Д. М Леонтьев // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету. – Кременчук: КДПУ, 2006. – Випуск №2. – С. 64 − 66.

29. Туренко А.М. Передавальна функція пневматичної підвіски / А.М. Туренко, В.О. Богомолов, В.І. Клименко, А.І. Шилов / Автомобільний транспорт. – Х.: ХНАДУ, 2006. – Випуск №19. – С. 11 − 13.

30. Туренко А.М. Аналіз алгоритмів регулювання гальмівних сил регулятором з електронним керуванням / А.М. Туренко, С.Й. Ломака, В.І. Клименко, Л.О. Рижих, Д.М. Леонтьев / Вісник Житомирського державного технологічного університету. – Житомир.: ЖДТУ, 2006. – Випуск №4(39). – С. 26 − 35.

31. Туренко А.М. Моделювання перехідних процесів у пневматичному приводі з послідовно сполученими ланками / А.М. Туренко, В.О. Богомолов, В.І. Клименко, О.В. Крамський // Автошляховик України. Науково-виробничий журнал. – К.: 2006. – Випуск №6. – С. 16 − 18.

32. Туренко А. Н. Расчет питающей части пневматического тормозного привода автотранспортного средства с антиблокировочной системой / А. Н. Туренко, В.И. Клименко, Л. А. Рыжих, А. В. Крамской, А. А. Чебан // Вестник ХНАДУ и СВНЦ ТАУ. – Х.: ХНАДУ, 2008. – Выпуск №41. – С. 51 − 54.

33. Клименко В.И. Моделирование переходных процессов в пневмоаппаратах транспортных средств / В.И. Клименко, А.В. Крамской, А.А. Чебан // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – Луганськ: СНУ, 2008. – Випуск №7 (125). – С. 53 − 57.

34. Клименко В.И. Современные АБС и реализация их алгоритмов работы / В.И. Клименко, Л.А. Рыжих, А.Н. Красюк, Д.Н. Леонтьев // Известия МГТУ «МАМИ». Научный рецензируемый журнал. – М.: МГТУ «МАМИ», 2009. – Выпуск №1 (7). – С. 34 − 37.

35. Клименко В.И. Уточнение методики определения статической точности электропневматического тормозного привода и требований к его статической характеристике / В.И. Клименко, Н.Г. Михалевич // Автомобильный транспорт. – Х.: ХНАДУ, 2009. – Выпуск №24. – С. 27 − 32.

36. Богомолов В.О. Огляд та аналіз конструкцій пневматичних підвісок автомобілів з електронним керуванням / В.О. Богомолов , В.І. Клименко, А.І. Шилов, Р.О. Алексеєв // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – Луганськ: Видавництво СНУ, 2010. – Науковий журнал №6 (148). – С. 54 − 58.

37. Богомолов В.О. Моделювання дорожньої поверхні для розрахунку динаміки руху транспортних засобів / В.О. Богомолов, В.І. Клименко, А.І. Шилов / Автомобільний транспорт. – Х.: ХНАДУ, 2011. – Випуск №29. – С. 37 − 42.

38. Богомолов В.А. Пути повышения быстродействия исполнительного механизма электропневматического привода сцепления автомобилей / В.А. Богомолов, В.И. Клименко, Н.Г. Михалевич, А.А. Ярита // Вісник СевНТУ. Серія Машиноприладобудування та транспорт. – 2013. − Випуск №142. – С.73 – 75.

39. Богомолов В.А. Построение статической характеристики механизма выключения сцепления транспортного средства / В.А. Богомолов, В.И. Клименко, Н.Г. Михалевич, А.А. Ярита // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – Випуск №8 (1051). – С. 164 – 169.

40. Богомолов В. А. Выбор способа управления рабочим процессом и построение алгоритма управления электропневматическим приводом сцепления / В. А. Богомолов, В. И. Клименко, Н. Г. Михалевич, А. А. Ярита // Вісник Харківського національного технічного університету імені Петра Василенка. – Х.: ХНТУСГ, 2014. – Випуск №155. – С. 14 – 20.

41. Клименко В.І. Моделювання роботи автоматичної системи керування зчепленням / В.І. Клименко, М.Г. Михалевич, Д.М. Леонтьєв, О.О. Ярита, Ю.О. Рябуха // Автомобільний транспорт. – Х.: ХНАДУ, 2017. – Випуск №41. – С. 74 − 79.

42. Yarita O. A. Features of controlling electropneumatic valves of actuator to control its clutch with acceleration valve / O. O. Yarita, M.G. Mychalevich, D.N. Leontiev, V. I. Klimenko, V.A. Bogomolov, I. V. Gritsuk, Y. B. Novikova // Science & Technique, 17 (1). – Minsk: BNTU, 2018. – International scientific and technical journal – P. 64 − 71. DOI:10.21122/2227-1031-2018-17-1-64-71 (Web of Science Core Collection (ESCI))

43. Mychalevich M. Assessment of Operation Speed and Precision of Electropneumatic Actuator of Mechanical Transmission Clutch Control System / M. Mychalevich, O. Yarita, A. Turenko, D. Leontiev, I. Gritsuk, V. Bogomolov, V. Klimenko, M. Smieszek // SAE Technical Paper 2018-01-1295, 2018, doi:10.4271/2018-01-1295 (Scopus).

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

44. Туренко А. Н. Анализ применимости гидропневматического привода в системах управления автотранспортных средств / А.Н. Туренко, В.И. Клименко // Надежность машин, механизмов, оборудования. Материалы международной научно – технической конференции, 15–17 февраля 2000 г. – Карпаты п. Славское: 2000. – С. 114–115.

45. Клименко В.И. Анализ применимости гидропневматического привода в системах управления автотранспортных средств / В.И. Клименко // Ассоциация автомобильных инженеров. Вып.7. Материалы XXX конференции "Безопасность конструкции автотранспортных средств", 31.05.-01.06.2000 г. – Дмитров: 2000. – С. 104–109.

46. Туренко А.Н. Алгоритмы управления электропневматическими модуляторами давления / А.Н. Туренко, В.О. Богомолов, В.И. Клименко, С.Я. Ходырев, Н.Г. Михалевич // X научно-техническая конференция с международным участием «Транспорт, экология – устойчиво развитие», 10−12 мая 2007 г. – Варна, Республика Болгария: 2007. – С. 419–422.

47. Клименко В.И. Уточнение методики определения статической точности электропневматического тормозного привода и требований к его статической характеристике / В.И. Клименко, Н.Г. Михалевич // Труды 65 Международной научно-технической конференции ААИ «Приоритеты развития отечественного автотракторостроения и подготовки инженерных и научных кадров». – М.: 2009. – С. 14.

48. Антоненко А.А. Особенности рабочего процесса в пневматических тормозных приводах большегрузных транспортных средств / А.А. Антоненко, В.А. Богомолов, С.В. Богомолов, В.И. Клименко // Материалы Международной научно-практической конференции «Прогресс транспортных средств и систем – 2009» Ч. 1 ВГТУ. – Волгоград: 2009. – С. 103 – 104.

49. Туренко А.Н. Оценка эффективности торможения транспортных средств оборудованных АБС / А.Н. Туренко, В.И. Клименко, С.Й. Ломака, Л.А. Рыжих, Д.Н. Леонтьев // «Гидропневмосистемы мобильных и технологических

машин» Сборник докладов международной научно-технической конференции. – Минск: БНТУ, 2010. – С. 21 – 29.

50. Богомолов В.А. Численное моделирование вязких гидро- и газодинамических процессов в проточных полостях в широком диапазоне давлений и температур на параллельных системах / В.А. Богомолов, В.И. Клименко, А.В. Крамской // «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» Сборник докладов международной научно-технической конференции. – Минск: БНТУ, 2010. – С. 29 – 36.

51. Клименко В.И. Теоретические исследования электропневматического тормозного привода / В.И. Клименко // Сборник научных трудов Международной научно-практической конференции «Актуальные вопросы развития транспортной системы». – Махачкала: 2015. – С. 17 – 22.

52. Клименко В.И. К вопросу определения рационального распределения тормозного усилия автомобилей с пневматическим или электропневматическим тормозным приводом / В.И. Клименко, Д.Н. Леонтьев // Сборник материалов международной научно-технической конференции «Перспективы развития дорожно-транспортных и инженерно-коммуникационных инфраструктур». – Ташкент: 2017. – С. 268 – 272.

Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:

53. Пат. 84816 Україна МПК(2006) B60K 23/00. Пневмогідравлічний підсилювач приводу зчеплення транспортного засобу / Богомолов В.О., Клименко В.І., Антоненко О.А., Сопов В.О. – №200712578; заявл. 13.11.2007; опубл. 25.11.2008. Бюл. №22, 6 с.

54. Пат. 87663 Україна МПК(2009)B60 G 17/00, B 60 G 17/04. Регулятор рівня підлоги транспортного засобу / Богомолов В.О., Клименко В.І. – №200511240; заявл. 28.11.2005; опубл. 10.08.2009. Бюл. №15, 4 с.

55. Пат. 2435077 Россия МПК F15B15/14, B60K23/02 Пневмогидравлический усилитель привода сцепления транспортного средства /

Богомолов В.А., Клименко В.И., Антоненко А.А., Сопов В.А. – №2008118907/11; заявл. 13.05.2008; опубл. 27.11. 2011. Бюл. №33, 7 с.

56. Пат. 109739 Україна, МПК (2006. 01), B60G 17/056. Регулятор рівня підлоги автотранспортного засобу / Богомолов В. О., Клименко В.І., Леонтьєв Д.М., Алексєєв Р.О. – №201405713; заявл. 27.05.2014; опубл. 25.09.2015. Бюл. №18, 4 с.

57. Пат. 2329158 Россия МПК B60G 17/04. Регулятор уровня пола транспортного средства / Туренко А.Н., Богомолов В. А., Клименко В.И.. – №2005115039/11; заявл. 27.11.2006; опубл. 20.07.2008. Бюл. №20, 4 с.

58. Туренко А.Н. Основы прикладной теории колебаний: учебное пособие с грифом Министерства образования и науки Украины / А.Н. Туренко, А.Д. Сопко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко, С.Я. Ходырев. – Х.: ХНАДУ, 2002. – 130с.

59. Туренко А.М. Функціональний розрахунок гальмівної системи автомобіля з барабанними гальмами та регулятором гальмівних сил: підручник з грифом Міністерства освіти і науки України / А.М. Туренко, В.О. Богомолов, В.І. Клименко, С.Я. Ходирєв, В.І. Кирчатий, М.Г. Михалевич. – Х.: ХНАДУ, 2003. – 120с.

60. Туренко А.М. Автотехнічна експертиза. Дослідження обставин ДТП: підручник для вищих навчальних закладів / А.М. Туренко, В.І. Клименко, О.В. Сараєв, С.В. Данець. – Х.: ХНАДУ, 2013. – 320с.

61. Богомолов В.А. Моделирование систем управления в SIMULINK: учебное пособие / В.А. Богомолов, А.Г. Гурко, В.И. Клименко, Д.Н Леонтьев, А.Н. Красюк. – Х.: ХНАДУ, 2017. – 232с.

ABSTRACT

Klymenko V. I. Theoretical fundamentals for development and improvement of pneumatic devices of brake control, suspension and clutch in vehicles. – Qualification study. Manuscript.

Thesis for a Doctor of Technical Sciences degree: speciality 05.22.02 – Automobiles and Tractors (274 Automobile Transport). – Kharkiv National Automobile and Highway University of the Ministry of Education and Science of

Ukraine, Kharkiv National Automobile and Highway University of the Ministry of Education and Science of Ukraine, Kharkiv, 2018.

This thesis deals with theoretical fundamentals for development and improvement of the pneumatic devices and gears of brake control, the pneumatic suspension and the gear booster of clutch control by increasing their response time and choosing a rational process to control them on the basis of the systems approach methodology to design and theoretically analyse the properties of pneumatic devices.

The scientific novelty of the results is the development of methods to estimate the dynamics and statics of pneumatic devices and brake control gears, synthesize the output characteristics of the control devices of the pneumatic suspension and the clutch control gear booster.

The analysis indicates that it is the first time the method of pneumatic brake gear dynamics calculation, which combines the method of distributed parameters to determine the discharge coefficients of pneumatic devices and the method of lumped parameters to study the dynamics of the various links of the pneumatic brake gear, has been proposed. This method enables us to effectively estimate the dynamics of the pneumatic brake gear circuits and the burden and strength of the components of the structure of devices, which are constituents of the circuit. It is proved that the fields of both static pressure distribution and a flow velocity vector scalar indicate the minor distribution of thermodynamic parameters by volume (an average integral value of static pressure over minimal does not exceed 4% during charging). The method of lumped parameters is further developed in terms of the determination of a discharge coefficient on the basis of numerical modelling, taking into account a pressure change in a unit. The comparative theoretical research of the dynamics of the pneumatic brake gear indicates correspondence between calculation results and experimental research results (an error is less than or equal to 7.2%). The method of the modelling of the dynamic characteristics of the pneumatic brake gear is offered, using Simulink software of MatLab6.5, which is made as a library of the separate standard elements of a gear. The complex of programmes for transient process dynamics modelling in separate circuits is developed. It can be used for automated

design of brake control. The experimental research of the dynamics of the standard throttle-capacity links of the pneumatic brake gear proves the fidelity of the proposed method of the three-dimensional modelling of device transient processes, having an error of 5.0% during the charging or discharging of gear.

Evolutionary development of vehicle brake systems is associated with the use of a pneutronic brake gear, that is why theoretical prerequisites for the design of a pneutronic brake gear are developed in this work. On the basis of the current theoretical approaches, it is the first time the functions which enable us to compute the dynamics of pneumatic and pneutronic brake gears in monotonous and cyclic operation modes have been generalized; recommendations for rationalization of computation parameters are proposed.

New functional links of pneutronic pressure modulator structural components are obtained and the relationships between the response time of an electromagnetic valve membrane and its main geometric parameters (nominal diameter, supply voltage, the number of electromagnetic valves in an amplifier stage, air pressure from both sides of an electromagnetic valve membrane) are determined. It enables us to improve a pressure modulator design that guarantees a response time of 0.008 second and an open valve time of 0.0065 second. The response time is achieved due to the rational choice of the volume of an amplifying chamber, the flow passages of electromagnetic valves, the value of a pressure limit in the amplifying chamber and the pressure fall, which effects a membrane surface. A two-line protection valve, which guarantees automatic operation of the emergency brake system of a pneutronic brake gear and the vehicle braking with necessary deceleration, is designed and studied. The actuation time of the two-line protection valve is less than or equals 0.55 second if a primary braking system is out of order. The experimental research confirms compatibility, operability and efficiency of the designed circuits of the primary and emergency brake systems of a pneutronic brake gear that enables us to gain improved characteristics in terms of the gear response time.

The theory of the design and improvement of pneumatic devices to control the brakes, pneumatic suspension and clutch is further developed. It enables us to take

into account the features of device structures and the operating processes that take place in them. On the basis of theoretical propositions and international requirements, it is the first time the rational ratio of the inlet and outlet flow passages of the two-stage floor level controller of the pneumatic suspension has been proposed. The results of the research prove that the floor level controller compensates for lowering of the dynamic neutral position of a vehicle during its movement and allow us to reduce the dynamic movement of suspension by 20-30%. It is ascertained that, if electronic systems to control the pneumatic suspension is used, the criterion of control is a minimal probability of the suspension breakdown that is characterised by maintaining a certain distance to the compression buffer during the vehicle movement. The use of this criterion decreases the dynamic suspension travel by 10-15%.

The design of the floor level controller, which is put into serial production at Volchansk Aggregate Plant (Ukraine), is developed and protected by patents on the basis of this research.

The study in terms of the improvement of a pneumatic-hydraulic clutch gear booster control process enables us to determine a rational model of the clutch operation in order to adjust the outlet and inlet characteristics of the pneumatic-hydraulic clutch gear booster at the stage of design. Experimental research of static and dynamic characteristics confirms the adequacy of the mathematical modelling of transient processes (an error of static characteristics is less than or equals 5.0%, dynamic ones – 8.0%). The design of the pneumatic-hydraulic gear booster to control the clutch, which is also put into serial production at Volchansk Aggregate Plant (Ukraine), is developed and protected by patents on the basis of this research.

The pneumatic brake gear of a towed member, where the functions of the regulator of braking forces and an air distribution valve are integrated in one device, is improved, and this feature of an automatic braking process is taken into account in case a power supply line fails. The criterion of the integration of the braking forces regulator and the air distribution valve in one device is proposed to provide additional protection for the pneumatic brake gear of a trailer against early activation of the

automatic brake under influence of the natural fluctuation of air pressure in the power line without increasing the gear response time in case of power outage.

Practical significance of the obtained results. The results have theoretical and practical constituents. The results of theoretical research contribute to the theory of operating processes to control the brake, the pneumatic suspension and the clutch gear booster. The proposed relationships can be applied to formulate the characteristics of brake control and estimate both the quality of pneumatic suspension control and the clutch gear booster output parameters. The main scientific propositions, inventions and recommendations are applied to: an educational process to train bachelors, masters and PhD students on specialities 133 Specialized Mechanical Engineering and 274 Automobile Transport; the modifications of brake force regulators that are integrated with the air distribution valve; the design of the two-line protection valve; the designs of the pneumatic-hydraulic gear to control the clutch of the automobiles KrAZ (*КрАЗ*) and MAZ (*МАЗ*); the designs of the pneumatic-hydraulic clutch gear boosters; the designs of the pneumatic suspension floor level controllers of the buses LAZ (*ЛАЗ*), MAZ (*МАЗ*), Bohdan (*Богдан*), Etalon (*Еталон*), LiAZ (*ЛіАЗ*) and the trolleybus Trolza (*Тролза*).

Volchansk Aggregate Plant (the town of Volchansk, Kharkiv region, Ukraine) has put into serial production 23 modifications of pneumatic-hydraulic clutch gear boosters and 5 modifications of floor level controllers. Volchansk Aggregate Plant has manufactured and sold 600,000 pieces of the pneumatic-hydraulic boosters of various modifications and over 120,000 pieces of floor level controllers.

Key words: dynamics, electropneumatic brake gear, pressure modulator, pneumatic suspension, floor level controller, pneumatic-hydraulic clutch booster.

List of publications of a postdoctoral student.

Publications containing main scientific results of the thesis.

1. Increase of braking efficiency of vehicles having a brake gear: manuscript / [Turenko A. N., Bogomolov V. A., Klimenko V. I., Kirchatyy V. I.]. – Kh.: KhSAHTU, 2000. – 472 p.

2. Improvement of modes to control vehicle brake system output parameters: manuscript / [Turenko A. N., Bogomolov V. A., Klimenko V. I., Kirchatyy V. I., Khodyrev S. Ya.]. – Kh.: KhNAHU, 2002. – 400 p.

3. Fundamentals of creation and study of vehicle pneutronic brake control: manuscript / [Turenko A. N., Klimenko V. I., Ryzhykh L. A., Leontev D. N., Krasiuk A. N.]. – Kh.: KhNAHU, 2012. – 288 p.

4. Theoretical and practical fundamentals of creation of vehicle electropneumatic brake gear and antilock brake system: manuscript / [Turenko A. N., Klimenko V. I., Lomaka S. I., Ryzhykh L. A., Mikhalevich N. G., Cheban A. A.]. – Kh.: KhNAHU, 2012. – 336 p.

5. Realization of intellectual functions of vehicle pneutronic brake control: manuscript, 2nd ed. / [Turenko A. N., Klimenko V. I., Bogomolov V. A., Ryzhykh L. A., Leontev D. N., Krasiuk A. N., Mikhalevich N. G.]. – Kh.: KhNAHU, 2015. – 450 p.

6. Klimenko V. I. The use of hydropneumatic gear in vehicle control systems / V. I. Klimenko, V. P. Logvinov // Automobile transport. – Kh.: Publishing department of KhSAHTU, 1999. – Issue №3. – P. 54−56.

7. Turenko A. M. Mathematical model of vehicle pneumatic suspension / A. M. Turenko, V. O. Bohomolov, V. I. Klymenko, A. I. Shylov // Bulletin of Ternopil STU. – Ternopil: TSTU, 2000. – Issue №4. – P. 124−127.

8. Turenko A. N. Influence of floor level controller on suspension performance properties / A. N. Turenko, V. A. Bogomolov, B. I. Klimenko, A. I. Shilov // Bulletin of Kharkov State Polytechnic University. – Kharkov: KhSPU, 2000. – Issue №82. – P. 42−43.

9. Turenko A. N. Peak dynamic loads on automobile transmission and activities to reduce them / A. N. Turenko, V. A. Bogomolov, B. I. Klimenko, V. P. Logvinov // Bulletin of Kharkov State Polytechnic University. – Kharkov: KhSPU, 2000. – Issue №119. – P. 19–21.

10. Turenko A. N. Experimental brake force regulator having functions of trailer brake control valve / A. N. Turenko, V. A. Bogomolov, B. I. Klimenko,

A. V. Saraev // Automobile transport. – Kh.: Publishing department of KhSAHTU, 2000. – Issue №4. – P. 5−7.

11. Turenko A. N. Analysis of the turn-on time of vehicle clutch having a pneumohydraulic booster / A. N. Turenko, V. A. Bogomolov, B. I. Klimenko, V. P. Logvinov // Bulletin of Kharkov State Polytechnic University "Technologies in Mechanical Engineering Industry". – Kharkov: KhSPU, 2000. – Issue №124. – P. 117–122.

12. Turenko A. N. Research into a process of activation of clutch having a pneumohydraulic booster / A. N. Turenko, V. A. Bogomolov, B. I. Klimenko, V. P. Logvinov, S. V. Grishchenko // Bulletin of Kharkov State Polytechnic University. – Kharkov: KhSPU, 2000. – Issue №128. – P. 109−114.

13. Turenko A. N. To the issue of hydropneumatic brake gear / A. N. Turenko, V. A. Bogomolov, B. I. Klimenko, I. N. Nikitchenko // Bulletin of KhSAHTU. – Kh.: Publishing department of KhSAHTU, 2000. – Issue №11. – P. 16−18.

14. Turenko A. M. Suitability of a hyperbolic expenditure function to calculate a vehicle pneumatic brake gear / A. M. Turenko, V. O. Bohomolov, V. I. Klymenko, A. O. Tsupryk // All-Ukrainian monthly scientific-technical and industrial journal "Engineering Science". – Lviv, 2000. – Issue №9. – P. 35−38.

15. Turenko A. M. Analysis of the turn-on time of clutch having a pneumohydraulic booster / A. M. Turenko, V. O. Bohomolov, V. I. Klymenko, V. P. Lohvinov, S. V. Hryshchenko // Methods and devices to control quality. Scientific and technical journal. – Ivano-Frankivsk: 2000. – Issue №6. – P. 103−107.

16. Turenko A. N. Determination of static accuracy characteristics of electropneumatic brake gear / A. N. Turenko, V. I. Klimenko, N. N. Aleksa, A. A. Seryy, S. V. Cherkov // Automobile transport. – Kh.: KhSAHTU, 2001. – Issue №6. – P. 35−37.

17. Turenko A. N. Analysis of halving methods to study a nonstationary compressed air flow in automobile pneumatic systems / A. N. Turenko, V. A. Bogomolov, V. I. Klimenko, A. V. Kramskoy, A. N. Larin // Automobile transport. – Kh.: KhSAHTU, 2001. – Issue №7–8. – P. 119−122.

18. Klimenko V. I. A hydropneumatic drive in vehicle control systems / Automobile industry. – M.: 2001. – Issue №8. – P. 16−17.

19. Turenko A. N. Emergency and automatic braking of a road train / A. N. Turenko, V. A. Bogomolov, V. I. Klimenko, A. V. Saraev // Bulletin of KhSAHTU. – Kh.: KhSAHTU, 2001. – Issue №14. – P. 36−38.

20. Turenko A. N. Application of a solid modelling method to design the devices of automobile brake gear / A. N. Turenko, V. A. Bogomolov, V. I. Klimenko, S. Ya. Khodyrev, A. P. Sopko, D. P. Solovev // Automobile transport. – Kh.: KhNAHU, 2002. – Issue №9. – P. 3−5.

21. Turenko A. N. Operation of electropneumatic gear in an emergency mode / A. N. Turenko, V. A. Bogomolov, V. I. Klimenko, S. Ya. Khodyrev, N. G. Mikhalevich // Bulletin of KhNAHU and NESTs of TAU. – Kh.: KhNAHU, 2002. – Issue №17. – P. 26−27.

22. Turenko A. N. Comparative analysis of application of a hyperbolic and improved expenditure function to compute a pneumatic drive / A. N. Turenko, V. A. Bogomolov, V. I. Klimenko, A. P. Sopko // Bulletin of KhNAHU and NESTs of TAU. – Kh.: KhNAHU, 2002. – Issue №18. – P. 14−18.

23. Turenko A. N. Mathematical model of a dynamic charging process for standard links of a vehicle pneumatic drive / A. N. Turenko, V. A. Bogomolov, V. I. Klimenko, A. V. Kramskoy, Yu. V. Kirchatyy // Bulletin of KhNAHU and NESTs of TAU. – Kh.: KhNAHU, 2003. – Issue №22. – P. 112−116.

24. Turenko A. N. Control algorithms of electropneumatic pressure modulators / A. N. Turenko, V. A. Bogomolov, V. I. Klimenko, S. Ya. Khodyrev, N. G. Mikhalevich // Automobile transport. – Kh.: KhNAHU, 2003. – Issue №13. – P. 157−159.

25. Klimenko V. I. Numerical modelling of random road disturbance in the problems of automobile movement smoothness / V. I. Klimenko, M. V. Diachuk // News of Science of Prydniprovia. Scientific and practical journal. – Dnipropetrovsk: Publishing agency Dnipro-VAL, 2003. – Issue №5. – P. 60−64.

26. Turenko A. N. Mathematical modelling of a dynamic process to charge standard links of vehicle pneumatic drive / A. N. Turenko, V. A. Bogomolov,

V. I. Klimenko, A. B. Kramskoy // Autoroad worker of Ukraine. Scientific and industrial journal. – K.: 2004. – Issue №5. – P. 22−25.

27. Klimenko V. I. Experimental research of electropneumatic brake gear dynamics / V. I. Klimenko, N. G. Mikhalevich, A. A. Cheban, A. N. Krasiuk // Automobile transport. – Kh.: KhNAHU, 2005. – Issue №16. – P. 156−158.

28. Turenko A. M. Modern electronic brake systems of vehicles / A. M. Turenko, V. I. Klymenko, L. O. Ryzhykh, S. Y. Lomaka, D. M. Leontev // Bulletin of Kremenchuk State Polytechnic University. – Kremenchuk: KSPU, 2006. – Issue №2. – P. 64−66.

29. Turenko A. M. Transfer function of pneumatic suspension / A. M. Turenko, V. O. Bohomolov, V. I. Klymenko, A. I. Shylov / Automobile transport. – Kh.: KhNAHU, 2006. – Issue №19. – P. 11−13.

30. Turenko A. M. Analysis of algorithms to control braking forces with electronic control regulator / A. M. Turenko, S. Y. Lomaka, V. I. Klymenko, L. O. Ryzhykh, D. M. Leontev / Bulletin of Zhytomyr State Technological University. – Zhytomyr: ZhSTU, 2006. – Issue №4(39). – P. 26−35.

31. Turenko A. M. Modelling of transient processes in a pneumatic drive having sequentially connected links / A. M. Turenko, V. O. Bohomolov, V. I. Klymenko, O. V. Kramskyi // Autoroad worker of Ukraine. Scientific and industrial journal. – K.: 2006. – Issue №6. – P. 16−18.

32. Turenko A. N. Calculation of feeding component of vehicle pneumatic brake gear having antilock brake system / A. N. Turenko, V. I. Klimenko, L. A. Ryzhykh, A. V. Kramskoy, A. A. Cheban // Bulletin of KhNAHU and NESTs of TAU. – Kh.: KhNAHU, 2008. – Issue №41. – P. 51−54.

33. Klimenko V. I. Modelling of transient processes in vehicle pneumatic devices / V. I. Klimenko, A. V. Kramskoy, A. A. Cheban // Bulletin of Volodymyr Dal Eastern Ukrainian National University. – Luhansk: EUNU, 2008. – Issue №7 (125). – P. 53−57.

34. Klimenko V. I. Modern ABS and realization of its operation algorithms / V. I. Klimenko, L. A. Ryzhykh, A. N. Krasiuk, D. N. Leontev // News of MSTU “MAMI”. Scholarly reviewed journal. – M.: MSTU “MAMI”, 2009. – Issue №1 (7). – P. 34−37.

35. Klimenko V. I. Clarification of methodology to determine static accuracy of electropneumatic brake gear and requirements for its static characteristic / V. I. Klimenko, N. G. Mikhalevich // Automobile transport. – Kh.: KhNAHU, 2009. – Issue №24. – P. 27–32.

36. Bohomolov V. O. Review and analysis of pneumatic suspensions of electronic control automobiles / V. O. Bohomolov, V. I. Klymenko, A. I. Shylov, R. O. Alekseiev // Bulletin of Volodymyr Dal Eastern Ukrainian National University. – Luhansk: EUNU, 2010. – Issue №6 (148). – P. 54–58.

37. Bohomolov V. O. Modelling of road surface to compute vehicle movement dynamics / V. O. Bohomolov, V. I. Klymenko, A. I. Shylov // Automobile transport. – Kh.: KhNAHU, 2011. – Issue №29. – P. 37–42.

38. Bogomolov V. A. Methods to improve the automobile clutch electropneumatic drive actuator response time / V. A. Bogomolov, V. I. Klimenko, N. G. Mikhalevich, A. A. Yarita // Bulletin of SevNTU. Series: Machine and instrument engineering and transport. – 2013. – Issue №142. – P. 73–75.

39. Bogomolov V. A. Plotting of static characteristic of vehicle clutch release / V. A. Bogomolov, V. I. Klimenko, N. G. Mikhalevich, A. A. Yarita // Bulletin of NTU “KhPI”. Series: Automobile and tractor engineering industry. – Kh.: NTU “KhPI”, 2014. – Issue №8 (1051). – P. 164–169.

40. Bogomolov V. A. Choice of method to control an operating process and creation of an algorithm to control a clutch electropneumatic drive / V. A. Bogomolov, V. I. Klimenko, N. G. Mikhalevich, A. A. Yarita // Bulletin of Petro Vasylenko Kharkiv National Technical University of Agriculture. – Kh.: KhNTUA, 2014. – Issue №155. – P. 14–20.

41. Klymenko V. I. Modelling of operation of automatic clutch control system / V. I. Klymenko, M. G. Mykhalevych, D. M. Leontiev, O. O. Yaryta, Yu. O. Riabukha // Automobile transport. – Kh.: KhNAHU, 2017. – Issue №41. – P. 74–79.

42. Yarita O. O. Features of control of clutch control actuator electropneumatic valves having an acceleration valve / O. O. Yarita, M. G. Mychalevich, D. N. Leontiev, V. I. Klymenko, V. A. Bogomolov, I. V. Gritsuk, Y. B. Novikova //

Science & Technology. – Minsk: BNTU, 2018. – International scientific and technical journal. T.17, №1. – P. 64−71. (Web of Science Core Collection (ESCI))

43. Mychalevich M. Assessment of Operation Speed and Precision of Electropneumatic Actuator of Mechanical Transmission Clutch Control System / M. Mychalevich, O. Yarita, A. Turenko, D. Leontiev, I. Gritsuk, V. Bogomolov, V. Klimenko, M. Smieszek // SAE Technical Paper 2018-01-1295, 2018, doi:10.4271/2018-01-1295 (Scopus).

Scientific works that prove the approbation of the materials of the thesis.

44. Turenko A. N. Analysis of application of hydropneumatic drive in vehicle control systems / A. N. Turenko, V. I. Klimenko // Reliability of machines, mechanisms, equipment. Materials of international scientific and technical conference, 15–17 February 2000. – Carpathians, Slavskoe: 2000. – P. 114–115.

45. Klimenko V. I. Analysis of application of hydropneumatic drive in vehicle control systems / V. I. Klimenko // Association of automobile engineers. Issue 7. Materials of XXX conference „Vehicle structure safety”, 31.05.-01.06.2000. – Dmitrov: 2000. – P. 104–109.

46. Turenko A. N. Algorithms of control of electropneumatic pressure modulators / A. N. Turenko, V. A. Bogomolov, V. I. Klimenko, S. Ya. Khodyrev, N. G. Mikhalevich // X scientific and technical conference with international participation “Transport, ecology – sustainable development”, 10−12 May 2007. – Varna, Bulgaria: 2007. – P. 419–422.

47. Klimenko V. I. Clarification of methodology of static electropneumatic brake gear accuracy determination and requirements for its static characteristic / V. I. Klimenko, N. G. Mikhalevich // Works of 65 International scientific and technical conference of the Association of Automobile Engineers (AAE) “Priorities of national automobile and tractor engineering development and the training of engineering and scientific personnel”. – M.: 2009. – P. 14.

48. Antonenko A. A. Features of an operation process in pneumatic brake gears of heavy vehicles / A. A. Antonenko, V. A. Bogomolov, S. V. Bogomolov, V. I.

Klimenko // Materials of international scientific and practical conference “Progress of vehicles and systems – 2009”. Part 1. VSTU. – Volgograd: 2009. – P. 103–104.

49. Turenko A. N. Estimation of braking effectiveness of vehicles having ABS / A. N. Turenko, V. I. Klimenko, S. Y. Lomaka, L. A. Ryzhykh, D. N. Leontev // Hydropneumatic systems of mobile and technological machines. Collection of works of international scientific and technical conference. – Minsk: BNTU, 2010. – P. 21–29.

50. Bogomolov V. A. Numerical modelling of viscous hydraulic and gas dynamic processes in flow chambers within a wide range of pressure and temperature in parallel systems / V. A. Bogomolov, V. I. Klimenko, A. V. Kramskoy // Hydropneumatic systems of mobile and technological machines. Collection of works of international scientific and technical conference. – Minsk: BNTU, 2010. – P. 29–36.

51. Klimenko V. I. Theoretical investigation of electropneumatic brake gear / V. I. Klimenko // Collection of scientific works of international scientific and practical conference “Topical issues of transport system development”. – Makhachkala: 2015. – P. 17–22.

52. Klimenko V. I. On the issue of determination of rational brake effort distribution in automobiles having a pneumatic or electropneumatic brake gear / V. I. Klimenko, D. N. Leontev // Collection of materials of international scientific and technical conference “Perspectives of road and transport engineering-communication infrastructure development”. – Tashkent: 2017. – P. 268–272.

Extra scientific works that represent the scientific results of the thesis:

53. Pat. 84816 Ukraine MPK (*МПК*) (2006) B60K 23/00. Pneumohydraulic booster of vehicle clutch drive / Bohomolov V. A., Klymenko V. I., Antonenko O. A., Sopov V. O. – №200712578; appl. 13.11.2007; publ. 25.11.2008. Bul. №22, 6 p.

54. Pat. 87663 Ukraine MPK (*МПК*) (2009) B60 G 17/00, B 60 G 17/04. Vehicle floor level controller / Bohomolov V. A., Klymenko V. I. – №200511240; appl. 28.11.2005; publ. 10.08.2009. Bul. №15, 4 p.

55. Pat. 2435077 Russia MPK (*МПК*) F15B15/14, B60K23/02. Pneumohydraulic booster of vehicle clutch drive / Bogomolov V. A., Klimenko V. I.,

Antonenko A. A., Sopov V. A. – №2008118907/11; appl. 13.05.2008; publ. 27.11. 2011. Bul. №33, 7 p.

56. Pat. 109739 Ukraine MPK (*МПК*) (2006. 01), B60G 17/056. Vehicle floor level controller / Bohomolov V. A., Klymenko V. I., Leontiev D. M., Aleksieiev R. O. – №201405713; appl. 27.05.2014; publ. 25.09.2015. Bul. №18, 4 p.

57. Pat. 2329158 Russia MPK (*МПК*) B60G 17/04. Vehicle floor level controller / Turenko A. N., Bogomolov V. A., Klimenko V. I. – №2005115039/11; appl. 27.11.2006; publ. 20.07.2008. Bul. №20, 4 p.

Main educational and methodological works

58. Turenko A. N. Fundamentals of the applied theory of vibrations: coursebook according to the classification of the Ministry of Education and Science of Ukraine / A. N. Turenko, V. A. Bogomolov, V. I. Klimenko, S. Ya. Khodyrev, A. D. Sopko. – Kh.: KhNAHU, 2002. – 130 p.

59. Turenko A. M. Functional calculation of automobile brake system having a drum brake and brake force regulator: coursebook according to the classification of the Ministry of Education and Science of Ukraine / A. M. Turenko, V. O. Bohomolov, V. I. Klymenko, S. Ya. Khodyriev, V. I. Kyrchatyi, M. H. Mykhalevych. – Kh.: KhNAHU, 2003. – 120 p.

60. Turenko A. M. Autotechnical expert examination. Investigation of road accident conditions: coursebook for higher education institutions / A. M. Turenko, V. I. Klymenko, O. V. Saraiev, S. V. Danets. – Kh.: KhNAHU, 2013. – 320 p.

61. Bogomolov V. A. Modelling of control systems in SIMULINK: coursebook / V. A. Bogomolov, A. G. Gurko, V. I. Klimenko, D. N. Leontev, A. N. Krasiuk. – Kh.: KhNAHU, 2017. – 232 p.

ЗМІСТ

Перелік умовних позначень 34
Вступ 35
Розділ 1. Удосконалення методів розрахунку динамики пневматичного гальмівного приводу автотранспортних засобів 43
1.1. Удосконалення методів розрахунку динаміки пневматичного гальмового привода автотранспортних засобів 43
1.1.1. Математична модель руху стисненого повітря в проточних порожнинах апаратів пневматичного гальмового привода автотранспортних засобів 43
1.1.2. Визначення коефіцієнтів переносу 44
1.1.3. Моделювання турбулентності в пневматичному гальмовому приводі автотранспортного засобу 45
1.1.4. Побудова неструктурованих сіткових моделей пневмоапаратів автотранспортних засобів 48
1.1.5. Постановка початкових і граничних умов 52
1.1.6. Чисельне інтегрування рівнянь Ейлера та Нав'є-Стокса 55
1.2. Комбінований метод покомпонентного аналізу для розрахунку динаміки пневматичного гальмового привода автомобіля 70
1.2.1. Особливості розрахунку динаміки в'язкого газу в пневматичному гальмовому приводі 70
1.2.2. Математична модель наповнення і спорожнення ланки типу «дросель-ємність» 71
1.2.3. Математична модель течії повітря в проточних порожнинах елементів пневматичного гальмового привода автомобіля 74
1.2.4. Математичні моделі динаміки типових гілок пневматичного гальмового привода автотранспортних засобів 76
1.2.5. Математичні моделі елементів пневматичного гальмового привода з електронним керуванням 82

1.3. Чисельні дослідження перехідних процесів у пневматичних апаратах і пневматичному гальмовому приводі автотранспортних засобів 85

1.3.1. Дослідження динаміки руху стисненого повітря в гальмовій камері 85

1.3.2. Моделювання перехідних процесів у пневматичный гілці «ресивер-трубопровід-модулятор-трубопровід-гальмова камера» 90

1.3.3. Дослідження динамічних характеристик пневматичного гальмового привода транспортного засобу категорії N_3 93

Висновки за розділом 1 100

Розділ 2. Теоретичні передумови створення електро-пневматичного гальмового привода 102

2.1. Сучасні тенденції розвитку гальмових систем з електро-пневматичним гальмовим приводом 102

2.1.1. Електропневматичні модулятори тиску повітря 106

2.1.2. Аналіз роботи контурів запасної (аварійної) гальмової системи транспортних засобів, оснащених електропневматичним гальмовим приводом 115

2.1.3. Огляд і аналіз математичних моделей гальмового привода з електропневматичними апаратами 125

2.1.4. Особливості системи автоматичного регулювання роботи контура з мембранним модулятором тиску 129

2.2. Теоретичні дослідження електропневматичного гальмового привода 138

2.2.1. Розрахункова схема контура електропневматичного гальмового привода 138

2.2.2. Моделювання основних елементів електропневматичного гальмового привода 140

2.2.3. Розрахунок опорів ланок контура електропневматичного гальмового привода 155

2.2.4. Аналіз результатів моделювання роботи контура електропневматичного гальмового привода 159
2.3. Вдосконалення апаратів електропневматичного гальмового привода автотранспортних засобів.....164
2.3.1. Структура і конструктивні елементи експериментального електропневматичного гальмового привода 164
2.3.2. Динамічні властивості експериментального електропневматичного гальмового привода 167
2.3.3. Регулювання тиску у контурі електропневматичного гальмового привода.....171
2.3.4. Вдосконалення закону керування контуром електропневматичного гальмового привода 186
2.3.5. Алгоритм керування електропневматичним гальмовим приводом 211
Висновки за розділом 2 216
Розділ 3. Експериментальна оцінка наукових основ вдосконалення пневматичного гальмового привода.....217
3.1. Експериментальні дослідження гілок пневматичного гальмового привода.....217
3.1.1. Експериментальні дослідження перехідних процесів у пневматичній гілці гальмового привода.....217
3.1.2. Експериментальні дослідження послідовно і паралельно з'єднаних гілок гальмового привода.....222
3.1.3. Експериментальні дослідження перехідних процесів у пневматичному гальмовому приводі транспортного засобу категорії N_3 225
3.1.4. Порівняння експериментальних і теоретичних результатів дослідження 226
3.2. Експериментальні дослідження характеристик пневматичних апаратів гальмового привода.....231
3.2.1. Експериментальні дослідження регулятора гальмових сил з функціями повітророзподільного клапана на транспортних засобах категорій O_3 і O_4 232

3.2.2. Стендові дослідження регулятора гальмових сил з функціями повітророзподільного клапана 241
3.2.3. Дослідження повітророзподільного клапана 250
3.2.4. Дослідження характеристик регулятора гальмових сил для причіпної техніки 252
3.3. Експериментальні дослідження електропневматичного гальмового привода.....256
3.3.1. Експериментальні дослідження роботи електропневматичного гальмового привода з мембранним модулятором в контурі 257
3.3.2. Експериментальні дослідження електропневматичного гальмового привода.....273
3.3.3. Робота контура аварійної гальмової системи з двомагістральним захисним клапаном 279
Висновки за розділом 3 283
Розділ 4. Удосконалення процесу керування пневматичною підвіскою автотранспортних засобів.....284
4.1. Дослідження процесу керування пневматичною підвіскою 284
4.1.1. Особливості керування пневматичною підвіскою 284
4.1.2. Класифікація систем керування пневматичною підвіскою.....286
4.1.3. Огляд і аналіз конструкцій регуляторів рівня підлоги 289
4.1.4. Вплив регулятора рівня підлоги на експлуатаційні властивості пневматичної підвіски 303
4.1.5. Огляд і аналіз математичних моделей пневматичної підвіски.....307
4.2. Аналіз експлуатаційних властивостей пневматичних підвісок з різними регуляторами рівня підлоги.....312
4.2.1. Математичне моделювання пневматичної підвіски.....313
4.2.2. Порівняльний аналіз нерегульованої і регульованої пневматичних підвісок 331

4.2.3. Аналіз впливу регулятора рівня підлоги на експлуатаційні властивості пневматичної підвіски 333
4.3. Визначення раціональних функціональних параметрів регулятора рівня підлоги 345
4.3.1. Зона нечутливості регулятора 345
4.3.2. Залежність динамічного нейтрального положення від амплітуди коливань пневматичного пружного елемента 346
4.3.3. Діаграма сумарної витрати повітря регулятором 352
4.3.4. Діаграма миттєвої витрати повітря регулятором 355
4.3.5. Діаграма площі прохідних перерізів регулятора залежно від кута відхилення важеля 356
4.4. Експериментальні дослідження 364
4.4.1. Опис конструкції вдосконаленого регулятора 364
4.4.2. Стендові випробування 366
4.4.3. Дорожні випробування 371
Висновки за розділом 4 382
Розділ 5. Удосконалення процесу керування пневмогідравлічним підсилювачем привода керування зчепленням 383
5.1. Аналіз існуючих приводів керування зчепленням 383
5.1.1. Основні вимоги, що пред'являються до приводів зчеплення 383
5.1.2. Аналіз існуючих приводів зчеплення транспортних засобів 386
5.1.3. Аналіз і класифікація пневмогідравлічних підсилювачів 390
5.1.4. Існуючі методики розрахунків динамічних процесів при ввімкненні зчеплення 392
5.1.5. Динамічні навантаження в трансмісії і причини їх виникнення 395
5.2. Теоретичне обгрунтування вибору параметрів підсилювача пневмогідравлічного привода керування зчепленням 400

5.2.1. Моделювання статичних характеристик підсилювача 400
5.2.2. Підвищення працездатності привода зчеплення на аварійних режимах роботи 411
5.2.3. Вплив параметрів системи "Зчеплення - привід" на нормальні навантаження при ввімкненні зчеплення 414
5.2.4. Аналіз впливу часу ввімкнення зчеплення на динамічну нагруженность трансмісії 422
5.2.5. Розробка математичної моделі динамічних процесів пневмогідравлічного підсилювача 431
5.2.6. Методика вибору раціонального часу ввімкнення зчеплення 441
5.3. Експериментальні дослідження пневмогідравлічного підсилювача привода керування зчепленням 447
5.3.1. Опис конструкції пневмогідравлічного підсилювача 447
5.3.2. Стендові випробування робочих процесів привода керування зчепленням з пневмогідравлічним підсилювачем 451
Висновки за розділом 5 466
Висновки 468
Список використаних джерел 472
Додаток А. Удосконалення процесу гальмування автомобільних поїздів 513
Додаток Б. Експериментальні динамічні характеристики пневматичного гальмового привода 523
Додаток В. Розраховані динамічні характеристики пневматичного гальмового привода 526
Додаток Г. Вихідні данні та результати моделювання ДЄ-ланок 529
Додаток Д. Список публікацій за темою дисертації та відомості про апробацію результатів дисертації 547
Додаток Ж. Акти впровадження 559

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

АТЗ	–	Автотранспортрний засіб;
АБС	–	Антиблокувальна система (ABS);
АЦП	–	Аналогово-цифровий перетворювач;
ВАЗ	–	Вовчанський агрегатний завод;
ГК	–	Гальмова камера;
ГС	–	Гальмова система;
ДЄ-ланка	–	Звено пневматичної ланки типу «дросель-ємність»;
ЕБК	–	Електронний блок керування;
ЕОМ	–	Електронна обчислювальна машина;
ЕПГП	–	Електропневматичний гальмовий привід; Electronic controlled Braking System (EBS); Гальмова система, що керується електроникою; Електронна гальмова система;
ЗЗ	–	Зворотній зв’язок;
ЗТП	–	Зона турбулентного переміщення;
ПАТЗ	–	Причіпний автотранспортний засіб;
ПБС	–	Протиблокувальна система (ASR);
ПК	–	Прискорювальний клапан
ПГ	–	Пневмогідравлічний;
ПГП	–	Пневматичний гальмовий привід;
РААЗ	–	Рославльский автоагрегатный завод;
РГС	–	Регулятор гальмових сил;
РРП	–	Регулятор рівня підлоги
САР	–	Система автоматичного регулювання;
ШІМ	–	Широтно-імпульсна модуляція;
ACC	–	Adaptive cruise control (Адаптивный круиз-контроль);
RSS	–	Roll Stability Support (система боковой устойчивости против опрокидывания);
BVA	–	Break lining wear indicator (система контроля за износом накладок);

ВСТУП

Обґрунтування вибору теми дослідження. Розвинена автомобільна промисловість є одним з найважливіших структур, яка впливає на національну безпеку держави. Для забезпечення високих показників, пов'язаних з активною безпекою на транспорті, необхідно постійно підвищувати експлуатаційні властивості автотранспортних засобів і покращувати їх елементи конструкції.

Зростання обсягів виробництва автомобілів у світі і збільшення їх кількості на дорогах різних країн змушує держави на рівні законодавчих актів і стандартів [62 – 71] підвищувати вимоги до гальмового керування, систем керування агрегатами трансмісії та підвіски, а також до екологічних вимог, щодо нормування зовнішнього шуму автотранспортних засобів.

Традиційні методи, що застосовуються для розрахунків динаміки і статики пневматичних приводів і пневматичних апаратів, не дозволяють на етапі проектування здійснювати прогнозування перехідних процесів і вихідних характеристик без проведення додаткових експериментальних досліджень. Розробка нових методів оцінки динаміки і статики, а також удосконалення відомих розрахункових методів сприяють підвищенню якості проектування автомобільних пневматичних приводів і пневматичних апаратів.

Крім того, МОН України визначає роботи, присвячені підвищенню безпеки на транспорті як найбільш актуальні напрями досліджень.

За участь у роботі «Розробка теоретичних та практичних основ створення і промислового освоєння нового покоління конкурентоспроможних, високоефективних і надійних апаратів пневматичних систем дорожніх транспортних засобів» автору присуджена Державна премія України в галузі науки і техніки (Указ Президента України № 1256 від 17 листопада 1998 р.).

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами і темами. Робота виконувалася відповідно до Постанови Кабінету Міністрів України № 39 від 26 січня 1994 року «Про організацію виробництва міських автобусів великої місткості», Постанови Національної Ради з питань безпечної життєдіяльності

населення № 3 від 25 грудня 1997 року «Про відповідність умовам охорони праці машин, транспортних засобів, обладнання, які виготовляються в Україні. А також відповідно до планів науково-дослідницьких робіт кафедри автомобілів Харківського національного автомобільно-дорожнього університету з проблеми «Безпека дорожнього руху», комплексної теми «Системне проектування та конструювання транспортних засобів, які забезпечують необхідну безпеку дорожнього руху», комплексних тем «Теоретичні та експериментальні дослідження електропневматичного гальмового привода автотранспортних засобів» (ГР № 0198U005036), «Теоретичні та експериментальні дослідження електропневматичного гальмового привода автотранспортних засобів, об'єднаного з антиблокувальною гальмовою системою (ГР № 0101U005210), «Рішення пов'язаних завдань газової та електродинаміки в електропневматичних апаратах машинобудування» (ГР № 0103U001442), «Розробка програмного комплексу для розрахунку нестаціонарних в'язких течій газу на паралельних системах» (ГР № 0105U002170), «Теоретичні основи проектування інтелектуальної підвіски автобусів і вантажних транспортних засобів» (ГР № 0109U001350), «Розробка та впровадження інтелектуальної системи керування гальмами транспортного засоби» (ГР № 0112U001239). Роль автора у виконанні цих науково-дослідницьких роботах полягає у формуванні методологічних підходів, які дозволяють реалізувати наукові завдання за вказаним напрямком, а також розробці і реалізації методів удосконалення пневматичних приводів і апаратів автотранспортних засобів, основаних на експериментальному їх дослідженні.

Мета і завдання дослідження. Метою роботи є формування теоретичних основ створення та вдосконалення пневматичних апаратів гальмового керування, підвіски та зчеплення автотранспортного засобу за рахунок комбінування метода з розподільними параметрами та метода с зосередженими параметрами, що підвищує швидкодію пневматичних апаратів та дозволяє обрати раціональні процеси керування ними.

У зв’язку з тим, що перехідні процеси, що протікають в елементах транспортного засобу з автоматизованими пристроями, є складними об’єктами, в яких наявні різні фізичні явища, основними завданнями, які необхідно вирішити, є:

– розробка і вдосконалення методів математичного моделювання перехідних процесів у пневматичних приводах і апаратах автотранспортних засобів з урахуванням специфіки їх роботи;

– розробка програмного комплексу для математичного моделювання тривимірних нестаціонарних течій повітря у пневматичних апаратах гальмового привода автотранспортних засобів і синтезу перехідних характеристик привода в цілому;

– розробка математичної моделі електропневматичного гальмового привода, яка адаптована для дослідження роботи контура привода у релейному режимі;

– оцінювання впливу динаміки електромагнітного клапана на час реакції мембрани і визначення факторів, які впливають на швидкодію мембранного модулятора;

– виконання фізичного та математичного моделювання регульованої пневматичної підвіски;

– розробка критеріїв керування пневматичною підвіскою при русі автотранспортного засобу та запропонувати методику вибору прохідних перетинів регулятора рівня підлоги;

– сформувати комплексні вимоги до приводів керування зчепленням та на їх основі обґрунтувати вибір принципової схеми привода зчеплення.

– розробка математичної моделі роботи зчеплення та привода з пнемо-гідравлічним підсилювачем, а також методику визначення раціонального часу ввімкнення зчеплення;

– розробка математичної моделі пневматичного гальмового привода з регулятором гальмових сил, який суміщено з повітророзподільним краном та виконати дослідження процесу автоматичного гальмування причіпної ланки;

– розробка критеріїв суміщення та методику проектування регулятора гальмових сил суміщеного з повітророзподільним краном.

Об’єкт дослідження. Процес течії стисненого повітря в порожнинах пневматичних апаратів та пневматичних приводах керування гальмами, підвіскою та зчепленням автотранспортних засобів, робочі процеси в гальмовому керуванні автотранспортних засобів, робочі процеси під час керування трансмісією, робочі процеси під час керування пневматичною підвіскою.

Предмет дослідження. Удосконалення способів регулювання вихідних параметрів пневматичних апаратів та пневматичних приводів керування гальмами, зчепленням і пневматичною підвіскою на основі методології системного підходу при проектуванні і теоретичному аналізі їх властивостей.

Методи дослідження. В процесі аналізу робіт за обраним напрямом досліджень використовувався історичний метод. При створенні теоретичних основ і вдосконаленні пневматичних апаратів гальмового керування, зчеплення і підвіски використовувалися методи системного аналізу. Для дослідження динаміки процесу керування гальмами, зчепленням і пневматичною підвіскою використовувалися методи математичного та комп’ютерного моделювання, методи розв’язання звичайних диференціальних рівнянь і рівнянь в частинних похідних, при обробці результатів експериментальних досліджень – метод кореляційного аналізу.

Наукова новизна отриманих результатів. Основними науковими результатами, які виносяться на захист, є:

– уперше запропоновано метод розрахунку динаміки пневматичного гальмового приводу, який відрізняється від відомих комбінуванням метода з розподільними параметрами, для визначення коефіцієнтів витрати пневматичних апаратів та метода с зосередженими параметрами для дослідження динаміки різноманітних ланок пневматичного гальмового привода;

– уперше узагальнені функції, що дозволяють на відміну від відомих розраховувати динаміку пневматичного та електропневматичного гальмових приводів в монотонному та циклічному режимах та надані рекомендації щодо їх використання для отримання найкращої точності та швидкості розрахунків;

– отримані нові функціональні зв’язки структурних елементів електропневматичного модулятора тиску, які на відміну від відомих підвищують точність імітаційного моделювання електропневматичного гальмового приводу автотранспортного засобу;

– отримала подальший розвиток теорія створення та вдосконалення пневматичних апаратів гальмового керування, керування пневматичною підвіскою та приводом зчеплення, яка на відміну від відомих дозволяє врахувати особливості конструкції апаратів і робочих процесів, що відбуваються в них;

– уперше запропоновано раціональні співвідношення перетинів впускного та випускного отворів регулятора рівня підлоги пневматичної підвіски з механічним керуванням, які на відміну від відомих дозволяють удосконалити характер пневматичного підресорювання транспортного засобу;

– удосконалено модель пневматичного гальмового привода причіпної ланки, яка на відміну від відомих поєднує функції регулятора гальмових сил та повітророзподільного крана та враховує особливість процесу автоматичного гальмування у випадку розриву живлячої магістралі причепа або напівпричепа.

Практичне значення отриманих результатів. Робота має теоретичне і практичне значення, оскільки результати теоретичних досліджень доповнюють теорію робочих процесів гальмового керування, керування пневматичною підвіскою та зчепленням. Запропоновані в дисертації залежності можуть бути використані при формуванні характеристик гальмового керування, оцінюванні параметрів керування пневматичною підвіскою та зчепленням. Основні наукові положення розробки і рекомендації використані:

– в навчальному процесі підготовки бакалаврів і магістрів за спеціальностями 133 «Галузеве машинобудування» та 274 «Автомобільний транспорт»;

– у модифікаціях регуляторів гальмових сил, об’єднаних з повітророзподільним краном;

– у конструкції двомагістрального захисного клапана;

– в конструкціях пневмогідравлічного привода керування зчепленням автомобілів МАЗ, КамАЗ та ін.;

– у конструкціях пневмогідравлічних підсилювачів привода зчеплення;

– в конструкціях регуляторів рівня підлоги пневматичної підвіски.

Вовчанським агрегатним заводом (м. Вовчанськ, Харківська обл.) упроваджені в серійне виробництво: 12 модифікацій ПГУ, 3 модифікації РРП. З моменту встановлення у виробництво ПГУ різних модифікацій Вовчанський агрегатний завод виготовив понад 600 000 шт., а РРП – 120 000 шт.

Особистий внесок здобувача. Всі отримані результати, які виносяться на захист, отримані автором самостійно. У спільних роботах здобувач:

– розробив критерій суміщення регулятора гальмових сил і повітророзподільного крана [1, 10, 59];

– виконав оцінку ефективності гальмового керування причепа [1, 19, 48, 49, 60];

– виконав аналіз існуючих приводів керування зчепленням [1, 6, 13, 18, 38, 55];

– запропонував і експериментально підтвердив методику визначення параметрів пневмогідравлічного підсилювача привода зчеплення [9, 15, 39 – 45, 53];

– розробив метод розрахунку перехідних процесів в пневматичних апаратах [14, 17, 20, 23, 26, 31 – 33, 50];

– виконав оцінку математичної моделі, в якій розв'язано спільно рівняння електро- та газової динаміки [5, 16, 24, 30, 34, 61];

– розробив математичну модель пневматичної підвіски та методику визначення площі прохідних перетинів регулятора рівня підлоги [2, 7, 8, 25, 29, 36, 37, 54, 56 – 58];

– провів лабораторні та дорожні випробування щодо оцінки динаміки електропневматичного гальмового приводу [3 – 5, 21, 27, 28, 35, 46, 47, 51].

Апробація результатів дисертації. Дисертаційна робота обговорена на науковому семінарі кафедри автомобілів ім. А. Б. Гредескула Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (ХНАДУ). Основні положення і результати теоретичних і експериментальних досліджень доповідалися, обговорювалися і отримали позитивну оцінку на науково-технічних і науково-методичних сесіях ХНАДУ і міжнародних конференціях, як-от:

– Науково-технічна конференція «Надійність машин, механізмів, устаткування» (с. Славське, Карпати, Україна, 15 − 17 лютого 2000 р., форма участі – заочна);

– 30-а міжнародна науково-технічна конференція «Безпека конструкції автотранспортних засобів», (с. Автополігон, Московська обл., Російська Федерація, 31.05.-01.06.2000 р., форма участі – очна);

– Науково-технічна конференція (з міжнародною участю) «Автомобільний транспорт: прогрес, технології, кадри» (м. Севастополь, Крим, Україна, 4 − 8 вересня 2000 р., форма участі – заочна);

– Науково-технічна конференція «Теорія і практика розробки колісних і гусеничних машин спеціального призначення», (м. Алушта, Крим, Україна, 11 − 15 вересня 2000 р., форма участі – очна);

– 38-а міжнародна науково-технічна конференція «Безпека автотранспортних засобів», (с. Автополігон, Московська обл., Російська Федерація, 18 − 20 червня 2002 р., форма участі – очна);

– XIII науково-технічна конференція з міжнародною участю «Транспорт, екологія - стійкий розвиток», (м. Варна, Республіка Болгарія, 10 − 12 травня 2007 р., форма участі – заочна);

– 62-а міжнародна науково-технічна конференція «Активна безпека автотранспортних засобів», (с. Автополігон, Московська обл., Російська Федерація, 4 − 5 червня 2008 р., форма участі – очна);

– Міжнародний науковий симпозіум «автотракторобудування - 2009», (МГТУ "МАМИ м. Москва, Російська Федерація, 25 − 26 березня 2009 р., форма участі – очна);

– Міжнародна конференція «Прогрес транспортних засобів і систем - 2009», (м. Волгоград, Російська Федерація, 13 − 15 вересня 2009 р., форма участі – заочна);

– 70-а міжнародна науково-технічна конференція «Конструктивна безпеку транспортних засобів», (с. Автополігон, Московська обл., Російська Федерація, 1−2 червня 2010 р., форма участі – очна);

– XIII міжнародна науково-технічна конференція «Автомобільний транспорт: проблеми і перспективи», (м. Севастополь, Крим, Україна 13 − 18 вересня 2010 р, форма участі – заочна);

– Міжнародна науково-технічна конференція Білоруського національного технічного університету «Гідропневмосистеми мобільних і технологічних машин », (БНТУ, м. Мінськ, Республіка Білорусь, 17 − 19 листопада 2010 р., форма участі - заочна);

– 78-а міжнародна науково-технічна конференція «Конструктивна безпеку автотранспортних засобів», (с. Автополігон, Московська обл., Російська Федерація, 6 − 7 червня 2012 р., форма участі – очна);

– 1-а міжнародна науково-практична конференція «Актуальні питання розвитку транспортної системи», (м. Махачкала, Республіка Дагестан, 14 − 15 травня 2015 р. форма участі – заочна);

– Міжнародна науково-практична та науково-методична конференція «Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців» (м. Харків, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна, 20 – 21 жовтня 2016, форма участі – очна);

– Міжнародна науково-практична конференція «Автомобільний транспорт та автомобілебудування. Новітні технології і методи підготовки фахівців» (м. Харків, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна, 19 – 20 жовтня 2017, форма участі – очна);

Публікації. Основні положення дисертаційної роботи опубліковані у 61 науковій роботі, у тому числі: 5 монографій; 38 статей у наукових фахових виданнях України (з них 25 статей – у виданнях, що включені до міжнародних наукометричних баз); 4 публікацій у закордонних виданнях (з них 2 – у виданнях, що включені до наукометричної бази Scopus та 1 – у Web of Science); 9 тез у збірниках доповідей на наукових конференціях; отримано 5 патентів України.

Структура і обсяг роботи. Дисертація складається зі вступу, 5 розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Повний обсяг дисертації складає 563 сторінок, у тому числі 6 додатків на 49 сторінках. Обсяг основного тексту дисертації становить 301 сторінка, 324 рисунків на 163 сторінках, 18 таблиць. Список використаних джерел нараховує 359 найменувань на 40 сторінках.

РОЗДІЛ 1
УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДІВ РОЗРАХУНКУ ДИНАМІКИ ПНЕВМАТИЧНОГО ГАЛЬМОВОГО ПРИВОДА АВТОТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

1.1. Удосконалення методів розрахунку динаміки пневматичного гальмового привода автотранспортних засобів

1.1.1. Математична модель руху стисненого повітря в проточних порожнинах апаратів пневматичного гальмового привода автотранспортних засобів. В основу математичної моделі пропонованого розрахункового методу для опису перехідних процесів в гальмовому приводі автотранспортного засобу з розподілом теплофізичних параметрів за розрахунковою області покладено рівняння Ейлера для опису нев'язких течій і рівняння (1.1) для в'язких течій.

$$\frac{dQ}{dt}+\frac{\partial\left(A\xi_x+B\xi_y+C\xi_z\right)}{d\xi}+\frac{\partial\left(A\eta_x+B\eta_y+C\eta_z\right)}{d\eta}+\frac{\partial\left(A\zeta_x+B\zeta_y+C\zeta_z\right)}{d\zeta}=0\,, \quad (1.1)$$

де Q – вектор консервативних змінних;

A, B та C – коефіцієнти, які залежать від тензорів ламінарних, турбулентних і ефективних в'язких напружень, а також від теплових потоків у відповідних напрямках.

Для замикання даних рівнянь використовуються рівняння стану ідеального газу (1.2) і моделі турбулентної в'язкості.

$$\frac{pM}{\rho}=RT\,. \quad (1.2)$$

У пропонованому розрахунковому методі математичні моделі (в залежності від постановки) мають такі припущення:

1. Припущення про нев’язкий перебіг газу. Дане припущення застосовується при розрахунку нестаціонарних течій. Необхідність застосування даного припущення ґрунтується на тому, що значно скорочується розрахунковий час і зменшується трудомісткість при побудові сіткових моделей.

2. Припущення про адіабатичний плин газу. Передбачається, що в перебігу перехідних процесів в пневмоапаратах гальмового привода, теплообмін з навколишнім середовищем відсутній. Це припущення підтверджується тим, що динамічні процеси досить швидкоплинні (тривалість становить близько 0,1 с) і внесок врахування теплообміну при цьому незначно відобразиться на результатах розрахунку, а час, витрачений на розрахунок, зросте значно.

3. Припущення про використання гіпотези Бусінеска для визначення турбулентних напружень. Подане припущення застосовується для розрахунку в’язких стаціонарних течій у проточних порожнинах при визначенні коефіцієнта витрати газу і пов’язане з тим, що використання його значно скорочує час розрахунку турбулентних течій у проточних порожнинах за рахунок застосування сучасних математичних моделей турбулентності.

Застосування цих припущень характерне тільки для гальмового привода автотранспортних засобів, і можливість використання їх для розрахунку пневмоапаратів і пневматичних систем загального машинобудування необхідно додатково досліджувати.

1.1.2. Визначення коефіцієнтів переносу. Важливість відомостей про кінетичні властивості рідин і газів, з одного боку, і трудомісткість (а часом і неможливість) отримання таких відомостей експериментальним шляхом – з іншого, зумовили бурхливий розвиток останнім часом методів, що мають на меті опис і прогнозування цих властивостей. Теоретичні методи визначення коефіцієнтів переносу в рідинах і газах можна розділити на наступні основні групи [73 – 82]:

– модельні теорії (феноменологічні, засновані на структурних припущеннях, кореляції властивостей і т.д.);

– традиційні методи в рамках фундаментального підходу (рівняння Больцмана, тимчасові кореляційні функції);

– методи теорії збурень;

– чисельні методи – молекулярна динаміка і метод Монте-Карло.

Коефіцієнтами переносу, необхідними для розрахунку течій в'язкого стиснення газу, служать коефіцієнт динамічної в'язкості μ і коефіцієнт теплопровідності λ.

При розрахунку динамічних процесів ПГП АТЗ коефіцієнт динамічної в'язкості в залежності від температури розраховується на основі параметрів потенціалу Леннарда-Джонса за такою формулою [73]:

$$\eta_m = 266{,}93 \cdot 10^{-8} \frac{\sqrt{MT}}{\sigma^2 \Omega^{(2,2)*}\left(T^*\right)}, \text{ [Н·с/м}^2\text{]}, \qquad (1.3)$$

де $\Omega^{(2,2)*}\left(T^*\right)$ – інтеграл зіткнення для перенесення імпульсу як функція характеристичної температури $T^* = \frac{T}{E}$;

σ та E – параметри потенціалу Леннарда-Джонса.

Функція $\Omega^{(2,2)*}\left(T^*\right)$ апроксимується залежністю [73]:

$$\Omega^{(2,2)*}\left(T^*\right) = 1.157\left(T^*\right)^{-0.1472}. \qquad (1.4)$$

Коефіцієнт теплопровідності визначається як [81]:

$$\lambda_m = \frac{15}{4}\frac{R}{M}\eta_m\left[\frac{4}{15}\frac{c_p M}{R} + \frac{1}{3}\right]. \qquad (1.5)$$

1.1.3. Моделювання турбулентності в пневматичному гальмовому приводі автотранспортного засобу. При моделюванні динаміки пневматичного гальмового привода автотранспортного засобу виникає

необхідність в об’єктивний оцінці параметрів пневмоапаратів привода, що характеризують втрати тиску і витрати повітря в проточній або виконавчій порожнинах, які пов’язані зі значною зміною геометрії на шляху руху повітря, турбулізацією потоку, обумовленими недосконалістю внутрішньої аеродинаміки апаратів гальмового привода.

Виходячи з цього, для опису турбулентності в проточних порожнинах пневмоапаратів скористаємося $\kappa - \omega$ – моделлю турбулентності в формулюванні Ментера [82]

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \frac{\partial R_i}{\partial x_i} = G - D + L. \tag{1.6}$$

Параметри U, R_i, G, D та L визначаються з виразів:

$$U = \begin{bmatrix} \rho\kappa \\ \rho\omega \end{bmatrix};$$

$$R_i = \begin{bmatrix} \rho\kappa - (\mu + \sigma_k \mu_t)\dfrac{\partial \kappa}{\partial x_i} \\ \rho\omega - (\mu + \sigma_\omega \mu_t)\dfrac{\partial \omega}{\partial x_i} \end{bmatrix};$$

$$G = \begin{bmatrix} \tau_{ij} S_{ij} \\ \gamma \dfrac{\omega}{k} \tau_{ij} S_{ij} \end{bmatrix};$$

$$D = \begin{bmatrix} \beta^* \rho\omega\kappa \\ \beta\rho\omega^2 \end{bmatrix};$$

$$L = \begin{bmatrix} 0 \\ 2(1 - F_1)\dfrac{\rho\sigma_{\omega 2}}{\omega}\dfrac{\partial \kappa}{\partial x_i}\dfrac{\partial \omega}{\partial x_i} \end{bmatrix}$$

Функції зсуву F_1 та F_2 мають наступний вигляд:

$$F_1 = \tanh\left\{\left[\min(A_1; A_2)\right]^4\right\} \tag{1.7}$$

$$F_2 = \tanh\left\{\left[\max(2B_1; B_2)\right]^2\right\} \tag{1.8}$$

Відповідні рівняння (1.7) та (1.8) визначаються з виразів:

$$A_1 = \max(B_1; B_2);$$

$$A_2 = \frac{4\rho\sigma_{\omega 2}\kappa}{CD_{k\omega}y^2};$$

$$CD_{k\omega} = \max\left(2\frac{\rho\sigma_{\omega 2}}{\omega}\frac{\partial\kappa}{\partial x_i}\frac{\partial\omega}{\partial x_i}; 10^{-20}\right);$$

$$B_1 = \frac{\sqrt{\kappa}}{\beta^*\omega y};$$

$$B_2 = \frac{500\mu}{\rho y^2\omega}.$$

Коефіцієнт ефективної в'язкості визначається як сума коефіцієнтів молекулярної і турбулентної в'язкості $\mu = \mu_m + \mu_t$.

Вектор констант $\varphi = [\sigma_k;\ \sigma_\omega;\ \beta;\ \gamma]$ у SST – моделі може бути записаний в наступному вигляді:

$$\varphi = F_1\varphi_1 + (1 - F_1)\varphi_2, \qquad (1.9)$$

де φ_1 – вектор у $k - \omega$ – моделі та φ_2 у $k - \varepsilon$ – моделі записаний в $k - \omega$ – вигляді.

Константи моделі визначаються як: a_1 = 0,31 (константа Бредшоу); σ_{k1} = 0,85; σ_{k2} = 1, 0; $\sigma_{\omega 1}$ = 0,5; $\sigma_{\omega 2}$ = 0, 856; β^* = 0,09; β_1 = 0,075; β_2 = 0,0828; γ_1 = 0,553; γ_2 = 0,44.

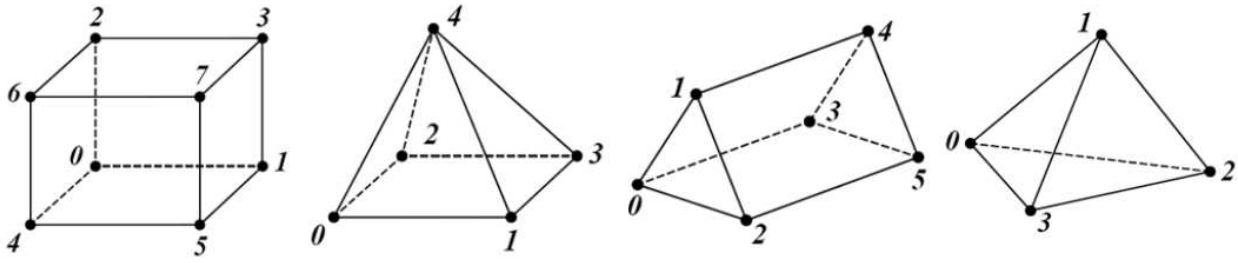
Турбулентне число Прандтля для розрахунків приймаємо рівним 0,9.

Модель турбулентності k − ω у формулюванні Ментера аналогічна по суті $k - \omega$ – моделі, запропонованої Вілкокс [82]. Основна відмінність полягає у додаткових потокових членах, і дещо іншій формі визначення коефіцієнтів моделі при потокових членах, аналогічний постійному коефіцієнту α в моделі Вілкокса, а також при дифузійних членах модифіковано вираз для турбулентної в'язкості.

1.1.4. Побудова неструктурованих сіткових моделей пневмоапаратів автотранспортних засобів. При розв'язанні задач моделювання нестаціонарних в'язких стисливих течій у проточних частинах пневмоапаратів автомобіля методом багатокритеріальної оптимізації використовується поняття розрахункової сітки. Традиційно побудова таких сіток здійснюється вручну, окремо для кожного конкретного завдання [83] або сіткові моделі будуються таким чином, що більшість геометричних особливостей проточних порожнині не враховується [84, 85]. Однак при моделюванні порожнин гальмових апаратів в умовах, коли до якості сіток пред'являються підвищені вимоги, такий спосіб вимагає значних витрат часу на розрахунок і не дає гарантованого результату, особливо для сіток, призначених для вирішення вузьких турбулентних завдань, тому можливість використання неструктурованих сіток для опису розрахункової області в пневмоаппарат гальмових систем автотранспортних засобів викликана необхідністю формування сіткових моделей, що мають більш гнучкі і різноманітні властивості.

Для обчислення руху повітря поза граничним шаром, в загальному випадку, допускається застосування гібридних комірок (рис. 1.1), що складаються в основному з гексаедрів з невеликою кількістю тетраедрів, пентаедрів і призм. Використання даного розбиття дозволяє більшою мірою використовувати переваги гексаедрів, тому що кількість комірок, відмінних від шестигранної форми, в основному становить не більше 15 %.

Побудова сіткової моделі починається з попереднього розбиття поверхонь, що утворюють тіло (обмежують область течії в просторі). Розбиття поверхні починається з визначення мінімального кроку вздовж довільного ребра. Якщо цей крок більше, ніж мінімальне ребро, тоді він приймається рівним довжині мінімального ребра. Для вузьких течій задається початковий крок у нормальному, по відношенню до стінки, напрямку.



а) б) в) г)

Рисунок 1.1 – Типи розрахункових комірок модельованих ланок

Подальша зміна кроку виконується за «законом стінки», тобто застосовується функція розтягування наступного вигляду [83]:

$$\eta = b + (-1)^b \left(\frac{\exp(a \cdot \eta^*)}{\exp(a)} - \frac{1-\eta^*}{\exp(a)} \right), \qquad (1.10)$$

де a та b – параметри, що забезпечують контроль розподілу точок сітки;

η^* – визначальний параметр, що лежить у діапазоні від 0 до 1.

У загальному випадку поверхні розбиваються на змішані елементи, що складаються з трикутників і чотирикутників. Використовуючи таке розбиття поверхонь, вдається отримувати близько твердої непроникної стінки комірки, грані яких, перпендикулярні до кожної поверхні, утворюють чотирикутники.

Основними параметрами розрахункової сітки є:

– три площі проекції кожної бічної грані комірки на координатні площині;

– об’єм комірки;

– напрямні косинуси вектора нормалі для центру бічної грані;

– визначення, чи є нормаль внутрішньою або зовнішньою для даної грані комірки.

Визначимо основні параметри на прикладі неструктурованої сітки гексаедра.

Об'єм комірки, яка має вигляд гексаедру можна визначати як суму об’ємів шести тетраедрів (рис. 1.2).

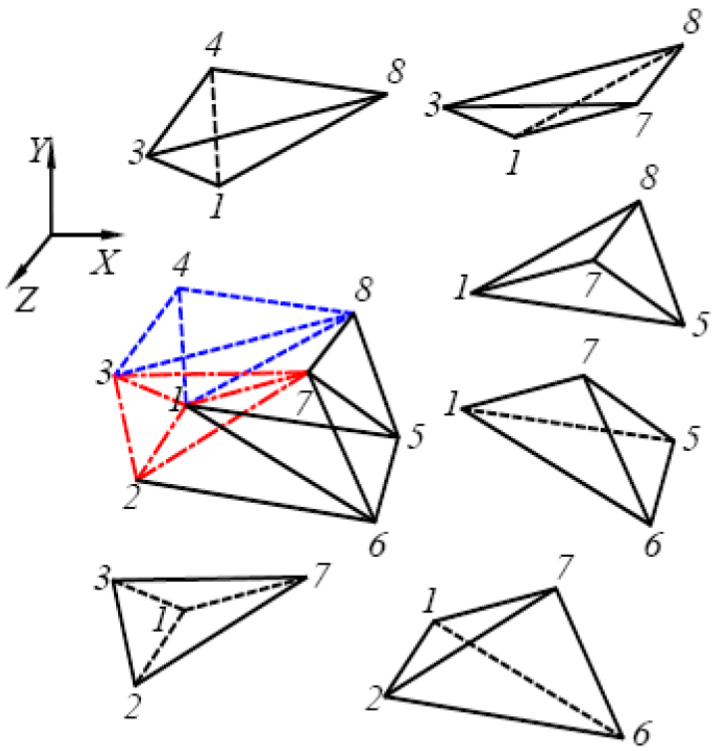


Рисунок 1.2 – Схема визначення об’єму шестигранної комірки

Нехай є тетраедр з вершинами P_1 , P_2 , P_3, P_4 , тоді його об'єм можна визначити за такою формулою [86]:

$$V = \frac{1}{6}\begin{vmatrix} x_1 & y_1 & z_1 & 1 \\ x_2 & y_2 & z_2 & 1 \\ x_3 & y_3 & z_3 & 1 \\ x_4 & y_4 & z_4 & 1 \end{vmatrix}.$$

Знак V залежить від того, в якому порядку розглядаються вершини тетраедра. При довільній перестановці точок значення об’єму не змінюється.

Тоді рівняння для визначення об’єму комірки можна записати в такий спосіб:

$$V = \frac{1}{6}\begin{vmatrix} x_1 - x_2 & y_1 - y_2 & z_1 - z_2 \\ x_2 - x_4 & y_2 - y_4 & z_2 - z_4 \\ x_3 - x_4 & y_3 - y_4 & z_3 - z_4 \end{vmatrix}.$$

Аналогічним чином визначаються об’єми пентаедра (чотирикутної піраміди) і призми. Схема для визначення площі бічної грані в площині представлена на рис. 1.3.

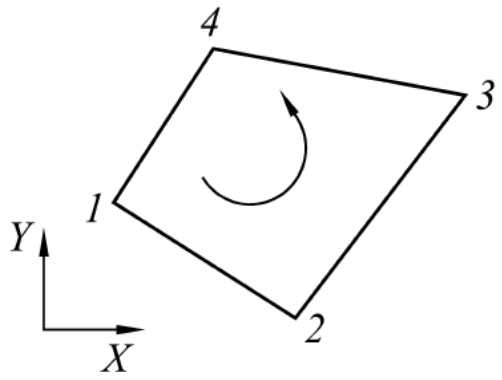


Рисунок 1.3 – Розрахункова схема для визначення площі чотирикутника

Площу проекції бічної грані на координатну площину можна визначити з наступного виразу [86]:

$$\Omega = \frac{1}{2}\begin{vmatrix} x_3 - x_1 & x_4 - x_2 \\ y_3 - y_1 & y_4 - y_2 \end{vmatrix}.$$

При виконанні умови обходу контуру чотирикутника проти годинникової стрілки (рис. 1.3) площа буде позитивною.

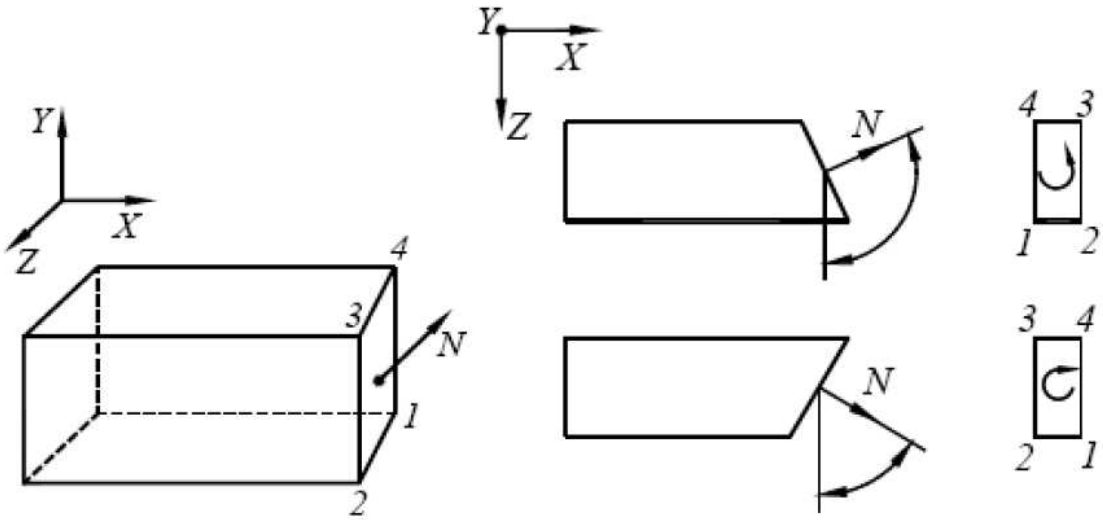
Знак при значенні площі проекції приймається протилежним знаку при обчисленні площі, в разі нумерації вузлів, так як показано на рис. 1.4.

Оскільки поверхня, що описує грань, задається параметрично, то напрямні косинуси вектора нормалі до поверхні в заданій точці визначаються наступними рівняннями:

$$\cos\alpha = \frac{x_2 - x_1}{\sqrt{(x_2 - x_1)^2 + (y_2 - y_1)^2 + (z_2 - z_1)^2}};$$

$$\cos\beta = \frac{y_2 - y_1}{\sqrt{(x_2 - x_1)^2 + (y_2 - y_1)^2 + (z_2 - z_1)^2}};$$

$$\cos\gamma = \frac{z_2 - z_1}{\sqrt{(x_2 - x_1)^2 + (y_2 - y_1)^2 + (z_2 - z_1)^2}}.$$



а) грань у просторі; б) проекція грані в площині XOZ;

N – вектор зовнішньої нормалі бічної грані комірки

Рисунок 1.4 – Схема для визначення знака площі проекції бічної грані

1.1.5. Постановка початкових і граничних умов. Завдання про внутрішній просторовий перебіг газу в проточних порожнинах пневмоапаратів автомобіля у зв’язку з гіперболічністю вихідної системи рівнянь є завданням з початковими і граничними умовами. Для її коректної постановки важливу роль відграє вибір кількості та виду граничних умов, що забезпечують єдність чисельного рішення системи різницевих рівнянь.

Постановка граничних і початкових умов необхідна і як для інтегрування рівнянь Ейлера та Нав’є-Стокса, так і при вирішенні моделей турбулентності, заснованих на диференціальних рівняннях. Граничні умови в перетинах входу і виходу можна отримати, виходячи з аналізу поширення збурень уздовж характеристичних гіперконусів у тривимірному нестаціонарному потоці газу [83, 87]. Зважаючи на складність загальної теорії характеристик тривимірного потоку і їх геометричної інтерпретації, скористаємося одновимірною теорією характеристик у напрямку нормалі до границі, яка розглядається.

Диференціальні співвідношення на характеристиках можна записати у вигляді [87]:

$$d_{\lambda_1} p - a^2 d_{\lambda_1} \rho - \frac{1}{\lambda_1}\left[-\frac{\gamma-1}{\sqrt{g}}\left(A_4 - \frac{\left(\vec{v}\right)^2}{2} A_0 - \sum_{i=1}^{3} A_i v^i \right) - \frac{a^2}{\sqrt{g}} A_0 \right] dq^3 = 0; \quad (1.11)$$

$$d_{\lambda_2} v^1 + \frac{1}{\lambda_2}\frac{1}{\rho\sqrt{g}} A_1 dq^3 = 0; \quad (1.12)$$

$$d_{\lambda_3} v^2 + \frac{1}{\lambda_3}\frac{1}{\rho\sqrt{g}} A_2 dq^3 = 0; \quad (1.13)$$

$$d_{\lambda_4} v^3 - \frac{2}{\gamma-1} d_{\lambda_4} a - \frac{1}{\lambda_4}\left[\frac{1}{\rho\sqrt{g}} A_3 + \frac{\gamma-1}{\rho a\sqrt{g}}\left(-A_4 + \frac{\left(\vec{v}\right)^2}{2} A_0 + \sum_{i=1}^{3} A_i v^i \right)\right] dq^3 = 0; \quad (1.14)$$

$$d_{\lambda_5} v^3 + \frac{2}{\gamma-1} d_{\lambda_5} a + \frac{1}{\lambda_5}\left[\frac{1}{\rho\sqrt{g}} A_3 - \frac{\gamma-1}{\rho a\sqrt{g}}\left(-A_4 + \frac{\left(\vec{v}\right)^2}{2} A_0 + \sum_{i=1}^{3} A_i v^i \right)\right] dq^3 = 0, \quad (1.15)$$

де v^3 – компонента швидкості, спрямована по нормалі до границі;

$d_{\lambda_i} = \frac{1}{\lambda_i}\frac{\partial}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial q^i}$ – диференціали, взяті вздовж характеристичного напрямку (i = 1, 2, 3, 4, 5);

$\lambda_{1,2,3} = \frac{v^3}{\sqrt{g_{33}}}$, $\lambda_4 = \frac{v^3 - a}{\sqrt{g_{33}}}$, $\lambda_5 = \frac{v^3 + a}{\sqrt{g_{33}}}$ – рішення відповідного характеристичного рівняння, що визначають напрямки характеристик у заданій точці t, q^3;

$$A_0 = \sum_{i=1}^{3} \rho v^i \frac{\partial}{\partial q^i}\left(\frac{\sqrt{g}}{\sqrt{g_{ii}}} \right);$$

$$A_1 = \sqrt{g_{33}}\rho v^2\left(v^1 \frac{\partial\sqrt{g_{11}}}{\partial q^2} - v^2 \frac{\partial\sqrt{g_{22}}}{\partial q^1} \right) + \sqrt{g_{22}}\rho v^3\left(v^1 \frac{\partial\sqrt{g_{11}}}{\partial q^3} - v^3 \frac{\partial\sqrt{g_{33}}}{\partial q^1} \right);$$

$$A_2 = \sqrt{g_{33}}\rho v^1\left(v^2 \frac{\partial\sqrt{g_{22}}}{\partial q^1} - v^1 \frac{\partial\sqrt{g_{11}}}{\partial q^2} \right) + \sqrt{g_{11}}\rho v^3\left(v^2 \frac{\partial\sqrt{g_{11}}}{\partial q^3} - v^3 \frac{\partial\sqrt{g_{33}}}{\partial q^1} \right);$$

$$A_3 = -p\frac{\partial}{\partial q^3}\left(\sqrt{\frac{g}{g_{33}}} \right) + \sqrt{g_{22}}\rho v^1\left(v^3 \frac{\partial\sqrt{g_{33}}}{\partial q^1} - v^1 \frac{\partial\sqrt{g_{11}}}{\partial q^3} \right) +$$

$$\sqrt{g_{11}}\rho v^2\left(v^3 \frac{\partial\sqrt{g_{33}}}{\partial q^2} - v^2 \frac{\partial\sqrt{g_{22}}}{\partial q^3} \right);$$

$$A_4 = \sum_{i=1}^{3} (E + p) v^i \frac{\partial}{\partial q^i} \left(\sqrt{\frac{g}{g_{ii}}} \right);$$

$a^2 = \gamma \frac{p}{\rho}$ – квадрат швидкості звуку;

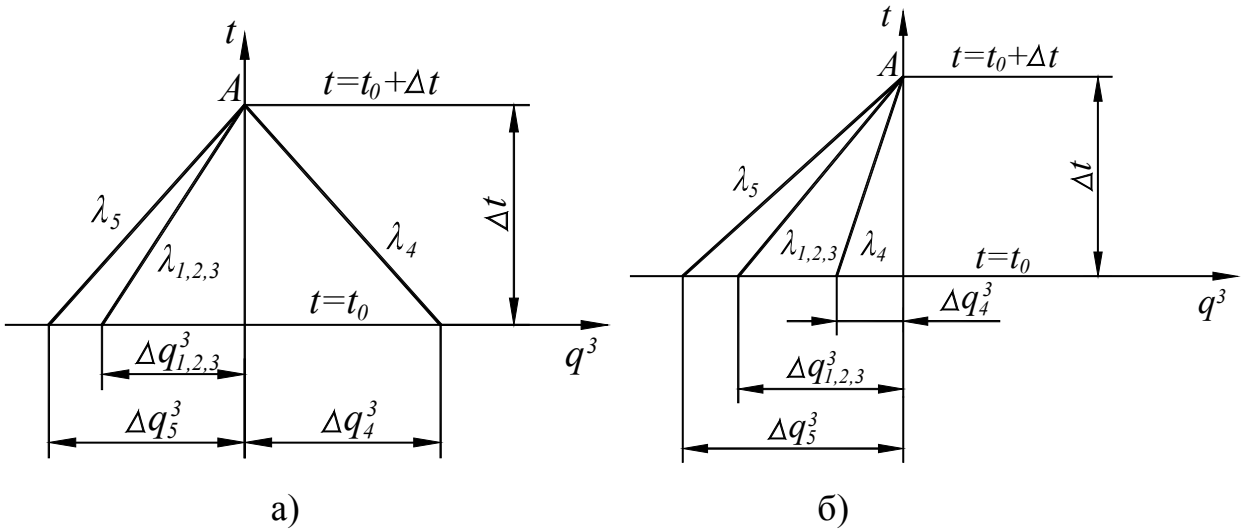
q^1, q^2, q^3 – орти системи координат біля перетину входу і виходу;

g_{ik} – коефіцієнти метричного тензора;

v^i – контраваріантні компоненти вектора швидкості.

Отримані вирази є узагальненням характеристичних співвідношень одновимірних нестаціонарних течій для випадку тривимірного потоку.

Фізична інтерпретація розповсюдження збурень у нестаціонарному потоці представлена на рис. 1.5.



а) б)

а) дозвукова течія; б) надзвукова течія

Рисунок 1.5 – Схема розповсюдження збурень у нестаціонарному тривимірному потоці

Для чисельної реалізації граничних умов застосовуються дискретні представлення диференціальних співвідношень, що використовують повні диференціали від комбінацій параметрів потоку уздовж характеристичних напрямків.

При постановці граничних умов для $k-\omega$ – моделей турбулентності в перетині входу задаються значення кінетичної енергії турбулентності k і

частоти турбулентних пульсацій ω. Як альтернативні параметри на вхідній границі можуть задаватися інтенсивність турбулентності і її масштаб. У перетині виходу, за відсутності зворотних течій, жодні додаткові параметри не задаються. У площині симетрії, аналогічно вихідній границі, всі параметри переносяться з розрахункової області.

При постановці граничних умов на непроникній стінці кінетична енергія турбулентності приймається рівною нулю, а частота турбулентних пульсацій ω визначається як:

$$\omega = 60\frac{v}{\beta \cdot y^{+}}, \tag{1.16}$$

де y^{+} – відстань від центра комірки до стінки, м;

β – константа.

1.1.6. Чисельне інтегрування рівнянь Ейлера та Нав'є-Стокса. Для вирішення рівнянь Ейлера та Нав'є-Стокса застосовується метод багатокритеріальної оптимізації [84, 87 – 97], який у сукупності з обмежувачами на похідні від параметрів у центрі комірки забезпечує другий порядок апроксимації рішення щодо простору, а використання схеми Рунге-Кутта – 4-й або 5-й порядок за часом (у залежності від кількості кроків у схемі).

Багатокрокову різницеву схему в неявному вигляді, засновану на інтегруванні рівнянь методом Рунге-Кутта, для комірки з індексами *i, j, k* можна записати в такий спосіб:

$$Q^{0}_{i,j,k} = Q^{n}_{i,j,k}, \tag{1.17}$$

$$Q^{m}_{i,j,k} = Q^{n}_{i,j,k} + \alpha_m \Delta\tau\left[R\left(Q^{m}_{i,j,k}\right) - \frac{(1+\theta)\left(Q^{m}_{i,j,k} - Q^{n}_{i,j,k}\right) - \theta\left(Q^{n}_{i,j,k} - Q^{n-1}_{i,j,k}\right)}{\Delta t}\right], \tag{1.18}$$

при $m = \overline{1, N}$:

$$Q^{0}_{i,j,k} = Q^{m}_{i,j,k}, \tag{1.19}$$

де m – індекс, що визначає поточний крок багатокрокової схеми Рунге-Кутта;

N – кількість кроків за багатокроковою схемою;

$R\left(Q^m_{i,j,k}\right)$ – вектор нев'язки;

Δt – фізичний крок за часом, с;

$\Delta\tau$ – псевдокрок за часом, с;

α_m – коефіцієнт схеми Рунге-Кутта.

Параметр різницевої схеми Q, визначає порядок апроксимації за часом. При $Q = 0$ метод забезпечує перший порядок апроксимації за часом, а при $Q = 0,5$ – другий порядок апроксимації [93].

Аналогічним чином явну схему можна записати у вигляді:

$$Q^m_{i,j,k} = Q^n_{i,j,k} + \alpha_m \Delta\tau \left[R\left(Q^{m-1}_{i,j,k}\right) - \frac{(1+\theta)\left(Q^{m-1}_{i,j,k} - Q^n_{i,j,k}\right) - \theta\left(Q^n_{i,j,k} - Q^{n-1}_{i,j,k}\right)}{\Delta t} \right]. \qquad (1.20)$$

Ключовим моментом різницевої схеми є спосіб визначення конвективних потоків на гранях, який здійснюється за схемою, яка, по суті, є лінеаризованим розв'язком задачі Рімана [88, 98], записаним в наступному вигляді:

$$F = 0.5\left(F\left(Q_{i+1}\right) + F\left(Q_i\right) - \left|\tilde{A}\right|\left(Q_{i+1} - Q_i\right)\right). \qquad (1.21)$$

де Q_{i+1} та Q_i – значення консервативних змінних в $i + 1$ та i комірках;

$F\ (Q_{i+1})$ та $F\ (Q_i)$ – вектори конвективних потоків в $i + 1$ та i комірках;

$\tilde{A}$ – матриця Якобі, що визначається зі співвідношення:

$$\tilde{A} \equiv \frac{\partial F}{\partial \tilde{Q}}.$$

Тоді, згідно з [98], у просторовій моделі для рівнянь Нав'є-Стокса маємо:

$$\left|\tilde{A}\right|\left(Q_{i+1} - Q_i\right) = \left|\Delta F_1\right| + \left|\Delta F_2\right| + \left|\Delta F_3\right| + \left|\Delta F_4\right|. \qquad (1.22)$$

де $\left|\Delta F_1\right| = \left|\tilde{u}_n\right| \left(\Delta\rho - \frac{\Delta p}{\left(\tilde{a}\right)^2} \right) \begin{bmatrix} 1 \\ \tilde{u} \\ \tilde{v} \\ \tilde{w} \\ 0.5\left(\tilde{\tilde{u}}\right)^2 \end{bmatrix}$,

$$\left|\Delta F_2\right| = \left|\tilde{u}_n\right|\tilde{\rho}\begin{bmatrix} 0 \\ \Delta u - \alpha \cdot \Delta u_n \\ \Delta v - \beta \cdot \Delta v_n \\ \Delta w - \gamma \cdot \Delta w_n \\ \left(\tilde{u} \cdot \Delta u + \tilde{v} \cdot \Delta v + \tilde{w} \cdot \Delta w - \tilde{u}_n \Delta u_n\right) \end{bmatrix},$$

$$\left|\Delta F_3\right| = 0.5\left|\tilde{u} + \tilde{a}\right|\left(\frac{\Delta\rho}{\left(\tilde{a}\right)^2} + \tilde{\rho}\frac{\Delta u_n}{\tilde{a}}\right)\begin{bmatrix} 1 \\ \tilde{u} + \tilde{a} \cdot \alpha \\ \tilde{v} + \tilde{v} \cdot \beta \\ \tilde{w} + \tilde{w} \cdot \gamma \\ \tilde{H} + \tilde{u}_n \cdot \tilde{a} \end{bmatrix},$$

$$\left|\Delta F_4\right| = 0.5\left|\tilde{u} - \tilde{a}\right|\left(\frac{\Delta\rho}{\left(\tilde{a}\right)^2} - \tilde{\rho}\frac{\Delta u_n}{\tilde{a}}\right)\begin{bmatrix} 1 \\ \tilde{u} - \tilde{a} \cdot \alpha \\ \tilde{v} - \tilde{v} \cdot \beta \\ \tilde{w} - \tilde{w} \cdot \gamma \\ \tilde{H} - \tilde{u}_n \cdot \tilde{a} \end{bmatrix}.$$

Визначимо середні примітивні змінні наступним чином:

$$\tilde{\rho} = \sqrt{\rho_i \cdot \rho_{i+1}}\,, \tag{1.23}$$

$$\tilde{u} = \frac{\sqrt{\rho_{i+1}}u_{i+1} + \sqrt{\rho_i}u_i}{\sqrt{\rho_{i+1}} + \sqrt{\rho_i}}, \tag{1.24}$$

$$\tilde{v} = \frac{\sqrt{\rho_{i+1}}v_{i+1} + \sqrt{\rho_i}v_i}{\sqrt{\rho_{i+1}} + \sqrt{\rho_i}}, \tag{1.25}$$

$$\tilde{w} = \frac{\sqrt{\rho_{i+1}}w_{i+1} + \sqrt{\rho_i}w_i}{\sqrt{\rho_{i+1}} + \sqrt{\rho_i}}, \tag{1.26}$$

$$\tilde{H} = \frac{\sqrt{\rho_R}H_R + \sqrt{\rho_L}H_L}{\sqrt{\rho_R} + \sqrt{\rho_L}}, \tag{1.27}$$

$$\tilde{a} = \sqrt{(k-1)\left(\tilde{H} - 0.5\left(\tilde{\vec{u}}\right)^2\right)}\,. \tag{1.28}$$

Аналогічним чином визначимо значення конвективних потоків для моделей турбулентності, що складаються з двох рівнянь:

$$\left|\tilde{A}\right|\left(Q_{i+1}-Q_i\right)=\left|\Delta F_5\right|+\left|\Delta F_6\right|+\left|\Delta F_7\right|+\left|\Delta F_8\right|, \qquad (1.29)$$

де $Q=\begin{pmatrix}\rho\kappa\\ \rho\omega\end{pmatrix}$;

$$\left|\Delta F_5\right|=\left|\tilde{u}_n\right|\left(\Delta\rho-\frac{\Delta p}{(\tilde{a})^2}\right)\begin{bmatrix}\tilde{\kappa}\\ \tilde{\omega}\end{bmatrix};$$

$$\left|\Delta F_6\right|=\left|\tilde{u}_n\right|\tilde{\rho}\begin{bmatrix}\Delta\kappa\\ \Delta\omega\end{bmatrix};$$

$$\left|\Delta F_7\right|=0.5\left|\tilde{u}+\tilde{a}\right|\left(\frac{\Delta\rho}{(\tilde{a})^2}+\tilde{\rho}\frac{\Delta u_n}{\tilde{a}}\right)\begin{bmatrix}\tilde{\kappa}\\ \tilde{\omega}\end{bmatrix};$$

$$\left|\Delta F_8\right|=0.5\left|\tilde{u}-\tilde{a}\right|\left(\frac{\Delta\rho}{(\tilde{a})^2}-\tilde{\rho}\frac{\Delta u_n}{\tilde{a}}\right)\begin{bmatrix}\tilde{\kappa}\\ \tilde{\omega}\end{bmatrix}.$$

Для підвищення порядку апроксимації виконується лінійна реконструкція параметрів у комірці.

Корекція похідних здійснюється згідно з TVD-схемою [87], що забезпечує монотонність одержуваного рішення.

Основною позитивною якістю цих схем є властивість незростання повної варіації рішення, яке забезпечується завдяки відповідній методиці розрахунку конвективних потоків через межі контрольного обсягу. Незростання локальних екстремумів чисельного рішення дуже важливе для правильного розрахунку структур течії, лінійні розміри якого можна порівняти з кроком сітки. До таких структур у пневмоапарат гальмової системи автотранспортного засобу можна віднести зони вторинного відриву і вихрові доріжки в шарах змішання, що особливо важливо при розрахунку течії в аеродинамічних несконфігурованих проточних порожнинах пневмоапаратів при великому перепаді тисків.

Параметри у комірці реконструюються в такий спосіб:

$$\varphi(x,y,z)=\varphi_{i,j,k}+\left(\frac{\partial\varphi}{\partial x}\right)_{i,j,k}\left[x-(x)_{i,j,k}\right]+ \\ +\left(\frac{\partial\varphi}{\partial y}\right)_{i,j,k}\left[y-(y)_{i,j,k}\right]+\left(\frac{\partial\varphi}{\partial z}\right)_{i,j,k}\left[z-(z)_{i,j,k}\right], \tag{1.30}$$

де φ – вектор примітивних змінних.

Похідні $\frac{\partial\varphi}{\partial x}$, $\frac{\partial\varphi}{\partial y}$, $\frac{\partial\varphi}{\partial z}$ визначаються з умов:

$$\left(\frac{\partial\varphi}{\partial x}\right)_{i,j,k}=\min\mathrm{mod}\left(\left(\frac{\partial\varphi}{\partial x}\right)_{i,j,k},\left(\frac{\partial\varphi}{\partial x}\right)_{i,j,k+1}\right), \tag{1.31}$$

$$\left(\frac{\partial\varphi}{\partial y}\right)_{i,j,k}=\min\mathrm{mod}\left(\left(\frac{\partial\varphi}{\partial y}\right)_{i,j,k},\left(\frac{\partial\varphi}{\partial y}\right)_{i,j,k+1}\right), \tag{1.32}$$

$$\left(\frac{\partial\varphi}{\partial z}\right)_{i,j,k}=\min\mathrm{mod}\left(\left(\frac{\partial\varphi}{\partial z}\right)_{i,j,k},\left(\frac{\partial\varphi}{\partial z}\right)_{i,j,k+1}\right), \tag{1.33}$$

де $\min\mathrm{mod}(a,b)=sign(a)\cdot\max\left\{0,\min\left[|a|,b\cdot sign(a)\right]\right\}$ [99].

Для виконання неявного кроку за часом, згідно з (1.20), необхідно розв’язати лінійне рівняння алгебри такого вигляду:

$$\left[\frac{V}{\Delta t}+\left(\frac{\partial R}{\partial Q}\right)\right]\Delta Q=-R, \tag{1.34}$$

де R – вектор нев’язки.

У результаті права частина (1.34) являє собою надто розріджену матрицю наступного вигляду:

$$\sum_{n=-1}^{1}J^{m}_{i-n,j,k}\Delta Q^{m+1}_{i-n,j,k}+\sum_{n=-1}^{1}J^{m}_{i,j-n,k}\Delta Q^{m+1}_{i,j-n,k}+ \\ \sum_{n=-1}^{1}J^{m}_{i,j,k-n}\Delta Q^{m+1}_{i,j,k-n}-2J^{m}_{i,j,k}\Delta Q^{m+1}_{i,j,k}=-R^{m}_{i,j,k}, \tag{1.35}$$

де $\Delta Q^{m+1}_{i,j,k}=Q^{m+1}_{i,j,k}-Q^{m}_{i,j,k}$ – зміна вектора консервативних змінних;

$$J^m_{i,j,k} = \begin{vmatrix} \frac{\partial R^m_{i,j,k(1)}}{\partial Q^m_{i,j,k(1)}} & \frac{\partial R^m_{i,j,k(1)}}{\partial Q^m_{i,j,k(2)}} & \frac{\partial R^m_{i,j,k(1)}}{\partial Q^m_{i,j,k(3)}} & \frac{\partial R^m_{i,j,k(1)}}{\partial Q^m_{i,j,k(4)}} & \frac{\partial R^m_{i,j,k(1)}}{\partial Q^m_{i,j,k(5)}} \\ \frac{\partial R^m_{i,j,k(2)}}{\partial Q^m_{i,j,k(1)}} & \frac{\partial R^m_{i,j,k(2)}}{\partial Q^m_{i,j,k(2)}} & \frac{\partial R^m_{i,j,k(2)}}{\partial Q^m_{i,j,k(3)}} & \frac{\partial R^m_{i,j,k(2)}}{\partial Q^m_{i,j,k(4)}} & \frac{\partial R^m_{i,j,k(2)}}{\partial Q^m_{i,j,k(5)}} \\ \frac{\partial R^m_{i,j,k(3)}}{\partial Q^m_{i,j,k(1)}} & \frac{\partial R^m_{i,j,k(3)}}{\partial Q^m_{i,j,k(2)}} & \frac{\partial R^m_{i,j,k(3)}}{\partial Q^m_{i,j,k(3)}} & \frac{\partial R^m_{i,j,k(3)}}{\partial Q^m_{i,j,k(4)}} & \frac{\partial R^m_{i,j,k(3)}}{\partial Q^m_{i,j,k(5)}} \\ \frac{\partial R^m_{i,j,k(4)}}{\partial Q^m_{i,j,k(1)}} & \frac{\partial R^m_{i,j,k(4)}}{\partial Q^m_{i,j,k(2)}} & \frac{\partial R^m_{i,j,k(4)}}{\partial Q^m_{i,j,k(3)}} & \frac{\partial R^m_{i,j,k(4)}}{\partial Q^m_{i,j,k(4)}} & \frac{\partial R^m_{i,j,k(4)}}{\partial Q^m_{i,j,k(5)}} \\ \frac{\partial R^m_{i,j,k(5)}}{\partial Q^m_{i,j,k(1)}} & \frac{\partial R^m_{i,j,k(5)}}{\partial Q^m_{i,j,k(2)}} & \frac{\partial R^m_{i,j,k(5)}}{\partial Q^m_{i,j,k(3)}} & \frac{\partial R^m_{i,j,k(5)}}{\partial Q^m_{i,j,k(4)}} & \frac{\partial R^m_{i,j,k(5)}}{\partial Q^m_{i,j,k(5)}} \end{vmatrix}$$

Для вирішення системи (1.34) визначимо якобіан *J*. Згідно з (1.21) матрицю Якобі для конвективних потоків можна представити у вигляді суми двох матриць.

$$\frac{\partial F}{\partial Q} = \frac{\partial F_C}{\partial Q} + \frac{\partial F_R}{\partial Q}, \tag{1.36}$$

де $\frac{\partial F_C}{\partial Q} = \left(\frac{\partial F_C}{\partial Q_1} \quad \frac{\partial F_C}{\partial Q_2} \quad \frac{\partial F_C}{\partial Q_3} \quad \frac{\partial F_C}{\partial Q_4} \quad \frac{\partial F_C}{\partial Q_5} \right)^T$ – матриця Якобі для центральних різницевих членів, що визначається у вигляді:

$$\frac{\partial F_C}{\partial Q_1} = \delta \begin{pmatrix} 0 \\ \alpha \\ \beta \\ \gamma \\ 0 \end{pmatrix}^T;$$

$$\frac{\partial F_C}{\partial Q_2} = \delta \begin{pmatrix} \alpha \cdot \varphi - u \cdot u_n \\ u_n - \alpha \cdot u(k-2) \\ \beta \cdot u - \alpha \cdot v(k-1) \\ \gamma \cdot u - \alpha \cdot w(k-1) \\ \alpha(k-1) \end{pmatrix}^T;$$

$$\frac{\partial F_C}{\partial Q_3} = \delta \begin{pmatrix} \beta \cdot \varphi - v \cdot u_n \\ \alpha \cdot v - \beta \cdot u(k-1) \\ u_n - \beta \cdot v(k-2) \\ \gamma \cdot v - \beta \cdot w(k-1) \\ \beta(k-1) \end{pmatrix}^T;$$

$$\frac{\partial F_C}{\partial Q_4} = \delta \begin{pmatrix} \gamma \cdot \varphi - w \cdot u_n \\ \alpha \cdot w - \gamma \cdot u(k-1) \\ \beta \cdot w - \gamma \cdot v(k-1) \\ u_n - \gamma \cdot w(k-2) \\ \gamma(k-1) \end{pmatrix}^T;$$

$$\frac{\partial F_C}{\partial Q_5} = \delta \begin{pmatrix} u_n(\varphi - H) \\ \alpha \cdot H - u \cdot u_n(k-1) \\ \beta \cdot H - v \cdot u_n(k-1) \\ \gamma \cdot H - w \cdot u_n(k-1) \\ k \cdot u_n \end{pmatrix}^T;$$

$$\varphi = 0.5(k-1)(u)^2.$$

Аналогічним чином визначимо конструкцію другої складової матриці Якобі в рівнянні (1.36).

$$\frac{\partial F_R}{\partial Q} = \begin{pmatrix} \frac{\partial F_R}{\partial Q_1} & \frac{\partial F_R}{\partial Q_2} & \frac{\partial F_R}{\partial Q_3} & \frac{\partial F_R}{\partial Q_4} & \frac{\partial F_R}{\partial Q_5} \end{pmatrix}^T, \qquad (1.37)$$

Її перший, другий, третій, четвертий та п’ятий складові члени визначаються з виразів:

$$\frac{\partial F_R}{\partial Q_1} = \delta \begin{pmatrix} |\tilde{u}_n|\left[1-0.5(k-1)\frac{\left(\tilde{u}^2+\tilde{v}^2+\tilde{w}^2\right)}{\tilde{a}^2}\right]+ \\ +|\tilde{u}_n+\tilde{a}|\left(0.25(k-1)\cdot\frac{\left(\tilde{u}^2+\tilde{v}^2+\tilde{w}^2\right)}{\tilde{a}^2}-0.5\frac{\tilde{u}_n}{\tilde{a}}\right)+ \\ +|\tilde{u}_n-\tilde{a}|\left(0.25(k-1)\frac{\left(\tilde{u}^2+\tilde{v}^2+\tilde{w}^2\right)}{\tilde{a}^2}+0.5\frac{\tilde{u}_n}{\tilde{a}}\right); \\ |\tilde{u}_n|(k-1)\frac{\tilde{u}}{\tilde{a}}+0.5|\tilde{u}_n+\tilde{a}|\left(\frac{\alpha}{\tilde{a}}-(k-1)\frac{\tilde{u}}{\tilde{a}^2}\right)-0.5|\tilde{u}_n-\tilde{a}|\left(\frac{\alpha}{\tilde{a}}+(k-1)\frac{\tilde{u}}{\tilde{a}^2}\right); \\ |\tilde{u}_n|(k-1)\frac{\tilde{v}}{\tilde{a}}+0.5|\tilde{u}_n+\tilde{a}|\left(\frac{\beta}{\tilde{a}}-(k-1)\frac{\tilde{v}}{\tilde{a}^2}\right)-0.5|\tilde{u}_n-\tilde{a}|\left(\frac{\beta}{\tilde{a}}+(k-1)\frac{\tilde{v}}{\tilde{a}^2}\right); \\ |\tilde{u}_n|(k-1)\frac{\tilde{w}}{\tilde{a}}+0.5|\tilde{u}_n+\tilde{a}|\left(\frac{\gamma}{\tilde{a}}-(k-1)\frac{\tilde{w}}{\tilde{a}^2}\right)-0.5|\tilde{u}_n-\tilde{a}|\left(\frac{\gamma}{\tilde{a}}+(k-1)\frac{\tilde{w}}{\tilde{a}^2}\right); \\ -|\tilde{u}_n|\frac{(k-1)}{\tilde{a}^2}+0.5|\tilde{u}_n+\tilde{a}|\frac{(k-1)}{\tilde{a}^2}+0.5|\tilde{u}_n-\tilde{a}|\frac{(k-1)}{\tilde{a}^2}; \end{pmatrix}^T$$

$$\frac{\partial F_R}{\partial Q_2} = \delta \begin{pmatrix} |\tilde{u}_n|\left(\alpha\cdot\tilde{u}_n-0.5(k-1)\tilde{u}\frac{\left(\tilde{u}^2+\tilde{v}^2+\tilde{w}^2\right)}{\tilde{a}^2}\right)+ \\ +|\tilde{u}_n+\tilde{a}|\left(0.25(k-1)\cdot\frac{\left(\tilde{u}^2+\tilde{v}^2+\tilde{w}^2\right)}{\tilde{a}^2}-0.5\frac{\tilde{u}_n}{\tilde{a}}\right)(\tilde{u}+\tilde{a}\cdot\alpha)+ \\ +|\tilde{u}_n-\tilde{a}|\left(0.25(k-1)\frac{\left(\tilde{u}^2+\tilde{v}^2+\tilde{w}^2\right)}{\tilde{a}^2}+0.5\frac{\tilde{u}_n}{\tilde{a}}\right)(\tilde{u}-\tilde{a}\cdot\alpha); \\ |\tilde{u}_n|\left((k-1)\left(\frac{\tilde{u}}{\tilde{a}}\right)^2-\alpha^2+1\right)+0.5|\tilde{u}_n+\tilde{a}|\left(\frac{\alpha}{\tilde{a}}-(k-1)\frac{\tilde{u}}{\tilde{a}^2}\right)(\tilde{u}+\tilde{a}\cdot\alpha)- \\ -0.5|\tilde{u}_n-\tilde{a}|\left(\frac{\alpha}{\tilde{a}}+(k-1)\frac{\tilde{u}}{\tilde{a}^2}\right)(\tilde{u}-\tilde{a}\cdot\alpha); \\ |\tilde{u}_n|\left((k-1)\left(\frac{\tilde{u}\cdot\tilde{v}}{\tilde{a}^2}\right)-\alpha\cdot\beta\right)+0.5|\tilde{u}_n+\tilde{a}|\left(\frac{\beta}{\tilde{a}}-(k-1)\frac{\tilde{v}}{\tilde{a}^2}\right)(\tilde{u}+\tilde{a}\cdot\alpha)- \\ -0.5|\tilde{u}_n-\tilde{a}|\left(\frac{\beta}{\tilde{a}}+(k-1)\frac{\tilde{v}}{\tilde{a}^2}\right)(\tilde{u}-\tilde{a}\cdot\alpha); \\ |\tilde{u}_n|\left((k-1)\left(\frac{\tilde{u}\cdot\tilde{w}}{\tilde{a}^2}\right)-\alpha\cdot\gamma\right)+0.5|\tilde{u}_n+\tilde{a}|\left(\frac{\gamma}{\tilde{a}}-(k-1)\frac{\tilde{w}}{\tilde{a}^2}\right)(\tilde{u}+\tilde{a}\cdot\alpha)- \\ -0.5|\tilde{u}_n-\tilde{a}|\left(\frac{\gamma}{\tilde{a}}+(k-1)\frac{\tilde{w}}{\tilde{a}^2}\right)(\tilde{u}-\tilde{a}\cdot\alpha); \\ -|\tilde{u}_n|(k-1)\cdot\frac{\tilde{u}}{\tilde{a}^2}+0.5|\tilde{u}_n+\tilde{a}|\frac{(k-1)}{\tilde{a}^2}(\tilde{u}+\tilde{a}\cdot\alpha)+0.5|\tilde{u}_n-\tilde{a}|\frac{(k-1)}{\tilde{a}^2}(\tilde{u}-\tilde{a}\cdot\alpha); \end{pmatrix}^T$$

$$\frac{\partial F_R}{\partial Q_3} = \delta \begin{pmatrix} |\tilde{u}_n|\left(\beta\cdot\tilde{u}_n - 0.5(k-1)\tilde{v}\,\frac{\left(\tilde{u}^2+\tilde{v}^2+\tilde{w}^2\right)}{\tilde{a}^2}\right)+ \\ +|\tilde{u}_n+\tilde{a}|\left(0.25(k-1)\cdot\frac{\left(\tilde{u}^2+\tilde{v}^2+\tilde{w}^2\right)}{\tilde{a}^2}-0.5\frac{\tilde{u}_n}{\tilde{a}}\right)(\tilde{v}+\tilde{a}\cdot\beta)+ \\ +|\tilde{u}_n-\tilde{a}|\left(0.25(k-1)\frac{\left(\tilde{u}^2+\tilde{v}^2+\tilde{w}^2\right)}{\tilde{a}^2}+0.5\frac{\tilde{u}_n}{\tilde{a}}\right)(\tilde{v}-\tilde{a}\cdot\beta); \\ |\tilde{u}_n|\left((k-1)\left(\frac{\tilde{u}\cdot\tilde{v}}{\tilde{a}^2}\right)-\alpha\cdot\beta\right)+0.5|\tilde{u}_n+\tilde{a}|\left(\frac{\alpha}{\tilde{a}}-(k-1)\frac{\tilde{u}}{\tilde{a}^2}\right)(\tilde{v}+\tilde{a}\cdot\beta)- \\ -0.5|\tilde{u}_n-\tilde{a}|\left(\frac{\alpha}{\tilde{a}}+(k-1)\frac{\tilde{u}}{\tilde{a}^2}\right)(\tilde{v}-\tilde{a}\cdot\beta); \\ |\tilde{u}_n|\left((k-1)\left(\frac{\tilde{v}}{\tilde{a}}\right)^2-\beta^2+1\right)+0.5|\tilde{u}_n+\tilde{a}|\left(\frac{\beta}{\tilde{a}}-(k-1)\frac{\tilde{v}}{\tilde{a}^2}\right)(\tilde{v}+\tilde{a}\cdot\beta)- \\ -0.5|\tilde{u}_n-\tilde{a}|\left(\frac{\beta}{\tilde{a}}+(k-1)\frac{\tilde{v}}{\tilde{a}^2}\right)(\tilde{v}-\tilde{a}\cdot\beta); \\ |\tilde{u}_n|\left((k-1)\left(\frac{\tilde{v}\cdot\tilde{w}}{\tilde{a}^2}\right)-\beta\cdot\gamma\right)+0.5|\tilde{u}_n+\tilde{a}|\left(\frac{\gamma}{\tilde{a}}-(k-1)\frac{\tilde{w}}{\tilde{a}^2}\right)(\tilde{v}+\tilde{a}\cdot\beta)- \\ -0.5|\tilde{u}_n-\tilde{a}|\left(\frac{\gamma}{\tilde{a}}+(k-1)\frac{\tilde{w}}{\tilde{a}^2}\right)(\tilde{v}-\tilde{a}\cdot\beta); \\ -|\tilde{u}_n|(k-1)\cdot\frac{\tilde{v}}{\tilde{a}^2}+0.5|\tilde{u}_n+\tilde{a}|\frac{(k-1)}{\tilde{a}^2}(\tilde{v}+\tilde{a}\cdot\beta)+0.5|\tilde{u}_n-\tilde{a}|\frac{(k-1)}{\tilde{a}^2}(\tilde{v}-\tilde{a}\cdot\beta); \end{pmatrix}^T$$

$$\frac{\partial F_R}{\partial Q_4} = \delta \begin{pmatrix} |\tilde{u}_n|\left(\gamma\cdot\tilde{u}_n - 0.5(k-1)\tilde{w}\,\frac{\left(\tilde{u}^2+\tilde{v}^2+\tilde{w}^2\right)}{\tilde{a}^2}\right)+ \\ +|\tilde{u}_n+\tilde{a}|\left(0.25(k-1)\cdot\frac{\left(\tilde{u}^2+\tilde{v}^2+\tilde{w}^2\right)}{\tilde{a}^2}-0.5\frac{\tilde{u}_n}{\tilde{a}}\right)(\tilde{w}+\tilde{a}\cdot\gamma)+ \\ +|\tilde{u}_n-\tilde{a}|\left(0.25(k-1)\frac{\left(\tilde{u}^2+\tilde{v}^2+\tilde{w}^2\right)}{\tilde{a}^2}+0.5\frac{\tilde{u}_n}{\tilde{a}}\right)(\tilde{w}-\tilde{a}\cdot\gamma); \\ |\tilde{u}_n|\left((k-1)\left(\frac{\tilde{u}\cdot\tilde{w}}{\tilde{a}^2}\right)-\alpha\cdot\gamma\right)+0.5|\tilde{u}_n+\tilde{a}|\left(\frac{\alpha}{\tilde{a}}-(k-1)\frac{\tilde{u}}{\tilde{a}^2}\right)(\tilde{w}+\tilde{a}\cdot\gamma)- \\ -0.5|\tilde{u}_n-\tilde{a}|\left(\frac{\alpha}{\tilde{a}}+(k-1)\frac{\tilde{u}}{\tilde{a}^2}\right)(\tilde{w}-\tilde{a}\cdot\gamma); \\ |\tilde{u}_n|\left((k-1)\left(\frac{\tilde{v}\cdot\tilde{w}}{\tilde{a}}\right)-\beta\cdot\gamma\right)+0.5|\tilde{u}_n+\tilde{a}|\left(\frac{\beta}{\tilde{a}}-(k-1)\frac{\tilde{v}}{\tilde{a}^2}\right)(\tilde{w}+\tilde{a}\cdot\gamma)- \\ -0.5|\tilde{u}_n-\tilde{a}|\left(\frac{\beta}{\tilde{a}}+(k-1)\frac{\tilde{v}}{\tilde{a}^2}\right)(\tilde{w}-\tilde{a}\cdot\gamma); \\ |\tilde{u}_n|\left((k-1)\left(\frac{\tilde{w}}{\tilde{a}}\right)^2-\gamma^2+1\right)+0.5|\tilde{u}_n+\tilde{a}|\left(\frac{\gamma}{\tilde{a}}-(k-1)\frac{\tilde{w}}{\tilde{a}^2}\right)(\tilde{w}+\tilde{a}\cdot\gamma)- \\ -0.5|\tilde{u}_n-\tilde{a}|\left(\frac{\gamma}{\tilde{a}}+(k-1)\frac{\tilde{w}}{\tilde{a}^2}\right)(\tilde{w}-\tilde{a}\cdot\gamma); \\ -|\tilde{u}_n|(k-1)\cdot\frac{\tilde{w}}{\tilde{a}^2}+0.5|\tilde{u}_n+\tilde{a}|\frac{(k-1)}{\tilde{a}^2}(\tilde{w}+\tilde{a}\cdot\gamma)+0.5|\tilde{u}_n-\tilde{a}|\frac{(k-1)}{\tilde{a}^2}(\tilde{w}-\tilde{a}\cdot\gamma); \end{pmatrix}^T$$

$$\frac{\partial F_R}{\partial Q_5} = \delta \left(\begin{array}{l} |\tilde{u}_n| \left(\tilde{u}_n^2 - 0.5\left(\tilde{u}^2 + \tilde{v}^2 + \tilde{w}^2\right) - 0.25(k-1)\frac{\left(\tilde{u}^2 + \tilde{v}^2 + \tilde{w}^2\right)^2}{\tilde{a}^2} \right) + \\ + |\tilde{u}_n + \tilde{a}| \left(0.25(k-1)\cdot \frac{\left(\tilde{u}^2 + \tilde{v}^2 + \tilde{w}^2\right)}{\tilde{a}^2} - 0.5\frac{\tilde{u}_n}{\tilde{a}} \right) \left(\tilde{H} + \tilde{a}\cdot\tilde{u}_n\right) + \\ + |\tilde{u}_n - \tilde{a}| \left(\tilde{H} - \tilde{a}\cdot\tilde{u}_n\right), \\ |\tilde{u}_n| \left[0.5(k-1)\left(\tilde{u}^2 + \tilde{v}^2 + \tilde{w}^2\right)\frac{\tilde{u}}{\tilde{a}^2} + \tilde{u} - \alpha\cdot\tilde{u}_n \right] + \\ 0.5|\tilde{u}_n + \tilde{a}| \left(\frac{\alpha}{\tilde{a}} - (k-1)\frac{\tilde{u}}{\tilde{a}^2} \right) \left(\tilde{H} + \tilde{a}\cdot\tilde{u}_n\right) + \\ - 0.5|\tilde{u}_n - \tilde{a}| \left(\frac{\alpha}{\tilde{a}} + (k-1)\frac{\tilde{u}}{\tilde{a}^2} \right) \left(\tilde{H} - \tilde{a}\cdot\tilde{u}_n\right), \\ |\tilde{u}_n| \left[0.5(k-1)\left(\tilde{u}^2 + \tilde{v}^2 + \tilde{w}^2\right)\frac{\tilde{v}}{\tilde{a}^2} + \tilde{v} - \beta\cdot\tilde{u}_n \right] + \\ + 0.5|\tilde{u}_n + \tilde{a}| \left(\frac{\beta}{\tilde{a}} - (k-1)\frac{\tilde{v}}{\tilde{a}^2} \right) \left(\tilde{H} + \tilde{a}\cdot\tilde{u}_n\right) - \\ - 0.5|\tilde{u}_n - \tilde{a}| \left(\frac{\beta}{\tilde{a}} + (k-1)\frac{\tilde{v}}{\tilde{a}^2} \right) \left(\tilde{H} - \tilde{a}\cdot\tilde{u}_n\right), \\ |\tilde{u}_n| \left[0.5(k-1)\left(\tilde{u}^2 + \tilde{v}^2 + \tilde{w}^2\right)\frac{\tilde{w}}{\tilde{a}^2} + \tilde{w} - \gamma\cdot\tilde{u}_n \right] + \\ + 0.5|\tilde{u}_n + \tilde{a}| \left(\frac{\gamma}{\tilde{a}} - (k-1)\frac{\tilde{w}}{\tilde{a}^2} \right) \left(\tilde{H} + \tilde{a}\cdot\tilde{u}_n\right) - \\ - 0.5|\tilde{u}_n - \tilde{a}| \left(\frac{\gamma}{\tilde{a}} + (k-1)\frac{\tilde{w}}{\tilde{a}^2} \right) \left(\tilde{H} - \tilde{a}\cdot\tilde{u}_n\right), \\ -|\tilde{u}_n| \left[0.5(k-1)\frac{\left(\tilde{u}^2 + \tilde{v}^2 + \tilde{w}^2\right)}{\tilde{a}^2} \right] + 0.5|\tilde{u}_n + \tilde{a}| \frac{(k-1)}{\tilde{a}^2} \left(\tilde{H} + \tilde{a}\cdot\tilde{u}_n\right) + \\ 0.5|\tilde{u}_n - \tilde{a}| \frac{(k-1)}{\tilde{a}^2} \left(\tilde{H} - \tilde{a}\cdot\tilde{u}_n\right), \end{array} \right)^T$$

Аналогічно можна отримати матрицю Якобі для визначення конвективних потоків у рівняннях Нав'є-Стокса, осереднених за Рейнольдсом, з двома рівняннями для моделей турбулентності.

Матриця Якобі для дифузійних потоків має такий вигляд:

$$\frac{\partial F_D}{\partial Q} = \left(\frac{\partial F_D}{\partial Q_1} \quad \frac{\partial F_D}{\partial Q_2} \quad \frac{\partial F_D}{\partial Q_3} \quad \frac{\partial F_D}{\partial Q_4} \quad \frac{\partial F_D}{\partial Q_5} \right)^T. \qquad (1.38)$$

Її перший, другий, третій, четвертий та п’ятий складові члени визначаються з виразів:

$$\frac{\partial F_D}{\partial Q_1} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix};$$

$$\frac{\partial F_D}{\partial Q_2} = C_\mu S^2 \begin{pmatrix} \frac{4}{3}\alpha^2 \cdot u + \frac{1}{3}\alpha \cdot \beta \cdot v + \frac{1}{3}\gamma \cdot \alpha \cdot w + \beta^2 \cdot u + \gamma^2 \cdot u; \\ -\left(\frac{4}{3}\alpha^2 + \beta^2 + \gamma^2\right); \\ -\frac{\alpha \cdot \beta}{3}; \\ -\frac{\alpha \cdot \gamma}{3}; \\ 0 \end{pmatrix}^T;$$

$$\frac{\partial F_D}{\partial Q_3} = C_\mu S^2 \begin{pmatrix} \alpha^2 v + \frac{4}{3}\beta^2 v + \gamma^2 v + \frac{1}{3}\alpha \cdot \beta \cdot u + \frac{1}{3}\gamma \cdot \beta \cdot w; \\ -\frac{\alpha \cdot \beta}{3}; \\ \alpha^2 + \frac{4}{3}\beta^2 + \gamma^2; \\ -\frac{\gamma \cdot \beta}{3}; \\ 0 \end{pmatrix}^T;$$

$$\frac{\partial F_D}{\partial Q_4} = C_\mu S^2 \begin{pmatrix} \alpha^2 w + \beta^2 w + \frac{4}{3}\gamma^2 w + \frac{1}{3}\gamma(\alpha \cdot u + \beta \cdot v); \\ -\frac{\alpha \cdot \gamma}{3}; \\ -\frac{\beta \cdot \gamma}{3}; \\ -\left(\alpha^2 + \beta^2 + \frac{4}{3}\gamma^2\right); \\ 0 \end{pmatrix}^T;$$

$$\frac{\partial F_D}{\partial Q_5} = S\begin{pmatrix}\left[\alpha\left(u\frac{\partial\tau_{xx}}{\partial\rho}+v\frac{\partial\tau_{xy}}{\partial\rho}+w\frac{\partial\tau_{xz}}{\partial\rho}-\frac{\partial Q_x}{\partial\rho}\right)+\beta\left(u\frac{\partial\tau_{xy}}{\partial\rho}+v\frac{\partial\tau_{yy}}{\partial\rho}+w\frac{\partial\tau_{yz}}{\partial\rho}-\frac{\partial Q_y}{\partial\rho}\right)+\right.\\ \left.+\gamma\left(u\frac{\partial\tau_{xz}}{\partial\rho}+v\frac{\partial\tau_{yz}}{\partial\rho}+w\frac{\partial\tau_{zz}}{\partial\rho}-\frac{\partial Q_z}{\partial\rho}\right)-0.5\frac{u}{\rho}\left(\alpha\cdot\tau_{xx}+\beta\cdot\tau_{xy}+\gamma\cdot\tau_{xz}\right)-\right.\\ \left.-0.5\frac{v}{\rho}\left(\alpha\cdot\tau_{xy}+\beta\cdot\tau_{yy}+\gamma\cdot\tau_{yz}\right)-0.5\frac{w}{\rho}\left(\alpha\cdot\tau_{xz}+\beta\cdot\tau_{yz}+\gamma\cdot\tau_{zz}\right)\right];\\ \left[\alpha\left(u\frac{\partial\tau_{xx}}{\partial(\rho u)}+v\frac{\partial\tau_{xy}}{\partial(\rho u)}+w\frac{\partial\tau_{xz}}{\partial(\rho u)}-\frac{\partial Q_x}{\partial(\rho u)}\right)+\right.\\ \left.+\beta\left(u\frac{\partial\tau_{xy}}{\partial(\rho u)}+v\frac{\partial\tau_{yy}}{\partial(\rho u)}-\frac{\partial Q_y}{\partial(\rho u)}\right)+\gamma\left(u\frac{\partial\tau_{xz}}{\partial(\rho u)}+w\frac{\partial\tau_{zz}}{\partial(\rho u)}-\frac{\partial Q_z}{\partial(\rho u)}\right)+\right.\\ \left.+0.5\frac{\left(\alpha\cdot\tau_{xx}+\beta\cdot\tau_{xy}+\gamma\cdot\tau_{xz}\right)}{\rho}\right];\\ \left[\alpha\left(u\frac{\partial\tau_{xx}}{\partial(\rho v)}+v\frac{\partial\tau_{xy}}{\partial(\rho v)}-\frac{\partial Q_x}{\partial(\rho v)}\right)+\beta\left(u\frac{\partial\tau_{xy}}{\partial(\rho v)}+v\frac{\partial\tau_{yy}}{\partial(\rho v)}+w\frac{\partial\tau_{yz}}{\partial(\rho v)}-\frac{\partial Q_y}{\partial(\rho v)}\right)+\right.\\ \left.+\gamma\left(v\frac{\partial\tau_{yz}}{\partial(\rho v)}+w\frac{\partial\tau_{zz}}{\partial(\rho v)}-\frac{\partial Q_z}{\partial(\rho v)}\right)+0.5\frac{\left(\alpha\cdot\tau_{xy}+\beta\cdot\tau_{yy}+\gamma\cdot\tau_{yz}\right)}{\rho}\right];\\ \left[\alpha\left(u\frac{\partial\tau_{xx}}{\partial(\rho w)}+w\frac{\partial\tau_{xz}}{\partial(\rho w)}-\frac{\partial Q_x}{\partial(\rho w)}\right)+\beta\left(v\frac{\partial\tau_{yy}}{\partial(\rho w)}+w\frac{\partial\tau_{yz}}{\partial(\rho w)}-\frac{\partial Q_y}{\partial(\rho w)}\right)+\right.\\ \left.+\gamma\left(u\frac{\partial\tau_{xz}}{\partial(\rho w)}+v\frac{\partial\tau_{yz}}{\partial(\rho w)}+w\frac{\partial\tau_{zz}}{\partial(\rho w)}-\frac{\partial Q_z}{\partial(\rho w)}\right)+0.5\frac{\left(\alpha\cdot\tau_{xz}+\beta\cdot\tau_{yz}+\gamma\cdot\tau_{zz}\right)}{\rho}\right];\\ -S\cdot C_Q\left(\alpha^2+\beta^2+\gamma^2\right)\end{pmatrix}^T$$

Похідні напружень від консервативних змінних при визначенні матриці Якобі знайдемо наступним чином:

$$\frac{\partial(\tau_{xx})}{\partial\rho} = S\frac{2}{3}C_\mu(2\cdot\alpha\cdot u-\beta\cdot v-\gamma\cdot w); \tag{1.39}$$

$$\frac{\partial(\tau_{yy})}{\partial\rho} = S\frac{2}{3}C_\mu(2\cdot\beta\cdot v-\alpha\cdot u-\gamma\cdot w); \tag{1.40}$$

$$\frac{\partial(\tau_{zz})}{\partial\rho} = S\frac{2}{3}C_\mu(2\cdot\gamma\cdot w-\alpha\cdot u-\beta\cdot v); \tag{1.41}$$

$$\frac{\partial(\tau_{xx})}{\partial(\rho u)} = -S\frac{4}{3}\alpha\cdot C_\mu; \tag{1.42}$$

$$\frac{\partial(\tau_{xx})}{\partial(\rho v)} = S\frac{2}{3}\beta \cdot C_{\mu}; \tag{1.43}$$

$$\frac{\partial(\tau_{xx})}{\partial(\rho w)} = S\frac{2}{3}\gamma \cdot C_{\mu}; \tag{1.44}$$

$$\frac{\partial(\tau_{yy})}{\partial(\rho u)} = S\frac{2}{3}\alpha \cdot C_{\mu}; \tag{1.45}$$

$$\frac{\partial(\tau_{yy})}{\partial(\rho v)} = -S\frac{4}{3}\beta \cdot C_{\mu}; \tag{1.46}$$

$$\frac{\partial(\tau_{yy})}{\partial(\rho w)} = S\frac{2}{3}\gamma \cdot C_{\mu}; \tag{1.47}$$

$$\frac{\partial(\tau_{xy})}{\partial(\rho)} = S \cdot C_{\mu}(\alpha \cdot v + \beta \cdot u); \tag{1.48}$$

$$\frac{\partial(\tau_{xz})}{\partial(\rho)} = S \cdot C_{\mu}(\alpha \cdot w + \gamma \cdot u); \tag{1.49}$$

$$\frac{\partial(\tau_{yz})}{\partial(\rho)} = S \cdot C_{\mu}(\beta \cdot w + \gamma \cdot v); \tag{1.50}$$

$$\frac{\partial(\tau_{xy})}{\partial(\rho u)} = \frac{\partial(\tau_{yz})}{\partial(\rho w)} = -S \cdot C_{\mu} \cdot \beta; \tag{1.51}$$

$$\frac{\partial(\tau_{xy})}{\partial(\rho v)} = \frac{\partial(\tau_{xz})}{\partial(\rho w)} = -S \cdot C_{\mu} \cdot \alpha; \tag{1.52}$$

$$\frac{\partial(\tau_{xz})}{\partial(\rho u)} = \frac{\partial(\tau_{yz})}{\partial(\rho v)} = -S \cdot C_{\mu} \cdot \gamma; \tag{1.53}$$

$$\frac{\partial Q_x}{\partial \rho} = -C_Q S\frac{\alpha}{\rho}\left(\frac{p}{k-1} - 0.5\rho\left(u^2 + v^2 + w^2\right)\right); \tag{1.54}$$

$$\frac{\partial Q_x}{\partial(\rho u)} = -S \cdot C_Q \cdot \alpha \cdot u; \tag{1.55}$$

$$\frac{\partial Q_x}{\partial(\rho v)} = -S \cdot C_Q \cdot \alpha \cdot v; \tag{1.56}$$

$$\frac{\partial Q_x}{\partial(\rho w)} = -S \cdot C_Q \cdot \alpha \cdot w; \tag{1.57}$$

$$\frac{\partial Q_x}{\partial(\rho E)} = S \cdot C_Q \cdot \alpha; \tag{1.58}$$

$$\frac{\partial Q_y}{\partial \rho} = -S \cdot C_Q \frac{\beta}{\rho}\left(\frac{p}{k-1} - 0.5\rho\left(u^2 + v^2 + w^2\right)\right); \tag{1.59}$$

$$\frac{\partial Q_y}{\partial(\rho u)} = -S \cdot C_Q \cdot \beta \cdot u; \tag{1.60}$$

$$\frac{\partial Q_y}{\partial(\rho v)} = -S \cdot C_Q \cdot \beta \cdot v; \tag{1.61}$$

$$\frac{\partial Q_y}{\partial(\rho w)} = -S \cdot C_Q \cdot \beta \cdot w; \tag{1.62}$$

$$\frac{\partial Q_y}{\partial(\rho E)} = S \cdot C_Q \cdot \beta; \tag{1.63}$$

$$\frac{\partial Q_z}{\partial \rho} = -C_Q \frac{\gamma}{\rho} S\left(\frac{p}{k-1} - 0.5\rho\left(u^2 + v^2 + w^2\right)\right); \tag{1.64}$$

$$\frac{\partial Q_z}{\partial(\rho u)} = -S \cdot C_Q \cdot \gamma \cdot u; \tag{1.65}$$

$$\frac{\partial Q_z}{\partial(\rho v)} = -S \cdot C_Q \cdot \gamma \cdot v; \tag{1.66}$$

$$\frac{\partial Q_z}{\partial(\rho w)} = -S \cdot C_Q \cdot \gamma \cdot w; \tag{1.67}$$

$$\frac{\partial Q_z}{\partial(\rho E)} = S \cdot C_Q \cdot \gamma, \tag{1.68}$$

де $C_\mu = \frac{\mu}{V \cdot \rho}$, $C_Q = \frac{\lambda}{\rho \cdot V \cdot R}$.

Формули (1.39) – (1.68) визначені в припущенні, що диференціювання здійснюється за параметрами всередині центральної комірки. Аналогічні залежності виходять і при диференціюванні за параметрами сусідньої комірки.

Особливістю даного розрахункового методу є «заморожування» значень переносних властивостей повітря на поточному часовому кроці, що забезпечує відносну простоту розробки алгоритму для ЕОМ.

Визначимо додаткову матрицю Якобі для дифузійних членів моделі турбулентності у вигляді:

$$\begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \beta^* \cdot \kappa \cdot \omega & 0 & 0 & 0 & 0 & -\beta^* \cdot \omega & -\beta^* \cdot \kappa \\ \beta \cdot \omega^2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -2\beta \cdot \omega \end{pmatrix}.$$

Неявне уявлення джерельних членів здійснюється відповідно до рекомендацій, наведених у роботі [82]. Для рівняння кінетичної енергії турбулентності лінеаризація має такий вигляд:

$$\left[P_k - D_k\right]^{m+1} = \left[P_k - D_k\right]^m - \left[\frac{D_k}{\kappa}\right]^m \left(\kappa^{m+1} - \kappa^m\right), \qquad (1.69)$$

де P_k та D_k – являють собою суми позитивних і негативних джерельних членів для рівняння кінетичної енергії турбулентності.

Для вирішення системи лінійних алгебраїчних рівнянь (1.34) використовується ітераційний метод Гаусса-Зейделя [100]. Для вибору рядків у процесі ітерації застосовується так званий «black-white» алгоритм, що значно спрощує розпаралелювання обчислень [100].

1.2. Комбінований метод покомпонентного аналізу для розрахунку динаміки пневматичного гальмового привода автомобіля

На основі виконаного аналізу можна зробити висновок про те, що для прогнозування параметрів швидкодії пневматичного гальмового привода необхідно розробити метод, який дозволяє без додаткових емпіричних кореляцій визначати динамічну характеристику привода з точністю, придатною для інженерних розрахунків.

У зв'язку з цим вважаємо за доцільне удосконалити розрахунковий метод із зосередженими параметрами і доповнити його моделями з розподіленими параметрами в процесі визначення витратних характеристик пневмоапаратів гальмового привода автотранспортних засобів.

1.2.1. Особливості розрахунку динаміки в'язкого газу в пневматичному гальмовому приводі. Динаміка руху стисненого повітря в порожнинах елементів гальмового привода є визначальним фактором при розробці як самого привода, так і окремих його елементів. Особливо важливі дослідження перехідних процесів у гальмовому приводі при проектуванні технічних засобів АСК ГП і регулювання: анти блокувальної та протибуксувальної систем, систем курсової стійкості тощо.

Необхідно зазначити, що гальмовий привід являє собою складну, розгалужену систему з безліччю керуючих і виконавчих елементів. Особливості його роботи, пов'язані з пульсаціями тиску повітря в ресиверах, експлуатації привода в широкому діапазоні робочих температур. Усе це накладає відбиток і на можливості прогнозування його функціонування при випробуваннях і в експлуатації.

Розрахунок нестаціонарних течій в'язкого газу навіть у досить простих проточних порожнинах характеризується великою складністю, викликаною в першу чергу великою кількістю машино-годин, необхідних для отримання результату. Оскільки проточні порожнини пневмоапаратів при проектуванні

аеродинамічно не профілюють, то структура течії в порожнині може бути довільною. Високий тиск на вході (до 0,95 МПа) і складна конфігурація обумовлюють наявність у потоці практично всіх зон течії (гіпозвукових, дозвукових, трансзвукових і надзвукових), шарів змішування і окремих струменів, що визначає застосування наскрізних методів розрахунку в області. З огляду на те, що течія в порожнині є істотно турбулентною, то виконується просторове осереднення теплофізичних і переносних параметрів в порожнині течії, модель течії в'язкого газу за Буссінеском замикається моделлю турбулентності. Оскільки в проточних порожнинах пневмоапаратів дисипація механічної енергії є значною (через наявність різких поворотів в порожнинах, уступів і аеродинамічно несконфігурованих елементів) і при цьому потрібне якомога більш точне визначення параметрів турбулентності, то доцільно застосування $k - \omega$ – моделі турбулентності. З огляду на те, що ця модель має невеликий запас стійкості, необхідне застосування неявних різницевих методів.

Для адекватного опису потоків доцільно використовувати розв'язання задачі Рімана. При цьому дифузійні потоки визначаються як середнє арифметичне між значеннями похідних у центрах сусідніх комірок. Кінцево-об'ємна апроксимація інтегральних законів збереження забезпечує їх виконання в кожній комірці. Через значну складність «прямий рахунок» нестаціонарних в'язких турбулентних течій у всьому пневматичному гальмовому приводі необхідно обчислювати на кластерних системах.

1.2.2. Математична модель наповнення і спорожнення ланки типу «дросель-ємність». Основним елементом усіх пневматичних систем автотранспортного засобу є так звана ланка типу «дросель-ємність» (ДЄ-ланка), тобто порожнина, що являє собою опір для руху стисненого повітря і має об'єм. Для опису перехідних процесів у пневматичному гальмовому приводі необхідно скласти математичну модель зміни тиску в ДЄ-ланці при постійному і змінному об'ємах. При складанні рівнянь, що описують перехідний процес в будь-якій ДЄ-ланці гальмового привода, приймемо такі припущення:

– тиск повітря в ресиверах може змінюватися за час перехідного процесу;

– відсутні витоки повітря з системи;

– температура повітря в ресиверах і в ємностях може змінюватися за час перехідного процесу;

– пневмоопір трубопроводів вважається зосередженим.

Перехідний процес при наповненні ДЄ-ланки, з урахуванням прийнятих припущень, можна описати наступним чином (рис. 1.6).

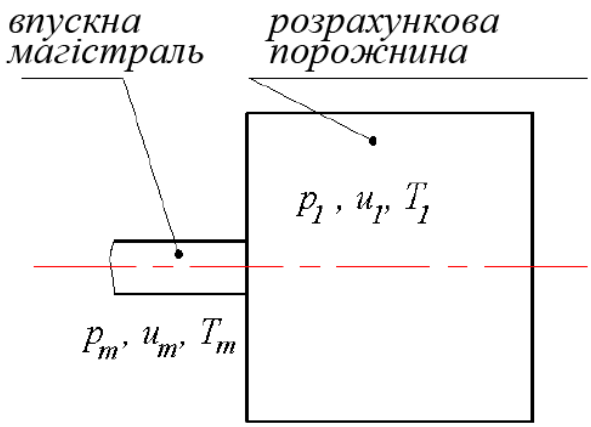


Рисунок 1.6 – Розрахункова схема зміни тиску в ДЄ-ланці

Приймаючи, що вся підведена з газом теплова енергія dQ_m витрачається на зміну внутрішньої енергії dU_1 і на роботу розширення газу dL_1, запишемо рівняння енергетичного балансу відповідно до першого закону термодинаміки:

$$dQ_m = dU_1 + dL_1, \tag{1.70}$$

де індекс 1 відноситься до розрахункової порожнини, а індекс m до магістралі.

Виходячи з розгалуженості гальмового привода, а також з того, що тиск на вході кожного окремого пневмоапарата або трубопроводу змінюється не миттєво, необхідно енергію, що надійшла з магістралі, визначати наступним чином [101]:

$$dQ_m = dH_m - V_m dp_m. \tag{1.71}$$

Тоді внутрішня енергія U_1 газу і здійснювана ним робота L_1 відповідно дорівнюють $dU_1 = d(u_1 m_1)$ та $dL_1 = p_1 dV_1$. Запишемо рівняння (1.71) в наступному вигляді:

$$dH_m - (Vdp)_m = d(u_1 \cdot m_1) + p_1 dV_1. \tag{1.72}$$

Нехай $dV_1 \equiv 0$, тоді

$$c_p(m_m dT_m + T_m dm_m) - m_m \cdot T_m d(\ln p_m)R = u_1 \cdot dm_1 + m_1 \cdot du_1. \tag{1.73}$$

Питому внутрішню енергію газу в розрахунковій порожнині визначимо за формулою [101]:

$$u_1 = c_V \cdot T_1. \tag{1.74}$$

Тоді, враховуючи рівняння стану газу і підставляючи його в рівняння (1.73) і вважаючи в ньому $c_p = k \cdot c_V$ та $c_p - c_V = R$, після перетворень отримуємо такий вираз:

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{1}{V_1}\left(k \cdot R\left(T_m \cdot G_m + \frac{dT_m}{dt}\int_0^t G_m dt\right) - \frac{R^2}{c_V} T_m \frac{d(\ln p_m)}{dt}\int_0^t G_m dt\right), \tag{1.75}$$

де G_m – функція масової витрати газу для розрахункової порожнини.

В якості G_m логічно застосування наступних видаткових функцій, запропонованих в роботах [23] і [102], відповідно:

$$G_m = f_1 \cdot p_m \sqrt{\frac{2k}{k-1}\frac{1}{R \cdot T_m}\left[\left(\frac{p_1}{p_m}\right)^{\frac{2p_1}{p_1 + p_0(k-1)}} - \left(\frac{p_1}{p_m}\right)^{\frac{2p_1 + p_0(k-1)}{p_1 + p_0(k-1)}}\right]}, \tag{1.76}$$

$$G_m = \mu_1 \cdot f_1 \cdot p_m \sqrt{\frac{2k}{k-1}\frac{1}{R \cdot T_m}\left[\left(\frac{p_1}{p_m}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_1}{p_m}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]}. \tag{1.77}$$

Перевага використання виразу (1.76) полягає у відсутності в ньому коефіцієнта витрати, що дозволяє без додаткових трудомістких обчислень досліджувати перехідні процеси в пневматичному приводі. Однак, оскільки у виразі (1.76) показником ступеня є значення показника політропи, визначеного в роботі [102] для типових пневматичних приводів, то і формула (1.76) дозволяє з достатньою точністю описувати лише ці приводи.

Аналогічним чином описується і процес спорожнення ДЄ-ланки.

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{R \cdot k\left(\frac{p_1 V_1}{R T_1}\frac{dT_1}{dt} + T_1\frac{dm_1}{dt}\right) + k \cdot p_1 \frac{dV_1}{dt}}{(k-2)V_1}. \qquad (1.78)$$

Таким чином, отримані системи рівнянь (1.75), (1.76), (1.78) або (1.75), (1.77), (1.78) дозволяють описувати перехідні процеси в типових порожнинах гальмового привода зі змінним і постійним об’ємами.

1.2.3. Математична модель течії повітря в проточних порожнинах елементів пневматичного гальмового привода автомобіля. Структура будь якого гальмового привода включає в себе гальмові камери, енергоакумулятори, проточні порожнини, що являють собою трубопроводи, гальмовий кран, модулятори керування тиском, роз’єднувальна крани, кран керування гальмами причепа, прискорювальні клапани, глушники для зменшення рівня шуму вихлопу. З огляду на те, що всі перераховані вище елементи утворюють пневматичні гілки, то виникає необхідність у формалізації опису відносин між ними. Для цього скористаємося принципом електроаналогії [103] і введемо до розгляду так званий вузол для привода гальмової системи автотранспортного засобу.

Масову витрату $\frac{dm}{dt}$ будемо вважати позитивною відносно вузла, що розглядається, якщо рух потоку направлений до вузла, і негативною, якщо він спрямований від вузла.

При визначенні вузлів важливо мати на увазі, що всі вони відокремлюються один від одного елементами (опором, інерційністю), що створюють в перехідному режимі різні перепади тисків. Крім опору, кожен пневматичний апарат гальмового приводу (і відповідно вузол) має ємність. На підставі досліджень [103] концепцію складання рівнянь для всіх вузлів пневматичної ланки можна сформулювати наступним чином: алгебраїчна сума газодинамічних функцій всіх елементів, під'єднаних до вузла, що розглядається, дорівнює газодинамічній функції ємності цього вузла, яка виражає зміну стану газу в порожнині.

Варіанти розрахункової схеми течії стисненого повітря через проточну порожнину наведені на рис. 1.7.

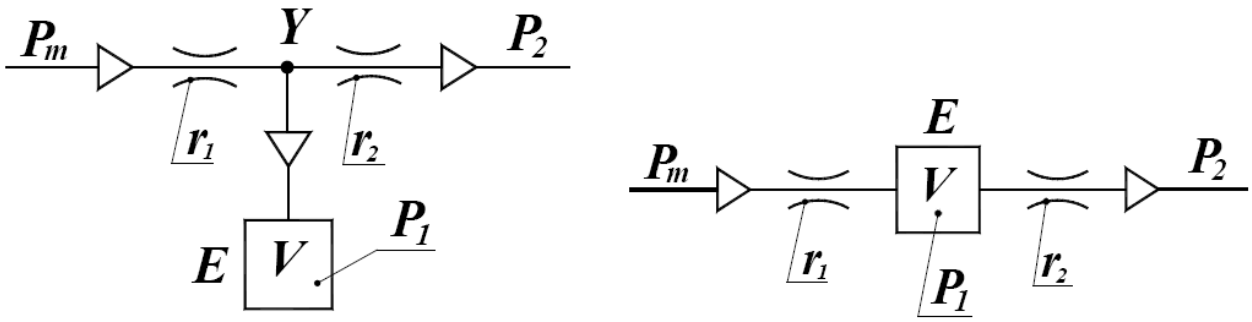


Рисунок 1.7 – Схематичне зображення розрахункової схеми, яка описує зміну тиску в проточній порожнині пневматичного гальмового приводу

Згідно з рис. 1.7 рівняння витрат має такий вигляд:

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_1 - \left(\frac{dm}{dt}\right)_2 - \left(\frac{dm}{dt}\right)_E = 0, \qquad (1.79)$$

а алгебраїчна сума газодинамічних функцій, що описують елементи, під'єднані до вузла Y, визначається як:

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{k \cdot R \cdot \left(T_m \cdot G_m - T_1 \cdot G_2\right) - \dfrac{R^2}{c_V} T_m \dfrac{d\left(\ln p_2\right)}{dt} \int_0^t G_m dt}{V_1} - k \cdot p_1 \frac{d\left(\ln V_1\right)}{dt}, \qquad (1.80)$$

Таким чином, для моделювання перехідного процесу в проточних порожнинах, за умови можливості зосередження параметрів у пневматичному апараті, необхідно вирішити звичайне диференціальне рівняння (1.80).

Основною особливістю представленої математичної моделі є коректне врахування перемінного тиску у вузлах, що з'єднують кілька пневматичних гілок, що сприяє підвищенню точності інженерних розрахунків для надто розгалужених систем.

1.2.4. Математичні моделі динаміки типових гілок пневматичного гальмового привода автотранспортних засобів. Типовими гілками гальмового пневматичного привода автотранспортного засобу є контури і відгалуження, що утворюють схемні рішення привода: "ресивер - модулятор - гальмова камера"; "гальмовий кран - розгалуження - гальмова камера ліва та гальмова камера права"; "гальмовий кран - розгалуження перше - гальмова камера ліва 1 і гальмова камера права 1 - розгалуження друге - гальмова камера ліва 2 і гальмова камера права 2 ".

У цьому випадку параметри ланок гальмової камери і модулятора визначаються спільно з параметрами трубопроводів, які їх з'єднують.

Для складання математичної моделі гілки привода необхідно розбити вихідну систему на окремі елементи, що являють собою наповнювані або спорожнення ємності і/або пневмоопори.

Для опису пневматичної гілки, через яку відбувається наповнення гальмової камери від ресивера, доцільно використовувати наступне представлення (рис. 1.8).

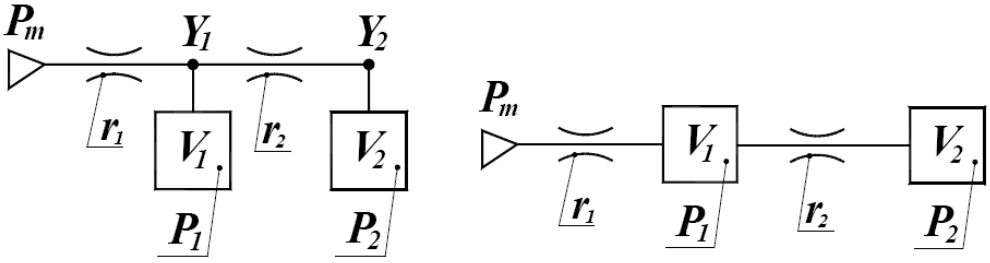


Рисунок 1.8 – Варіанти розрахункової схеми, яка описує зміну тиску в пневматичній гілці гальмового приводу

Використовуючи принцип електроаналогії, рівняння витрат для вузлів Y_1 і Y_2 подамо у такому вигляді:

– для вузла Y_1:

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_1 - \left(\frac{dm}{dt}\right)_2 - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{E1} = 0, \tag{1.81}$$

– для вузла Y_2:

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_2 - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{E2} = 0. \tag{1.82}$$

Для кожного з розглянутих вузлів суми витратних функцій можна представити у вигляді звичайних диференціальних рівнянь, що утворюють систему (1.83).

$$\begin{cases} V_1 \dfrac{dp_1}{dt} = \left[k \cdot R\left(T_m \cdot G_m(p_1, p_m) + \dfrac{dT_m}{dt} \int\limits_0^t G_m(p_1, p_m)dt \right) - \dfrac{R^2}{c_V} T_m \dfrac{d(\ln p_m)}{dt} \int\limits_0^t G_m(p_1, p_m)dt \right]_1 + \\ + \dfrac{R \cdot k}{k-2} \left(\dfrac{p_1 V_1}{R T_1} \dfrac{dT_1}{dt} + T_1 \dfrac{dm_2}{dt} \right); \\ V_2 \dfrac{dp_2}{dt} = k \cdot R\left(T_m \cdot G_2(p_2, p_1) + \dfrac{dT_1}{dt} \int\limits_0^t G_2(p_2, p_1)dt \right) - \dfrac{R^2}{c_V} T_1 \dfrac{d(\ln p_1)}{dt} \int\limits_0^t G_2(p_2, p_1)dt - \\ - k \cdot p_2 \dfrac{dV_2}{dt}. \end{cases} \tag{1.83}$$

Система рівнянь (1.83) дозволяє описувати динаміку перехідних процесів в окремій гілці привода з урахуванням непостійності закону зміни тиску для кожного з розрахункових вузлів. При цьому об'єм V_1 з опором r_1 являє собою модулятор з підвідним трубопроводом від ресивера, а об'єм V_2 з опором r_2 – трубопровід з гальмовою камерою. Крім того, в моделі враховується зміна об'єму V_2 як функції від часу. Дана схема може бути використана для опису перехідних процесів в гальмовій камері при індивідуальному керуванні модулятором електропневматичного гальмового привода.

Аналогічним чином визначимо систему рівнянь, що описує перехідні процеси в приводі, що складається з трьох ємнісних вузлів з можливою зміною об’ємів кожного з них (рис. 1.9).

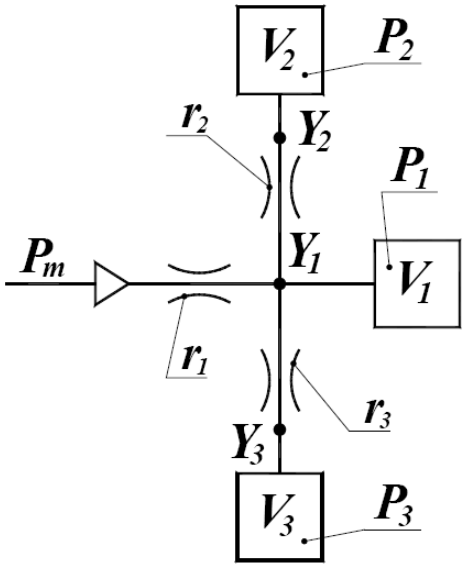


Рисунок 1.9 – Розрахункова схема тривузлової пневмогілки гальмового приводу

Рівняння витрат для схеми рис. 1.9 мають такий вигляд:

– для вузла Y_1:

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_1 - \left(\frac{dm}{dt}\right)_2 - \left(\frac{dm}{dt}\right)_3 - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{E1} = 0, \qquad (1.84)$$

– для вузла Y_2:

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_2 - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{E2} = 0, \qquad (1.85)$$

– для вузла Y_3:

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_3 - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{E3} = 0, \qquad (1.86)$$

Визначимо для кожного з розглянутих вузлів суми видаткових функцій і представимо їх у вигляді системи звичайних диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} V_1 \dfrac{dp_1}{dt} = \dfrac{R \cdot k}{k-2}\left[2\dfrac{p_1 V_1}{R T_1}\dfrac{dT_1}{dt} + T_1\left(\dfrac{dm_2}{dt} + \dfrac{dm_3}{dt}\right)\right] + \\ + \left[k \cdot R\left(T_m \cdot G_m(p_1, p_m) + \dfrac{dT_m}{dt}\int_0^t G_m(p_1, p_m)dt \right) - \dfrac{R^2}{c_V} T_m \dfrac{d(\ln p_m)}{dt}\int_0^t G_m(p_1, p_m)dt \right]_1; \\ V_2 \dfrac{dp_2}{dt} = k \cdot R\left(T_1 \cdot G_1(p_2, p_1) + \dfrac{dT_1}{dt}\int_0^t G_1(p_2, p_1)dt \right) - \dfrac{R^2}{c_V} T_1 \dfrac{d(\ln p_1)}{dt}\int_0^t G_1(p_2, p_1)dt - k \cdot p_2 \dfrac{dV_2}{dt}; \\ V_3 \dfrac{dp_3}{dt} = k \cdot R\left(T_1 \cdot G_1(p_3, p_1) + \dfrac{dT_1}{dt}\int_0^t G_1(p_3, p_1)dt \right) - \dfrac{R^2}{c_V} T_1 \dfrac{d(\ln p_1)}{dt}\int_0^t G_1(p_3, p_1)dt - k \cdot p_3 \dfrac{dV_3}{dt}. \end{cases}, \quad (1.87)$$

Система рівнянь (1.87) дозволяє описувати динаміку перехідних процесів у тривузловій гілці привода на ділянці від модулятора до гальмової камери. Тоді об'єм V_1 з опором r_1 являє собою модулятор з підвідним трубопроводом від ресивера, встановлений на осі автомобіля, об'єми V_2 та V_3 з опорами r_2 та r_3 – трубопроводи з гальмовими камерами тієї ж осі, на якій встановлений модулятор. При цьому в системі рівнянь (1.87) враховується зміна об'ємів V_2 та V_3.

Розглянуті розрахункові схеми і математичні моделі (1.80), (1.83), (1.87) дозволяють моделювати роботу сучасних пневматичних гальмових систем з електронним керуванням при різних схемах під'єднання модуляторів тиску. Однак, у деяких випадках з'являється необхідність у аналізі динамічних процесів, що протікають у приводі без електронного керування: вдосконалення існуючої схеми, або, наприклад, моделювання роботи запасної гальмової системи, в якій роль привода робочої гальмової системи виконує привід з електронним керуванням, пов'язаний з двома осями (рис. 1.10).

У схемі зображеній на рис. 1.10 вузли Y_2, Y_3, Y_5, Y_6 відповідають гальмовій камері, вузол Y_1 - гальмовому крану і розгалуженню до гальмових камер Y_2 і Y_3, а вузол Y_4 - місцю розгалуження до гальмових камер Y_5 і Y_6.

Рівняння витрат для схеми рис. 1.10 мають такий вигляд:

– для вузла Y_1:

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_1 - \left(\frac{dm}{dt}\right)_2 - \left(\frac{dm}{dt}\right)_3 - \left(\frac{dm}{dt}\right)_4 - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{E1} = 0, \quad (1.88)$$

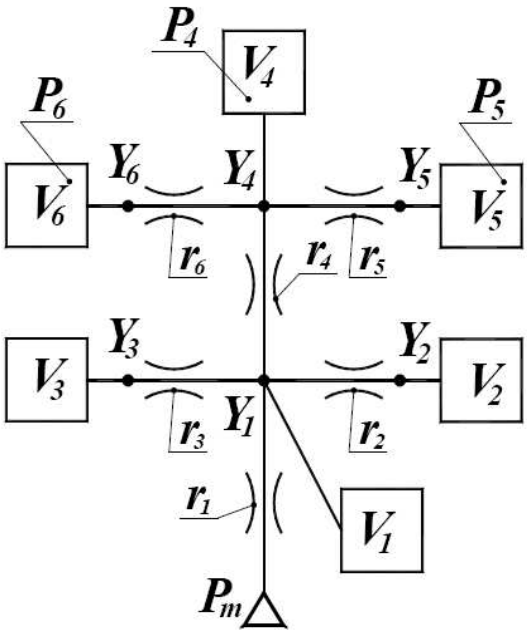


Рисунок 1.10– Розрахункова схема шестивузлової пневмогілки

– для вузла Y_2:

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_2 - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{E2} = 0, \tag{1.89}$$

– для вузла Y_3:

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_3 - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{E3} = 0, \tag{1.90}$$

– для вузла Y_4:

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_4 - \left(\frac{dm}{dt}\right)_5 - \left(\frac{dm}{dt}\right)_6 - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{E4} = 0, \tag{1.91}$$

– для вузла Y_5:

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_5 - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{E5} = 0, \tag{1.92}$$

– для вузла Y_6:

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_6 - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{E6} = 0, \tag{1.93}$$

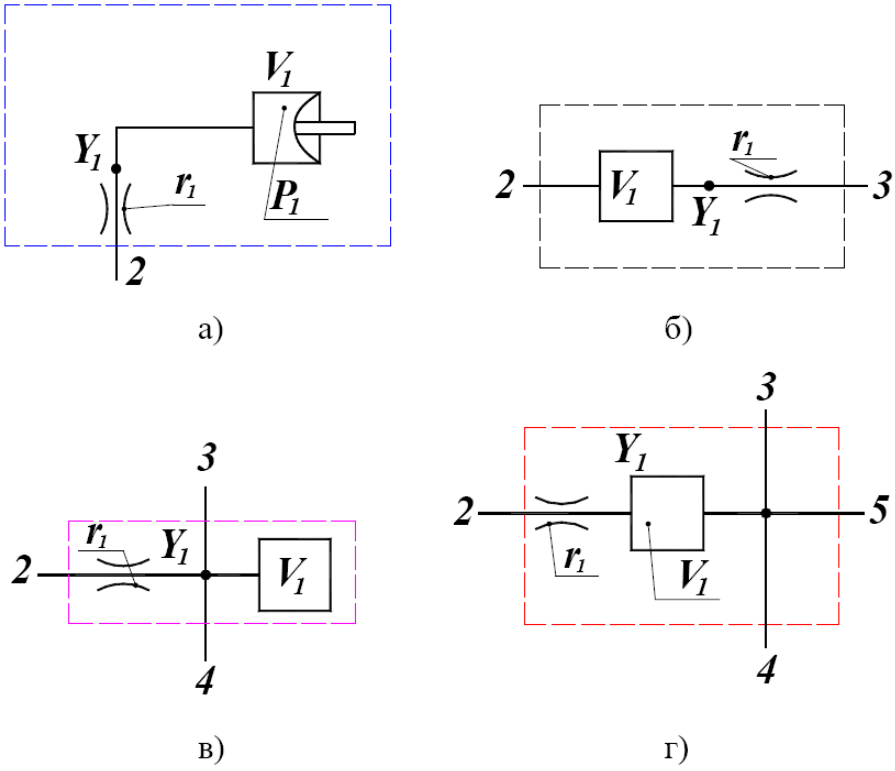
Тоді система звичайних диференціальних рівнянь, що описує перехідні процеси в шуканих вузлах, може бути записана у вигляді:

$$
\begin{cases}
V_1 \dfrac{dp_1}{dt} = \dfrac{R \cdot k}{k-2}\left[3\dfrac{p_1 V_1}{R T_1}\dfrac{dT_1}{dt} + T_1\left(\dfrac{dm_2}{dt} + \dfrac{dm_3}{dt} + \dfrac{dm_4}{dt} \right) \right] + \\
+ \left[k \cdot R\left(T_m \cdot G_1(p_1, p_m) + \dfrac{dT_m}{dt}\int\limits_0^t G_1(p_1, p_m)dt \right) - \dfrac{R^2}{c_V} T_m \dfrac{d(\ln p_m)}{dt}\int\limits_0^t G_1(p_1, p_m)dt \right]_1; \\
V_2 \dfrac{dp_2}{dt} = k \cdot R\left(T_1 \cdot G_2(p_2, p_1) + \dfrac{dT_1}{dt}\int\limits_0^t G_2(p_2, p_1)dt \right) - \\
- \dfrac{R^2}{c_V} T_1 \dfrac{d(\ln p_1)}{dt}\int\limits_0^t G_2(p_2, p_1)dt - k \cdot p_2 \dfrac{dV_2}{dt}; \\
V_3 \dfrac{dp_3}{dt} = k \cdot R\left(T_1 \cdot G_3(p_3, p_1) + \dfrac{dT_1}{dt}\int\limits_0^t G_3(p_3, p_1)dt \right) - \\
- \dfrac{R^2}{c_V} T_1 \dfrac{d(\ln p_1)}{dt}\int\limits_0^t G_3(p_3, p_1)dt - k \cdot p_3 \dfrac{dV_3}{dt}; \\
V_4 \dfrac{dp_4}{dt} = \dfrac{R \cdot k}{k-2}\left[2\dfrac{p_4 V_4}{R T_4}\dfrac{dT_4}{dt} + T_4\left(\dfrac{dm_5}{dt} + \dfrac{dm_6}{dt} \right) \right] + \\
+ k \cdot R\left(T_1 \cdot G_4(p_4, p_1) + \dfrac{dT_1}{dt}\int\limits_0^t G_4(p_4, p_1)dt \right) - \\
- \dfrac{R^2}{c_V} T_1 \dfrac{d(\ln p_1)}{dt}\int\limits_0^t G_4(p_4, p_1)dt; \\
V_5 \dfrac{dp_5}{dt} = k \cdot R\left(T_4 \cdot G_5(p_5, p_4) + \dfrac{dT_4}{dt}\int\limits_0^t G_5(p_5, p_4)dt \right) - \\
- \dfrac{R^2}{c_V} T_4 \dfrac{d(\ln p_4)}{dt}\int\limits_0^t G_5(p_5, p_4)dt - k \cdot p_5 \dfrac{dV_5}{dt}; \\
V_6 \dfrac{dp_6}{dt} = k \cdot R\left(T_4 \cdot G_6(p_6, p_4) + \dfrac{dT_1}{dt}\int\limits_0^t G_6(p_6, p_4)dt \right) - \\
- \dfrac{R^2}{c_V} T_1 \dfrac{d(\ln p_4)}{dt}\int\limits_0^t G_6(p_6, p_4)dt - k \cdot p_6 \dfrac{dV_6}{dt}.
\end{cases}
\tag{1.94}
$$

Отримана математична модель (1.94), доповнена рівняннями (1.80), (1.83), (1.87), розширює можливості щодо моделювання перехідних процесів у типових гілках привода автотранспортного засобу.

1.2.5. Математичні моделі елементів пневматичного гальмового привода з електронним керуванням. Через те, що сучасний розвиток пневматичного привода гальмової системи автомобіля нерозривно пов'язаний з електронним керуванням, виникає необхідність у створенні узагальнених моделей, що дозволяють моделювати роботу привода в циклічному режимі при керуючому впливі з боку електроніки.

Реалізацію математичних моделей основних типових вузлів (рис. 1.11) доцільно здійснити, використовуючи вищезгаданий принцип електроаналогії.



а) тупікова ланка; б) проточна ланка; в) проточна ланка з двома виходами; г) проточна ланка з трьома виходами

Рисунок 1.11– Типові ДЄ-ланки гальмового привода

Для схеми, зображеної на рис. 1.11 а), маємо:

– для наповнення

$$\frac{dp_1}{dt}=\frac{1}{V_1}\left(k\cdot R\left(T_2\cdot G_2+\frac{dT_2}{dt}\int_0^t G_2dt\right)-\frac{R^2}{c_V}T_2\frac{d\left(\ln p_2\right)}{dt}\int_0^t G_2dt\right)-k\cdot p_1\frac{d\left(\ln V_1\right)}{dt},\quad (1.95)$$

– для спорожнення використовується рівняння (1.78) виду

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{R \cdot k\left(\frac{p_1 V_1}{RT_1} \frac{dT_1}{dt} + T_1 \frac{dm_1}{dt} \right) + k \cdot p_1 \frac{dV_1}{dt}}{(k-2)V_1}.$$

Для схеми, зображеної на рис. 1.11 б), маємо:

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{k \cdot R \cdot T_2 \cdot G_2 - \frac{R^2}{c_V} T_2 \frac{d(\ln p_2)}{dt} \int_0^t G_2 dt}{V_1} + \\ + \frac{R \cdot k}{k-2}\left(\frac{p_1}{RT_1} \frac{dT_1}{dt} + \frac{T_1}{V_1} \frac{dm_3}{dt} \right) - k \cdot p_1 \frac{d(\ln V_1)}{dt}. \quad (1.96)$$

Для схеми, зображеної на рис. 1.11 в), запишемо:

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{k \cdot R \cdot T_2 \cdot G_2 - \frac{R^2}{c_V} T_2 \frac{d(\ln p_2)}{dt} \int_0^t G_2 dt}{V_1} - \\ - k \cdot p_1 \frac{d(\ln V_1)}{dt} + \frac{R \cdot k}{k-2}\left[2 \frac{p_1}{RT_1} \frac{dT_1}{dt} + \frac{T_1}{V_1}\left(\frac{dm_3}{dt} + \frac{dm_4}{dt} \right) \right]. \quad (1.97)$$

Відповідно для схеми на рис. 1.11 г)

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{k \cdot R \cdot T_2 \cdot G_2 - \frac{R^2}{c_V} T_2 \frac{d(\ln p_2)}{dt} \int_0^t G_2 dt}{V_1} - \\ - k \cdot p_1 \frac{d(\ln V_1)}{dt} + \frac{R \cdot k}{k-2}\left[3 \frac{p_1}{RT_1} \frac{dT_1}{dt} + \frac{T_1}{V_1}\left(\frac{dm_3}{dt} + \frac{dm_4}{dt} + \frac{dm_5}{dt} \right) \right]. \quad (1.98)$$

На основі отриманих рівнянь (1.78), (1.95) – (1.98), визначимо основні елементи привода з електронним керуванням (див. табл. Г.1).

Диференціальне рівняння для схеми № 1 (табл. Г.1) буде мати вигляд:

$$\frac{dp_1}{dt} = Y(впуск) + NOT(Y)(випуск) - k \cdot p_1 \frac{d\left(\ln V_1\right)}{dt}, \qquad (1.99)$$

де Y – сигнал керування.

У даному випадку наявність керуючого сигналу ($Y > 0$) означає впуск стисненого повітря, а його відсутність ($Y = 0$) – випуск.

Для схеми № 2 перехідний процес описується в такий спосіб:

$$\frac{dp_1}{dt} = Y(впуск\ 2-3) + NOT(Y)(випуск\ 3-2) - k \cdot p_1 \frac{d\left(\ln V_1\right)}{dt}. \qquad (1.100)$$

Математична модель динаміки зміни тиску для вузла схеми № 3 може бути представлена як:

$$\frac{dp_1}{dt} = Y(впуск\ 2-3-4) + NOT(Y)(випуск\ 4-3-2) - k \cdot p_1 \frac{d\left(\ln V_1\right)}{dt}. \qquad (1.101)$$

Для схеми № 4 як:

$$\frac{dp_1}{dt} = Y(впуск\ 2-3-4-5) + NOT(Y)(випуск\ 5-4-3-2) - k \cdot p_1 \frac{d\left(\ln V_1\right)}{dt}. \qquad (1.102)$$

Розглянуті схеми роботи гальмового привода в циклічному режимі припускають наявність як виконавчого пристрою двофазного модулятора. Останнім часом найбільшого поширення набули релейні трифазні і багатофазні модулятори, а також псевдопропорційні та перспективні пропорційні модулятори [104 – 112].

В цьому випадку принципова схема роботи привода не зміниться, проте сигнали керування на впускному і випускному клапанах повинні бути незалежні. Тоді, наприклад, для схеми № 1 (табл. Г.1) маємо:

$$\frac{dp_1}{dt} = Y(впуск) + Z(випуск) - k \cdot p_1 \frac{d\left(\ln V_1\right)}{dt}, \qquad (1.103)$$

де Y та Z – незалежні сигнали, що приймають значення 0 і 1.

В такому випадку кожна пара Y і Z задаватиме певний стан кожного ДЄ-ланки привода: проточної порожнини або виконавчого механізму.

Стан порожнини в залежності від значень керуючих сигналів представлено в табл. Г.2 (Додаток Г).

1.3. Чисельні дослідження перехідних процесів у пневматичних апаратах і пневматичному гальмовому приводі автотранспортних засобів

1.3.1. Дослідження динаміки руху стисненого повітря в гальмовій камері. Невід'ємним елементом кожного гальмового привода є виконавчий механізм (модулятор). На цей час набули поширення мембранні модулятори прямої і оберненої дії. Таким чином, для дослідження динаміки привода необхідно визначити витратні характеристики для гальмової камери, що використовується як мембранний модулятор. За досліджувану була прийнята фланцева камера типу 30 [113]. Для визначення витратних характеристик камери (рис. 1.12), в рамках пропонованого комбінованого методу, необхідно виконати тривимірне моделювання процесів наповнення та спорожнення стисненим повітрям робочої порожнини, що відповідають двом режимам роботи привода – гальмуванню та розгальмовуванню.

Припущення, прийняті при розрахунку гальмової камери:

– в процесі наповнення і спорожнення теплообмін з навколишнім середовищем відсутній;

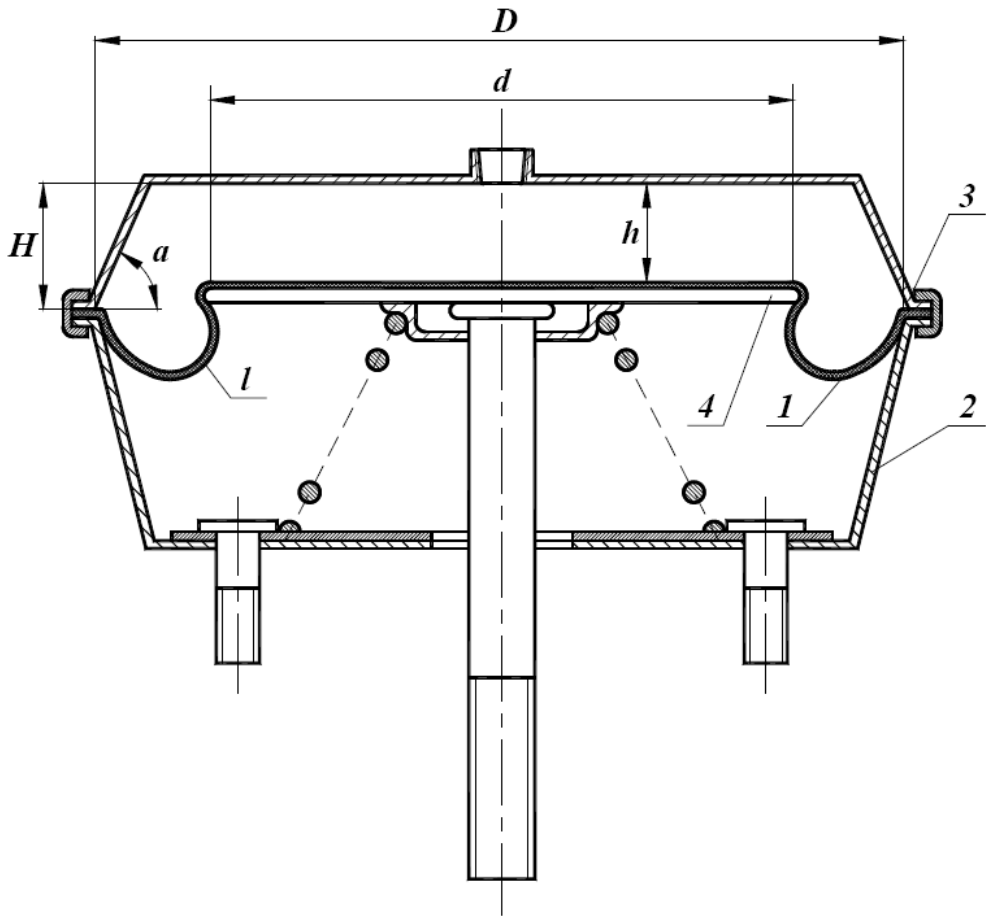
– об'єм гальмової камери приймається постійним що, відповідає об'єму простору безштокової порожнини при ході штока 35 мм;

– течія газу нев'язка.

Для розв'язання системи рівнянь руху стисненого повітря використовувалася різницева схема, описана раніше.

З огляду на те, що об'ємна характеристика гальмової камери при зміні в ній тиску від 0, 1 до 0, 8 МПа змінюється незначно (не більше 15 %) [113], то можна знехтувати розтягуванням мембрани і вважати її площу постійною,

рівною площі при нульовому ході штока. Параметри гальмової камери наведені в роботах [113, 114].



1 – мембрана; 2 – корпус; 3 – кришка; 4 – опорний диск;

α, *h*, *H*, *d, D* – геометричні параметри гальмової камери

Рисунок 1.12 – Схема гальмової камери:

Сіткова модель гальмової камери (рис. 1.13) складається з 78870 гексаедрів, має дві площини симетрії, площину впуску стисненого повітря (або випуску, в залежності від режиму роботи), поверхню, що описує стінку, що являє собою частину корпусу, що сприймає тиск газу, і робочу поверхню мембрани.

При наповненні як граничні умови на вході задавалися параметри повного тиску і температури, що визначаються за значеннями в ресивері. На стінці й опорному диску гальмової камери задавалася умова рівності нулю нормальної складової вектора швидкості потоку. При спорожненні при

надзвуковому закінченні додаткові умови були відсутні, а при дозвуковому на межі задавався статичний тиск. Як вихідні умови задані параметри стану стисненого повітря в порожнині перед наповненням і спорожненням відповідно.

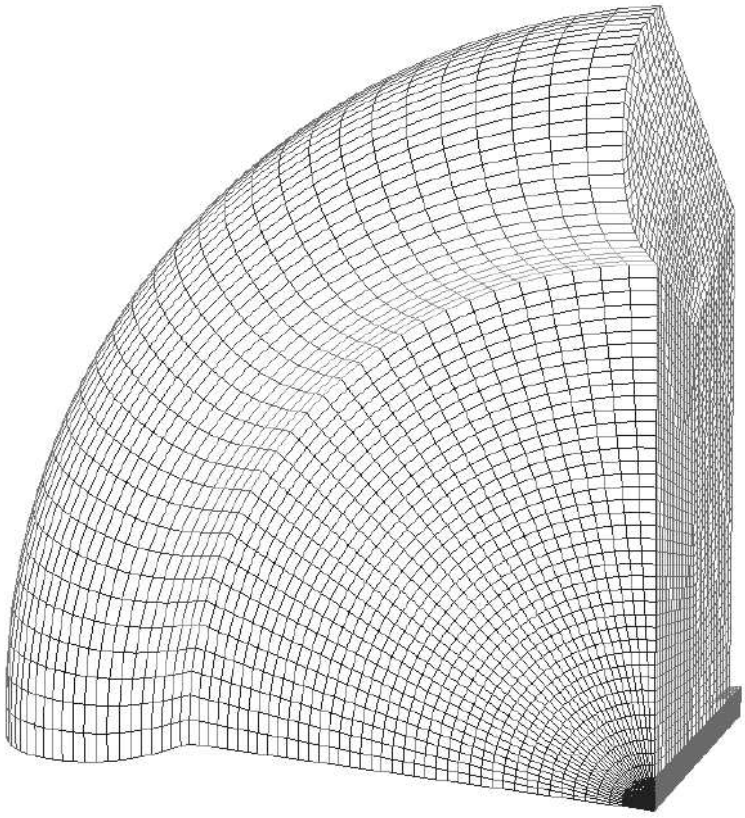


Рисунок 1.13 – Сіткова модель порожнини гальмової камери

На вході при наповненні задавалися наступні умови:

– відносний повний тиск 0, 55 МПа;

– температура 291 К.

На виході під час спорожнення задавалося відносний статичний тиск, рівний 0 МПа.

При розрахунку процесу наповнення для зміни тиску від початкового стану до кінцевого було виконано 660000 ітерацій, при спорожненні – 880000 ітерацій.

У результаті моделювання отримані криві наповнення і спорожнення гальмової камери (рис. Г.1), що являють собою зміну середньо інтегрального за об’ємом тиску, визначеного за формулою:

$$\overline{p} = \frac{\sum_{i=1}^{n} p_i V_i}{V}, \tag{1.104}$$

де n – кількість комірок;

i – індекс, що відноситься до поточної комірки.

Відповідно до вимог, що пред'являються до визначення динамічної характеристики привода [64, 115], кінцевий час розрахунку відповідає моменту зміни тиску в гальмовій камері на 75 % від робочого діапазону.

В ході розрахунку фіксовані параметри потоку повітря дозволяють визначити і зміну параметрів за об'ємом (рис. 1.14, рис. Г.2 – Г..7).

Результати розрахунків, представлені на рис. 1.14, рис. Г.2, рис. Г.3, показують, що період зміни тиску в гальмовій камері можна розділити на три стадії: перехідний процес, сталий режим і режим насичення.

Перехідний процес характеризується низьким тиском на опорний диск і формуванням струменя підведення повітря в камеру.

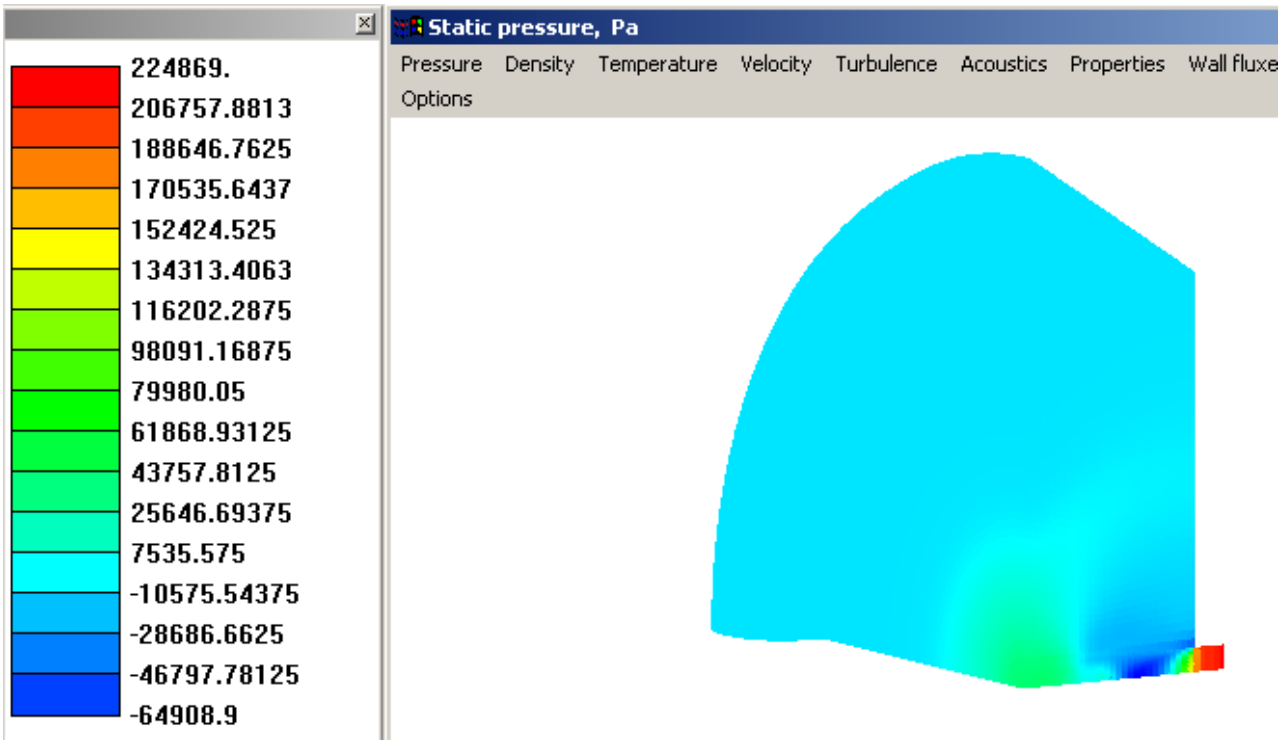


Рисунок 1.14 – Поле розподілу статичного тиску на момент часу 0,0001074 с у процесі наповнення гальмової камери

Цей процес триває не більше 0,001 с. Найбільш тривалим за часом є сталий режим. Як показують результати розрахунків, представлені на рис. Г.2 і рис. Г.3, при зміні мінімального тиску в порожнині майже в 3 рази, характер розподілу тиску за об'ємом практично не змінився. При сталому транс звуковому наповненні в порожнині утворюється струмінь повітря, що створює максимальне зусилля в центрі опорного диска. Потік, що сформувався (рис. Г.4), і шар повітря товщиною близько 1,5 мм визначають максимальні динамічні зусилля, які діють на опорний диск. При цьому максимальна швидкість повітря утворюється біля опорного диска, забезпечуючи, відповідно, максимальний тепловий потік через нього. Процес насичення характеризується незначним (менше 15 %) перепадом тиску в порожнині і магістралі, тому практичного інтересу для розрахунку пневматичних апаратів гальмової системи не являє через вимоги, що пред'являються до динамічної характеристики приводу.

Процес спорожнення гальмової камери (рис. Г.5 – рис. Г.7) умовно можна розділити на три ділянки: перша характеризується встановленням транс звукового режиму витікання повітря (формуванням потоку повітря з вихідного отвору), друга є сталим процесом витікання і третя – режим насичення. Під час сталого процесу параметри на границі не переносяться всередину розрахункової області, що визначає незмінність параметрів в порожнині.

З огляду на те, що область постійних значень тиску, як при наповненні, так і під час спорожнення, займає більше 90 % (відхилення середнього інтегрального значення статичного тиску від мінімального при наповненні не перевищує 4 %), можна вважати, що застосування методів з зосередженими параметрами для опису процесів у гальмовій камері не сприятиме значному зниженню розрахункової точності.

Миттєві коефіцієнти витрати визначимо наступним чином:

– для процесу наповнення при надкритичному режимі маємо

$$\mu_n = 1.0432 \frac{V}{\Delta t \cdot p_m \cdot f \sqrt{RT_m}} \left(p_n - p_{n-1}\right); \qquad (1.105)$$

– для докритичного режиму

$$\mu_n = 1.8898 \frac{V}{\Delta t \cdot f \sqrt{RT_m}} \left(\sqrt{1 - \left(\frac{p_n}{p_m} \right)^{\frac{k-1}{k}}} - \sqrt{1 - \left(\frac{p_{n-1}}{p_m} \right)^{\frac{k-1}{k}}} \right), \qquad (1.106)$$

де $\Delta t = t_n - t_{n-1}$.

Період спорожнення гальмової камери, що визначає динамічну характеристику привода, обмежується моментом зміни тиску більш ніж на 75 % від робочого діапазону [115]. Тоді, враховуючи, що при справному компресорі тиск у ресивері не повинен знижуватися нижче 0,65 МПа, визначаємо мінімально необхідний тиск для динамічної характеристики приводу:

$$p = 0{,}101325 + 0{,}25(0{,}65 - 0{,}101325) = 0{,}238 \text{ МПа},$$

Оскільки витікання повітря з приводу відбувається в атмосферу, тоді мінімальним тиском для переходу в докритичний режим при розгальмовуванні буде 0,192 МПа. Таким чином, коефіцієнт витрати при розгальмовуванні необхідно визначати тільки для надкритичного режиму:

$$\mu = 0.4891 \frac{V \cdot p_1^{\frac{k-1}{2k}}}{\Delta t \cdot f \sqrt{RT_m}} \left(p_2^{\frac{1-k}{2k}} - p_1^{\frac{1-k}{2k}} \right). \qquad (1.107)$$

Коефіцієнт витрати повітря для гальмової камери визначається як середнє значення на всьому інтервалі розрахункового часу.

1.3.2. Моделювання перехідних процесів у пневматичній гілці «ресивер - трубопровід - модулятор - трубопровід - гальмова камера». Всі сучасні великовантажні автомобілі обладнуються гальмовим приводом з електронним керуванням [109, 110, 115–124], що включає в себе функції ЕПГП. Таким чином, виникає необхідність розроблення моделі для дослідження динаміки окремих контурів таких приводів. Як окремий контур обрано схему , яка найбільш часто зустрічається «ресивер - трубопровід - модулятор - трубопровід - гальмова камера» (наприклад, схема, що забезпечує

індивідуальне регулювання для АБС). При розрахунку приймалися такі припущення:

– відсутність теплообміну з навколишнім середовищем;

– виконавчий механізм представлявся у вигляді ланки, еквівалентної за об’ємом гальмовій камері;

– тиск і температура в ресивері залишаються постійними.

Розрахункова схема гілки «ресивер - трубопровід - модулятор - трубопровід - гальмова камера» представлена на рис. 1.15.

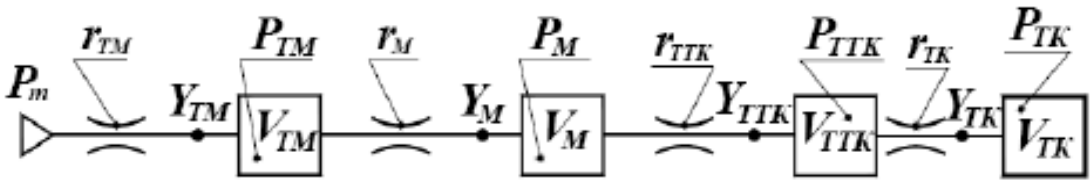


Рисунок 1.15 – Розрахункова схема пневматичної гілки «ресивер - трубопровід - модулятор - трубопровід - гальмова камера»

Принцип декомпозиції пневматичної гілки на розрахункові елементи полягає у визначенні елемента як закінченої ланки, для якої можна досить просто визначити коефіцієнт витрати. При цьому кожному елементу відповідає свій розрахунковий вузол, у якому визначається тиск.

В даному випадку вузли відповідають наступним елементам:

$Y_{\text{ТМ}}$ – трубопроводу, що з’єднує ресивер з модулятором;

$Y_{\text{М}}$ – модулятору тиску;

$Y_{\text{Т Т К}}$ – трубопроводу, що з’єднує гальмову камеру з модулятором;

$Y_{\text{Т К}}$ – гальмовій камері.

Кожному елементу відповідають коефіцієнти опору й об’єми порожнин. Площі перерізів відповідають площам вхідних отворів.

Закон вузлів для процесу наповнення сформулюємо наступним чином:

– для вузла $Y_{\text{Т М}}$

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_{TM} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{M} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{ETM} = 0; \qquad (1.108)$$

– для вузла $Y_{\text{М}}$

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_M - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{TTK} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{EM} = 0; \quad (1.109)$$

– для вузла $Y_{\text{ТТК}}$

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_{TTK} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{TK} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{ETTK} = 0; \quad (1.110)$$

– для вузла $Y_{\text{Т К}}$

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_{TK} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{ETK} = 0. \quad (1.111)$$

Для кожного з вузлів суми витратних функцій процес наповнення можна представити у вигляді такої системи звичайних диференціальних рівнянь (1.112).

$$\begin{cases} V_{TM}\dfrac{dp_{TM}}{dt} = k\cdot R\cdot T_m\cdot\left[G_{TM}\left(p_{TM},p_m\right)-G_M\left(p_M,p_{TM}\right)\right]; \\ V_M\dfrac{dp_M}{dt} = k\cdot R\cdot T_m\cdot G_M\left(p_M,p_{TM}\right)-\dfrac{R^2}{c_V}T_m\dfrac{d\left(\ln p_{TM}\right)}{dt}\int_0^t G_M\left(p_M,p_{TM}\right)dt- \\ -k\cdot R\cdot T_m\cdot G_{TTK}\left(p_{TTK},p_M\right); \\ V_{TTK}\dfrac{dp_{TTK}}{dt} = k\cdot R\cdot T_m\cdot G_{TTK}\left(p_{TTK},p_M\right)-\dfrac{R^2}{c_V}T_m\dfrac{d\left(\ln p_M\right)}{dt}\int_0^t G_{TTK}\left(p_{TTK},p_M\right)dt- \\ -k\cdot R\cdot T_m\cdot G_{TK}\left(p_{TK},p_{TTK}\right); \\ V_{TK}\dfrac{dp_{TK}}{dt} = k\cdot R\cdot T_m\cdot G_{TK}\left(p_{TK},p_{TTK}\right)-\dfrac{R^2}{c_V}T_m\dfrac{d\left(\ln p_{TTK}\right)}{dt}\int_0^t G_{TK}\left(p_{TK},p_{TTK}\right)dt. \end{cases} \quad (1.112)$$

Розрахунки контуру виконувалися при абсолютному тиску в ресивері 0,9 МПа, 0,54 МПа, 0,44 МПа і температурі 298 К.

Основні розрахункові параметри для схеми, зображеної на рис. 1.15, наведені в табл. Г.3.

Відповідно до запропонованої концепції кожен блок схеми на рис. Г.8 являє собою вузол розрахункової схеми. Результати розв’язку системи рівнянь (1.112) для тиску в ресивері, рівного 0,44 МПа в режимі гальмування, наведені на рис. Г..9.

Аналіз розрахункових величин, зображених на рис. Г.9, показує, що швидше всього наповнюються елементи пневматичної системи, які ближче до ресивера. При цьому спостерігається випереджаюче зростання тиску в трубопроводах і модуляторі зникає при часі 0,13 с. Отримані наукові результати не суперечать загальновідомим фізичним і математичним положенням теорії динаміки гальмового привода.

1.3.3. Дослідження динамічних характеристик пневматичного гальмового привода транспортного засобу категорії N_3 . Пневматичний гальмовий привод АТЗ складається з великої кількості елементів, які характеризуються геометричними розмірами і робочими діапазонами тисків і температур, що знаходяться в певному діапазоні значень:

– довжини трубопроводів від 0, 8 до 6, 0 м (мінімальне значення обмежується шириною автомобіля, а максимальне базою);

– внутрішній діаметр трубопроводів може бути від 0, 008 до 0, 013 м;

– об’єми ДЄ-ланок від 0, 0001 до 0, 04 м3;

– температура змінюється від 223 К до 323 К;

– тиск повітря змінюється від атмосферного до 0, 9 МПа.

У зв’язку з цим як досліджуваний визначено привід робочої гальмової системи транспортного засобу категорії N_3 , що має наступні типові параметри: довжина сполучних трубопроводів знаходяться в діапазоні від 0, 8 до 5, 6 м; діаметри трубопроводів 10 та 13 мм; об’єми ДЄ-ланок від 0,000125 м3 до 0,004 м3. Особливістю привода транспортного засобу категорії N_3 є те, що він складається з двох незалежних контурів, пов’язаних з гальмовим краном: верхня секція з контуром заднього моста, нижня з контуром середнього і переднього мостів.

Принцип роботи привода полягає в наступному: при впливі водієм на гальмову педаль, зусилля передається через пружний елемент гальмового крана на клапан відкриття верхньої секції і стиснене повітря подається до гальмових камер заднього моста. Далі повітря через дроселювальний отвір надходить до

силової порожнини, відкриває клапан нижньої секції і здійснюється подача повітря до гальмових камер переднього і середнього мостів.

Розрахункова схема для контуру гальмового приводу транспортного засобу категорії N_3, пов'язаного з заднім мостом, наведена на рис. Г.10.

Розрахункова схема для контуру привода транспортного засобу категорії N_3 , пов'язаного з переднім і середнім мостами, наведена на рис. Г.11.

Тоді рівняння витрат для кожного з вузлів схеми рис. Г.10 при гальмуванні мають такий вигляд:

– для вузла $Y_{\text{ВСТ К}}$

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_{BCTK} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{T10} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{E\ \ BCTK} = 0, \qquad (1.113)$$

– для вузла $Y_{\text{Т 10}}$

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_{T10} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{10} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{E\ \ T10} = 0; \qquad (1.114)$$

– для вузла Y_{10}

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_{10} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{T11} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{T12} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{E\ \ 10} = 0; \qquad (1.115)$$

– для вузла $Y_{\text{Т 11}}$

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_{T11} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{K11} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{E\ \ T11} = 0; \qquad (1.116)$$

– для вузла $Y_{\text{К11}}$

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_{K11} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{E\ \ K11} = 0; \qquad (1.117)$$

– для вузла $Y_{\text{Т12}}$

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_{T12} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{K12} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{E\ \ T12} = 0; \qquad (1.118)$$

– для вузла $Y_{\text{К12}}$

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_{K12} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{E\ \ K12} = 0. \qquad (1.119)$$

Для процесу розгальмовування рівняння витрат можуть бути записані у вигляді:

– для вузла $Y_{\text{ВСТ К}}$

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_{T10} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{BCTK} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{E\ \ BCTK} = 0; \qquad (1.120)$$

– для вузла $Y_{\text{Т 10}}$

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_{10} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{T10} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{E\ \ T10} = 0; \qquad (1.121)$$

– для вузла Y_{10}

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_{T11} + \left(\frac{dm}{dt}\right)_{T12} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{10} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{E\ \ 10} = 0; \qquad (1.122)$$

– для вузла $Y_{\text{Т 11}}$

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_{k11} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{T11} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{E\ \ T11} = 0; \qquad (1.123)$$

– для вузла $Y_{\text{К11}}$

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_{K11} + \left(\frac{dm}{dt}\right)_{E\ \ K11} = 0; \qquad (1.124)$$

– для вузла $Y_{\text{Т 12}}$

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_{K12} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{T12} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{E\ \ T12} = 0; \qquad (1.125)$$

– для вузла $Y_{\text{К12}}$

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_{K12} + \left(\frac{dm}{dt}\right)_{E\ \ K12} = 0. \qquad (1.126)$$

Для контуру привода, пов’язаного з переднім і середнім мостами, системи рівнянь витрат можуть бути представлені при наповненні у вигляді (1.127) і відповідно спорожнення привода у вигляді (1.128).

$$
\begin{cases}
\left(\frac{dm}{dt}\right)_{HCTK} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{T30} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{T21} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{T22} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{E\ \ HCTK} = 0; \\
\left(\frac{dm}{dt}\right)_{T21} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{k21} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{E\ \ T21} = 0; \\
\left(\frac{dm}{dt}\right)_{k21} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{E\ \ k21} = 0; \\
\left(\frac{dm}{dt}\right)_{T22} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{k22} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{E\ \ T22} = 0; \\
\left(\frac{dm}{dt}\right)_{k22} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{E\ \ k22} = 0; \\
\left(\frac{dm}{dt}\right)_{T30} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{30} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{E\ \ T30} = 0; \\
\left(\frac{dm}{dt}\right)_{30} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{T31} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{T32} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{E\ \ 30} = 0; \\
\left(\frac{dm}{dt}\right)_{T31} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{k31} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{E\ \ T31} = 0; \\
\left(\frac{dm}{dt}\right)_{k31} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{E\ \ k31} = 0; \\
\left(\frac{dm}{dt}\right)_{T32} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{k32} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{E\ \ T32} = 0; \\
\left(\frac{dm}{dt}\right)_{k32} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{E\ \ k32} = 0;
\end{cases}
\tag{1.127}
$$

$$
\begin{cases}
\left(\frac{dm}{dt}\right)_{T30} + \left(\frac{dm}{dt}\right)_{T21} + \left(\frac{dm}{dt}\right)_{T22} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{HCTK} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{E\ \ HCTK} = 0; \\
\left(\frac{dm}{dt}\right)_{k21} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{T21} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{E\ \ T21} = 0; \\
\left(\frac{dm}{dt}\right)_{k21} + \left(\frac{dm}{dt}\right)_{E\ \ k21} = 0; \\
\left(\frac{dm}{dt}\right)_{k22} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{T22} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{E\ \ T22} = 0; \\
\left(\frac{dm}{dt}\right)_{k22} + \left(\frac{dm}{dt}\right)_{E\ \ k22} = 0; \\
\left(\frac{dm}{dt}\right)_{30} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{T30} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{E\ \ T30} = 0; \\
\left(\frac{dm}{dt}\right)_{T31} + \left(\frac{dm}{dt}\right)_{T32} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{30} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{E\ \ 30} = 0; \\
\left(\frac{dm}{dt}\right)_{k31} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{T31} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{E\ \ T31} = 0; \\
\left(\frac{dm}{dt}\right)_{k31} + \left(\frac{dm}{dt}\right)_{E\ \ k31} = 0; \\
\left(\frac{dm}{dt}\right)_{k32} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{T32} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{E\ \ T32} = 0; \\
\left(\frac{dm}{dt}\right)_{k32} + \left(\frac{dm}{dt}\right)_{E\ \ k32} = 0;
\end{cases}
\tag{1.128}
$$

Для порівняльних досліджень, крім пропонованого, як альтернативні були обрані методи Є.В. Герц [102, 111, 125 – 134] та М.Ф. Метлюка [72, 103, 131, 134 – 140]. Системи рівнянь для моделювання динаміки привода транспортного засобу категорії N_3 при гальмуванні і розгальмовуванні для обох контурів відповідно представлені у вигляді (1.129), (1.131) та (1.130), (1.132).

Наповнення контуру, пов'язаного з верхньою секцією гальмового крана

$$\begin{cases} V_{BCTK}\dfrac{dp_{BCTK}}{dt} = k\cdot R\cdot T_m\left[G_{BCTK}(p_{BCTK},p_m)-G_{T10}(p_{T10},p_{BCTK})\right]; \\ V_{T10}\dfrac{dp_{T10}}{dt} = k\cdot R\cdot T_m\left[G_{T10}(p_{T10},p_{BCTK})-G_{10}(p_{10},p_{T10})\right]; \\ V_{10}\dfrac{dp_{10}}{dt} = k\cdot R\cdot T_m\left[G_{10}(p_{10},p_{T10})-G_{T11}(p_{T11},p_{10})-G_{T12}(p_{T12},p_{10})\right]; \\ V_{T11}\dfrac{dp_{T11}}{dt} = k\cdot R\cdot T_m\left[G_{T11}(p_{T11},p_{10})-G_{k11}(p_{k11},p_{T11})\right]; \\ V_{T12}\dfrac{dp_{T12}}{dt} = k\cdot R\cdot T_m\left[G_{T12}(p_{T12},p_{10})-G_{k12}(p_{k12},p_{T12})\right]; \\ V_{k11}\dfrac{dp_{k11}}{dt} = k\cdot R\cdot T_m G_{k11}(p_{k11},p_{T11}); \\ V_{k12}\dfrac{dp_{k12}}{dt} = k\cdot R\cdot T_m G_{k12}(p_{k12},p_{T12}); \end{cases} \quad (1.129)$$

Спорожнення контуру, пов'язаного з верхньою секцією гальмового крана:

$$\begin{cases} V_{BCTK}\dfrac{dp_{BCTK}}{dt} = k\cdot R\cdot T_m\left[G_{T10}(p_{T10},p_{BCTK})-G_{BCTK}(p_{BCTK},p_a)\right]; \\ V_{T10}\dfrac{dp_{T10}}{dt} = k\cdot R\cdot T_m\left[G_{10}(p_{10},p_{T10})-G_{T10}(p_{T10},p_{BCTK})\right]; \\ V_{10}\dfrac{dp_{10}}{dt} = k\cdot R\cdot T_m\left[G_{T11}(p_{T11},p_{10})+G_{T12}(p_{T12},p_{10})-G_{10}(p_{10},p_{T10})\right]; \\ V_{T11}\dfrac{dp_{T11}}{dt} = k\cdot R\cdot T_m\left[G_{k11}(p_{k11},p_{T11})-G_{T11}(p_{T11},p_{10})\right]; \\ V_{T12}\dfrac{dp_{T12}}{dt} = k\cdot R\cdot T_m\left[G_{k12}(p_{k12},p_{T12})-G_{T12}(p_{T12},p_{10})\right]; \\ V_{k11}\dfrac{dp_{k11}}{dt} = -k\cdot R\cdot T_m G_{k11}(p_{k11},p_{T11}); \\ V_{k12}\dfrac{dp_{k12}}{dt} = -k\cdot R\cdot T_m G_{k12}(p_{k12},p_{T12}). \end{cases} \quad (1.130)$$

Наповнення контуру, пов'язаного з нижньою секцією гальмового крана:

$$\begin{cases} V_{HCTK}\dfrac{dp_{HCTK}}{dt} = k\cdot R\cdot T_m\left(G_{HCTK} - G_{T21} - G_{T22} - G_{T30}\right); \\ V_{T21}\dfrac{dp_{T21}}{dt} = k\cdot R\cdot T_m\left(G_{T21} - G_{k21}\right); \\ V_{k21}\dfrac{dp_{k21}}{dt} = k\cdot R\cdot T_m G_{k21}; \\ V_{T22}\dfrac{dp_{T22}}{dt} = k\cdot R\cdot T_m\left(G_{T22} - G_{k22}\right); \\ V_{k22}\dfrac{dp_{k22}}{dt} = k\cdot R\cdot T_m G_{k22}; \\ V_{T30}\dfrac{dp_{T30}}{dt} = k\cdot R\cdot T_m\left(G_{T30} - G_{30}\right); \\ V_{30}\dfrac{dp_{30}}{dt} = k\cdot R\cdot T_m\left(G_{30} - G_{T31} - G_{T32}\right); \\ V_{T31}\dfrac{dp_{T31}}{dt} = k\cdot R\cdot T_m\left(G_{T31} - G_{k31}\right); \\ V_{T32}\dfrac{dp_{T32}}{dt} = k\cdot R\cdot T_m\left(G_{T32} - G_{k32}\right); \\ V_{k31}\dfrac{dp_{k31}}{dt} = k\cdot R\cdot T_m G_{k31}; \\ V_{k32}\dfrac{dp_{k32}}{dt} = k\cdot R\cdot T_m G_{k32}; \end{cases} \tag{1.131}$$

Спорожнення контуру, пов’язаного з нижньою секцією гальмового крана

$$\begin{cases} V_{HCTK}\dfrac{dp_{HCTK}}{dt} = -k\cdot R\cdot T_m\left(G_{HCTK} - G_{T21} - G_{T22} - G_{T30}\right); \\ V_{T21}\dfrac{dp_{T21}}{dt} = -k\cdot R\cdot T_m\left(G_{T21} - G_{k21}\right); \\ V_{k21}\dfrac{dp_{k21}}{dt} = -k\cdot R\cdot T_m G_{k21}; \\ V_{T22}\dfrac{dp_{T22}}{dt} = -k\cdot R\cdot T_m\left(G_{T22} - G_{k22}\right); \\ V_{k22}\dfrac{dp_{k22}}{dt} = -k\cdot R\cdot T_m G_{k22}; \\ V_{T30}\dfrac{dp_{T30}}{dt} = -k\cdot R\cdot T_m\left(G_{T30} - G_{30}\right); \\ V_{30}\dfrac{dp_{30}}{dt} = -k\cdot R\cdot T_m\left(G_{30} - G_{T31} - G_{T32}\right); \\ V_{T31}\dfrac{dp_{T31}}{dt} = -k\cdot R\cdot T_m\left(G_{T31} - G_{k31}\right); \\ V_{T32}\dfrac{dp_{T32}}{dt} = -k\cdot R\cdot T_m\left(G_{T32} - G_{k32}\right); \\ V_{k31}\dfrac{dp_{k31}}{dt} = -k\cdot R\cdot T_m G_{k31}; \\ V_{k32}\dfrac{dp_{k32}}{dt} = -k\cdot R\cdot T_m G_{k32}; \end{cases} \tag{1.132}$$

Основні параметри гальмового привода транспортного засобу категорії N_3: об’єм нижньої секції гальмового крана – 0,205 л; об’єм верхньої секції гальмового крана – 0,125 л; діаметри вхідних отворів 13 мм. Гальмові камери тип 30 із ходом штока 35 мм. Максимальний об’єм гальмової камери – 0,868 л. Тиск у ресивері становив 0, 65 МПа, температура повітря 291 К. Параметри сполучних трубопроводів зведені в табл. Г.4.

Для реалізації розрахункових схем комбінованим методом застосовувалися програмні модулі, описані в попередніх розділах. На їх основі реалізовані програми, що дозволяють конструювати пневматичний привід автомобіля з окремих блоків практично за лічені хвилини. Варіант реалізації розрахункової схеми для контуру гальмового привода транспортного засобу категорії N_3 у режимі розгальмовування з позначеннями схематичних елементів представлений на рис. Г.12.

Програмна реалізація методу для режиму гальмування представлена на рис. Г.13 – рис. Г.15 відповідно.

Як метод розв’язання звичайних диференціальних рівнянь застосовувалася явна схема Рунге-Кутта 4-го порядку апроксимації с адаптивним кроком за часом.

У результаті моделювання перехідних процесів за кожним з методів, отримані криві зміни тиску в кожному елементі розрахункових схем при гальмуванні та розгальмовуванні (рис. Г.16 – рис. Г.27).

Виконані розрахунки показали хорошу збіжність за всіма трьома методам. У всіх трьох результатах розрахунків при гальмуванні наявне випереджальне наростання тиску у верхній секції гальмового крана щодо нижньої секції. При розгальмовуванні швидкість падіння тиску у верхній секції також вища, ніж у нижній, що обумовлено меншою ємністю під’єднаного до верхньої секції гальмового контуру.

При розрахунках тиск у лівих і правих гальмових камерах для всіх мостів змінюється практично синхронно, що пов’язане з незначною різницею в довжинах трубопроводів, що відходять від трійника. Криві зростання тиску в

гальмових камерах переднього моста перетинають лінії зміни тиску в розгалуженні середнього моста і підведеному до нього трубопроводу. Це обумовлено тим, що на початковому етапі більш швидке зростання тиску в трубопроводі до середнього мосту визначається меншою його ємністю і, як наслідок, уповільнення зростання тиску – наповненням гальмової камери середнього моста. За контрольну, для перевірки наближення отриманих рішень до експериментальних, обрано точку, яка визначається при зміні тиску на 75 % від робочого діапазону.

Порівняльні криві для всіх випадків і кількісні результати наведені в розділі 3.1.

Висновки за розділом 1

Виконаний аналіз методів розрахунку пневматичного гальмового привода автотранспортних засобів показав, що наявні на цей час методи оцінки динаміки пневматичного гальмового привода автомобіля, засновані переважно на математичних моделях, що вирішуються за допомогою ЕОМ низької продуктивності, в яких значне місце при моделюванні систем відводилося експериментальним дослідженням. З урахуванням викладеного можна зробити наступні висновки:

1. Запропоновано і обґрунтовано метод визначення коефіцієнтів витрати для пневматичних апаратів ПГП АТЗ на основі просторового моделювання тривимірних стаціонарних і (або) нестаціонарних течій стисненого повітря в порожнинах привода.

2. Набув подальшого розвитку метод із зосередженими параметрами щодо визначення коефіцієнта витрати на основі чисельного моделювання та врахування зміни тиску у вузлі, що дозволило поширити його на пневматичні гальмові приводи автотранспортних засобів.

3. Запропонований розрахунковий метод покомпонентного аналізу заснований на комбінованому підході, що поєднує в собі основні переваги

методів із зосередженими та розподіленими параметрами: простоту і високу швидкість розрахунку першого, і фізичну адекватність другого.

4. Тривимірне моделювання перехідних процесів у гальмовій камері дозволило довести, що поля розподілу статичного тиску та модуля вектора швидкості потоку дозволяють стверджувати про незначний розподіл термодинамічних параметрів за об’ємом (середнє інтегральне значення статичного тиску від мінімального при наповненні не перевищує 4 %).

5. Порівняльні теоретичні дослідження динаміки пневматичного гальмового привода за трьома розглянутими методами показали якісну збіжність результатів розрахунку і відповідність наявним експериментальним результатам. (похибка не перевищує 7,2 %).

6. Запропонований метод моделювання динамічних характеристик пневматичного гальмового привода в програмному пакеті *Simulink* додатку *MatLab 6.5* у вигляді бібліотеки окремих типових елементів приводу, а також комплекс програм для моделювання динаміки перехідних процесів в окремих контурах можуть бути використані при автоматизованому проектуванні.

Основні результати дослідження з данного розділу опубліковані в наукових роботах [14, 17, 23, 26, 31, 33, 50, 61].

РОЗДІЛ 2
ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ СТВОРЕННЯ ЕЛЕКТРОПНЕВМАТИЧНОГО ГАЛЬМОВОГО ПРИВОДА

2.1. Сучасні тенденції розвитку гальмових систем з електропневматичним гальмовим приводом

Поява перших електронних систем на АТЗ показала їх потенціал у покращенні систем активної безпеки і визначила подальший розвиток гальмових приводів великовантажних автомобілів.

Рівень функціональних можливостей гальмових систем таких виробників як «WABCO» і «KNORR-BREMSE» набагато випереджає гальмові системи вітчизняних виробників [110, 141 – 145]. ЕПГП забезпечує безпеку транспортного засобу не тільки під час гальмування, але і при критичній швидкості руху під час маневрування [3 – 5, 141, 144, 145], стежить за експлуатаційними характеристиками гальмової системи, такими як ступень зносу накладок і тиск у шинах [142, 146].

Еволюційний розвиток гальмових систем, що виробляються фірмами «WABCO» і «KNORR-BREMSE», умовно можна розділити на кілька рівнів і простежити за рис. 2.1.

У країнах СНД на сьогодні відсутній аналог ЕПГП, що серійно виготовляється. Вітчизняні виробники знаходяться на першому місці (рис. 2.1) (виробництво АБС та ПБС). Антиблокувальної та протибуксувальної систем у гальмовому приводі на сьогодення вже не достатньо [147].

Поява електропневматичного привода сприяла, на його базі, об’єднанню в одну комплексну систему вже наявних електронних систем (АБС, ПБС) і створенню принципово нових систем керування гальмуванням АТЗ. Така система отримала назву EBS (ЕПГП) і є другим рівнем (рис. 2.1) у еволюції розвитку гальмових систем. Успішна робота ЕПГП у складі автопоїзда стала відправною точкою для переходу на четвертий рівень (рис. 2.1).

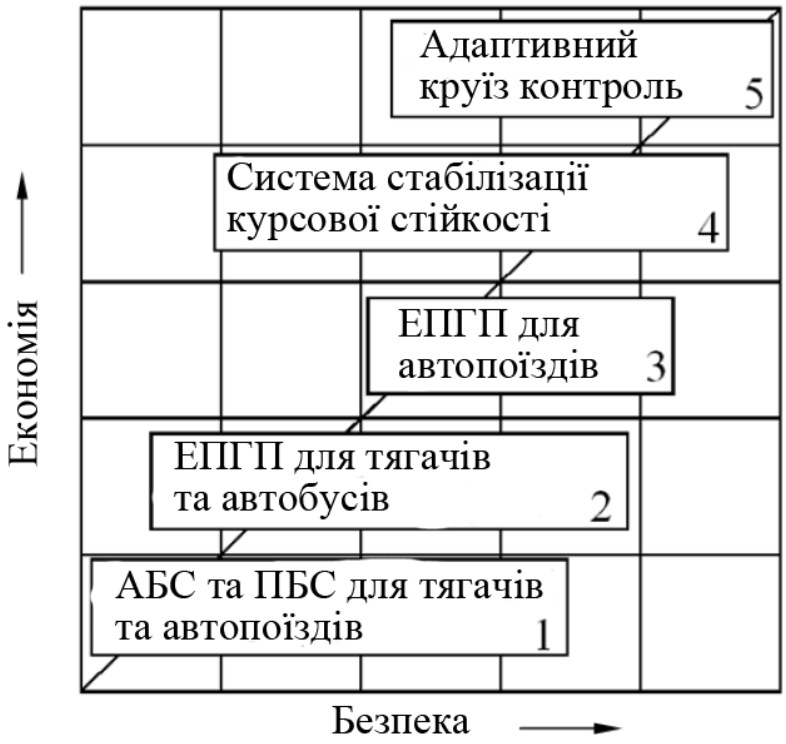
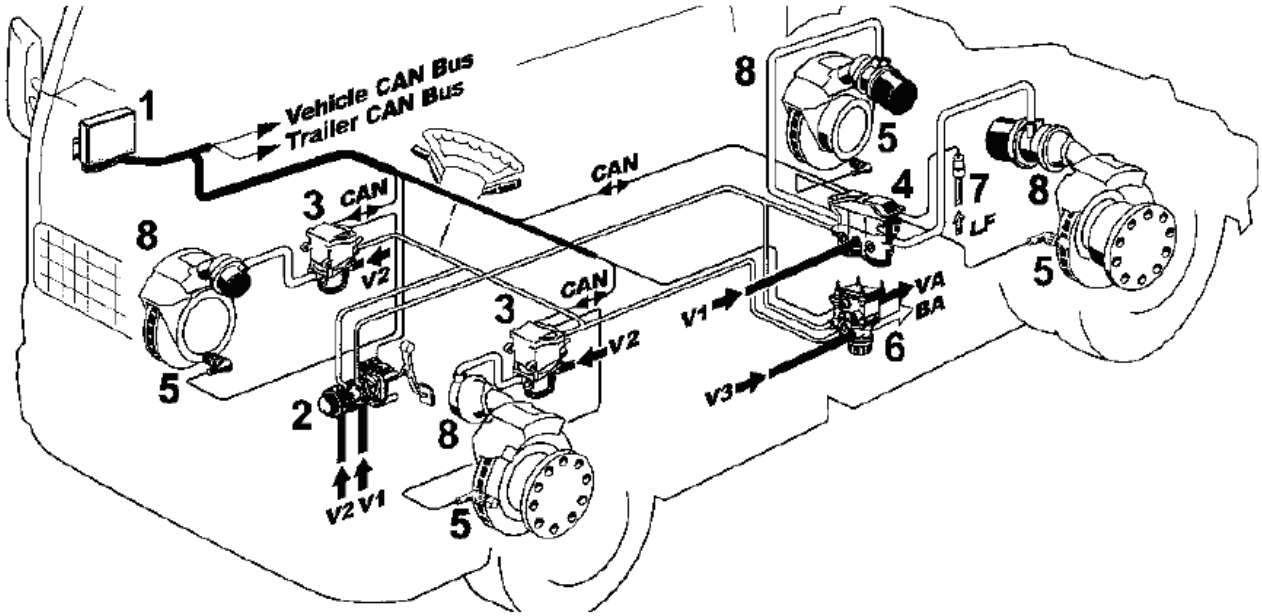


Рисунок 2.1 – Еволюція та тенденції розвитку гальмових систем провідних зарубіжних виробників

Системи четвертого еволюційного рівня (рис. 2.1) включають у себе АБС, ПБС, систему бічної стійкості проти перекидання (RSS) і BVA - систему контролю за зносом накладок. Принципова схема однієї з таких систем наведена на рис. 2.2 [110, 144].

Програма динамічної стабілізації, а також система бокової стійкості проти перекидання автопоїзда вибірково впливає на гальмові механізми окремих коліс і двигун. Своїми діями система допомагає водієві стабілізувати рух автомобіля у критичних ситуаціях і уникнути нещасного випадку [143, 148 – 150].

Системи спостереження за тиском у шинах автопоїзда за допомогою радіоканалу передають інформацію від датчиків тиску на приладову панель у кабіні автомобіля. Ця функція реалізована з метою підвищення ефективності АБС, оскільки в ній важливу роль відіграє підтримка стабільного радіуса колеса [141]. Крім цього, наявність цієї функції допомагає водієві підтримувати мінімальний коефіцієнт опору коченню.



1 – електронний блок керування; 2 – гальмовий кран, оснащений датчиком переміщення; 3 – одноканальний модулятор тиску; 4 – двоканальний модулятор тиску; 5 – датчики швидкості колеса; 6 – модулятор керування гальмами причепа; 7 – датчик завантаження задньої вісі; 8 – датчики зносу гальмових накладок; V1 … V3 – живильні магістралі

Рисунок 2.2 – ЕПГП фірми «KNORR-BREMSE» версія 2.2

Система, яка контролює знос накладок, дозволяє регулювати інтенсивність службових гальмувань кожної осі. Інтенсивність гальмування знижується для гальмових механізмів, у яких накладки мають більший знос. Вибір інтенсивності гальмування кожною віссю здійснюється за допомогою датчиків зносу накладок, датчика положення педалі гальма і датчиків частоти обертання коліс. Під час екстрених гальмувань блоком керування пригнічується функція слідкування за зносом накладок для забезпечення максимальної ефективності гальмування. За рахунок рівномірного розподілу навантаження на всі колісні гальмові механізми зменшується загальний знос накладок (рис. 2.3), і їх заміна на всіх осях здійснюється одночасно. Це сприяє зниженню витрат на простій і дозволяє збільшити термін служби накладок до 20 % [142, 143].

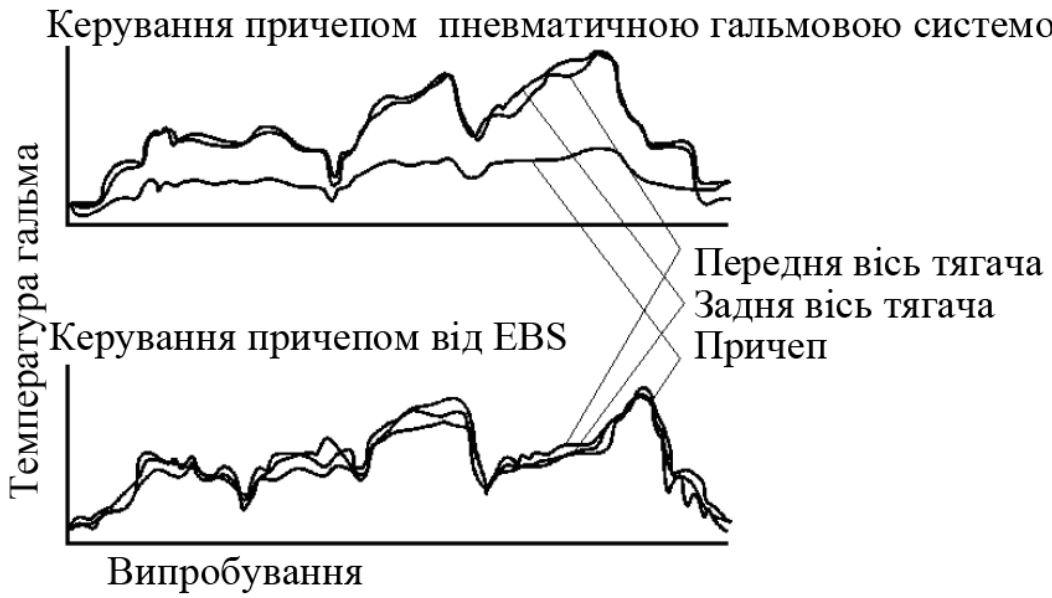


Рисунок 2.3 – Навантаженість гальмових накладок тягача і причепа при різних гальмових приводах

Адаптивний круїз-контроль (п’ятий рівень розвитку гальмових систем за рис. 2.1) дозволяє регулювати швидкість і вибирати дистанцію під час руху у колоні. У цій системі використовують радари і супутникову систему навігації. Сфера впливу адаптивного круїз-контролю виходить за рамки дії тільки гальмової системи, оскільки передбачається за допомогою радарної установки орієнтуватися на маркери на дорозі і здійснювати керування автомобілем в умовах обмеженої видимості, а також виконувати екстрені гальмування, що запобігають зіткненню, якщо водій вчасно не реагує на зміну дорожньої ситуації.

З проведеного аналізу можна зазначити, що основою для створення комплексної системи керування рухом АТЗ (рівні 4 і 5 еволюційного розвитку гальмового привода (див. рис. 2.1)) є електропневматичний гальмовий привід. Функції ЕПГП використовують усі автоматичні системи керування гальмуванням, тому його вдосконалення – це шлях до поліпшення роботи всіх автоматичних систем гальмового привода. Перехід на наступний еволюційний рівень вітчизняними автомобільними і агрегатними заводами буде можливий завдяки розвитку досліджень, спрямованих на вивчення робочих процесів у

ЕПГП, а також функціональних зв’язків у ньому. Результати досліджень і нові конструкції апаратів повинні бути фундаментом для виробництва вітчизняних електропневматичних гальмових систем, а також комплексних систем керування гальмуванням АТЗ.

2.1.1. Електропневматичні модулятори тиску повітря. Основою створення електропневматичного гальмового привода є модулятор тиску. Він застосовується для здійснення роботи АБС, ПБС, ЕПГП і системи курсової стійкості [151]. Правильний вибір параметрів модулятора тиску і контуру ЕПГП багато в чому визначає якість роботи гальмової системи [152]. Аналіз основних класифікаційних ознак, представлених на рис. 2.4, допомагає отримати уявлення про розмаїття модуляторів тиску для різних гальмових систем [105 – 108, 151 – 166].

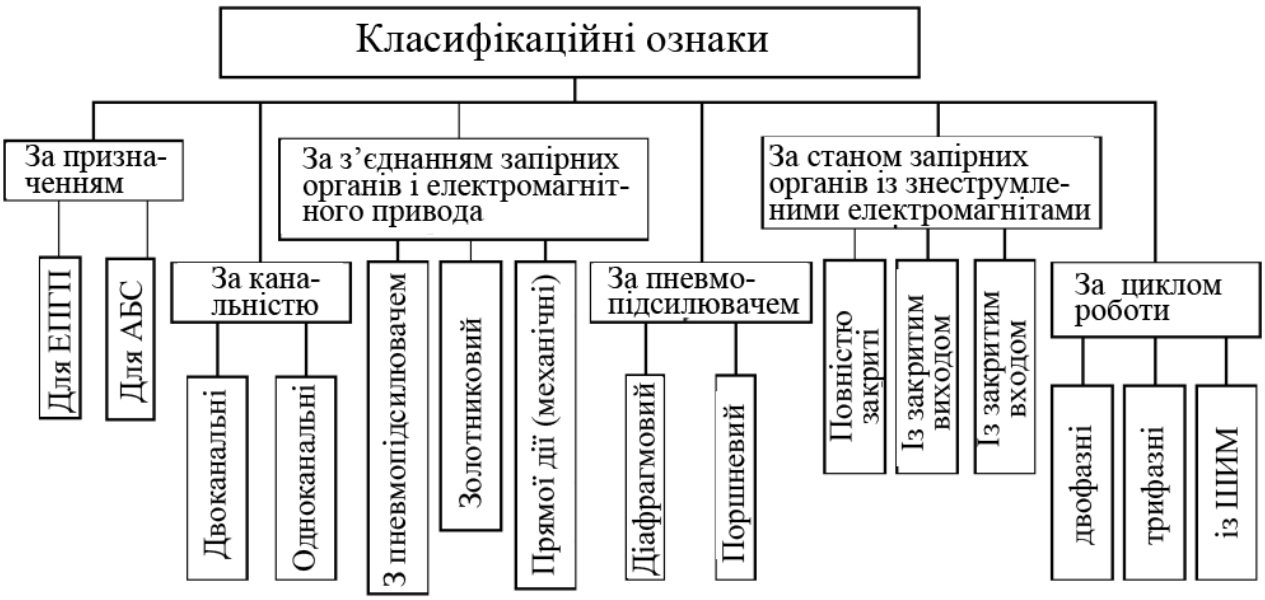


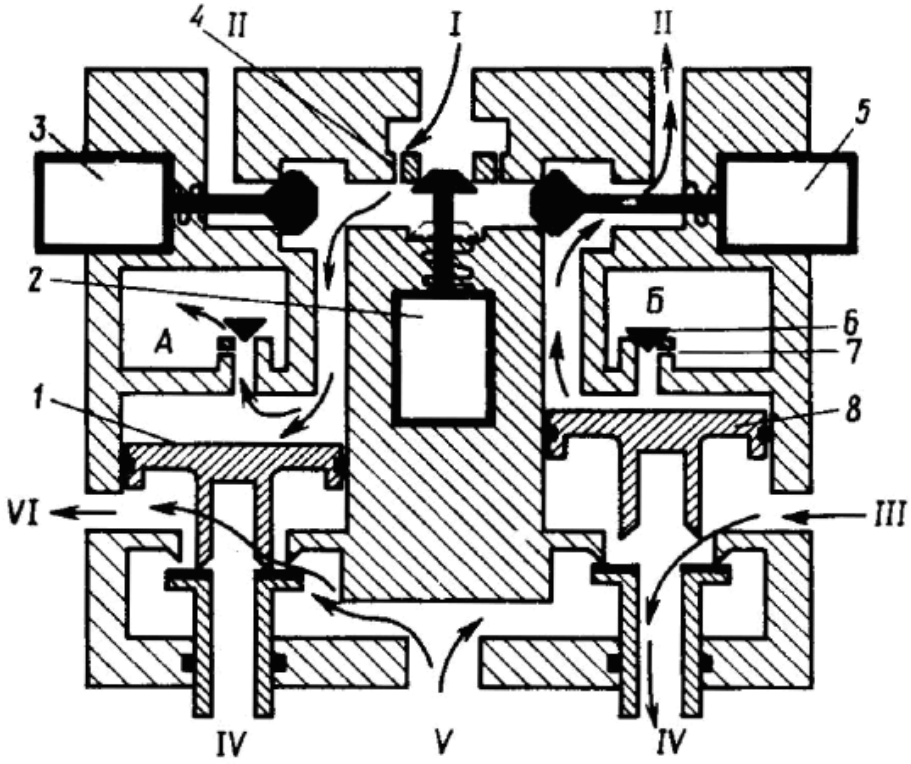
Рисунок 2.4 – Класифікація електропневматичних модуляторів тиску

Принципова відмінність модуляторів АБС і ЕПГП за призначенням, полягає у положенні запірних клапанів за відсутності напруги у обмотці електромагнітів. Для АБС керуючим сигналом є частота обертання коліс, впускний клапан її модулятора нормально відкритий, а випускний закритий, що дозволяє повітрю безперешкодно проходити до гальмової камери під час

гальмування. Клапани цього модулятора активізуються тільки при загрозі блокування коліс [155, 167 – 169]. Навіть для отримання функцій ПБС у транспортному засобі з таким модулятором необхідний додатковий клапан, що впускає у гальмові камери повітря з одночасним закриттям випускного клапана модулятора. Модулятор АБС вступає в роботу тільки при загрозі блокування коліс [111, 168, 170, 171], за відсутності блокування коліс він виконує тільки функції клапана швидкого розгальмовування (при цьому електромагнітні клапани модулятора АБС знеструмлені).

У модуляторі ЕПГП за призначенням основний керуючий сигнал надходить від педалі гальма або ЕБК при активізації функцій однієї з автоматичних систем (RSS, BVA, ACC), впускний клапан модулятора нормально закритий на відміну від модулятора АБС. Положення випускного клапана залежить від типу ЕПГП. Для підвищення швидкодії гальмового привода модулятор ЕПГП встановлено максимально близько до гальмових камер осі, а повітря до нього підводиться безпосередньо від ресивера, розташованого поблизу модулятора. Така схема дозволяє виконувати одним і тим же модулятором функції ЕПГП, АБС, ПБС і системи курсової стійкості [111, 145, 146, 150, 172]. Недоліком такого модулятора є необхідність організації захисного контуру, який би виключав з роботи модулятор тиску, що вийшов з ладу [171].

За кількістю каналів модулятори поділяються на одно- і двоканальні. Одноканальні модулятори дозволяють керувати величиною тиску повітря у декількох гальмових камерах синхронно, при цьому величина тиску в них буде однаковою. Одноканальний модулятор допустимо використовувати на передній вісі автомобіля там, де регулювання йде за меншим коефіцієнтом зчеплення для АБС і відстань від центрального ЕБК незначна (див. рис. 2.6 і рис.2.7). Там, де відстань до центрального ЕБК велика (гальмові механізми задньої вісі або напівпричепа), модулятор для зменшення числа проводів має власний ЕБК, тому він керує всіма колесами, розташованими в безпосередній близькості один від одного.



I – вихід до гальмового крана; II, IV – виходи у атмосферу;
III, VI – виходи до гальмової камери; V – вихід до ресивера; 1, 8 – поршні;
2 – центральний електроклапан; 3, 5 – електроклапани; 4, 7 - дросельні отвори;
6 – зворотний клапан; А, Б – порожнини модулятора

Рисунок 2.5 – Схема двоканального модулятора АБС Skidchek DGX

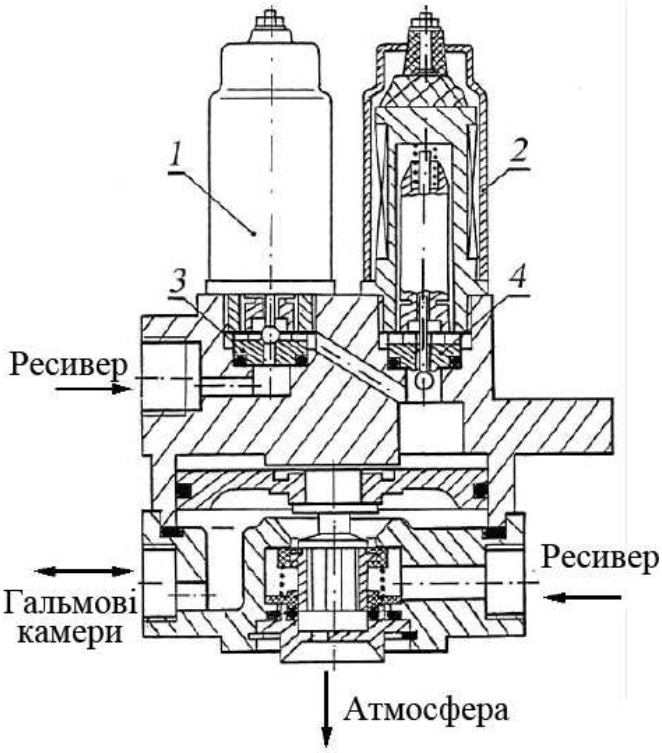
Застосування двох одноканальних модуляторів для керування кожним бортом напівпричепа недоцільне, оскільки для цього треба було б два ЕБК. З метою здешевлення конструкції були створені двоканальні модулятори рис. 2.5, в їх корпусі встановлено два діючих окремо модулятори, які керуються єдиним електронним блоком.

Запірний орган модулятора може бути виконаний у вигляді клапана або золотника. Клапани модулятора так само, як і інші прилади пневматичного гальмового привода, класифікуються за такими ознаками:

– формою (сферична, конічна, плоска);

– матеріалом (гумовий, пластмасовий, металічний);

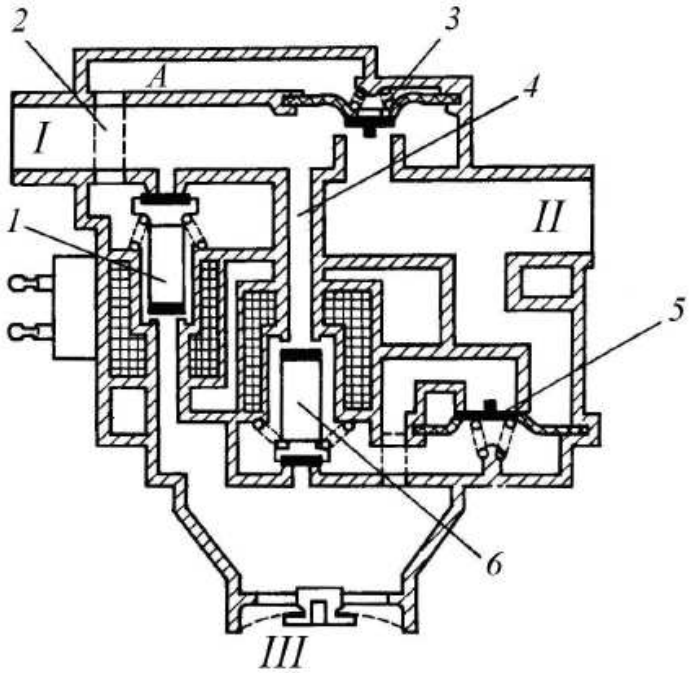
– конструкцією (одинарна або подвійна, розвантажений або не розвантажений).



1 – впускний електроклапан; 2 - випускний електроклапан;

3, 4 – сідла клапанів

Рисунок 2.6 – Модулятор тиску на базі прискорювального клапана



1 і 6 – електроклапани; 2 і 4 – канали модулятора; 3 і 5 – пневмоклапани;

А – порожнина модулятора; I – вихід до гальмового крана; II – вихід до гальмової камери; III – вихід у атмосферу

Рисунок 2.7 – Схема модулятора фірми WABCO

Золотникові модулятори не набули масового поширення, оскільки володіють значним гістерезисом і ходом під час роботи золотника. Клапани модулятора виготовляють мембранними або поршневими. Для забезпечення необхідного прохідного перетину їм доводиться здійснювати набагато менший хід, ніж золотнику, що позначається на підвищенні швидкодії.

З'єднання між запірним органом і електромагнітом може бути безпосереднім (механічним) або через пневматичний підсилювач. Перші вимагають потужних електромагнітів, тому не набули розповсюдження. Другі складніші, тому що включають у себе, крім керуючої секції, ще й пневматичний підсилювач (для переміщення запірного органа використовується не тільки зусилля електромагнітного привода, але додатково й енергія стисненого повітря). Модулятори з пневматичним підсилювачем найбільш поширені, оскільки дозволяють знизити вимоги до потужності електромагніта, що знижує запізнювання при спрацьовуванні модулятора.

Конструктивно пневматичні підсилювачі що використовуються у модуляторах можуть бути діафрагмовими або поршневими [170, 172, 173]. Поршневі апарати (рис. 2.6) виконуються зазвичай на базі стандартних прискорювальних клапанів. Це уніфікує їх зі звичайними пневматичними апаратами, полегшує і здешевлює виготовлення.

Однак таким модуляторам властиві два недоліки. Це підвищені габарити та маса, оскільки зменшення діаметрів поршнів спричиняє збільшення зони нечутливості і погіршення слідкуючої дії. Через це модулятор має підвищену інерційність і малу швидкодію. Другий недолік – наявність тертьових ущільнень. Мембранні модулятори (рис. 2.7) позбавлені цих недоліків, досить надійні і прості в експлуатації, але, у свою чергу, вони мають менші прохідні перетини та зазвичай не уніфіковані з іншими апаратами.

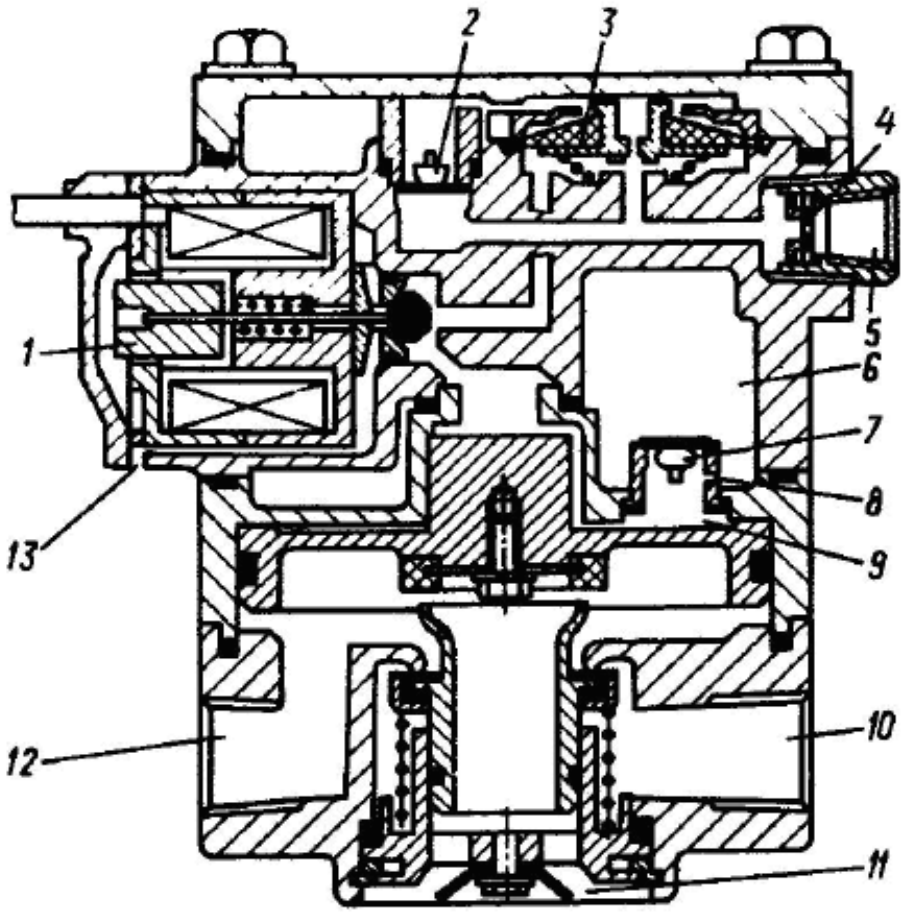
За нормальним станом запірних органів модулятори можуть бути з нормально відкритим впускний і нормально закритим випускним клапаном використовується, як уже було зазначено, для модуляторів АБС. Для модуляторів ЕПГП використовується зворотна комбінація клапанів. За наявності у модуляторі обох нормально закритих клапанів його використовують спільно з аварійним клапаном у ЕПГП.

Реалізовані на практиці АБС, ПБС і ЕПГП за структурою робочого циклу поділяються на двофазні рис. 2.8 (зниження тиску у гальмовій камері – підвищення тиску) і трифазні рис. 2.7 (зниження тиску – витримка – підвищення тиску). Аналогічно цьому модулятори можуть бути двофазні і трифазні [24, 172, 174]. Двофазні під час роботи витрачають робоче тіло більше трифазних через відсутність фази витримки.

Двофазні модулятори простіші і дешевші, оскільки використовують тільки один електромагніт, але менш пристосовані до відпрацювання складних алгоритмів, тому їх точність регулювання нижча. Навіть незважаючи на те, що для зменшення витрати стисненого повітря використовується в конструкції модуляторів елементи «пневмопам’ять».

Трифазний алгоритм роботи набув сталості у модуляторах гальмових систем автотранспортних засобів. Він дозволяє не тільки економно витрачати робоче тіло, а й реалізовувати більш складні алгоритми роботи. Наприклад, при роботі системи курсової стійкості або АБС використовується ступеневе попереднє підвищення тиску в гальмових камерах для компенсації гістерезису гальмового механізму, що істотно підвищує якість роботи АБС особливо при керуванні барабанним гальмовим механізмом. У цьому випадку алгоритм керування АБС може налічувати до п’яти фаз за один цикл регулювання.

Релейні модулятори переважають у гальмових системах автотранспортних засобів. Їх виготовляють фірми WABCO, Knorr-Bremse, Bendix, Bosch.

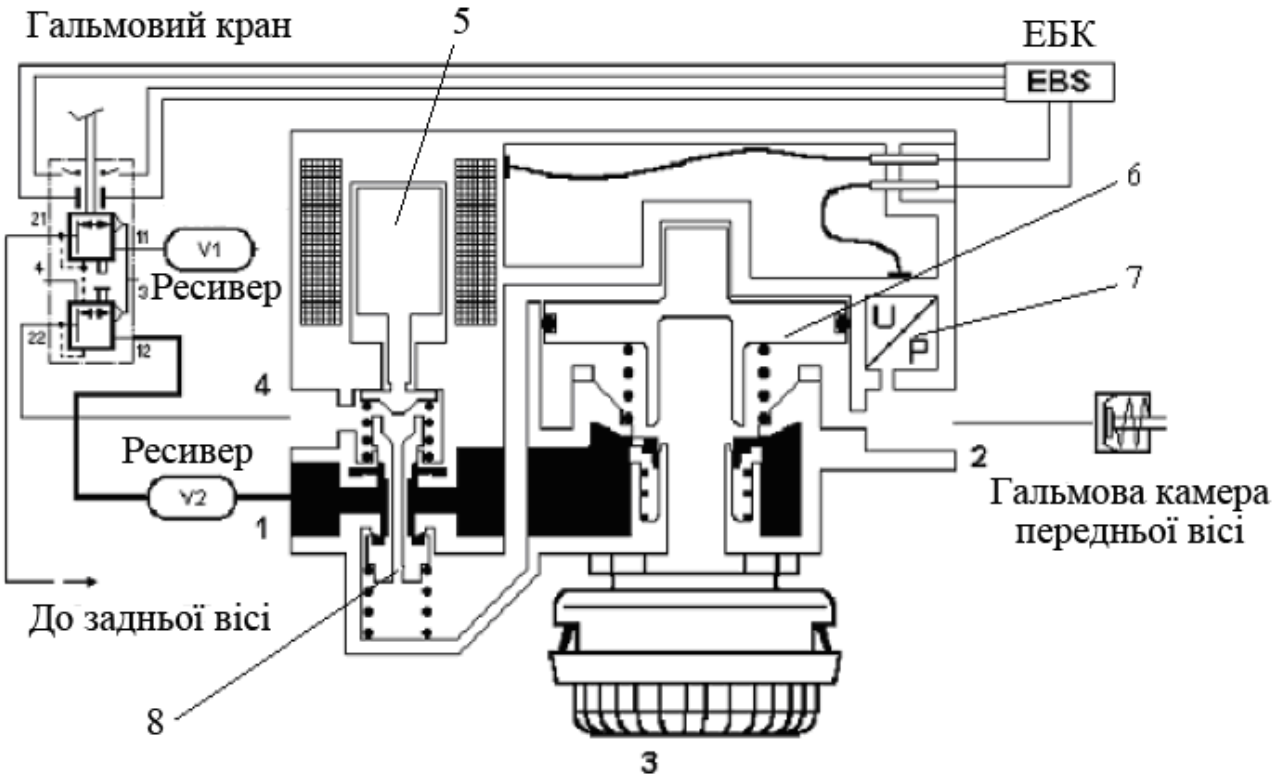


1 – електромагнітний клапан; 2 і 7 – зворотні клапани; 3 – запірний клапан; 4 – дросельний клапан; 5 – вихід до гальмового крана; 6 – об’єм камери з пневмопам’яттю; 8 – дросель; 9 – керуюча порожнину слідкуючого механізму; 10 – до ресивера; 11 і 13 – у атмосферу; 12 – до гальмових камер

Рисунок 2.8 – Схема модулятора фірми Girling

До релейним модулятор відносяться електромагнітні модулятори тиску, що працюють з використанням двох або трьох фаз за робочий цикл. Їх електромагніти прості у виготовленні, в керуванні та невибагливі в експлуатації.

Вони мають тільки два чітких положення – відчинено та зачинено. Для пропорційних модуляторів використовують пропорційні магніти, але зважаючи на нестабільність характеристик магнітів, їх застосування обмежене і не набуло широкого розповсюдження у гальмових системах автотранспортних засобів. Фірма WABCO у конструкції своєї гальмової системи використовує так званий квазіпропорційний модулятор (рис. 2.9) [145], який отримав назву через принцип роботи електромагніта.



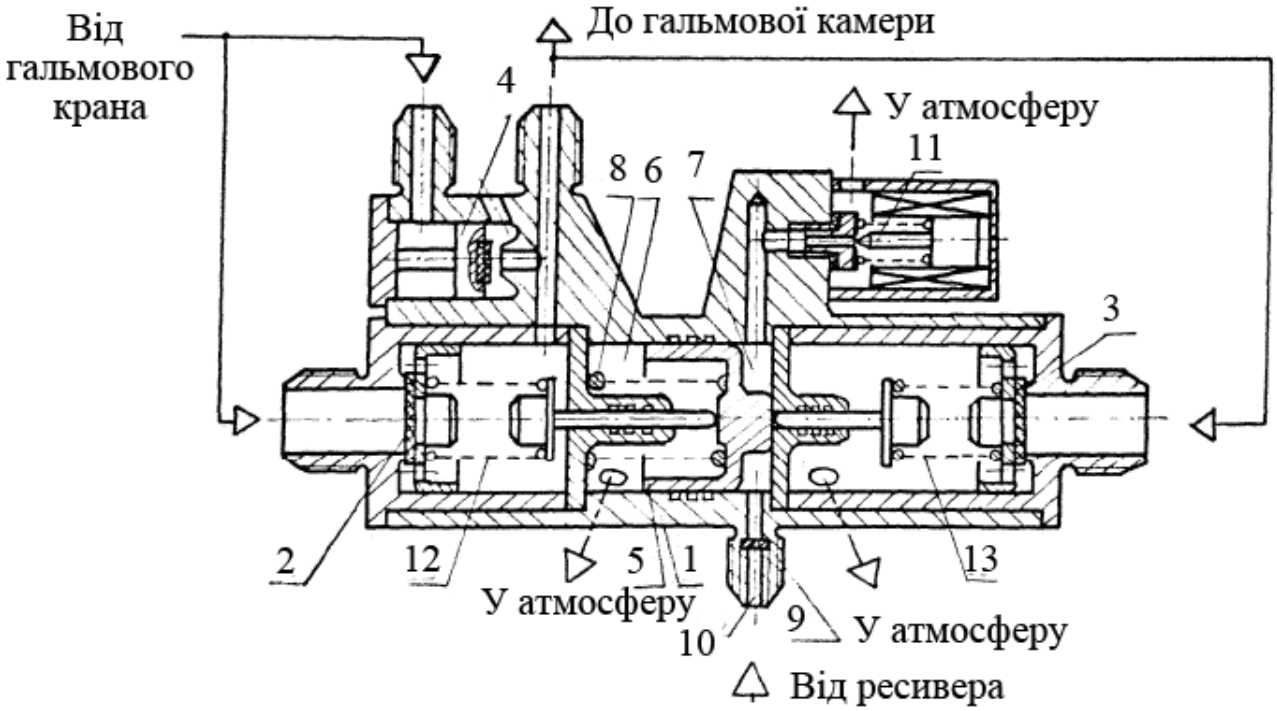
1 – впускний канал від ресивера; 2 – випускний канал до виконавчого механізму; 3 – атмосферний клапан; 4 – впускний канал від гальмового крана; 5 – пропорційний, електромагнітний клапан; 6 – слідкуючий поршень; 7 – датчик тиску 8 – канал аварійної гальмової системи

Рисунок 2.9 – Під’єднання слідкуючого прискорювального клапана

На звичайний релейний магніт подається напруга за принципом широтноімпульсної модуляції, що дозволяє регулювати електромагнітну силу на якорі електромагніта. В результаті балансу електромагнітної сили і тиску повітря на клапан останній закривається при досягненні певного тиску у модуляторі. Така конструкція дозволяє пропорційно ступеню натискання на педаль гальма міняти тиск у гальмовій камері.

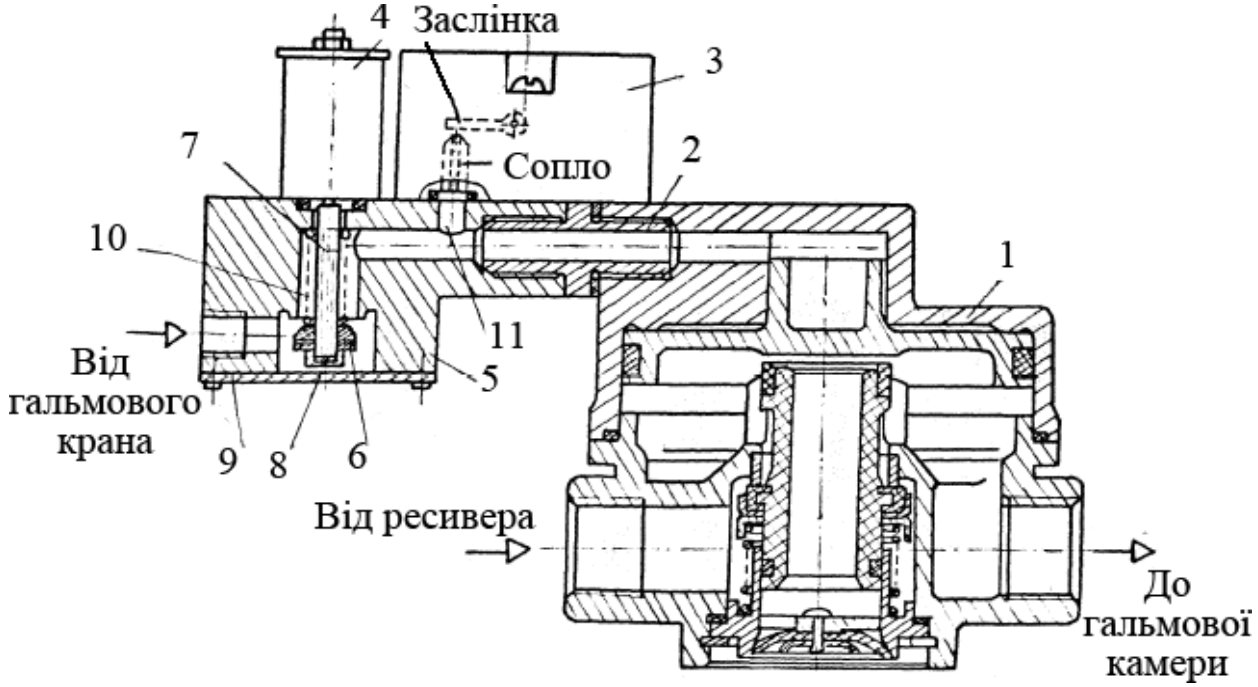
Однак робота модулятора все одно контролюється датчиком тиску і коригується ЕБК через нестабільність залежності між напругою, що подається на обмотку, і силою на якорі електромагніта.

Аналогові модулятори рис. 2.10 і рис. 2.11 дозволяють керувати об’єктом регулювання безперервно. Вони також мають ряд недоліків у залежності від функцій, що на них покладених.



1 – корпус; 2 і 3 – впускний та випускний клапани; 4 – клапан розгальмовування; 5 – поршень; 6 і 7 – порожнини; 8 – пружина поршня; 9 – дросель; 10 – канал; 11 – регулятор; 12 і 13 – пружини клапанів

Рисунок 2.10 – Аналоговий модулятор із струменевим регулятором



1 – прискорювальний клапан; 2 – штуцер; 3 – перетворювач; 4 – соленоїд; 5 – корпус додатковий; 6 – відсічний клапан; 7 – шток порожнистий; 8 – дросель; 9 – кришка; 10 – пружина; 11 – канал до сопла

Рисунок 2.11 – Аналоговий модулятор на базі прискорювального клапана

Про недоліки модуляторів з пропорційними магнітами вже згадувалося раніше, а струменеві мають непереборні, необхідні для роботи модулятора, витоки, що супроводжують роботу гальмового привода, навіть за відсутності гальмування рис. 2.11.

Аналогові модулятори з керуванням від електродвигуна набули найменшого розповсюдження. Основними недоліками, що зашкодили впровадженню у серійне виробництво, стали їх вартість і велика маса, у порівнянні з іншими типами модуляторів [170]. Застосування у конструкції модулятора колекторного електродвигуна (наприклад постійного струму) також негативно позначається на надійності роботи. Підвищити надійність роботи вдається за рахунок застосування безколекторних електродвигунів (наприклад крокових), що в свою чергу позначається на збільшенні вартості. Крім цього кроковий двигун має властивість дискретності кроків, тому модулятор на його базі можна назвати квазіпропорційним.

2.1.2. Аналіз роботи контурів запасної (аварійної) гальмової системи транспортних засобів, оснащених електропневматичним гальмовим приводом. Гальмовий електропневматичний привід – система, що складається з електричної та пневматичної підсистем. Тому в ній, звичайно, можуть виникнути несправності не тільки механічного характеру, як у звичайного, пневматичного гальмового привода, а й суто «електричного». Наприклад, можуть вийти з ладу електронний блок керування або електромагніти, а також електромережа та джерела електроживлення. У зв’язку з цим сучасна гальмова система вимагає більш ретельного підходу і до проектування її контуру аварійної гальмової системи. Він повинен надійно спрацьовувати при відмові як пневматичної, так і електричної підсистем. У кожного виробника свій підхід до вирішення цієї проблеми. Найбільш простий спосіб аварійного гальмування коліс передньої вісі АТЗ – модулятори з нормально відкритим впускним клапаном. Така схема за відсутності гальмування нічим не відрізняється від контуру звичайної пневматичної гальмової системи з модулятором АБС.

Модулятори перекривають доступ повітря у гальмові камери передньої вісі тільки після подачі керуючого сигналу на їх електромагніти, що відбувається при роботі гальмової системи у режимі АБС. Незважаючи на простоту конструкції аварійного контуру, швидкодія робочої гальмової системи не підвищується, у порівнянні зі звичайною пневматичною гальмовою системою. Це особливо помітно в автопоїзді. Тому на часі використовувати подібний принцип тільки при невеликій відстані від гальмового крана до гальмових камер, наприклад для передньої вісі. Як перевагу варто відзначити, що дана система дозволяє проводити аварійне гальмування механізмами передньої вісі у автоматичному режимі, без здійснення додаткових дій водієм [171, 175, 176].

Аналіз зарубіжних і вітчизняних ЕПГП показав, що основна відмінність його схем для різних АТЗ складається у типі і конструкції застосовуваних модуляторів, а також організації контурів аварійної гальмової системи [145, 171]. Комплектація привода залежить від виконуваних ним функцій. У контурі гальмових механізмів заднього візка або вісі, а також гальмових механізмів причепа використовують модулятори з нормально закритим впускним клапаном, це забезпечує необхідну швидкодію і черговість спрацьовування. На сьогоднішній день всі фірми, що виробляють ЕПГП для керування гальмовими механізмами задньої вісі, використовують двоканальні модулятори з закритим входом або повністю закриті [146, 150]. Такі модулятори здатні працювати не тільки у режимі ЕПГП, а й виконувати функції АБС, ПБС і системи курсової стійкості. Таким чином, один апарат забезпечує роботу чотирьох гальмових камер, на задньому візку тягача, або шести гальмових камер на причепі. Тип модулятора для передньої вісі визначається в залежності від бази автомобіля і місця установки гальмового крана. Деякі виробники ЕПГП допускають установку на передню вісь модулятора з закритим виходом. Це дещо погіршує швидкодію, але дозволяє спростити контур аварійної гальмової системи. Для виконання приводом додаткових функцій, таких як функції АБС, ПБС контур передньої вісі додатково оснащують відповідними модуляторами. З метою виконання функції РГС додатково встановлюється датчик завантаження задньої

вісі 7 (див. рис. 2.2), що дозволяє підтримувати мінімальну витрату повітря під час роботи АБС задньої вісі або зовсім виконувати гальмування без увімкнення антиблокувальної системи.

Впускний клапан модулятора гальмових механізмів задньої вісі, для підвищення швидкодії, працює за схемою «нормально закритий», що вимагає керуючого впливу для приведення в дію аварійної гальмової системи. Головний недолік розглянутого принципу полягає в тому, що час приведення в дію аварійної гальмової системи залежить від реакції та досвіду водія.

Роботи над створенням надійного ЕПГП привели білоруських вчених до схеми ЕПГП з резервуванням обмоток живлення електромагнітів (рис. 2.12) [171].

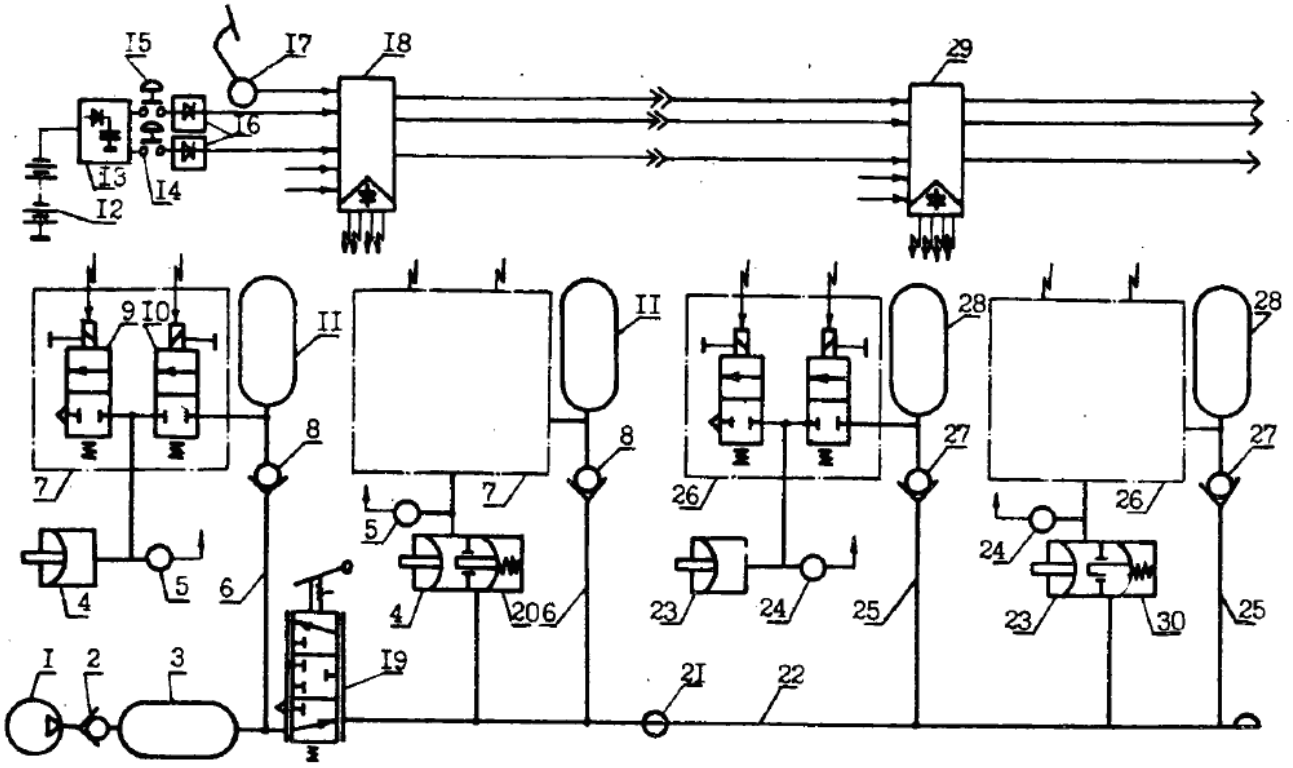


Рисунок 2.12 – ЕПГП гальм багатоланкового транспортного засобу з резервуванням електричного кола живлення обмоток електромагнітних клапанів

При виході з ладу робочої гальмової системи (електронних блоків, датчиків 5, 7, 24 і 26, джерела живлення 12 тощо) гальмування і розгальмовування здійснюється системою аварійного гальмування. Таким чином, при натисненні на кнопку 15 замикаються її контакти і обмотки

електроклапанів наповнення 10 модуляторів 7 з'єднуються через блокуючи діоди 16 з джерелом електроживлення 12. Електроклапани наповнення 10 переходять в активне положення і сполучають ресивери 11 з гальмовими камерами 4.

Таким чином, одночасно спрацьовують гальма на усіх колесах транспортного засобу, що запобігає складанню його ланок. При виході з ладу джерела електроживлення 12 обмотки електроклапанів з'єднуються з конденсатором 13. В цьому випадку здійснюється лише екстрене гальмування. При натисканні кнопки 14 відбувається розгальмування. Блокувальні діоди встановлені для відвертання впливу електричної частини робочої гальмової системи на аварійну систему і навпаки. Керування гальмовою системою стоянки здійснюється ручним краном 19, через яке стисле повітря подається чи випускається з пружинних енергоакумуляторів. Через те, що аварійна гальмова система такого ЕПГП вмикається окремим органом керування і вимагає блискавичної реакції від водія, такий принцип у аварійній ситуації практично не має переваги у порівнянні із звичайною гальмовою системою. Описана конструкція набула подальшого розвитку в розробках білоруських фахівців, які встановили автоматичний пристрій у контурі гальмових механізмів задніх коліс (рис. 2.13) [171].

У разі виходу з ладу контуру задніх гальмових камер (відмова клапана 13, розрив магістралі 24, розрив діафрагми гальмової камери 24, і тощо) робота гальмового привода відбувається таким чином. Під час дії на гальмову педаль тиск у гальмових камерах не наростає внаслідок несправності в контурі задніх гальмових камер. Сигнал на виході датчика 22 не відповідає рівню сигналу на виході датчика 8. Тому електронний блок 1 подає керуючі сигнали на клапани 17 і 19, які займають активну позицію. При цьому клапан 19 роз'єднує порожнини енергоакумуляторів з ресивером 15, а клапан 17 починає спрацьовувати з частотою, визначуваною закладеним в електронний блок алгоритмом, забезпечуючи повне загальмовування коліс заднього моста за 0,8 с.

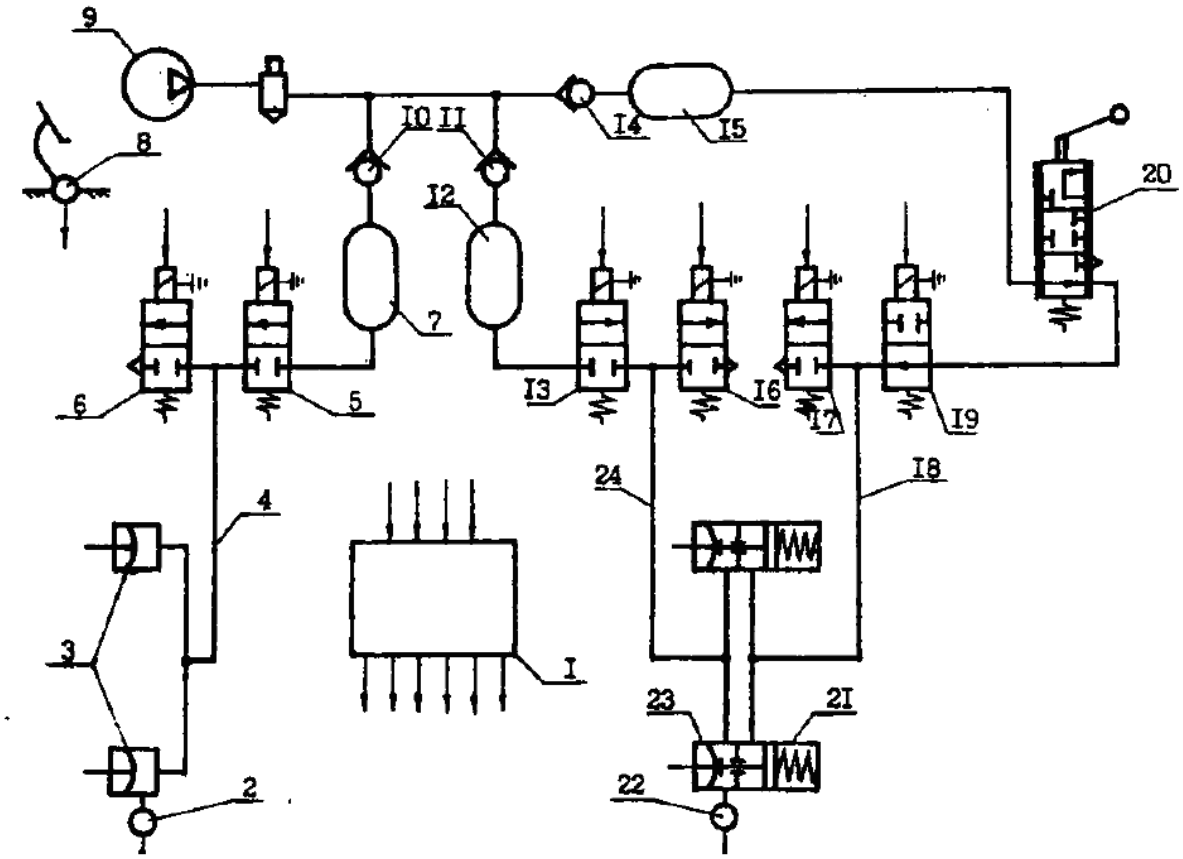
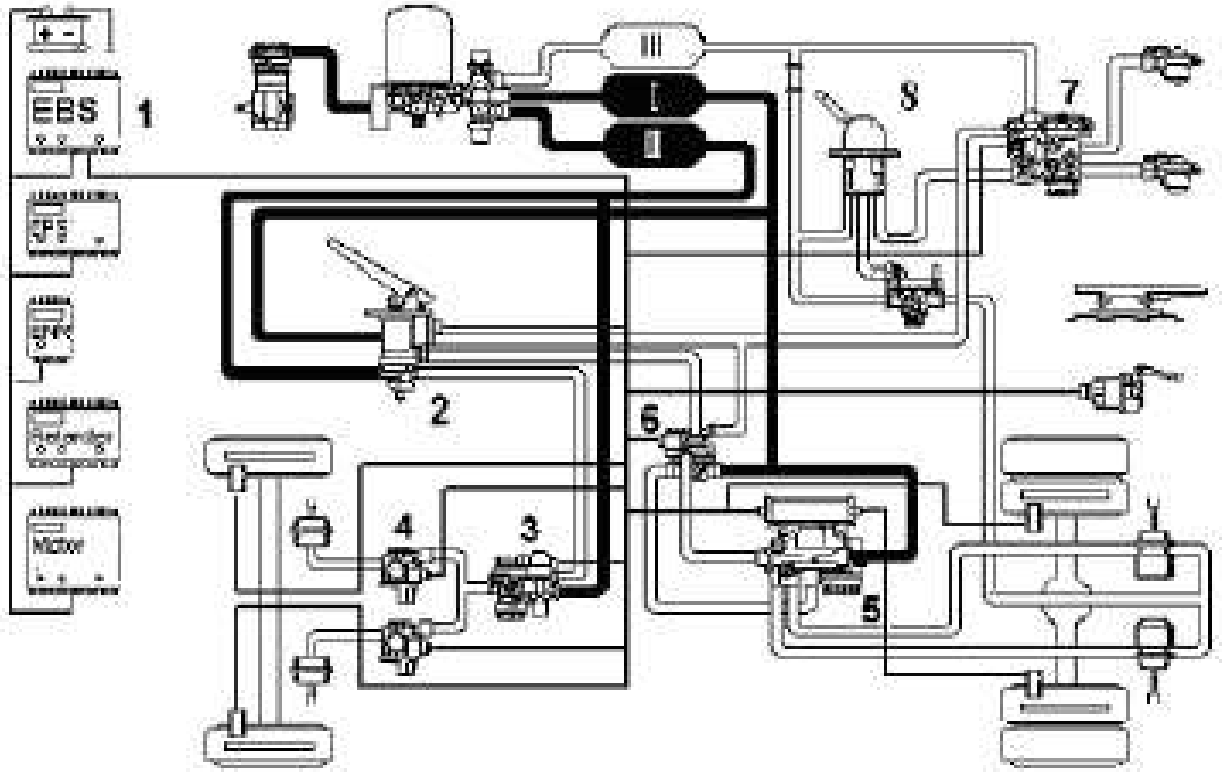


Рисунок 2.13 – Модульний ЕПГП гальм з автоматичним спрацьовуванням аварійної гальмової системи у разі відмови робочої гальмової системи

При розгальмовуванні сигнал на датчику 8 відсутній, електронний блок 1 припиняє подачу керуючого сигналу на електромагніти 17 і 19, вони займають початкове положення, у якому електромагнітний клапан наповнення з'єднує порожнини енергоакумуляторів з ресивером 15, а клапан скидання 17 закриває атмосферний вихід. Транспортний засіб розгальмований. У разі повного виходу з ладу електроніки гальмування здійснюється ручним гальмовим краном 20, який дозволяє водієві вибірково з'єднувати порожнину енергоакумуляторів з атмосферою або ресивером 15.

До переваг цієї схеми варто віднести можливість забезпечення гальмування транспортного засобу навіть при розриві мембрани гальмової камери, проте робота аварійного контуру в автоматичному режимі можлива тільки при справному електронному блоці і педальному датчику 8 зворотного зв'язку (ЗЗ). При виході з ладу електронного блоку виникає необхідність у втручанні водія.

Найбільш вдале рішення – це впровадження автоматичного контуру аварійної гальмової системи. Реалізацію такого рішення використовують світові лідери, фірми «WABCO» і «KNORR-BREMSE» [110, 143]. Розроблений фахівцями фірми »WABCO» [145] гальмовий привід (рис. 2.14) забезпечує автоматичне аварійне гальмування автомобіля при будь-яких несправностях модулятора або педального датчика. Ця схема, звичайно, складніше і дорожче розглянутих вище, але набагато швидше приводить в дію запасну гальмову систему у аварійній ситуації.



1 – центральний блок керування; 2 – гальмовий кран; 3 – слідкуючий прискорювальний клапан; 4 – електромагнітний клапан АБС; 5 – модулятор заднього моста; 6 – захисний клапан; 7 – кран керування гальмами причепа; 8 – ручний кран керування стоянки і аварійної гальмової системами

Рисунок 2.14 – Схема ЕПГП для автомобіля тягача фірми WABCO

У деяких ситуаціях водій навіть може і не відчути момент переходу з робочої гальмової системи на запасну. Його участь зводиться до переміщення педалі гальма.

Застосування слідкуючого поршня 6 (рис. 2.9), у конструкції клапана 3 (рис. 2.14), дозволила точно відстежувати зміну тиску у гальмовому крані і тим самим забезпечити автоматичний перехід на аварійне гальмування при виході з ладу електричної частини електропневматичного привода. Це досягається за рахунок отвору 8 (рис. 2.9) у клапані, який керується пропорційним магнітом 5.

За рахунок пропорційного електромагнітного клапана 5 (рис. 2.9) досягається більш висока швидкодія, ніж у звичайного пневматичного привода, під час службових гальмувань.

Електромагнітний клапан спрацьовує, як тільки водій починає переміщати педаль гальма, пропускаючи у порожнину над поршнем 6 повітря, під тиском, що відповідає положенню педалі гальмового крану. На виході з модулятора тиск знаходиться в прямій залежності від магнітного потоку, контрольованого електронним блоком за допомогою широтноімпульсної модуляції.

Невеликий гістерезис забезпечує широкий діапазон тисків у керуючий порожнині модулятора, який допускає як дуже швидкі, так і квазістаціонарні переміщення. Функція антиблокувальної системи при цьому повністю покладена на модулятори АБС (поз. 4 рис. 2.14). Для керування гальмовими механізмами задньої вісі автомобіля встановлюється двоканальний модулятор тиску 5 (рис. 2.14) з нормально закритим впускним клапаном, який поєднує у собі функції АБС, ПБС і системи курсової стійкості. Автоматичний перехід у режим аварійного гальмування забезпечується захисним клапаном 6, який є поєднанням прискорювального клапана з блокувальним електромагнітним клапаном (рис. 2.15), а також двох двомагістральних клапанів 8, інтегрованих у модулятор задньої вісі.

Під час службового гальмування тиск від модулятора по каналу 23 впливає на поршень 6, внаслідок чого клапан 7 закритий і контур запасної гальмової системи від’єднується від гальмових камер задньої вісі.

За відсутності тиску на виході 23 (що може виникнути при будь-якому виходу з ладу модулятора або електронного блоку) клапан 7 захисного клапана

залишається відкритим і тиск від гальмового крана впливає на поршень 5, вмикаючи контур запасної гальмової системи. Під час роботи АБС при екстреному гальмуванні тиск на виході 23 знижується, що може призвести до мимовільного відкриття клапана 7 і спрацьовування аварійного контуру. Для усунення цього недоліку у конструкції передбачений блокувальний електромагнітний клапан 4, який відсікає порожнину поршня 6 при роботі АБС, зберігаючи в ній тиск, який був до початку роботи АБС або системи курсової стійкості.

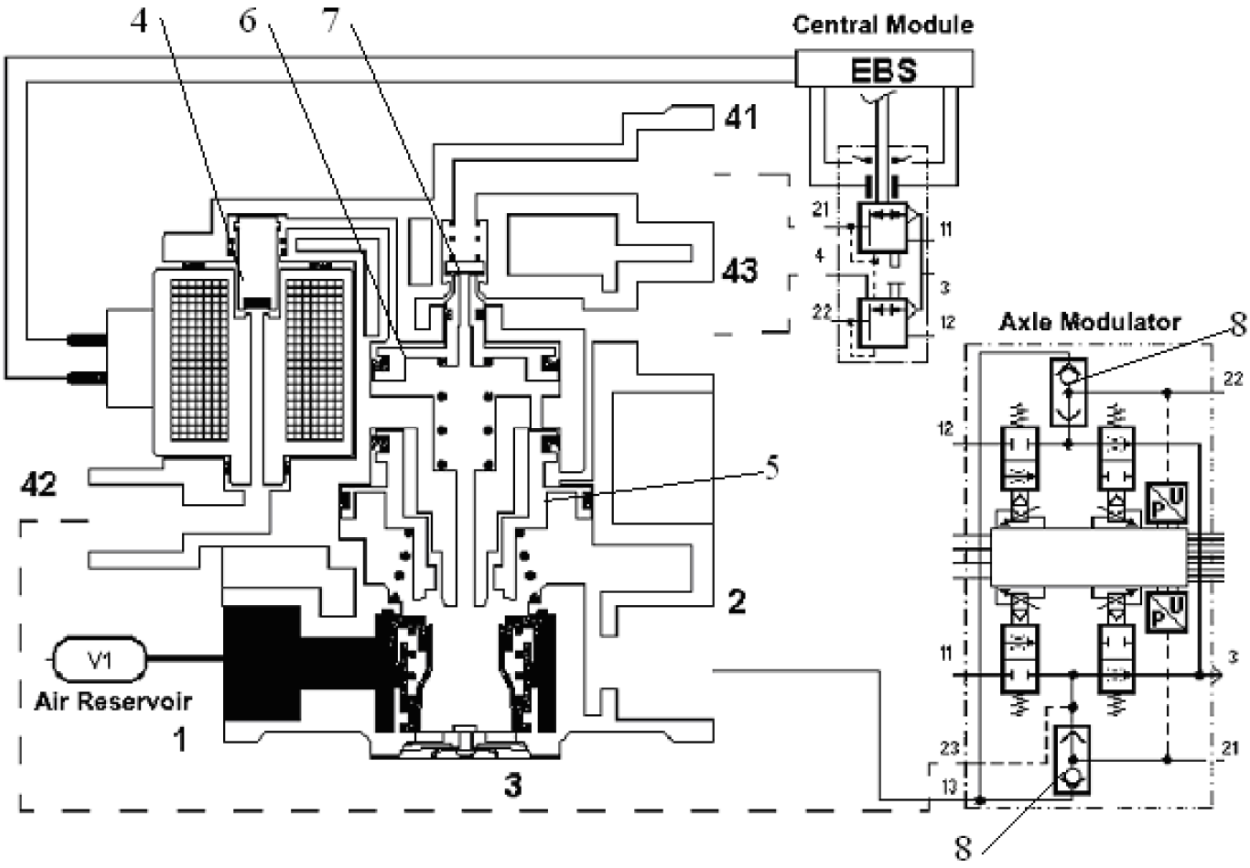


Рисунок 2.15 – Під’єднання захисного клапана

Фахівцями ХНАДУ у 2000 році була запропонована схема електропневматичного гальмового привода, в якій на вході в керуючу порожнину модулятора тиску з нормально закритим впускним клапаном встановлювався двопозиційний електромагнітний клапан прямої дії 13 (див. рис. 2.16). Він виконує функцію захисного клапана і призначений для від’єднання аварійної гілки при гальмуванні штатною, електропневматичною системою.

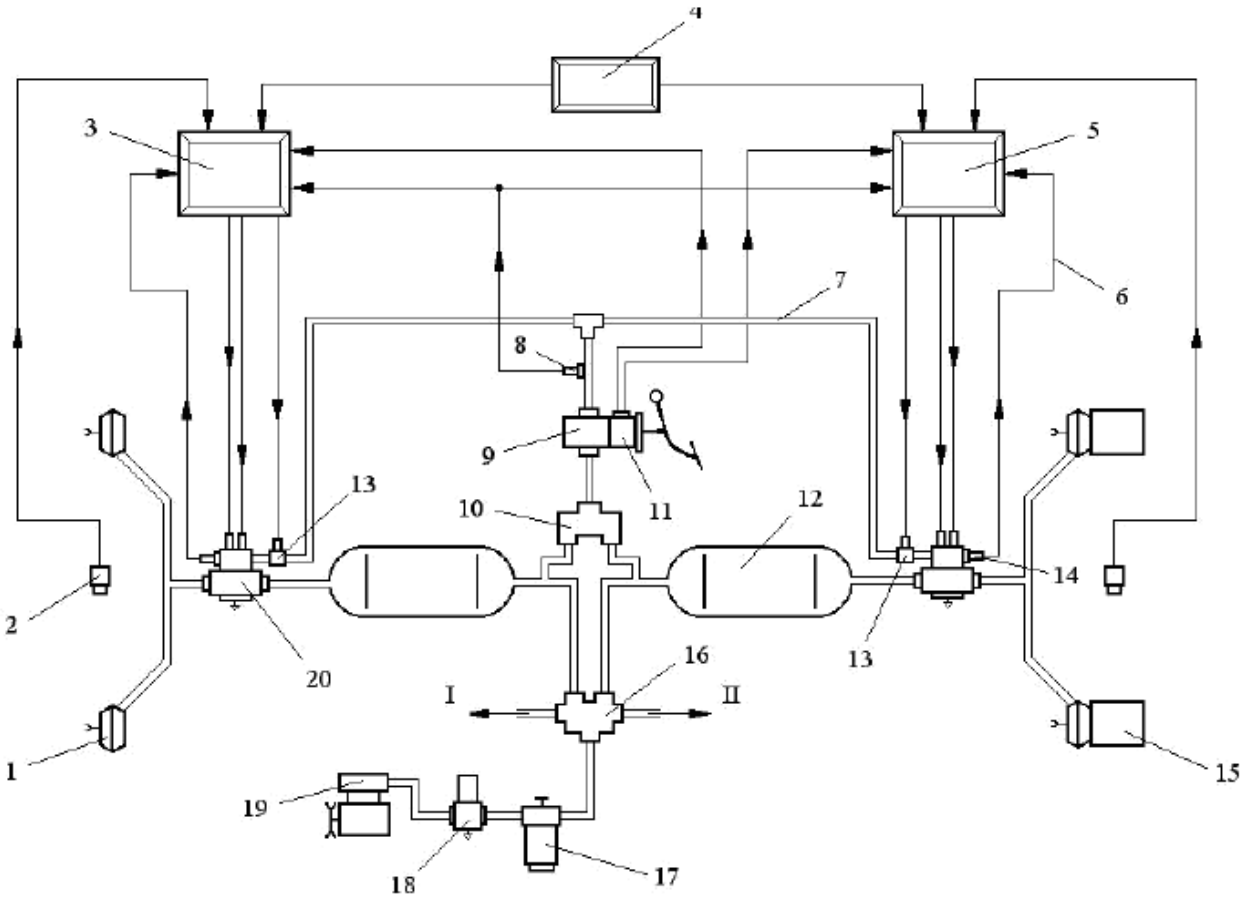


Рисунок 2.16 – Принципова схема ЕПГП ХНАДУ

На рис. 2.16 позначено: I – підведення повітря до контуру допоміжної гальмової системи та інших споживачів; II – підведення повітря до контуру стоянкової та запасної (аварійної) гальмових систем; 1 – гальмові камери; 2 – датчик навантаження; 3 і 5 – електронні блоки керування контурами передньої і задньої вісі (візка) відповідно; 4 – блок аварійного живлення; 6 – гілки електричного зв’язку; 7 – повітропроводи; 8 – датчик тиску; 9 – односекційний гальмовий кран; 10 – двомагістральний клапан; 11 – датчик ходу педалі; 12 – ресивер; 13 – електромагнітний клапан; 14 – датчик тиску зворотного зв’язку; 15 – гальмові камери з пружинними енергоакумуляторами; 16 – чотириконтурний захисний клапан; 17 – запобіжник від замерзання; 18 – регулятор тиску; 19 – компресор; 20 – електропневматичний модулятор тиску.

При виході з ладу модулятора тиску або відсутності електроживлення електронного блоку керування, модулятора або самого клапана двопозиційний електромагнітний клапан залишає відкритим канал для доступу повітря з

аварійної гальмової гілки до гальмових камер. Такий же принцип реалізований і фірмою «KNORR-BREMSE» (див. рис. 2.17) [110].

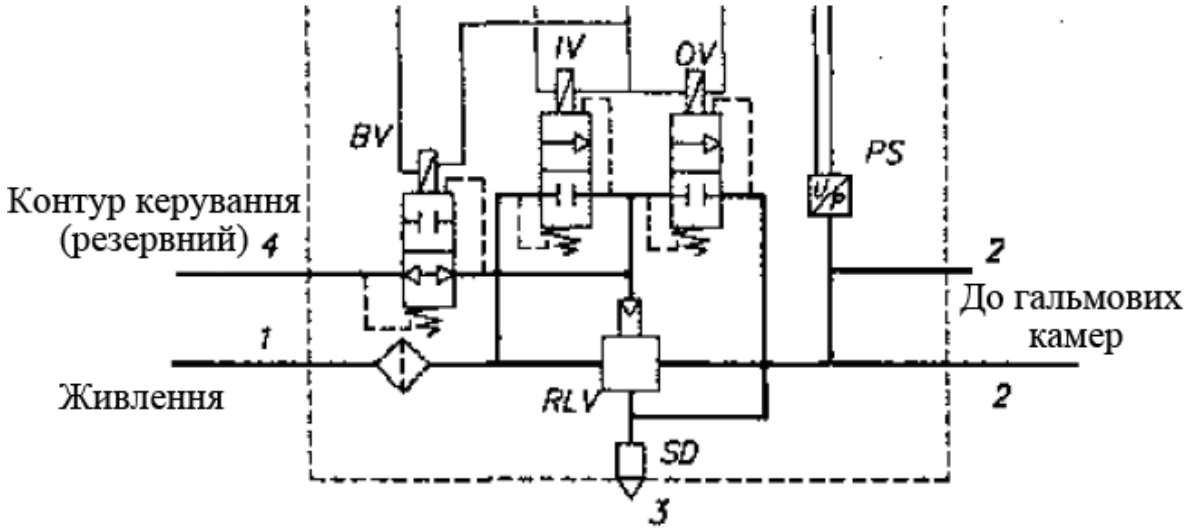


Рисунок 2.17 – Модулятор фірми «KNORR-BREMSE» об’єднаний з клапаном резервного контуру

У сучасному електропневматичному гальмовому приводі гальмовий кран як і зазвичай залишається елементом, що не має дублера. Тому у конструкцію електропневматичного привода вбудовують ручний кран керування гальмовою стоянковою та аварійною системою, швидкість керування якими у екстреній ситуації надто залежить від людського чинника.

Тому однією з основних проблем удосконалення контуру електропневматичного привода гальм залишається повна автоматизація переходу на аварійний режим роботи при одночасному спрощенні його конструкції.

Електричні елементи керування контуром аварійної гальмової системи, що дозволяють відключати його при використанні робочої гальмової системи, приносять з собою не тільки переваги, але і недоліки. Одним з них є перехід на роботу у аварійний режим при виході з ладу електромагнітного клапана захисного контуру або його електричних ланцюгів. При цьому робоча гальмова система з ЕПГП або АБС може повністю зберігати свою працездатність, але працювати у штатному режимі вже не зможе. В цьому випадку тиск, що

наростає у захисному контурі, подаватиметься до гальмових камер і негативно впливатиме на роботу не лише робочої гальмової системи, але й АБС, а втручання в роботу системи курсової стійкості може викликати непередбачувану реакцію автомобіля і призвести до аварійної ситуації.

2.1.3. Огляд і аналіз математичних моделей гальмового привода з електропневматичними апаратами. При дослідженні процесів, що протікають у пневматичних приводах, використовують декілька методів. Найбільш старий і неефективним є метод аналогового моделювання. Його використав В. В. Нужний при дослідженні електропневматичного гальмового привода [172]. Дослідження динамічних якостей електропневматичного гальмового привода проводилося А. И. Поповим [111], за допомогою методики, запропонованої М. Ф. Метлюк та В. П. Автушко [103], яка базується на аналогії в описуванні пневматичних і електричних ланцюгів і припускає, що алгебраїчна сума масових витрат повітря у вузлі пневматичного ланцюга в кожен момент часу рівна нулю.

При розв’язанні системи диференціальних рівнянь наповнення і спорожнення пневматичного гальмового привода часто нехтують не лише часом наростання струму у обмотці електромагніта, але і часом переміщення якоря електромагнітного клапана, маючи на увазі миттєве відкриття електромагнітного клапана. Такий підхід виправданий, тільки якщо час наповнення порожнини повітрям як мінімум на порядок більше часу спрацьовування електромагнітного клапана.

Для спрощеного розрахунку електромагніта використовують рівняння для зміни струму в соленоїді, у якому струм росте швидше, ніж у котушці електромагніта за рахунок відсутності активного опору.

За правилом Ленца додаткові струми, що виникають внаслідок самоіндукції, завжди спрямовані так, щоб протидіяти змінам струму у ланцюзі. Це призводить до того, що встановлення струму при замиканні ланцюга і убування струму при розмиканні ланцюга відбувається не миттєво, а

поступово. У ланцюзі з незалежною від джерела струму е.р.с., струму *I,* індуктивності *L* та опору *R* тече сталий струм (опір джерела струму рахуватимемо дуже малим).

$$I_y = \frac{U}{R}, \tag{2.1}$$

де *U* – напруга у ланцюзі, В;

R – опір ланцюга, Ом.

Якщо в момент часу $t = 0$ вимкнути джерело струму, замкнувши ланцюг перемикачем, сила струму в ланцюгу почне убувати. Виникне е.р.с. самоіндукції, що протидіє цьому убуванню. Сила струму у ланцюзі буде задовольняти рівнянню, яке є лінійним однорідним диференціальним рівнянням першого порядку.

$$I \cdot R = -L \cdot \frac{dI}{dt}. \tag{2.2}$$

Загальне рішення цього рівняння має вигляд:

$$I = C \cdot e^{-\frac{R}{L} \cdot t}, \tag{2.3}$$

де *C* – постійне число.

При $t = 0$ сила струму мала значення (2.1). Отже, $C = I_y$. Підставивши це значення в (2.3), прийдемо до виразу для струму при розмиканні ланцюга, I_p.

$$I_p = I_y \cdot e^{-\frac{R}{L} \cdot t}. \tag{2.4}$$

Якщо ланцюг у момент вимкнення джерела струму не замикається накоротко, а просто розірветься ланцюг з великою індуктивністю, то висока індукована напруга, що виникає створює іскру або дугу в місці розриву. Для усунення стрибків струму при розмиканні ланцюга обмотки електромагніта, між її контактами встановлюють діод.

Розглянемо випадок замикання ланцюга. Після під'єднання джерела е.р.с, до тих пір, поки сила струму не досягне значення, що встановилося (2.1), у ланцюзі окрім е.р.с., діятиме е.р.с. самоіндукції. Отже, відповідно до закону Ома

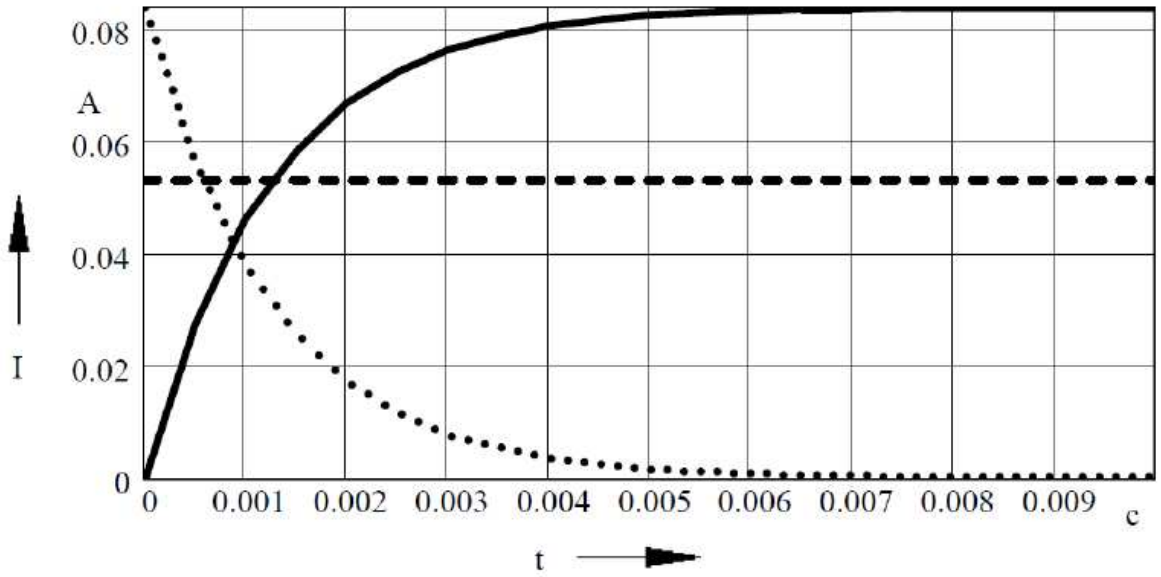
$$I \cdot R = U - L \cdot \frac{dI}{dt}. \qquad (2.5)$$

Загальним рішенням рівняння при замиканні ланцюга буде:

$$I_з = I_y \cdot \left(1 - e^{-\frac{R}{L} \cdot t}\right). \qquad (2.6)$$

де $I_з$ – струм при замиканні ланцюга, А.

Рішення рівнянь (2.5) і (2.6) представлено на рис. 2.18.



—— – наростання струму у обмотці; . . . . . – убування струму у обмотці;

– – – – струм початку руху.

Рисунок 2.18 – Зміна струму у ланцюзі соленоїда

Відомо, що повний час спрацьовування електромагніта складається з часу початку руху і часу руху. Часом початку руху називається час з моменту додатка напруги до котушки електромагніта до моменту початку руху рухливої частини (якоря).

Часом руху називається час з моменту початку руху рухомої частини до моменту зіткнення її з упором електромагніта.

Час початку руху визначимо за формулою електромагнітної сили. У момент початку руху якоря вона стає рівною силі протидії, а параметри електромагніта відповідають початковим. Враховуючи, що система не насичена, формулу тягової сили електромагніта запишемо у вигляді [177]

$$F_p = \frac{1}{2} \cdot i_{mp}{}^2 \cdot \frac{L_0}{\delta_0}. \qquad (2.7)$$

де F_p – робоча сила електромагніта, Н;

i_{mp} – струм початку руху якоря, А;

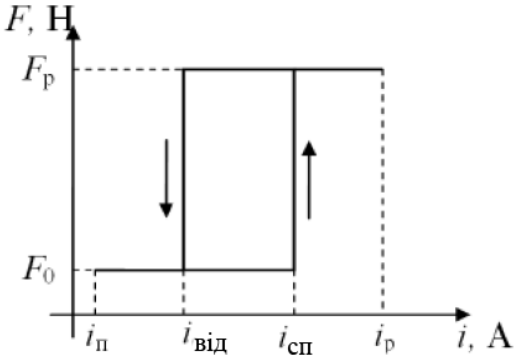
δ_0 – початковий робочий проміжок, мм.

Тоді можна виразити струм початку руху і за цими даними скласти характеристику для спрощеного розрахунку електромагніта (рис. 2.19) [177]

$$i_{mp} = \sqrt{\frac{2 \cdot P_{np} \cdot \delta_0}{L_0}}. \qquad (2.8)$$

де P_{np} – сума сил протидії, Н.

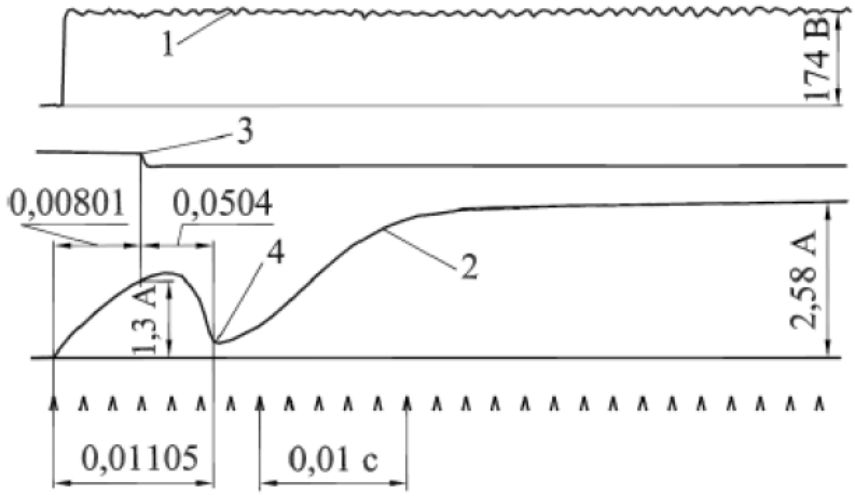
Така залежність не враховує наростання електромагнітної сили і не надає можливості досліджувати роботу електромагнітного клапана під час подання на його обмотку циклічних імпульсів (ШІМ).



$i_п$ – струм спокою; $i_{від}$ – струм відпускання; $i_{сп}$ – струм спрацьовування; $i_р$ – струм роботи; F_0 – початкова електромагнітна сила; $F_р$ – робоча електромагнітна сила

Рисунок 2.19 – Спрощена характеристика електромагнітного клапана

Експериментальні дослідження роботи електромагнітів постійного струму, проведені в роботах [177], показують реальну картину зміни струму у обмотці електромагніта. На рис. 2.20 видно зменшення струму, пов’язане з рухом якоря електромагніта.



1 – зміна напруги у обмотці; 2 – зміна електричного струму; 3 – момент початку руху якоря електромагніта; 4 – момент кінця ходу якоря електромагніта

Рисунок 2.20 – Зміна струму у обмотці електромагнітного клапана [177]

2.1.4. Особливості системи автоматичного регулювання роботи контуру з мембранним модулятором тиску. Модулятор і алгоритм керування ним нерозривно пов’язані. Конструкція модулятора має бути здатна реалізовувати цей алгоритм і міра його складності, що спричиняє за собою ускладнення, як модулятора, так і системи в цілому. В міру розвитку гальмових систем їх конструкція розвивалася від складних модуляторів з простими алгоритмами керування до простіших модуляторів, алгоритми керування якими ускладнювалися. Цьому, багато в чому, сприяв швидкий розвиток мікропроцесорної техніки. У пневматичному гальмовому приводі об’єктом регулювання є тиск повітря, а регулятором – модулятор і електронний блок керування.

За принципом керування САР можна розбити на три групи [35, 178]:

– з регулюванням за зовнішньою дією – принцип Понселе (застосовується в незамкнених САР);

– з регулюванням за відхиленням регульованої величини – принцип Ползунова-Уатта (застосовується у замкнутих САР);

– з комбінованим регулюванням. В цьому випадку САР містить замкнений і розімкнений контури регулювання.

При використанні розімкненої САР у структурі системи керування обов'язкові датчики збурення. Система описується передатною функцією розімкненої системи. Регулювання за збуренням зустрічається у пневматичних гальмових системах залізничного транспорту, зважаючи на постійність коефіцієнта зчеплення коліс з опорною поверхнею.

Переваги САР з регулюванням за збуренням:

– можна досягти повної інваріантності до певних збурень;

– не виникає проблеми стійкості системи, оскільки немає зворотного зв'язку.

Недоліки САР з регулюванням за збуренням:

– велика кількість збурень вимагає відповідної кількості компенсаційних каналів;

– зміни параметрів регульованого об'єкта призводять до появи помилок в керуванні;

– можна застосовувати тільки до тих об'єктів, чиї характеристики чітко відомі.

Замкнута система керування із зворотнім зв'язком описується передатною функцією розімкненої системи і рівнянням замикання: $x(t) = g(t) - y(t)W_{oc}(p)$. Алгоритм роботи системи полягає в прагненні звести помилку $x(t)$ до нуля.

Більшість сучасних електропневматичних систем керування гальмами автомобілів є системами з регулюванням за відхиленням. Для реалізації принципу регулювання за відхиленням регульовану величину, у вигляді

сигналу від датчика тиску, частоти обертання коліс або зносу накладок, подають на блок керування, який формує сигнал розузгодження між керованою та керуючою величинами. Залежно від міри розузгодження регулятор виробляє коригувальну дію, що прагне звести це розузгодження до нуля.

Переваги САР з керуванням за відхиленням регульованої величини від заданої:

– хороша точність і стійкість, нечутливість до характеру і кількості зовнішніх збурюючих дій, що істотно позначається на стабільності роботи при тривалій експлуатації;

– зворотний зв’язок призводить до зменшення помилки не залежно від чинників, що її викликали (зміни параметрів регульованого об’єкта або зовнішніх умов).

Недоліки САР з керуванням за відхиленням регульованої величини від заданої:

– у системах з ЗЗ виникає проблема стійкості;

– у системах принципово неможливо досягти абсолютної інварінатності до обурень. Прагнення досягти часткової інваріантності введенням додаткових ЗЗ призводить до ускладнення системи;

– системи з регулюванням за відхиленням мають дещо гіршу швидкодію, ніж системи з регулюванням за збуренням.

Комбіноване керування полягає в поєднанні двох принципів керування – за відхиленням і зовнішнім збуренням. Сигнал керування на об’єкт формується двома каналами. Перший канал чутливий до відхилення регульованої величини від завдання. Другий формує керуючу дію, безпосередньо із заданого або збуреного сигналу.

Достоїнства САР із комбінованим керуванням:

– наявність ЗЗ робить систему менш чутливою до зміни параметрів регульованого об’єкта;

– додавання каналів, чутливих до задавання або збурення, не впливає на стійкість контуру ЗЗ.

В експериментальних гальмових приводах з електричним керуванням контуром учені відмовилися від безперервного керування, зосередивши сили на розвитку дискретного принципу регулювання.

Безперервний принцип був реалізований у ранніх варіантах електричних систем керування гальмами, в модуляторах на пропорційних магнітах, струминних модуляторах і модуляторах тиску, керованих електродвигунами [170]. Проте властиві цим конструкціям недоліки не дозволили їм розвиватися надалі. При безперервному принципі регулювання клерувальний струм, що подається на обмотку електромагніта, є безперервною функцією. Виконавчі органи модуляторів, як вентилі, регулюють тиск у гальмових камерах [145]. При цьому способі регулювання дуже низька вірогідність появи автоколивальних процесів. Проте аналоговий електричний сигнал перетворюється під впливом зовнішніх електромагнітних полів. Окрім цього, нестабільність властивостей і мала вивченість пропорційних магнітів не дозволяє вести активні розробки з використанням цього способу регулювання.

Найбільше поширення на автотранспортних засобах отримали САР з дискретним принципом регулювання. Вони вигідно відрізняються простотою і надійністю, оскільки їх виконавчим пристроєм є електромагнітний клапан що займає всього два положення – увімкнено та вимкнено, а також мають досить широкий температурний діапазон роботи від мінус 40 до плюс 150 °С.

В усіх дискретних системах наявний спеціальний квантувач, що забезпечує дискретизацію безперервного в часі і за рівнем електричного сигналу, від датчика переміщення педалі, в послідовність дискретних (окремих) або дискретно-безперервних сигналів, що в сукупності відображають початковий сигнал із заздалегідь встановленою помилкою.

Квантування сигналу здійснюється за часом (імпульсні системи), рівнем (релейні системи) або за обома параметрами одночасно (цифрові). При квантуванні сигналу за часом сигнал через рівні проміжки часу T уривається (імпульсний сигнал, рис. 2.21) або змінюється стрибком (ступінчастий сигнал, рис. 2.22).

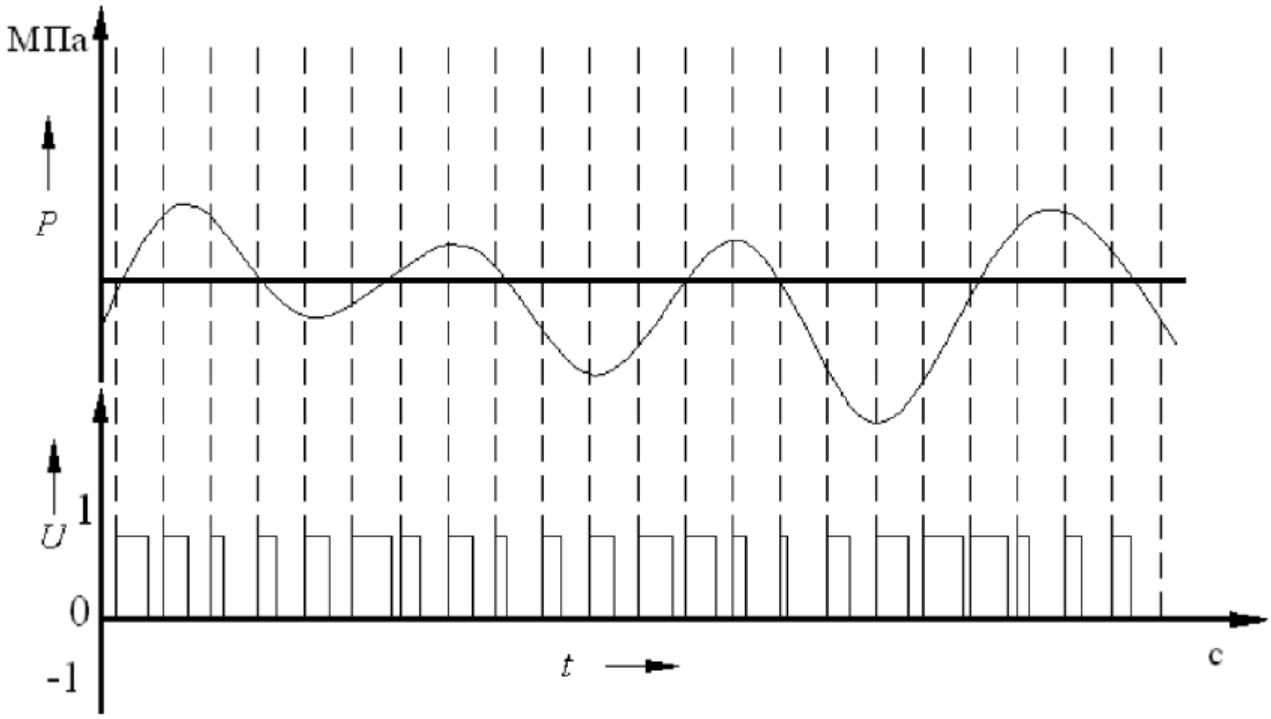


Рисунок 2.21 – Широтна-імпульсна модуляція сигналу розузгодження

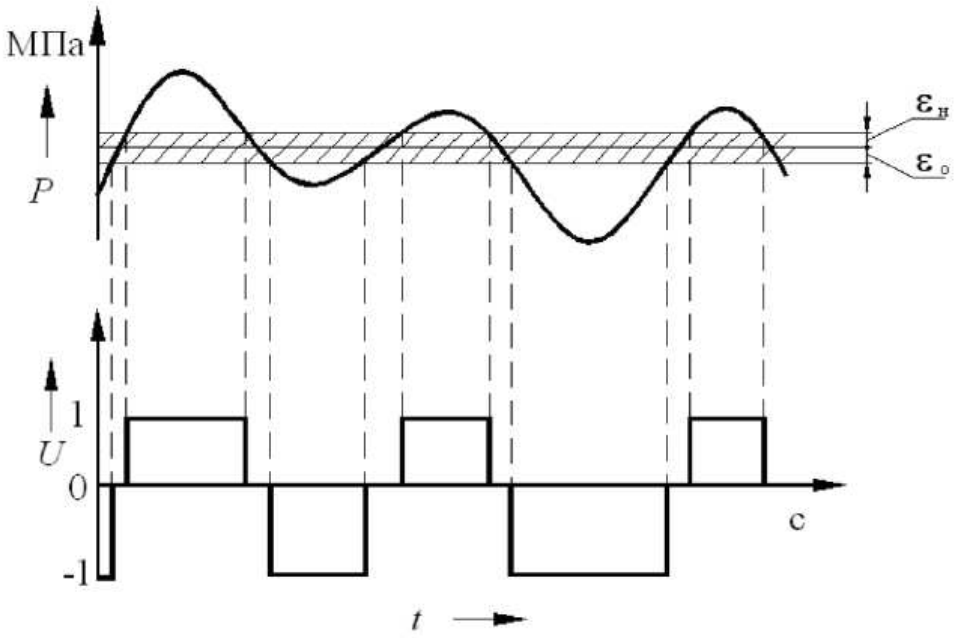


Рисунок 2.22 – Квантування за рівнем безперервного сигналу розузгодження

Розмір рівня квантування (уставка) визначається здатністю виконавчого апарату відпрацювати даний алгоритм роботи системи. Ця здатність в основному залежить від місця встановлення датчика зворотного зв’язку, швидкодії електроклапанів і конструктивної схеми модулятора.

В автомобільних гальмових приводах імпульсні та релейні системи використовуються найчастіше. Вони бувають з двофазним і трифазним законом регулювання. Двофазні мають дискретну вихідну величину типу ввімк./вимкн. (наприклад ШІМ).

Позиційний регулятор вмикає або вимикає електромагнітний клапан залежно від того, досягла або не досягла регульована величина тиску заданого значення. Трифазні регулятори мають дискретну вихідну величину з двома точками перемикання типу ввімк./вимкн. і зоною нечутливості (рис. 2.22). Окремим випадком трифазного регулювання є так зване багатофазне регулювання, за якого забезпечується різний темп наростання, убування або витримки тиску у контурі гальмового привода.

Широтна-імпульсна модуляція була застосована на експериментальних зразках гальмових приводів, розроблених у БПІ та КамАЗ [171, 184, 185]. Для керування модулятором змінювали ширину (шпаруватість), що подаються з фіксованою частотою імпульсів (рис. 2.21). Поведінка системи з таким алгоритмом регулювання була також розглянута і в роботі А. А. Северина [168].

Цей принцип регулювання застосовує фірма WABCO для імітації пропорційної електромагнітної сили електромагніта, встановленого у модуляторі передньої вісі [145].

На обмотку електромагніта подається широтно-імпульсний сигнал, що забезпечує зміну магнітного потоку. Незважаючи на це, робота такого модулятора коригується за датчиком тиску ЗЗ, а сам модулятор дістав назву квазіпропорційний (рис. 2.9).

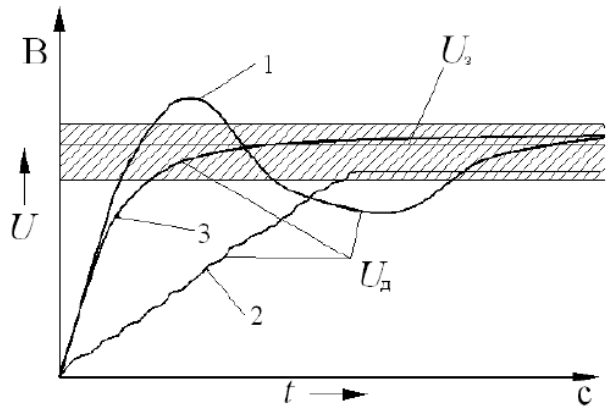
При релейному, позиційному регулюванні частота примусових спрацьовувань клапана не задається. Момент спрацьовування і тривалість імпульсу цілком визначаються величиною сигналу розузгодження. Позиційна релейна слідкуюча система повинна мати деяку зону нечутливості $\varepsilon_H + \varepsilon_0$ (рис. 2.22). Вона потрібна для забезпечення стану стійкої рівноваги. При знаходженні відстежуваного сигналу в межах зони $\varepsilon_H + \varepsilon_0$ команди на виконавчий орган системи регулювання не надходять. Тільки при виході

сигналу розузгодження за межі зони нечутливості подається відповідний корегувальний імпульс. Таким чином, величина зони нечутливості визначає точність регулювання.

Одна з дослідних конструкцій ЕПГП у вигляді релейної системи регулювання тиску створена на МАЗі [186]. У електропневматичному гальмовому приводі АТЗ релейні системи мають перевагу перед широтно-імпульсними. Основний недолік останніх – циклічне подання імпульсів на електромагнітні клапани у режимі гальмування, що встановився, коли сигнал P (рис. 2.22) має постійне, але не нульове значення.

Експериментальні дослідження керуючих дій при службових гальмуваннях проведені дослідником В. В. Нужним і детально описані в його дисертації [172]. При тривалому утримуванні педалі гальма у фіксованому положенні, у системах з імпульсним регулюванням, відбувається постійне циклічне перемикання електромагнітних клапанів модулятора ЕПГП, що призводить до зменшення їх терміну служби, викликає додаткову витрату робочого тіла і погіршує комфортабельність руху при гальмуванні.

Порівняння двох способів регулювання показало, що на 100 км пробігу електромагнітні клапани, що працюють за широтноо-імпульсним алгоритмом спрацьовують в 4 − 5 разів частіше у порівнянні з релейним способом керування [111, 172, 174, 187]. Це призводить до надмірної витрати робочого тіла. З метою зменшення ризику появи перерегулювання іноді включають в алгоритм роботи системи корегувальні зв’язки, так звані місцеві зворотні зв’язки. Під час роботи на раніше розглянутих алгоритмах керування можливе перерегулювання, крива 1 (рис. 2.23), оскільки в момент входу сигналу в зону нечутливості швидкість зміни тиску має велику величину. Проте, при використанні місцевого зворотного зв’язку за першою похідною зміни регульованого тиску з’являється можливість входити в зону нечутливості плавніше, з обмеженою величиною сигналу $U_з$. Тому при спорожненні або наповненні система штучно переводиться в режим витримки тиску у той момент, коли величина $dU_д /dt$ перевищує задане пирогове значення, крива 2 (рис. 2.23).



1 – наповнення гальмової камери з перерегулюванням; 2 – наповнення з місцевим зворотним зв'язком; 3 – аперіодичний процес наповнення при аналоговому керуванні модулятором або при штатній гальмовій системі

Рисунок 2.23 – Порівняння алгоритмів керування модуляцією тиску

Робота електропневматичного привода з таким алгоритмом керування розглянута в роботі А. І. Попова [111]. При такому переривчастому керуванні електромагнітними клапанами один тривалий імпульс наповнення (спорожнення) замінюється декількома короткими.

Під час екстреного гальмування необхідно виключати цей зворотний зв'язок з алгоритму керування, що спричиняє появу перерегулювання при гальмуваннях близьких до екстрених.

Непогані результати дають алгоритми роботи з асиметричною зоною нечутливості. Збільшення цієї зони спричиняє за собою зниження точності регулювання [111]. У роботі [170] розглядається два алгоритми забезпечення слідкуючої дії у ЕПГП. За своєю суттю обидва алгоритми однакові і відрізняються лише реалізацією.

Перший за рахунок прогнозування часу досягнення тиску у гальмовій камері шляхом безперервного обчислення темпу зміни сигналу ЗЗ і подання команди на фіксацію тиску при значенні сигналу ЗЗ, що відповідає рівнянню:

$$U_{ос} - \frac{dU_{ос}}{dt} \cdot \tau = U_з . \qquad (2.9)$$

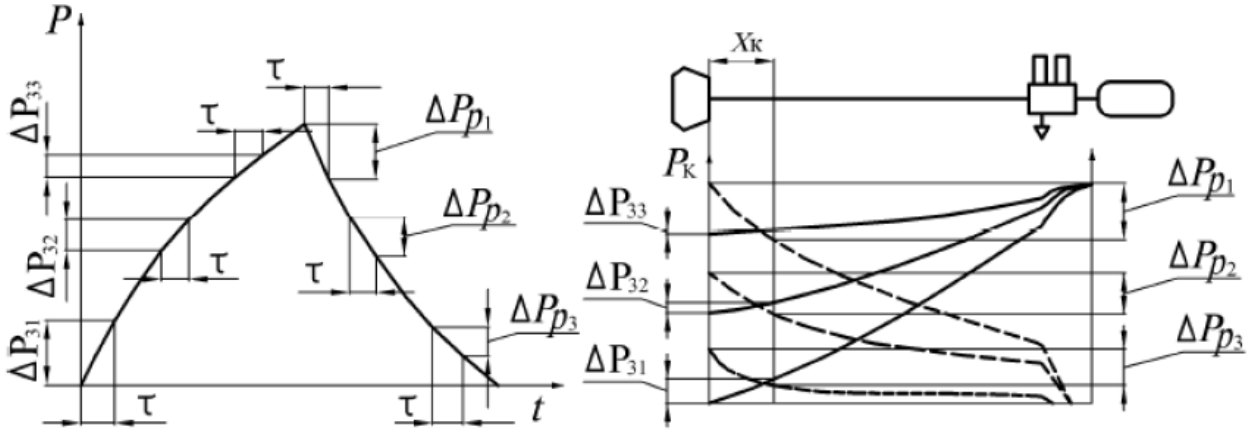
де $U_{ос}$ – сигнал від датчика ЗЗ;

$U_з$ – заданий сигнал від педалі гальма;

τ – час запізнювання клапана, с.

Такий підхід припускає установку датчика ЗЗ у гальмовій камері, що призводить до неможливості отримання високої точності регулювання на низьких тисках, а також при невеликій швидкості зміни величини задавального сигналу. Недолік такого способу визначення часу попередження подання керуючого імпульсу, полягає в різному характері підвищення тиску у гальмовій камері при відкритому і закритому впускному клапані модулятора. Визначення необхідного попередження за динамічною характеристикою привода (рис. 2.24 а) призводить до значної похибки.

Установка датчика між модулятором і гальмовою камерою (рис. 2.24 б), як показують дослідження [152, 188],також не дає необхідного результату встановлення тиску у гальмовій камері. Кількість повітря, що знаходиться в трубопроводі під більш високим тиском, призводить до додаткового його зростання у гальмовій камері після закриття впускного клапана модулятора.



а) б)

а) - характер зміни тиску у гальмовій камері; б) - розподіл тиску по довжині трубопроводу у гальмовому контурі

Рисунок 2.24 – Необхідне попередження подання сигналів і вибір положення датчика ЗЗ на трубопроводі [170]:

2.2. Теоретичні дослідження електропневматичного гальмового привода

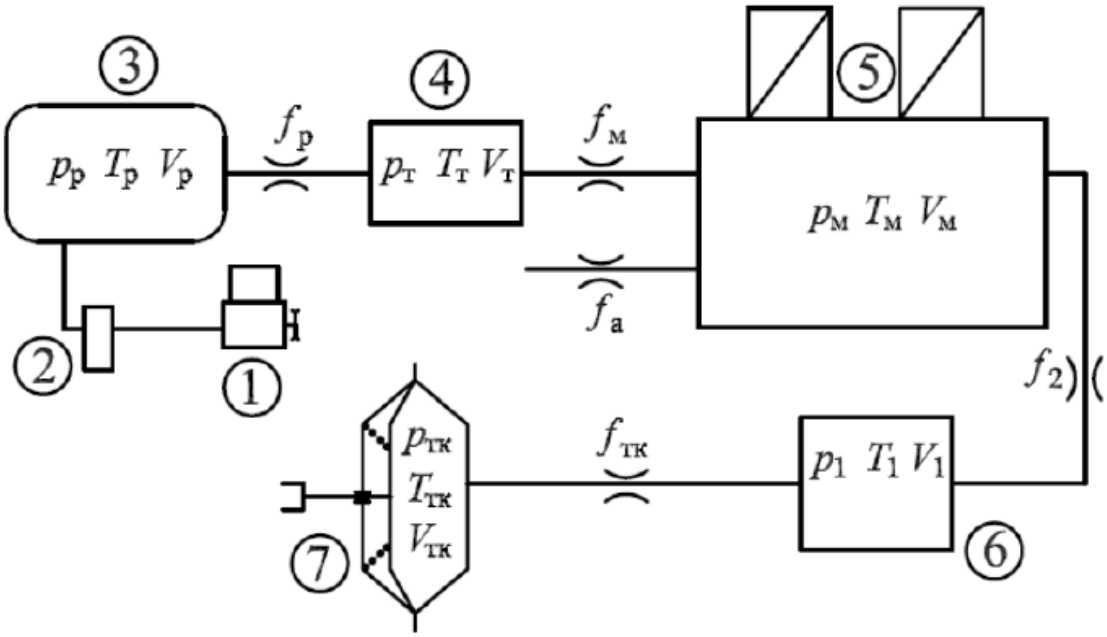
2.2.1. Розрахункова схема контуру електропневматичного гальмового привода. Аналіз розробленого електропневматичного гальмового привода виконаємо на основі розрахункової схеми ЕПГП. При розрахунку скористаємося методом із зосередженими параметрами, запропонованим О. В. Герц [126, 189], з наступними припущеннями: повітря розглядається як ідеальний газ; відсутній теплообмін з довкіллям; тиск, щільність та температуру в кожній точці розрахункового об'єму вважаємо однаковими(увесь об'єм можна замінити одним вузлом з відповідними характеристиками).

Розрахунок динаміки електропневматичного гальмового привода, що працює за релейним законом, має особливість, яка полягає у наявності режимів, коли має місце одночасне наповнення і звільнення різних ділянок гальмового контура. У звичайному пневматичному приводі при натисненні на педаль гальма ділянка контура від гальмового крана і до гальмової камери наповнюється до тих пір, поки не буде досягнутий максимальний тиск, що відповідає зусиллю на педалі гальма. Всі апарати привода заповнюються повітрям, поступово досягаючи насичення тиску. У час розгальмування відбувається зворотний процес. Водій відпускає педаль і повітря, через гальмовий кран, виходить у атмосферу, тиск падає від гальмового крана до гальмових камер. Тиск у гальмовій камері встановлюється пропорційно зусиллю на педалі гальма. Під час гальмування транспортного засобу, обладнаного електропневматичним гальмовим приводом, процес наповнення гальмових камер повітрям є дискретним. Число і величина рівнів перехідного процесу наповнення гальмових камер залежить від декількох чинників. До них відносяться: положення педалі гальма, швидкість її переміщення, перепад тисків між ресивером і гальмовою камерою, тип алгоритму керування, а також місце встановлення датчика ЗЗ. Таким чином, під час ступінчастого наповнення гальмової камери може спостерігатися місцеве звільнення порожнини

модулятора і частини трубопроводу через неможливість миттєвого заповнення усього контура повітрям чи перерегулювання, пов'язаного з неминучою інерцією у роботі клапанів модулятора. Цей режим роботи представлений на графіках, отриманих при проведенні експериментальних досліджень ЕПГП (рис. 3.52 та рис. 3.53).

Через опір трубопроводів тиск між модулятором і гальмовою камерою росте дещо швидше, ніж тиск у самій гальмовій камері. Після закриття клапана модулятора тиск повітря починає вирівнюватися по довжині трубопроводу і об'єму гальмової камери. У зв'язку з цим деякі частини трубопроводу починають спорожнюватися у процесі наповнення гальмової камери.

Позначимо характерні параметри кожного об'єму розрахункової схеми одного контура ЕПГП (рис. 2.25).



1 – компресор; 2 – регулятор тиску; 3 – ресивер; 4 – трубопровід; 5 – модулятор тиску; 6 – трубопровід; 7 – гальмова камера; T, V, p – температура, об'єм і тиск повітря відповідних об'ємів; f – ефективні площі відповідних ланок

Рисунок 2.25 – Розрахункова схема пневматичної частини привода

Кожному тиску, температурі й об'єму присвоїмо індекси, що відповідають розрахунковим ємкостям. До них також відносяться об'єми трубопроводів, що сполучають ресивер з модулятором, а також модулятор з гальмовою камерою.

Датчик ЗЗ встановлений у трубопроводі 6. У з'єднанні кожного трубопроводу з апаратом є місцевий гідравлічний опір, який характеризується ефективною площею (добуток коефіцієнта витрати і площі прохідного перерізу) [126, 130, 189]. У трубопроводі між модулятором і гальмовою камерою має місце рух повітря як від модулятора до гальмової камери, так і назад. При цьому тиск у гальмовій камері може монотонно підвищуватися або монотонно знижуватися. У трубопроводах між ресивером 3 і модулятором 5 повітря рухається тільки в одному напрямку, від ресивера до модулятора. Системи диференційних рівнянь окремих елементів привода пов'язані між собою зв'язками, що відповідають розрахунковій схемі (рис. 2.25).

2.2.2. Моделювання основних елементів електропневматичного гальмового привода. Система рівнянь, що описують зміну тиску у гальмовій камері, включає усі особливості пов'язані з розрахунком ЕПГП, і водночас найменш громіздка порівняно з системами рівнянь, що описують інші елементи ЕПГП. На прикладі гальмової камери запишемо єдину систему рівнянь для процесів наповнення та спорожнення. Система рівнянь процесу наповнення гальмової камери має вигляд (2.10) та (2.11)

$$\begin{cases} kR\left[T_1 G_{\text{гк}}\right]dt = V_{\text{гк}}dp_{\text{гк}} + k\cdot p_{\text{гк}}dV_{\text{гк}}(h_{\text{ш}}) \\ G_{\text{гк}} = Kf_{\text{гк1}}p_1\sqrt{\dfrac{1}{R\cdot T_1}}\phi(Y_{\text{гк}}) \\ T_1 = T_0\cdot\left(\dfrac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}} \\ V_{\text{гк}} = V_{0\text{гк}} + dV_{\text{гк}}(h_{\text{ш}}) \end{cases}, \tag{2.10}$$

$$\begin{cases} \text{якщо}\ \left(\dfrac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} < \dfrac{p_{\text{гк}}}{p_1} < 1 \quad \text{то} \quad \phi(Y_{\text{гк}}) = \sqrt{\left(\dfrac{p_{\text{гк}}}{p_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\dfrac{p_{\text{гк}}}{p_1}\right)^{\frac{k+1}{k}}} \\ \text{інакше} \quad \phi(Y_{\text{гк}}) = \left(\dfrac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}}\cdot\sqrt{\dfrac{k-1}{k+1}} \end{cases}. \tag{2.11}$$

Рівняння процесу спорожнення гальмової камери відрізняють функцією витрати і набувають вигляду систем (2.12) і (2.13)

$$\begin{cases} kR\left[T_{\text{гк}} \cdot (-G_{\text{гк}})\right]dt = V_{\text{гк}}dp_{\text{гк}} + k \cdot p_{\text{гк}}dV_{\text{гк}}(h_{\text{ш}}) \\ G_{\text{гк}} = Kf_{\text{гк2}}p_1\sqrt{\dfrac{1}{R \cdot T_{\text{гк}}}}\phi(Z_{\text{гк}}) \\ T_{\text{гк}} = T_0 \cdot \left(\dfrac{p_{\text{гк}}}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}} \\ V_{\text{гк}} = V_{0\text{гк}} + dV_{\text{гк}}(h_{\text{ш}}) \end{cases}, \qquad (2.12)$$

$$\begin{cases} \text{якщо} \quad \left(\dfrac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} < \dfrac{p_1}{p_{\text{гк}}} < 1 \quad \text{то} \quad \phi(Z_{\text{гк}}) = \sqrt{\left(\dfrac{p_1}{p_{\text{гк}}}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\dfrac{p_1}{p_{\text{гк}}}\right)^{\frac{k+1}{k}}} \\ \text{інакше} \quad \phi(Z_{\text{гк}}) = \left(\dfrac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\dfrac{k-1}{k+1}} \end{cases}. \qquad (2.13)$$

У рівняннях (2.10), (2.11), (2.12), (2.13) прийнято наступні позначення: k – показник адіабати; R – універсальна газова постійна; T_1 – температура перед входом у гальмову камеру; $G_{\text{гк}}$ – витрата повітря при наповненні і спорожненні гальмової камери; $T_{\text{гк}}$ – температура повітря у гальмовій камері; $V_{\text{гк}}$ – об'єм гальмової камери; $p_{\text{гк}}$ – тиск повітря у гальмовій камері; p_1 – тиск повітря у трубопроводі перед гальмовою камерою; φ ($Y_{\text{гк}}$) – функція витрати при наповненні гальмової камери; φ ($Z_{\text{гк}}$) – функція витрати при спорожненні гальмової камери; $V_{0\text{гк}}$ – початковий об'єм гальмової камери; $dV_{\text{гк}}$ ($h_{\text{ш}}$) – зміна об'єму гальмової камери залежно від ходу штока; K – коефіцієнт рівний $K = \sqrt{\dfrac{2k}{k-1}}$.

Спростимо цю систему рівнянь, поєднавши процеси наповнення і спорожнення гальмових камер. Як критерій, що характеризує перехід від наповнення до спорожнення порожнини, виберемо різницю тисків у напірній порожнині та порожнині, що наповнюється. Якщо ця різниця стає рівною нулю, то система досягла насичення, а витрата дорівнює нулю.

Якщо різниця позитивна, то відбувається наповнення порожнини, а якщо негативна, то спорожнення. Зміну знаку при витраті відповідної порожнини здійснюватимемо за допомогою функції $sign(p_1 - p_2)$. Зміну значень температури напірної порожнини і коефіцієнта витрати, що змінюються залежно від напряму течії повітря, розрахуємо за відповідними залежностями (2.14), (2.15) та (2.17). Відповідно до рівняння (2.14) у процесі наповнення гальмової камери у системі диференційних рівнянь братиме участь значення температури порожнини модулятора, а у процесі спорожнення гальмової камери рішення системи відбуватиметься з використанням температури гальмової камери. За таким же принципом здійснюється і зміна ефективної площі за формулою (2.15).

Для спрощення запису систем рівнянь введемо позначення функцій температури $W(T_1; T_{гк})$, коефіцієнта опору $\xi_{тк}(\xi_1; \xi_2)$ й ефективної площі $f_{гк}(\xi_{гк})$.

Функція температури робочого тіла у напірній порожнині має вигляд

$$W(T_1;T_{гк}) = \left[\frac{\max\left[p_1 \cdot \frac{T_1+T_{гк}}{2}; p_{гк} \cdot \frac{T_1+T_{гк}}{2} \right]}{\max(p_1; p_{гк})} + sign(p_1 - p_{гк}) \cdot \frac{T_1-T_{гк}}{2} \right]. \quad (2.14)$$

Аналогічним чином запишемо функцію коефіцієнта опору

$$\xi_{тк}(T_1;T_{гк}) = \left[\frac{\max\left[p_1 \cdot \frac{\zeta_1+\zeta_{гк}}{2}; p_{гк} \cdot \frac{\zeta_1+\zeta_{гк}}{2} \right]}{\max(p_1; p_{гк})} + sign(p_1 - p_{гк}) \cdot \frac{\zeta_1-\zeta_{гк}}{2} \right]. \quad (2.15)$$

Залежність, що зв’язує коефіцієнт опору та коефіцієнт витрати, отримана О. В. Герц [126, 190], має вигляд

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1+\zeta}}, \quad (2.16)$$

де μ – коефіцієнт витрати;

ξ – коефіцієнт опору.

Враховуючи залежність (2.16), а також те, що ефективна площа – це добуток коефіцієнта витрати на площу прохідного перерізу, запишемо функцію визначення ефективної площі перерізу залежно від коефіцієнта опору

$$f_{\text{гк}}(\xi_{\text{гк}}) = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot \sqrt{1 + \xi_{\text{гк}}(\zeta_1; \zeta_2)}}. \tag{2.17}$$

Остаточно система рівнянь, що описує зміну тиску повітря у гальмовій камері, матиме вигляд (2.18) і (2.19).

$$\begin{cases} kR\left[sign(p_1 - p_{\text{гк}}) \cdot W(T_1; T_{\text{гк}}) G_{\text{гк}}\right] dt = V_{\text{гк}} dp_{\text{гк}} + k \cdot p_{\text{гк}} dV_{\text{гк}}(h_{\text{ш}}) \\ G_{\text{гк}} = K \cdot f_{\text{гк}}(\zeta_1; \zeta_2) \cdot \max(p_1; p_{\text{гк}}) \sqrt{\dfrac{1}{R \cdot W(T_1; T_{\text{гк}})}} \phi(U_{\text{гк}}) \\ f_{\text{гк}}(\zeta_1; \zeta_2) = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot \sqrt{1 + \xi_{\text{гк}}(\zeta_1; \zeta_2)}} \\ \xi_{\text{гк}}(\zeta_1; \zeta_2) = \left[\dfrac{\max\left[p_1 \cdot \frac{\zeta_1 + \zeta_2}{2}; p_{\text{гк}} \cdot \frac{\zeta_1 + \zeta_2}{2} \right]}{\max(p_1; p_{\text{гк}})} + sign(p_1 - p_{\text{гк}}) \cdot \frac{\zeta_1 - \zeta_2}{2} \right] \\ W(T_1; T_{\text{гк}}) = \left[\dfrac{\max\left[p_1 \cdot \frac{T_1 + T_{\text{гк}}}{2}; p_{\text{гк}} \cdot \frac{T_1 + T_{\text{гк}}}{2} \right]}{\max(p_1; p_{\text{гк}})} + sign(p_1 - p_{\text{гк}}) \cdot \frac{T_1 - T_{\text{гк}}}{2} \right] \\ T_{\text{гк}} = T_0 \cdot \left(\dfrac{p_{\text{гк}}}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \\ T_1 = T_0 \cdot \left(\dfrac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \end{cases}, \tag{2.18}$$

$$\begin{cases} \text{якщо} \quad \left(\dfrac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} < \dfrac{\min(p_1; p_{\text{гк}})}{\max(p_1; p_{\text{гк}})} < 1 \\ \text{то} \quad \phi(U_{\text{гк}}) = \sqrt{\left(\dfrac{\min(p_1; p_{\text{гк}})}{\max(p_1; p_{\text{гк}})} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\dfrac{\min(p_1; p_{\text{гк}})}{\max(p_1; p_{\text{гк}})} \right)^{\frac{k+1}{k}}} \\ \text{інакше} \quad \phi(U_{\text{гк}}) = \left(\dfrac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\dfrac{k-1}{k+1}} \end{cases}, \tag{2.19}$$

де $\varphi(U_{\text{тк}})$ – функція витрати при наповненні та спорожненні гальмової камери;

$h_{\text{ш}}$ – хід штока гальмової камери, м.

Такий запис системи рівнянь включає одночасно процес наповнення та спорожнення гальмової камери. Рішення декількох систем рівнянь, записаних у формі (2.18), дозволяє оцінювати динаміку релейного ЕПГП у будь-якому його розрахунковому вузлі. При цьому немає необхідності вдаватися до методу припасовування або представляти увесь об'єм контура однією порожниною. У пневматичну частину модулятора входить його основна проточна порожнина, підсилюючі порожнини мембранних клапанів, а також канали підведення повітря до них.

Розрахункова схема, представлена на рис. 2.26, описує функціональні зв'язки електромагнітних клапанів і пневматичної частини модулятора. На рис. 2.26 зображено: $V_{\text{вп}}$, $T_{\text{вп}}$, $p_{\text{вп}}$ – об'єм, температура і тиск повітря підсилювальної порожнини впускного мембранного клапана модулятора; $V_{\text{вип}}$, $T_{\text{вип}}$, $p_{\text{вип}}$ – об'єм, температура і тиск повітря підсилювальної порожнини випускного мембранного клапана модулятора; $V_{\text{м}}$, $T_{\text{м}}$, $p_{\text{м}}$ – об'єм, температура і тиск повітря проточної порожнини модулятора; $f_{\text{вп}}$ – ефективна площа впускного каналу електромагнітного клапана, який керує впускною мембраною; $f_{\text{впа}}$ – ефективна площа випускного каналу електромагнітного клапана, який керує впускною мембраною; $f_{\text{вип}}$ – ефективна площа випускного каналу електромагнітного клапана, який керує випускною мембраною; $f_{\text{випа}}$ – ефективна площа випускного каналу електромагнітного клапана, який керує випускною мембраною; $f_{\text{м}}$ – ефективна площа впускного клапана модулятора, що відкриває доступ повітрю з ресивера; $f_{\text{а}}$ – ефективна площа випускного клапана модулятор, що випускає повітря у атмосферу; f_2 – ефективна площа каналу модулятора сполученого з гальмовою камерою; <= – стрілками показані зв'язки між елементами модулятора і змінними ефективними площами

Усі гідравлічні опори представлені на схемі ефективною площею прохідного перерізу. Керування підсилювальними порожнинами А, мембранними клапанами (рис. 2.27), здійснюється за допомогою двопозиційних електромагнітних клапанів.

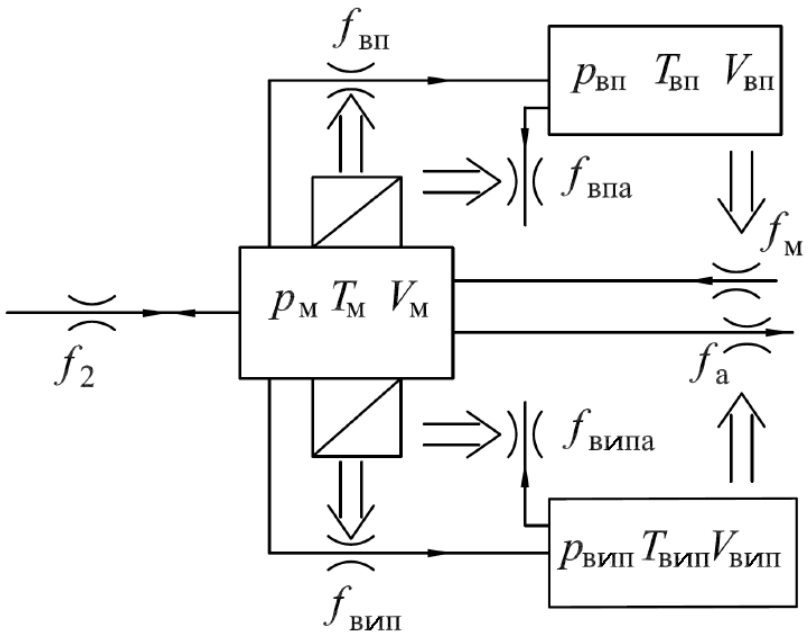
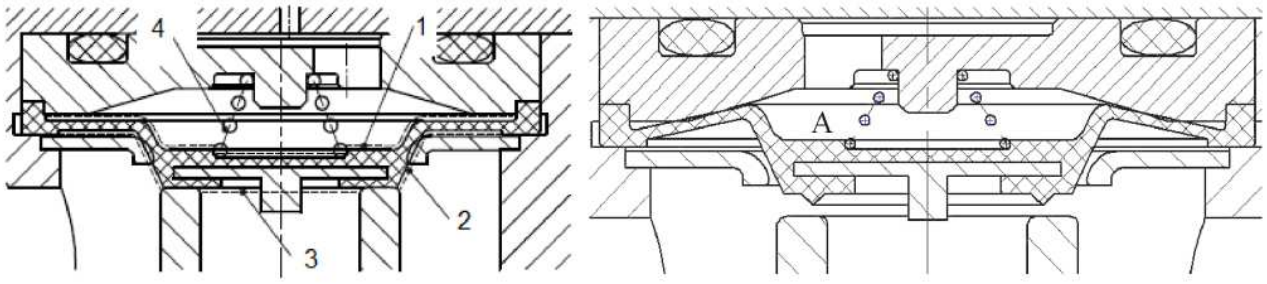


Рисунок 2.26 – Розрахункова схема модулятора



а) б)

а) – мембранний клапан закритий; б) – мембранний клапан відкритий; 1 – поверхня мембрани що сприймає керуючий тиск; 2 – поверхня мембрани, що сприймає тиск за модулятором; 3 – поверхня мембрани, що сприймає тиск у ресивері гальмового привода (або атмосферного тиску, для випускного клапана); 4 – пружина, що забезпечує притиснення мембрани

Рисунок 2.27 – Підсилювальна порожнина мембрани

У нормально відкритому положенні електромагнітного клапана повітря від каналу, що знаходиться під постійним тиском надходить у підсилювальну порожнину мембрани, і мембранний клапан притискається до сідла, закриваючи тим самим впускний клапан модулятора. При спрацьовуванні електромагнітного клапана повітря з підсилювальної порожнини виходить у

атмосферу, і мембрана відкриває впускний клапан модулятора. Випускний клапан модулятора працює аналогічно впускному.

Об'єм підсилювальної порожнини при відкритій мембрані складає $V_{\text{від}} = 1{,}3 \cdot 10^{-6}$ м^3, а при закритій $V_{\text{закр}} = 2{,}2 \cdot 10^{-6}$ м^3.

Для забезпечення умовного діаметра 12 мм з урахуванням деформації пояска ущільнювача мембранний клапан модулятора здійснює хід 3,2 мм. При наповненні порожнини А (рис. 2.27 а та б) об'єм підсилювальної порожнини змінюється з $V_{\text{вп}}$ на $V_{\text{вип}}$ і дорівнює 0, $9 \cdot 10^{-6}$ м^3.

Зміна тиску повітря у підсилювальній порожнині впускного мембранного клапана описується системами рівнянь (2.20) і (2.21).

Зміна ефективних площ, що зв'язують підсилювальну порожнину з атмосферою і порожниною модулятора що знаходиться під тиском, визначається положенням якоря електромагнітного клапана, а зміна об'єму підсилювальної порожнини – переміщенням мембрани.

$$
\begin{cases}
kR\left[T_{\text{м}} \cdot G_{\text{вп}} - T_{\text{вп}} \cdot G_{\text{впа}}\right]dt = V_{\text{вп}}dp_{\text{вп}} + kp_{\text{вп}}dV_{\text{вп}}(h_{\text{ш}}) \\
kR\left[T_{\text{м}} \cdot G_{\text{вип}} - T_{\text{вип}} \cdot G_{\text{випа}}\right]dt = V_{\text{вип}}dp_{\text{вип}} + kp_{\text{вип}}dV_{\text{вип}} \\
G_{\text{вп}} = K \cdot f_{\text{вп}} \cdot p_{\text{м}}\sqrt{\dfrac{1}{R \cdot T_{\text{м}}}} \cdot \phi(Y_{\text{вп}}) \\
G_{\text{впа}} = K \cdot f_{\text{впа}} \cdot p_{\text{вп}}\sqrt{\dfrac{1}{R \cdot T_{\text{вп}}}} \cdot \phi(Z_{\text{впа}}) \\
G_{\text{вип}} = K \cdot f_{\text{вип}} \cdot p_{\text{м}}\sqrt{\dfrac{1}{R \cdot T_{\text{м}}}} \cdot \phi(Y_{\text{вип}}) \\
G_{\text{випа}} = K \cdot f_{\text{випа}} \cdot p_{\text{вип}}\sqrt{\dfrac{1}{R \cdot T_{\text{вип}}}} \cdot \phi(Z_{\text{випа}}) \\
f_{\text{вп}} = \dfrac{\pi \cdot d_{\text{вп}} \cdot \delta_{\text{вп}}}{\sqrt{1+\xi_{\text{вп}}}} \text{ та } f_{\text{впа}} = \dfrac{\pi \cdot d_{\text{впа}} \cdot (\delta_0 - \delta_{\text{вп}})}{\sqrt{1+\xi_{\text{впа}}}} \\
f_{\text{вип}} = \dfrac{\pi \cdot d_{\text{вип}} \cdot \delta_{\text{вип}}}{\sqrt{1+\xi_{\text{вип}}}} \text{ та } f_{\text{випа}} = \dfrac{\pi \cdot d_{\text{випа}} \cdot (\delta_0 - \delta_{\text{вип}})}{\sqrt{1+\xi_{\text{випа}}}} \\
T_{\text{вип}} = T_0 \cdot \left(\dfrac{p_{\text{вип}}}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}} \text{ та } T_{\text{м}} = T_0 \cdot \left(\dfrac{p_{\text{м}}}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}
\end{cases}, \qquad (2.20)
$$

$$
\begin{cases}
\text{якщо } \left(\dfrac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} < \dfrac{p_{\text{а}}}{p_{\text{вп}}} < 1 \text{ то } \phi(Z_{\text{вп}}) = \sqrt{\left(\dfrac{p_{\text{а}}}{p_{\text{вп}}}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\dfrac{p_{\text{а}}}{p_{\text{ва}}}\right)^{\frac{k+1}{k}}} \\
\text{інакше } \phi(Z_{\text{вп}}) = \left(\dfrac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\dfrac{k-1}{k+1}} \\
\text{якщо } \left(\dfrac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} < \dfrac{p_{\text{вп}}}{p_{\text{м}}} < 1 \text{ то } \phi(Y_{\text{вп}}) = \sqrt{\left(\dfrac{p_{\text{вп}}}{p_{\text{м}}}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\dfrac{p_{\text{вп}}}{p_{\text{м}}}\right)^{\frac{k+1}{k}}} \\
\text{інакше } \phi(Y_{\text{вп}}) = \left(\dfrac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\dfrac{k-1}{k+1}} \\
\text{якщо } \left(\dfrac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} < \dfrac{p_{\text{вип}}}{p_{\text{м}}} < 1 \text{ то } \phi(Y_{\text{вип}}) = \sqrt{\left(\dfrac{p_{\text{вип}}}{p_{\text{м}}}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\dfrac{p_{\text{вип}}}{p_{\text{м}}}\right)^{\frac{k+1}{k}}} \\
\text{інакше } \phi(Y_{\text{вип}}) = \left(\dfrac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\dfrac{k-1}{k+1}} \\
\text{якщо } \left(\dfrac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} < \dfrac{p_{\text{а}}}{p_{\text{вип}}} < 1 \text{ то } \phi(Z_{\text{вип}}) = \sqrt{\left(\dfrac{p_{\text{а}}}{p_{\text{вип}}}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\dfrac{p_{\text{а}}}{p_{\text{вип}}}\right)^{\frac{k+1}{k}}} \\
\text{інакше } \phi(Z_{\text{вип}}) = \left(\dfrac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\dfrac{k-1}{k+1}}
\end{cases}
\qquad (2.21)
$$

У рівняннях (2.20) і (2.21) прийнято наступні позначення: $\varphi(Y_{\text{вп}})$ і $\varphi(Z_{\text{вп}})$ – функція витрати для підсилювальної порожнини впускного клапана модулятора при її наповненні та спорожненні відповідно; $\varphi(Y_{\text{вип}})$ і $\varphi(Z_{\text{вип}})$ – функція витрати для підсинюваної порожнини випускного клапана модулятора при її наповненні та спорожненні відповідно; $dV_{\text{вп}}$ ($h_{\text{м}}$) – зміна об’єму підсилювальної порожнини залежно від ходу мембрани.

Системами рівнянь (2.20) і (2.21) описано односпрямовану течію повітря по каналах модулятора. До об’єму підсилювальної порожнини мембранного клапана умовно віднесені об’єми каналів підведення та відведення повітря, що сполучають підсилювальну порожнину з електромагнітним клапаном.

Такий підхід дозволяє точніше врахувати вплив конструктивних особливостей апарату на динаміку роботи каскаду посилення.

Система рівнянь, що описує зміну тиску повітря у порожнині модулятора, має вигляд (2.22) і (2.23).

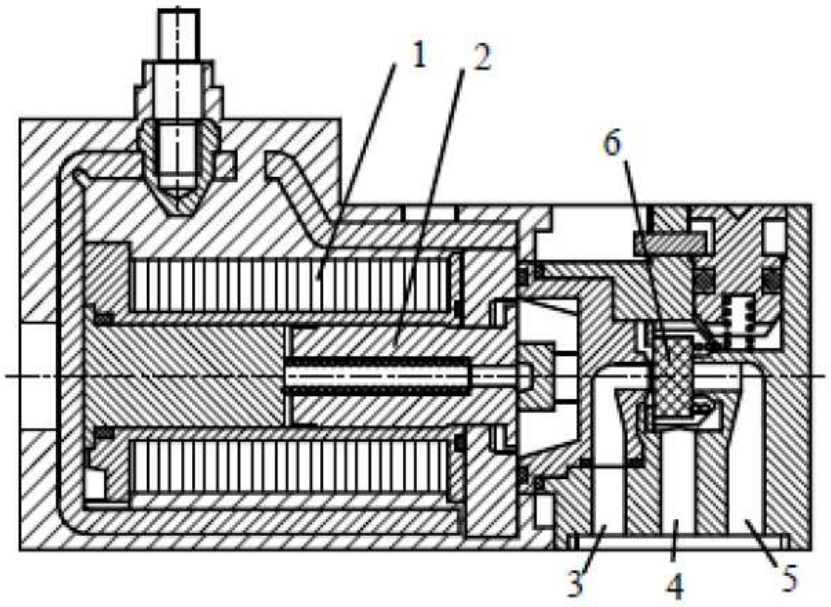
$$
\begin{cases}
kR\left[T_{\text{т}} \cdot G_{\text{т}} - T_{\text{м}} \cdot G_{\text{а}} + sign(p_2 - p_{\text{м}}) W(T_{\text{м}}; T_2) G_2\right] dt = V_{\text{м}} dp_{\text{м}} \\
G_{\text{т}} = K \cdot f_{\text{м}} \cdot p_{\text{т}} \sqrt{\dfrac{1}{R \cdot T_{\text{т}}}} \cdot \phi(Y_{\text{т}}) \\
G_{\text{а}} = K \cdot f_{\text{а}} \cdot p_{\text{м}} \sqrt{\dfrac{1}{R \cdot T_{\text{м}}}} \cdot \phi(Z_{\text{а}}) \\
G_2 = K \cdot f_2(\xi_2) \cdot max(p_{\text{м}}; p_2) \sqrt{\dfrac{1}{R \cdot W(T_{\text{м}}; T_2)}} \cdot \phi(U_2) \\
f_2(\xi_2) = \dfrac{\pi \cdot d_{\text{вп}}^2}{4 \cdot \sqrt{1 + \xi_2(\zeta_{\text{м}}; \zeta_2)}} \\
\xi_2(\zeta_{\text{м}}; \zeta_2) = \dfrac{\max\left(p_{\text{м}} \cdot \dfrac{\zeta_{\text{м}} + \zeta_2}{2}; p_2 \cdot \dfrac{\zeta_{\text{м}} + \zeta_2}{2} \right)}{\max(p_{\text{м}}; p_2)} + \text{sign}(\text{p}_{\text{м}}\text{-p}_2) \cdot \dfrac{\zeta_{\text{м}}\text{-}\zeta_2}{2} \\
W(T_{\text{м}}; T_2) = \dfrac{\max\left(p_{\text{м}} \cdot \dfrac{T_{\text{м}} + T_2}{2}; p_2 \cdot \dfrac{T_{\text{м}} + T_2}{2} \right)}{\max(p_{\text{м}}; p_2)} + \text{sign}(p_{\text{м}}\text{-}p_2) \cdot \dfrac{T_{\text{м}}\text{-}T_2}{2} \\
f_{\text{м}} = \dfrac{\pi \cdot D_{\text{м}} \cdot h_{\text{вп}}}{\sqrt{1 + \xi_{\text{вп}}}} \\
f_{\text{а}} = \dfrac{\pi \cdot D_{\text{м}} \cdot h_{\text{вип}}}{\sqrt{1 + \xi_{\text{вип}}}} \\
T_2 = T_0 \cdot \left(\dfrac{p_2}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \\
T_{\text{м}} = T_0 \cdot \left(\dfrac{p_{\text{м}}}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}}
\end{cases}
, \qquad (2.22)
$$

$$
\begin{cases}
\text{якщо } \left(\dfrac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} < \dfrac{p_{\text{м}}}{p_{\text{т}}} < 1 \text{ то } \phi(Y_{\text{т}}) = \sqrt{\left(\dfrac{p_{\text{м}}}{p_{\text{т}}}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\dfrac{p_{\text{м}}}{p_{\text{т}}}\right)^{\frac{k+1}{k}}} \\
\text{інакше } \phi(Y_{\text{т}}) = \left(\dfrac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\dfrac{k-1}{k+1}} \\
\text{якщо } \left(\dfrac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} < \dfrac{min(p_{\text{м}}; p_2)}{max(p_{\text{м}}; p_2)} < 1 \\
\text{то } \phi(U_2) = \sqrt{\left(\dfrac{min(p_{\text{м}}; p_2)}{max(p_{\text{м}}; p_2)}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\dfrac{min(p_{\text{м}}; p_2)}{max(p_{\text{м}}; p_2)}\right)^{\frac{k+1}{k}}} \\
\text{інакше } \phi(U_2) = \left(\dfrac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\dfrac{k-1}{k+1}} \\
\text{якщо } \left(\dfrac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} < \dfrac{p_{\text{а}}}{p_{\text{м}}} < 1 \text{ то } \phi(Z_{\text{а}}) = \sqrt{\left(\dfrac{p_{\text{а}}}{p_{\text{м}}}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\dfrac{p_{\text{а}}}{p_{\text{м}}}\right)^{\frac{k+1}{k}}} \\
\text{інакше } \phi(Z_{\text{а}}) = \left(\dfrac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\dfrac{k-1}{k+1}}
\end{cases}
. \qquad (2.23)
$$

Для систем рівнянь (2.22) і (2.23) прийнято наступні позначення: $p_{\text{т}}$ – тиск у трубопроводі, що сполучає ресивер і модулятор; $T_{\text{т}}$ – температура робочого тіла у трубопроводі, що сполучає ресивер і модулятор; $\varphi(Y_{\text{т}})$ – функція витрати при перетіканні повітря з трубопроводу, що зв'язує модулятор і ресивер; ξ_2 ($\zeta_{\text{м}}$; ζ_2) – функція коефіцієнта опору; $f_2(\xi_2)$ – функція ефективної площі каналу модулятора, пов'язаного з гальмовою камерою; p_2 – тиск у трубопроводі, що сполучає гальмову камеру і модулятор; T_2 – температура робочого тіла у трубопроводі, що сполучає гальмову камеру і модулятор; $\varphi(U_2)$ – функція витрати при перетіканні повітря з модулятора у трубопровід, що сполучається з гальмовою камерою при наповненні та спорожненні повітря з порожнини модулятора відповідно; $\varphi(Z_{\text{а}})$ – функція витрати при перетіканні повітря з модулятора у атмосферу через випускний клапан.

Аналіз пневматичного каскаду посилення мембранного клапана найточніше можна виконати, вирішуючи спільно рівняння газової динаміки й

електродинаміки. Від швидкодії електромагнітного клапана (рис. 2.28) залежить час запізнювання і якість роботи системи.



1 – обмотка електромагніта; 2 – якір; 3 – канал пов’язаний з атмосферою;
4 – канал пов’язаний з підсилювальною порожниною;
5 – канал пов’язаний з ресивером; 6 – клапан

Рисунок 2.28 – Електромагнітний клапан

Розрахунок робочого процесу електромагніту дозволяє визначити положення його якоря у будь-який момент часу, що дає можливість відстежити ступінь відкриття мембранних клапанів модулятора тиску не лише при поданні постійного сигналу на електромагніти, але і при використанні широтно-імпульсної модуляції електромагніта.

Для керування модулятором тиску у електропневматичному приводі використовуються два електромагніти італійської фірми *CAMOZZI*. Напруга живлення $U = 24$ В.

Умовний діаметр складає 1,5 мм, а робочий проміжок 0,28 мм. При цьому час спрацьовування [4, 5] знаходиться в межах 0,003 ÷ 0,005 с.

Споживана потужність 2 Вт, за тепловим навантаженням електромагніт допускає постійне вмикання.

Опис робочого циклу електромагніту постійного струму базується на розв'язанні початкових диференціальних рівнянь електродинаміки [177, 191, 192].

$$\begin{cases} \dfrac{d\Phi}{dt} = \dfrac{U - i \cdot R_a}{n} \\ m \cdot \dfrac{d^2 x}{dt^2} = k_c \cdot \Phi^2 - P_{\text{пр}}(x). \\ i = \dfrac{2 \cdot k_c}{n} \cdot \Phi \cdot (\delta_0 - x) \end{cases} \tag{2.24}$$

У рівнянні (2.24) прийнято наступні позначення: Ф – магнітний потік, Вб; x – переміщення якоря, м; U – напруга, В; n – число витків у обмотці електромагніта; R_a – опір, Ом; i – поточне значення струму, А; m – маса рухливих частин, кг; $P_{\text{пр}}$ – сила протидії, Н; δ_0 – початковий робочий проміжок, м; k_c – постійна, яка залежить від конфігурації магнітного ланцюга електромагніта.

Для електромагніта, даного типу, коефіцієнт k_c визначається за залежністю [177]

$$k_c = \frac{1}{2 \cdot \mu_0 \cdot S} = \frac{125}{\pi \cdot S}, \tag{2.25}$$

де μ_0 – магнітна постійна, Гн/м;

S – площа поперечного перерізу якоря, м^2.

Граничні умови для вирішення цієї системи рівнянь наступні. У момент часу $t = 0$ с, переміщення якоря $x = 0$ м, $dx / dt = 0$, магнітний потік отримаємо, вирішуючи рівняння (2.26), і враховуючи, що у початковий момент часу $i = 0$ А.

$$\Phi = \frac{U}{n} \cdot t + \Phi_0, \tag{2.26}$$

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

Магнітний потік у момент початку руху якоря визначається величиною протидійної сили

$$\Phi_0 = \sqrt{\frac{P_{\text{пр}}(\delta_0)}{k}}. \tag{2.27}$$

При $x = \delta_0$ швидкість переміщення якоря також стає рівною нулю, а струм набуває сталого значення.

Остаточна система рівнянь, що описує робочий процес електромагніта матиме вигляд

$$\begin{cases} \dfrac{d\Phi}{dt} = \dfrac{U \cdot n - 2 \cdot R_a \cdot k_c \cdot \Phi \cdot (\delta_0 - x)}{n^2} \\ \dfrac{d^2x}{dt^2} = \dfrac{k_c \cdot \Phi^2 - P_{\text{пр}}(x)}{m} \end{cases}. \qquad (2.28)$$

Перше рівняння характеризує процеси, що відбуваються у обмотці електромагніта постійного струму при створенні магнітного потоку, що викликає рух якоря. Друге рівняння описує характер руху якоря залежно від зміни магнітного потоку, типу електромагніта і сил протидії.

Рішення системи рівнянь (2.28) узгоджується з експериментальними даними, отриманими у роботах інших авторів [177, 191, 192] (див. рис. 2.20) і представлене на рис. 2.29.

Рівняння, що описують зміну прохідних перерізів впускного і випускного клапанів (2.29), ідентичні для електромагнітів, що керують як впускним мембранним клапаном модулятора, так і випускним.

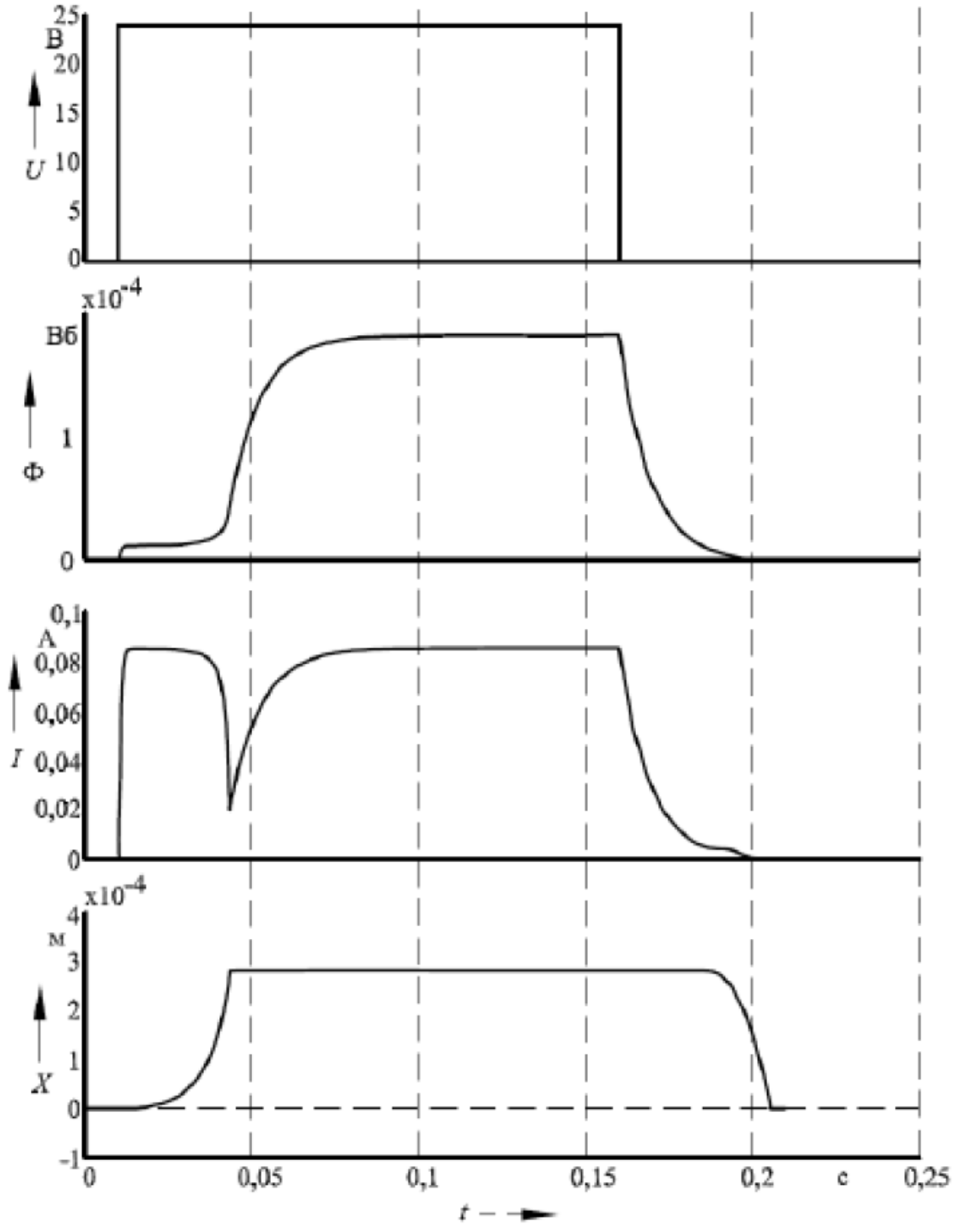
$$\begin{cases} f_{\text{вп}} = \dfrac{\pi \cdot d_{\text{e}} \cdot x}{\sqrt{1 + \xi_{\text{вп}}}} \\ f_{\text{впа}} = \dfrac{\pi \cdot d_{\text{e}} \cdot (\delta_0 - x)}{\sqrt{1 + \xi_{\text{вип}}}} \end{cases}, \qquad (2.29)$$

де $\xi_{\text{вп}}$ і $\xi_{\text{впа}}$ – коефіцієнти опору електромагнітного клапана на впускання у підсилювальну порожнину і випуск з неї в атмосферу відповідно;

d_{e} – умовний діаметр отвору електромагнітного клапана.

Зміна величини струму у обмотці електромагніта відповідає моменту переміщення якоря. Потім йде насичення котушки за магнітним потоком і силі

струму таке ж, як у соленоїда, оскільки сердечник нерухомий і відповідає його фізичній моделі.



U – зміна напруги в часі, В; Ф – зміна магнітного потоку, Вб;

I – зміна струму у обмотці електромагнітного клапана, А;

X – переміщення якоря електромагніта, м

Рисунок 2.29 – Робочий цикл руху якоря електромагніта

2.2.3. Розрахунок опорів ланок контура електропневматичного гальмового привода. При розрахунку автомобільного пневматичного гальмового привода коефіцієнт тертя повітря у трубопроводі приймається зазвичай постійним і рівним λ = 0,014 ÷ 0,03 [103, 193, 194]. Широкий діапазон значень пояснюється тим, що λ залежить від умов течії. Ця обставина призводить до необхідності приймати середнє значення λ у кожному конкретному випадку, а в деяких випадках уводити корегувальний коефіцієнт 0,5 [126, 189]:

$$\xi_{\text{тр}} = 0,5 \cdot \lambda \cdot \frac{l_{\text{тр}}}{D_{\text{г}}}, \tag{2.30}$$

де λ – коефіцієнт тертя повітря об стінки трубопроводу;

$l_{\text{тр}}$ – довжина трубопроводу, м;

Dг – гідравлічний діаметр трубки, м.

При круглому перерізі гідравлічний діаметр дорівнює діаметру перерізу.

При розв'язанні диференційних рівнянь чисельним методом деяке ускладнення математичної моделі при урахуванні зміни λ не призводить до значних ускладнень.

Таким чином, коефіцієнт опору трубопроводу за постійно змінних умов течії визначимо за формулою [126]:

$$\xi_{\text{тр}} = \lambda \cdot \frac{l_{\text{тр}}}{D_{\text{г}}}. \tag{2.31}$$

Коефіцієнт тертя визначається залежно від діапазону числа Рейнольдса. При наповненні гальмової камери через трубопровід діаметром 0, 012 м число Рейнольдса (рис. 2.30) має порядок 10^6. При такому режимі течії використовуватимемо залежність (2.32) для визначення λ при Re > 4000:

$$\lambda = \frac{1}{(1,8 \cdot \lg R_e - 1,64)^2}, \tag{2.32}$$

де R_e – критерій Рейнольдса.

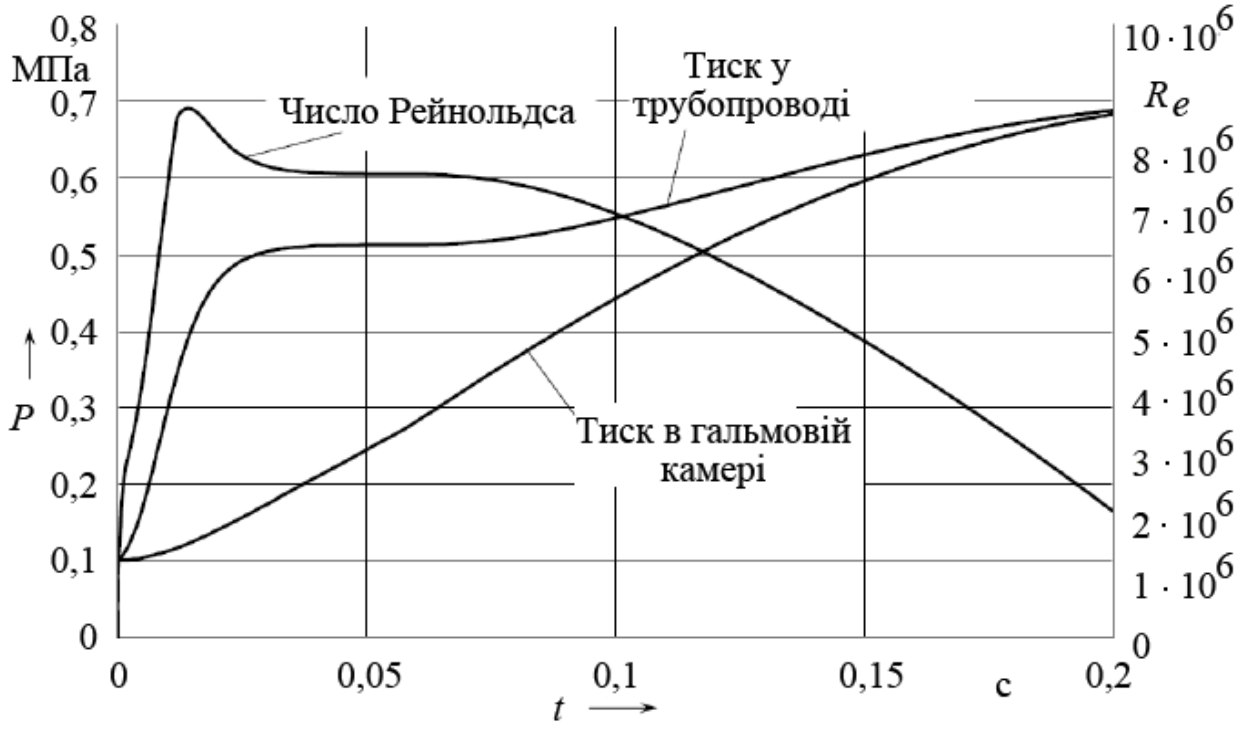


Рисунок 2.30 – Графік зміни числа Рейнольдса у трубопроводі при наповненні гальмової камери

У разі виникнення умов течії, за яких R_e стане менше 4000, величину коефіцієнта тертя повітря в трубці при турбулентному режимі руху повітря ($R_e > 2000$) можна визначити за допомогою формули Альтшуля [130, 195]:

$$\lambda = 0{,}11 \cdot \left(\frac{\Delta}{D_г} + \frac{68}{R_e} \right)^{0{,}25}, \qquad (2.33)$$

де Δ – абсолютна шорсткість стінок трубки.

У пневматичному гальмовому приводі найбільшого розповсюдження набули суцільнотягнуті трубопроводи із сплаву міді або сталі (для сплавів міді $\Delta = 0{,}0015 \div 0{,}01$ [115, 190]; для сталі $\Delta = 0,\ 02 \div 0,\ 1$).

Останнім часом у гальмовому приводі стали частіше використовувати пластмасові трубопроводи [193], які і є з'єднувальними елементами у експериментальному ЕПГП. Абсолютна шорсткість стінок таких трубопроводів знаходиться в межах $\Delta = 0{,}0005 \div 0{,}0015$.

При ламінарному режимі (R_e < 2000) коефіцієнт тертя визначається залежністю [130]:

$$\lambda = \frac{64}{R_e}. \tag{2.34}$$

Від числа Рейнольдса також залежить і режим течії повітря у трубопроводі. Це число визначається за формулою [130]:

$$R_e = \frac{\omega \cdot D_г}{\nu}, \tag{2.35}$$

де ω – середня швидкість повітря у перерізі, м/с;

ν – кінематична в'язкість повітря, сСт;

$$\nu = \frac{\eta}{\gamma}, \tag{2.36}$$

де η – динамічна в'язкість повітря, Пуаз;

γ – питома вага повітря, кг/м^3.

Динамічна в'язкість повітря залежить тільки від температури і не залежить від тиску, кінематична в'язкість залежить як від температури, так і від тиску.

Залежність в'язкості газів від температури може бути приблизно виражена формулою Сутерленда [130]:

$$\eta = \eta_0 \cdot \frac{273 + C}{T + C} \cdot \left(\frac{T}{273}\right)^{\frac{2}{3}}, \tag{2.37}$$

де η_0 – динамічна в'язкість повітря при 0 °С, мкПуаз, η_0 = 171,2 мкПуаз [167];

T – абсолютна температура, °К;

C – постійна, залежна від роду газу, °К, для повітря C = 111 °К.

Питома вага повітря за робочих умов рівна [130]:

$$\gamma_р = (\gamma_н + m) \cdot \frac{273}{T} \cdot \frac{1}{1 + \frac{m}{0,804}} \cdot \frac{p_р}{p_а}, \tag{2.38}$$

де $\gamma_н$ – питома вага повітря при температурі 0 °С і атмосферному тиску, кг/м^3;

m – вміст водяної пари у газі, кг/м^3 (при температурі 0 °Сі атмосферному тиску m = 0, 804 кг/м^3);

$p_р$ – абсолютний тиск повітря, Па;

$p_а$ – атмосферний тиск повітря, Па (при температурі довкілля 0 °С тиск $p_а$ = 101337 Па).

У гальмовій системі повітря проходить попередню підготовку по осушенню, тому вважатимемо його сухим.

Для сухого газу формула (2.38) набуває вигляду:

$$\gamma_р = \gamma_н \cdot \frac{273}{T} \cdot \frac{p_р}{p_а}. \qquad (2.39)$$

Швидкість повітря у трубопроводі визначається за формулою:

$$\omega = \nu_{тр} = \nu_{кр} \cdot \frac{\phi(\sigma)}{\sqrt[k]{\sigma}} \cdot \frac{f}{f_{тр}}. \qquad (2.40)$$

Після визначення γр , за допомогою формул (2.38) і (2.39), знаходимо коефіцієнт гідравлічного опору трубопроводу $\xi_{тр}$.

Використовуючи наведені формули, визначимо зміну коефіцієнту опору залежно від режиму течії робочого тіла у трубопроводі. Режим течії робочого тіла характеризується числом Рейнольдса, яке є визначальним у характері зміни коефіцієнту опору трубопроводу (див. рис. 2.30 і рис. 2.31).

Визначимо коефіцієнт опору впускного і випускного клапана модулятора. Втрати тиску пропорційні коефіцієнту опору (2.41) і (2.42) [130].

$$\xi_к = 0,95 \cdot \sin^2\left(\frac{\delta}{2}\right) + 2,05 \cdot \sin^4\left(\frac{\delta}{2}\right), \qquad (2.41)$$

$$\xi_{кн} = 1,2 \cdot \xi_к. \qquad (2.42)$$

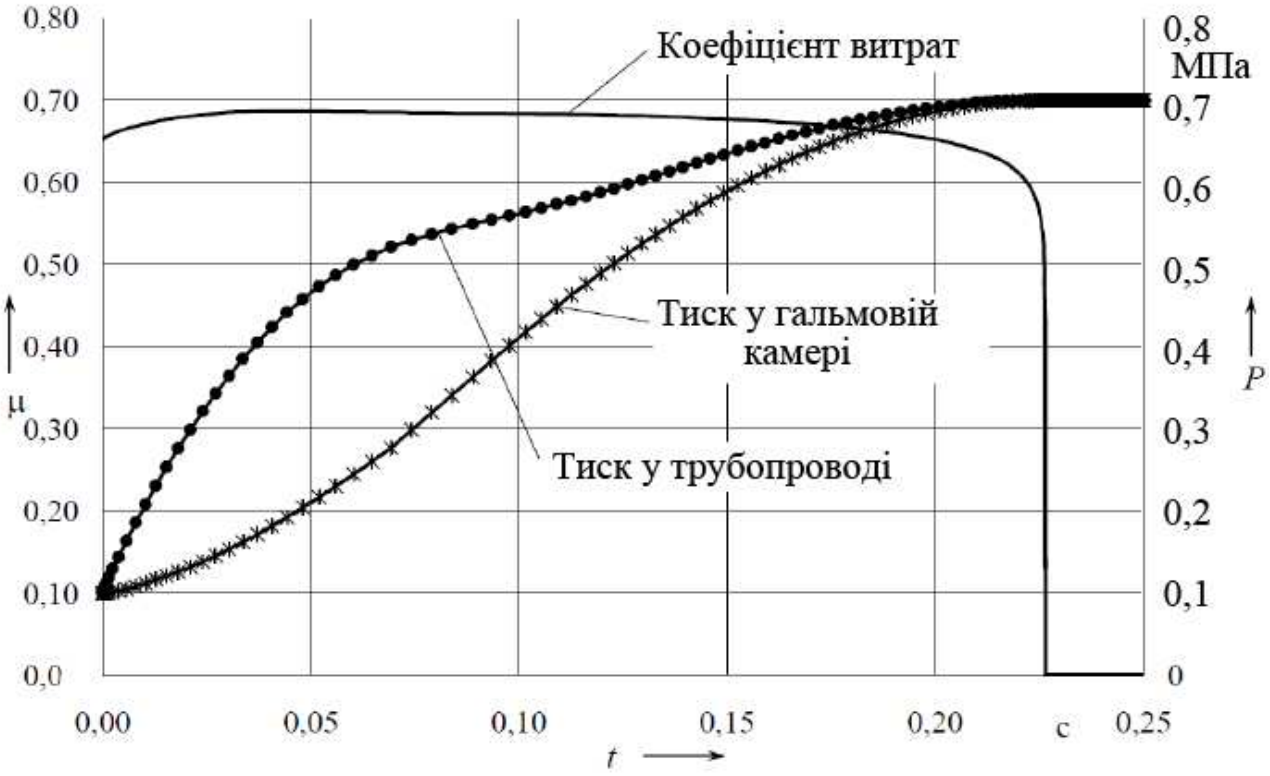


Рисунок 2.31 – Залежність зміни коефіцієнта витрати у трубопроводі при підвищенні тиску у гальмових камерах

Коефіцієнт гідравлічного опору електромагнітного клапана визначатимемо за емпіричною залежністю для тарілчастого клапана [167], яка підходить для даного випадку за межами використання:

$$\xi_{\text{кл}} = \frac{2 \cdot g \cdot \Delta H}{\gamma \cdot \omega_0^2} = 0{,}55 + 4 \cdot \left(\frac{b_{\text{т}}}{D_y} - 0{,}1 \right) + \frac{0{,}155 \cdot D_y^2}{h_{\text{кл}}^2}, \qquad (2.43)$$

де ΔH – падіння тиску у місцевому опорі, Па;

ω_0 – середня швидкість газу у перерізі, м/с;

$b_{\text{т}}$ – ширина кільцевого пояса клапана, м;

D_y – умовний діаметр прохідного перерізу клапана, м;

$h_{\text{кл}}$ – хід клапана, м.

Щоб коефіцієнти гідравлічного опору можна було підсумовувати, їх необхідно привести до єдиного перерізу. У довіднику з гідравлічних опорів [130]

пропонується формула приведення гідравлічних опорів з різними прохідними перерізами до єдиного прохідного перерізу:

$$\xi_{\text{пр}} = \xi \cdot \frac{\gamma_{\text{пр}}}{\gamma} \cdot \left(\frac{f_{\text{пр}}}{f} \right)^2, \tag{2.44}$$

де $\xi_{\text{пр}}$ – приведений коефіцієнт гідравлічного опору;

ξ – коефіцієнт гідравлічного опору;

γ і $\gamma_{\text{пр}}$ – щільність газу в умовах витікання через приведений і приведений переріз;

f і $f_{\text{пр}}$ – площа приведеного і приведеного перерізу, м^2 .

В апаратах пневматичного привода щільність повітря залежить головним чином від тиску. Оскільки величини тиски на вході та виході реального і приведеного гідравлічного опору рівні, зміною щільності повітря через різницю швидкостей можна нехтувати. Отже, маємо:

$$\xi_{\text{пр}} = \xi \cdot \left(\frac{f_{\text{пр}}}{f} \right)^2, \tag{2.45}$$

Таким чином, є можливість кожен гідравлічний опір привести до єдиного перерізу з діаметром наприклад, рівним умовному діаметру прохідного перерізу – D_y . Загальний гідравлічний опір визначаємо, як:

$$\xi_{\text{общ}} = \sum_{i=1}^{n} \xi_{\text{пр}i}, \tag{2.46}$$

2.2.4. Аналіз результатів моделювання роботи контура електропневматичного гальмового привода. Спільне рішення рівнянь электро- і газової динаміки дозволило змоделювати роботу як усього привода, так і окремих його елементів. Під час пошукового експерименту був зафіксований ефект випуску повітря з гальмового контура в процесі наповнення гальмової камери. Цей ефект був пов’язаний зі значним перерегулюванням тиску повітря в зоні датчика ЗЗ. Вихід сигналу ЗЗ за межі верхньої границі зони

нечутливості призведе до відкривання випускного клапана модулятора і частковому випуску повітря з контура робочої гальмової системи. В процесі математичного моделювання був випробуваний алгоритм керування модулятором, який блокував сигнал ЗЗ на час заспокоєння тиску у контурі та наближення його до межі зони нечутливості (рис. 2.32). В цьому випадку випуск повітря з контура ЕПГП істотно зменшився. Час блокування сигналу від датчика ЗЗ встановлено на рівні 0,05 с, починаючи з моменту подання команди на зачинення впускного клапана. Протягом встановленого часу та часу спрацьовування мембрани зниження тиску не відбувається. Таким чином, здійснюється керування роботою мембрани, що керує протилежною функцією, відносно здійснюваного у контурі процесу (наповнення або спорожнення).

Похибка результатів моделювання оцінювалася накладенням розрахункових і експериментальних кривих зміни тиску у контурі одна на одну.

Для досліджуваного контура ЕПГП похибка результатів моделювання не перевищувала 6,5 ÷ 10 % (рис. 2.33).

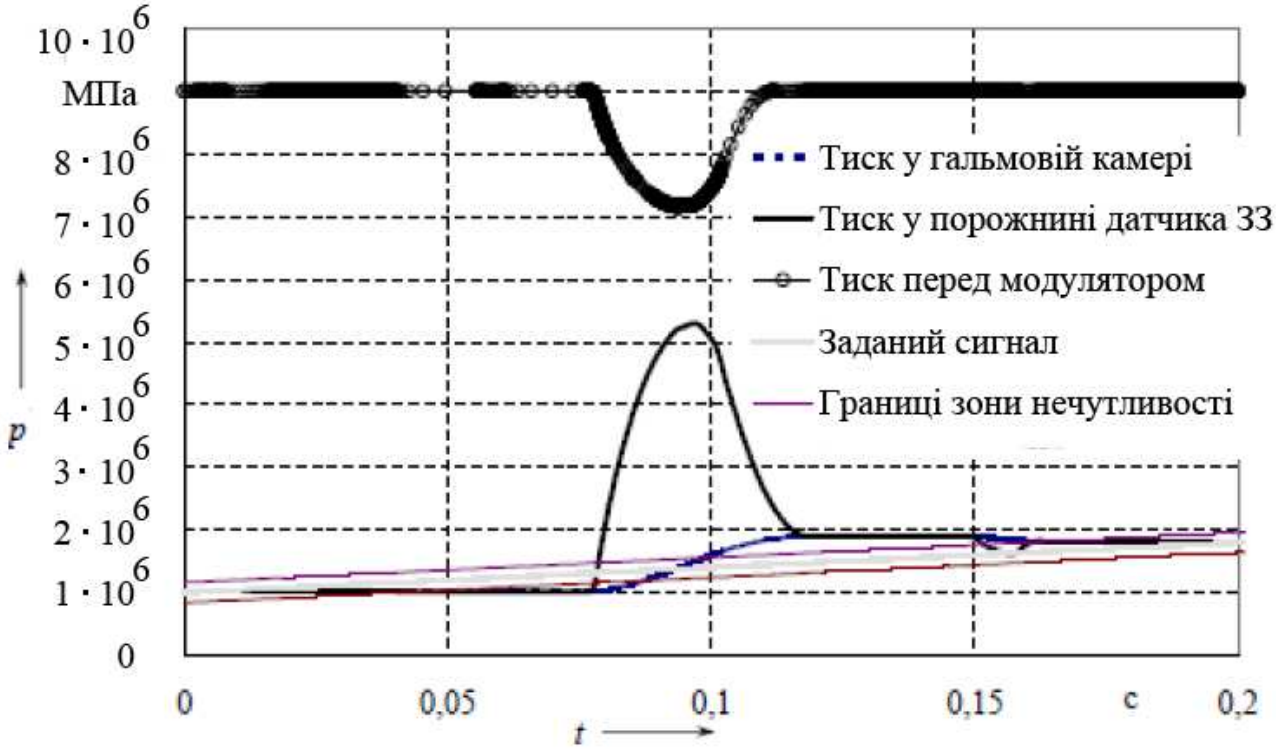


Рисунок 2.32 – Динаміка наповнення однієї уставки тиску у контурі ЕПГП

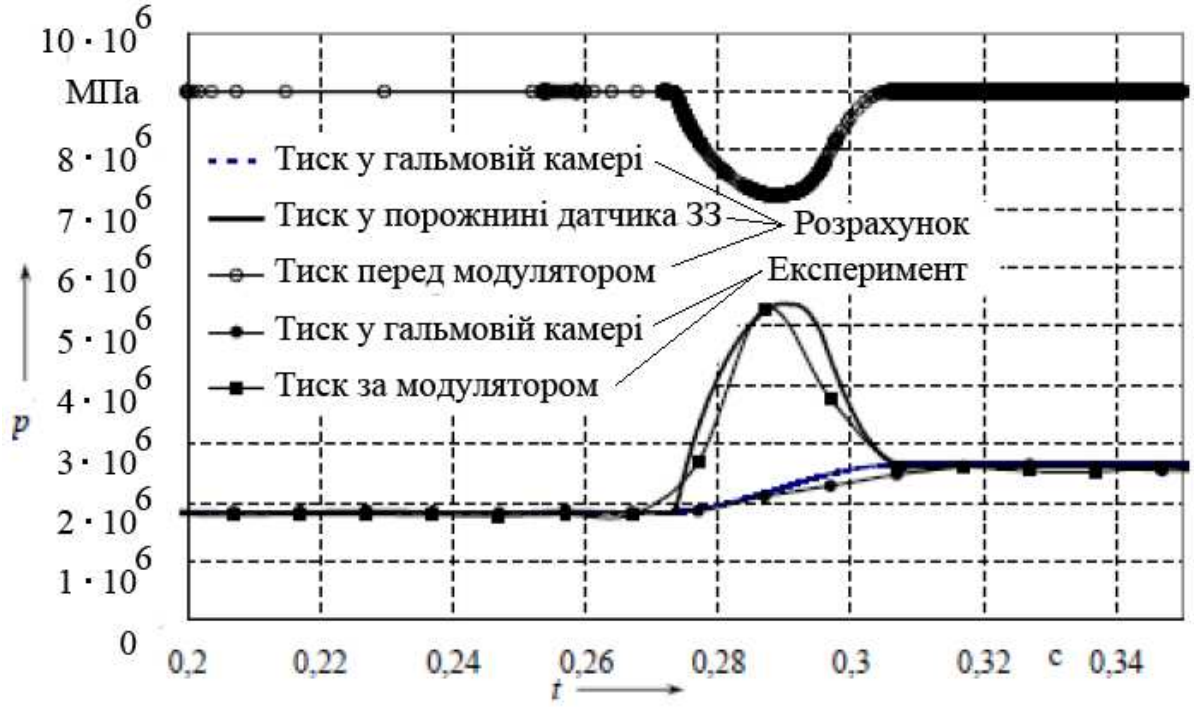


Рисунок 2.33 – Динаміка наповнення однієї уставки тиску у контурі ЕПГП

Аналізуючи порівняльну осцилограму (рис. 2.33), можна зробити висновок, що дослідження релейного привода, в якому має місце дискретна зміна тиску, необхідно проводити на устаткуванні з частотою опитування датчиків менше ніж 0,01 с. Тоді можна отримати якіснішу картину робочого процесу. Незважаючи на це, аналіз результатів моделювання показав хороший кількісний та якісний збіг з експериментальними дослідженнями.

Аналіз результатів моделювання роботи мембранного клапана показав, що на час реакції мембрани релейного модулятора істотний вплив здійснює електромагнітний клапан, оскільки час їх спрацьовування мало відрізняється (рис. 2.34).

Так само підтвердилася (рис. 2.32) отримана експериментально реакція САР ЕПГП на ступінчасту зміну заданого сигналу (див. рис. 3.50 б і рис. 3.58) під час впускання і випускання повітря.

Моделювання роботи контура з поданням на обмотку електромагніта сигналу ШІМ дозволило підтвердити встановлений експериментально ефект поліпшення точності регулювання у такому разі. На рис. 2.35 видно провал поверхні у зоні частот 16 ÷ 21 Гц.

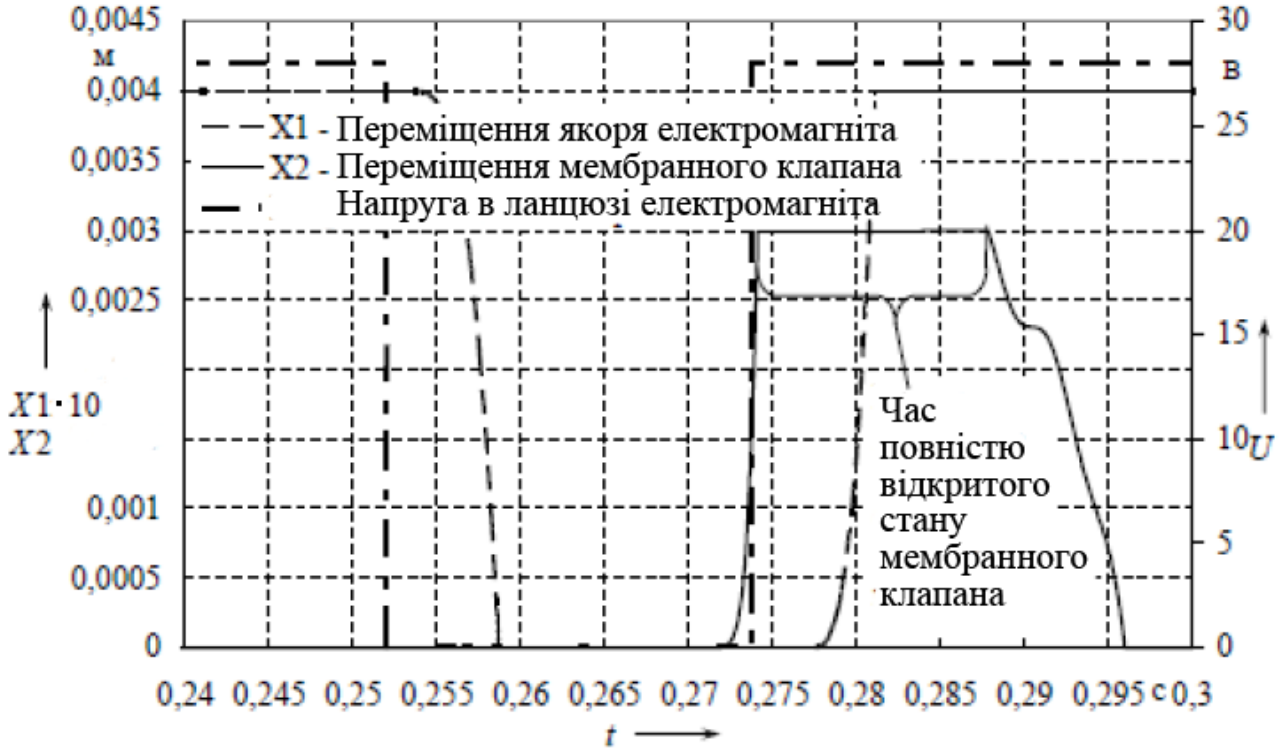


Рисунок 2.34 – Динаміка спрацьовування мембранного клапана модулятора і якоря електромагнітного клапана

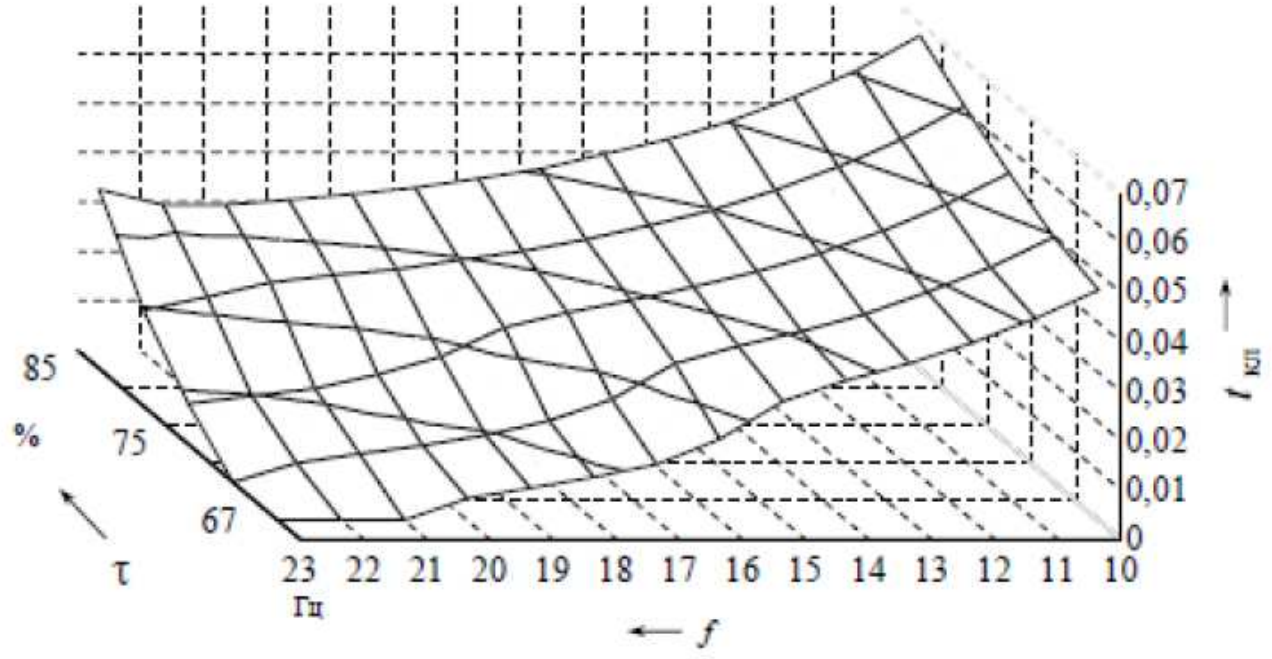


Рисунок 2.35 – Залежність часу відкритого стану впускного мембранного клапана від частоти і тривалості подання імпульсів ШІМ на обмотку електромагнітного клапана

Провал (рис. 2.35) пояснюється неповним звільненням підсилювальної порожнини мембранного клапана і, як слідство, швидше її наповнення при наступному циклі впускання повітря (див. рис. 3.63– 3.65).

Вказаний на рис. 2.35 час відкритого стану $t_{кл}$ визначалося за осцилограмою переміщення мембранного клапана(див. рис. 2.34). При цьому в моделі змінювалися послідовно частота f , Гц і тривалість τ , % подання керуючого імпульсу, на обмотку електромагніта.

При частоті більше 21 Гц і тривалості подання керуючого імпульсу сигналу ШІМ менше 67 % (див. рис. 2.35) мембранний клапан припиняє працювати, оскільки не встигає відстежувати коливання тиску у підсилюючій порожнині.

Отримані значення часу відкритого стану мембранного клапана були використані при подальшому аналізі роботи контура ЕПГП. З їх допомогою розраховувалася міра підвищення тиску у контурі при різному рівні початкового тиску в ньому (рис. 2.36).

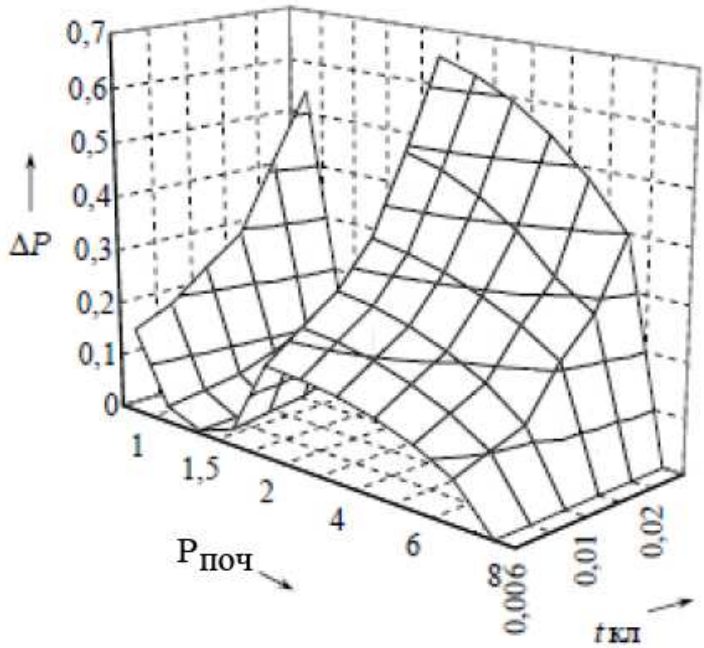


Рисунок 2.36 – Зміна приросту тиску у гальмовій камері від початкового тиску в ній за час відкритого стану мембранного клапана модулятора

Окрім цього, були проведені наближені пошукові розрахунки наповнення контура ЕПГП з різними перерізами електромагнітного клапана і об’ємами

підсилюючих порожнин мембрани. В результаті визначено, що швидкодія мембранного клапана має нелінійну залежність від площі прохідного перерізу електромагнітного клапана.

Такі результати моделювання свідчать про необхідність проведення системного аналізу роботи каскаду посилення, з урахуванням впливу різних чинників.

На швидкодію мембрани чинили вплив: напруга бортової мережі, частота та тривалість подання імпульсу на обмотку електромагніта, умовний діаметр електромагнітного клапана, параметри котушки електромагніта, об'єм підсилювальної порожнини, поточний тиск у контурі, рівень тиску у ресивері. Детальний аналіз кожного чинника дасть уявлення про роботу каскаду посилення.

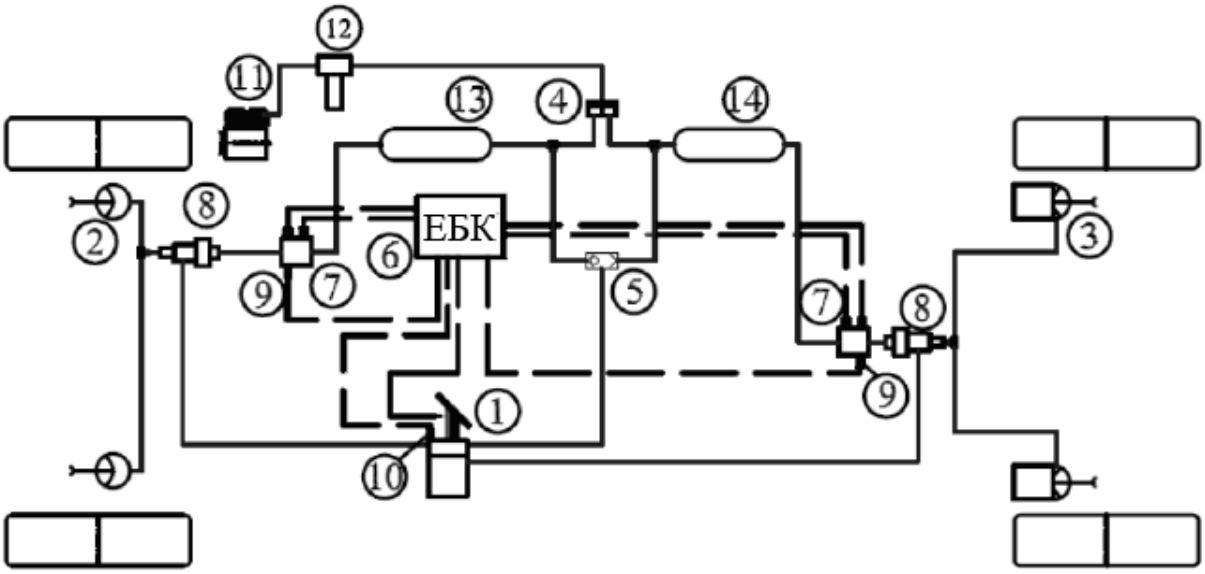
2.3. Вдосконалення апаратів електропневматичного гальмового привода автотранспортних засобів

2.3.1. Структура і конструктивні елементи експериментального електропневматичного гальмового привода. Конструкція експериментального контура ЕПГП тягача була реалізована на базі вантажного автомобіля четвертого класу. ЕПГП складається з переднього і заднього контурів робочої гальмової системи (рис. 2.37). Кожен контур має ресивер, який сполучається з джерелом тиску через подвійний захисний клапан 4.

Обидва контури ЕПГП ідентичні, тому подібна конструкція може бути використана у гальмовій системі причепа або напівпричепа.

Цифровий електронний блок дозволяє обмінюватися інформацією з таким же блоком, встановленим на причепі, що забезпечує зв'язок ЕПГП тягача з ЕПГП причепа. В цьому випадку ЕБК тягача гратиме ведучу роль, а ЕБК причепа ведену. Такий же розподіл функцій можливий і в межах тягача. В цьому випадку блок керування переднім гальмовим контуром буде посилати команду блоку керування заднім контуром. Це дозволить зменшити кількість і

довжину електричних кабелів в автомобілі, що підвищить надійність усієї системи. В експериментальному ЕБК закладена можливість, після під'єднання відповідних датчиків, виконувати функції РТС, АБС і ПБС. У цій роботі реалізовані та розглянуті тільки функції ЕПГП. Електронний блок має вбудований програматор. Це дозволяє використати ЕБК на різних АТЗ, не змінюючи його елементної бази. Перепрограмування ЕБК здійснюється з будь-якого персонального комп'ютера або ноутбука, що має інтерфейс RS232 або USB.



1 – гальмовий кран з датчиком перемощення; 2 – гальмових камери передніх коліс; 3 – гальмових камери задніх коліс; 4 – подвійний захисний клапан; 5 – двомагістральний клапан; 6 – електронний блок керування ЕПГП; 7 – осьових модуляторів; 8 – двомагістральний захисний клапан; 9 – датчик зворотного зв'язку; 10 – діагностичний датчик захисного контура; 11 – компресор; 12 – блок підготовки повітря; 13, 14 – ресивери переднього і заднього контура відповідно

Рисунок 2.37 – Схема ЕПГП тягача

Тестування і параметризація ЕБК здійснюється через додатковий діагностичний канал. ЕБК має вимірювальні канали для: чотирьох датчиків тиску, чотирьох датчиків частоти обертання коліс (які не були використані у схемі експериментального ЕПГП) і одного датчика переміщення. Як датчики

ЗЗ, для визначення тиску були використані тензометричні датчики фірми «ОРЛЕКС» *MD* − 1, 6 з межею вимірювання від 0 до 1, 6 МПа. Для коригування показників датчику *MD* − 1, 6 в ЕБК була інтегрована схема температурної компенсації, що усуває похибку вимірювання при зміні температури довкілля. Це дозволяє позбавитися від періодичного тарування датчиків у процесі експлуатації. Температурна компенсація забезпечується додатково встановленими двома датчиками температури – один у ЕБК, а другий у безпосередній близькості від датчика тиску.

Модулятори передньої і задньої вісі мають однакову конструкцію і є електропневматичними апаратами з мембранними клапанами і нормально закритими входами. Конструктивна схема модулятора дозволяє реалізувати будь-які функції сучасної комплексної системи керування АТЗ, що стосуються гальмового привода. В якості місця встановлення датчика зворотного зв’язку обрана порожнина модулятора, оскільки модулятор пов’язаний з мостом гнучким шлангом, а розташування датчика на не підресорених масах знизить його надійність і надійність усієї системи в цілому.

Перехід у режим роботи запасної гальмової системи виконується автоматично за допомогою двомагістрального захисного клапана 8 (рис. 2.37), який встановлюється за модулятором тиску й автоматично подає повітря з контура запасної гальмової системи при виході з ладу робочої гальмової системи. При цьому тиск повітря відповідає ступеню натискання на педаль гальма. Для цієї мети у конструкції привода залишений гальмовий кран, який працює у складі контура пов’язаного з запасною гальмовою системою. Йому також відводиться функція РТС, що спрощує конструкцію двомагістрального захисного клапана і виключає втрату стійкості при гальмуванні АТЗ з використанням резервного контура. Приклад конструкції такого гальмового крану розглянутий у роботі [2]. Оскільки у складі резервного контура немає електричних елементів, то немає можливості судити про його працездатність під час нормальної роботи робочої гальмової системи. Встановлення датчика 10 (рис. 2.37) у гальмовому крані 1 дозволяє діагностувати можливий вихід з ладу

контура запасної гальмової системи під час нормальної роботи робочої гальмової системи. Таким чином, зменшується ризик збігу двох поломок – електричного та механічного характеру.

2.3.2. Динамічні властивості експериментального електропневматичного гальмового привода. Характеристики САР зручно визначати, знаючи властивості об’єкта регулювання. На практиці ці параметри визначають за перехідною характеристикою. Вимагається, щоб система знаходилася у спокої і були відсутні зовнішні збурення.

На вхід виконавчого органа подається ступінчаста дія, внаслідок чого стан об’єкта являє собою деякий процес (перехідну характеристику) (рис. 2.38 і рис. 2.39).

За видом цього перехідного процесу і співвідношенням його параметрів, таких як t_0 і t_i можна судити про можливість застосування того або іншого алгоритму регулювання.

Особливість релейних систем полягає в тому, що динамічні властивості об’єкта регулювання (контуру ЕПГП) проявляються не лише при швидкому темпі наростання заданого сигналу (динамічна характеристика гальмового привода), але і при повільному темпі наростання заданого сигналу (статична характеристика гальмового привода) (рис. 2.40). Величина ступеня тиски статичної характеристики ЕПГП залежить від темпу наростання тиску у гальмовій камері і від часу спрацьовування електромагнітного клапана.

При детальному розгляді перехідного процесу (див. рис. 3.57 і рис. 3.58) можна зазначити, що кожен рівень немонотонного підвищення тиску має ознаки динамічних процесів ЕПГП (рис. 2.40).

Величина запізнювання t_0 визначається часом з моменту натиснення на педаль гальма до моменту початку наростання тиску у гальмовій камері. Цей час залежить від швидкодії електромагнітного клапана і гістерезису чутливого елемента підсилюючої порожнини.

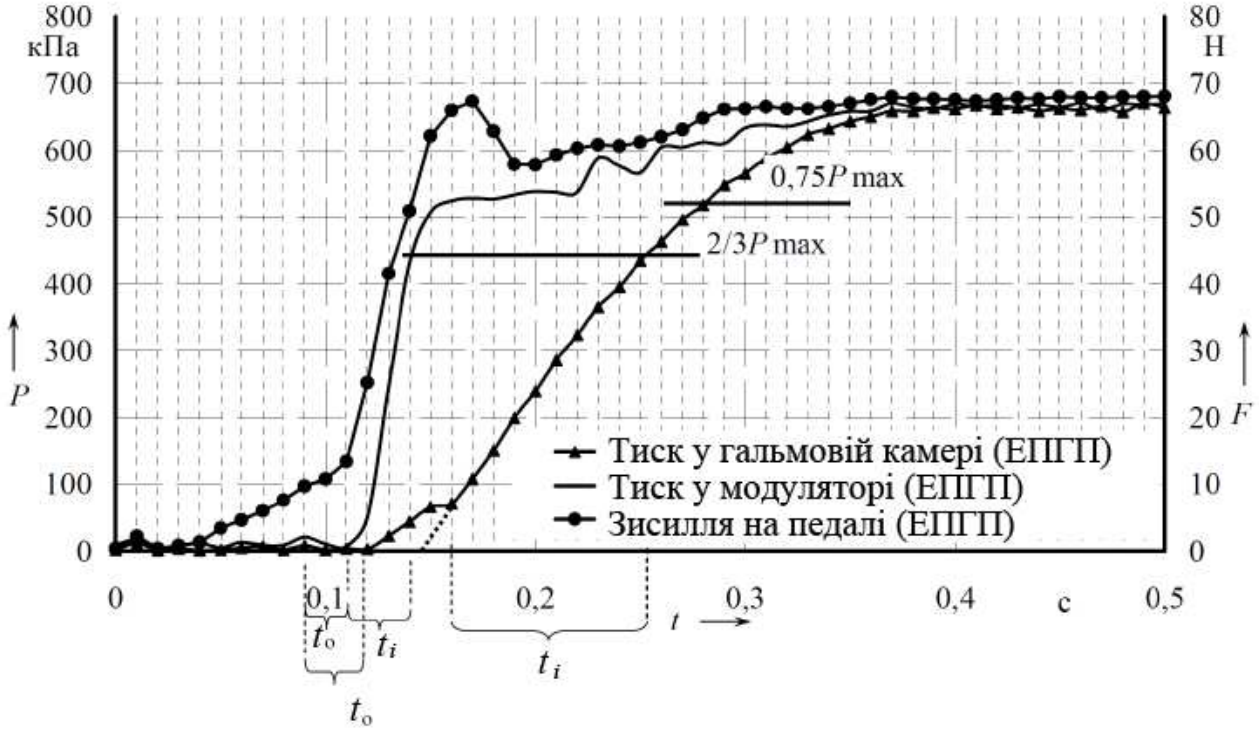


Рисунок 2.38 – Перехідний процес контуру ЕПГП при наповненні: t_0 – час запізнювання; t_i – постійна часу

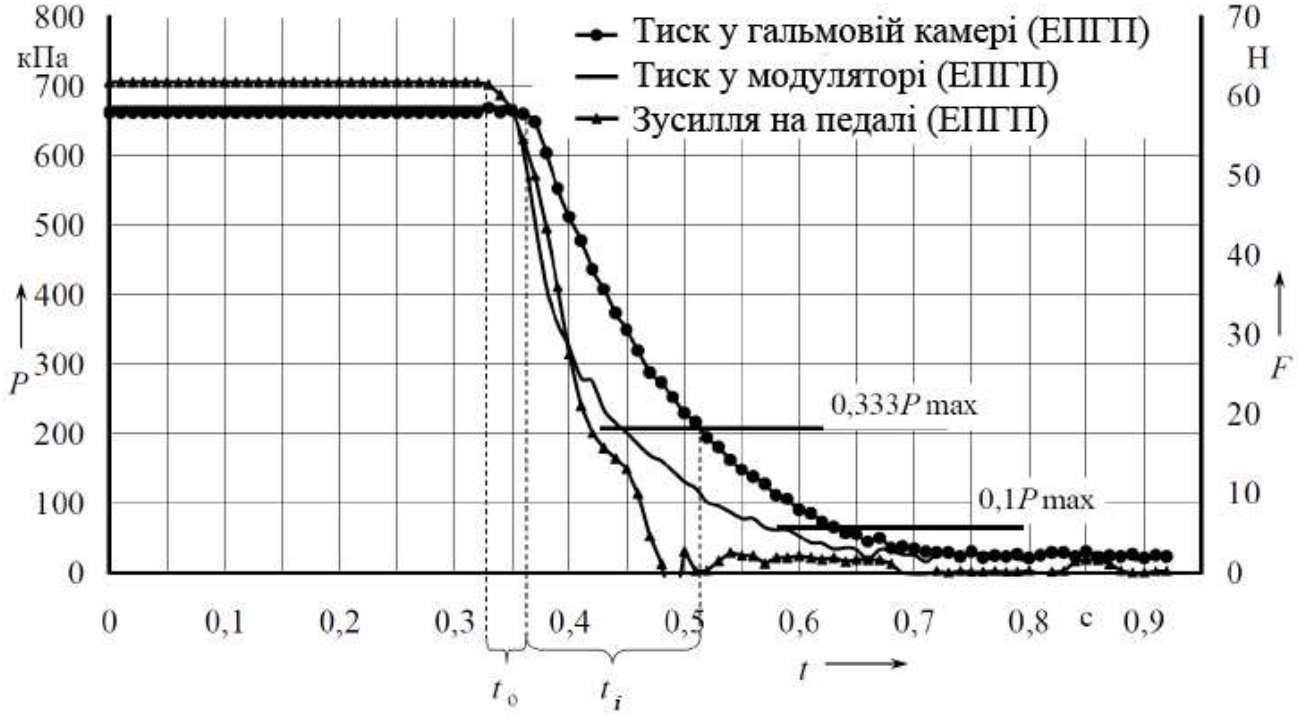


Рисунок 2.39 – Перехідний процес у ЕПГП при спорожненні гальмової камери

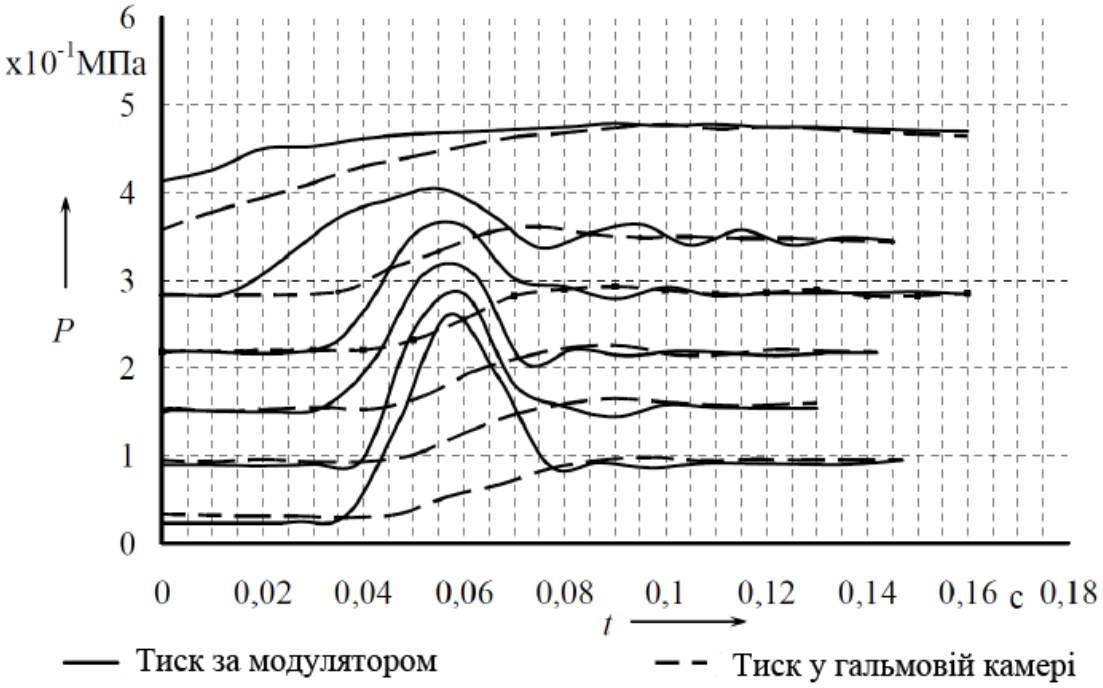


Рисунок 2.40 – Немонотонний перехідний процес наповнення гальмової камери. Час переміщення педалі гальма 1 с

Інерційність t_i залежить від об'єму гальмової камери і гідравлічного опору. Отже, зменшуючи довжину трубопроводу і наближаючи модулятор з датчиком ЗЗ до гальмової камери, можна підвищити швидкодію системи, але одночасно збільшиться співвідношення t_0 / t_i, тим самим ускладниться завдання регулювання. Окрім цього, зменшення часу наповнення гальмових камер спричиняє зростання темпу наростання уповільнення. Цей параметр має свої обмеження, пов'язані з дією на органи та вестибулярний апарат людини. У нетренованої людини є свої межі впливу прискорень на організм. У напрямі «груди-спина» допустимі максимальні значення прискорень і тривалість їх впливу приведені на (рис. 2.41) [196, 197].

Швидкість наростання прискорень, приведених на рис. 2.41, не повинна перевищувати 15 g/c [196, 197]. Очевидно, що реальні значення уповільнення АТЗ будуть завжди знаходиться у допустимій області. Інтерес представляє темп наростання уповільнення, оскільки саме на цей параметр впливає збільшення швидкодії гальмового привода. Перевіримо можливість досягнення значення 15 g/c на АТЗ з пневматичним виконавчим контуром привода гальм.

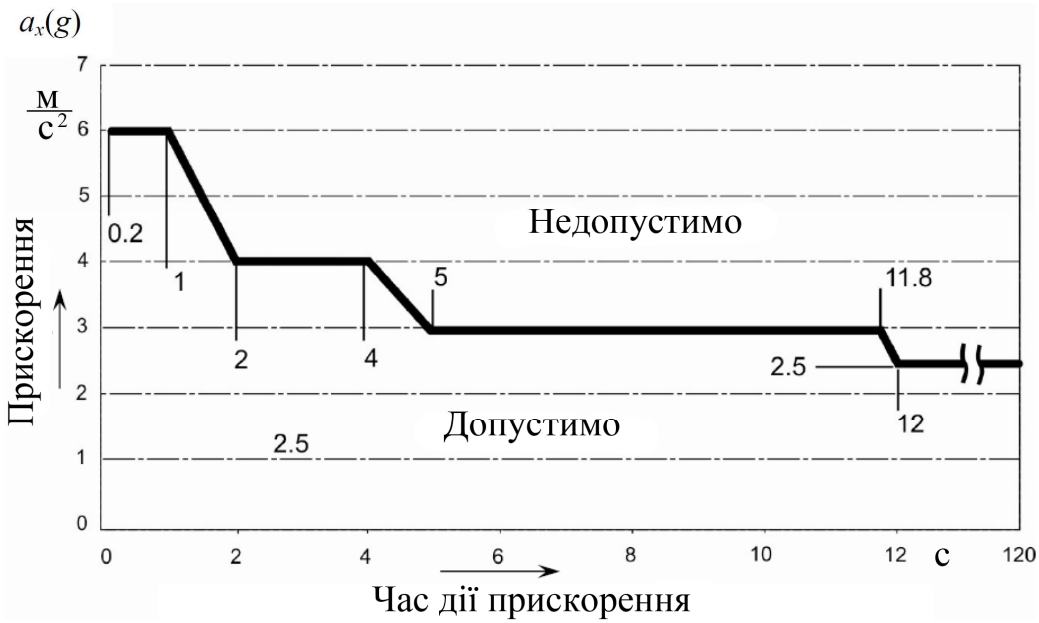


Рисунок 2.41 – Тривалість допустимих прискорень «груди-спина» – $a_x(g)$ для пасажира, зафіксованого у кріслі в позі «сидячи» при дії одиничного імпульсу

$$j = \frac{k + \psi_v}{\delta_a} \cdot g,$$

де j – уповільнення автомобіля, м/с^2;

k – теоретичний коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою;

ψ_v – коефіцієнт опору дороги;

δ_a – коефіцієнт врахування обертових мас у трансмісії;

g – прискорення вільного падіння, м/с^2.

Враховуючи значення складових цього рівняння, теоретичне значення сталого уповільнення складає 7, 5 ÷ 8 м/с^2.

У нормативній документації для вантажних автомобілів стале уповільнення, пропонується 5, 5 м/с^2. При установці модулятора максимально близько до гальмових камер час наповнення гальмової камери до 75 % від сталого значення тиску може досягати за 0, 12 ÷ 0, 28 с. За таких показників темп наростання уповільнення визначається за залежністю (2.47) і може досягати 4,6 g/c,

$$\frac{\Delta j}{\Delta t \cdot g}. \qquad (2.47)$$

На рис. 2.42 показані графіки зміни реального темпу наростання уповільнення для контурів пневматичного і електропневматичного гальмового привода при уповільненні, що встановилося 5,5 м/с^2.

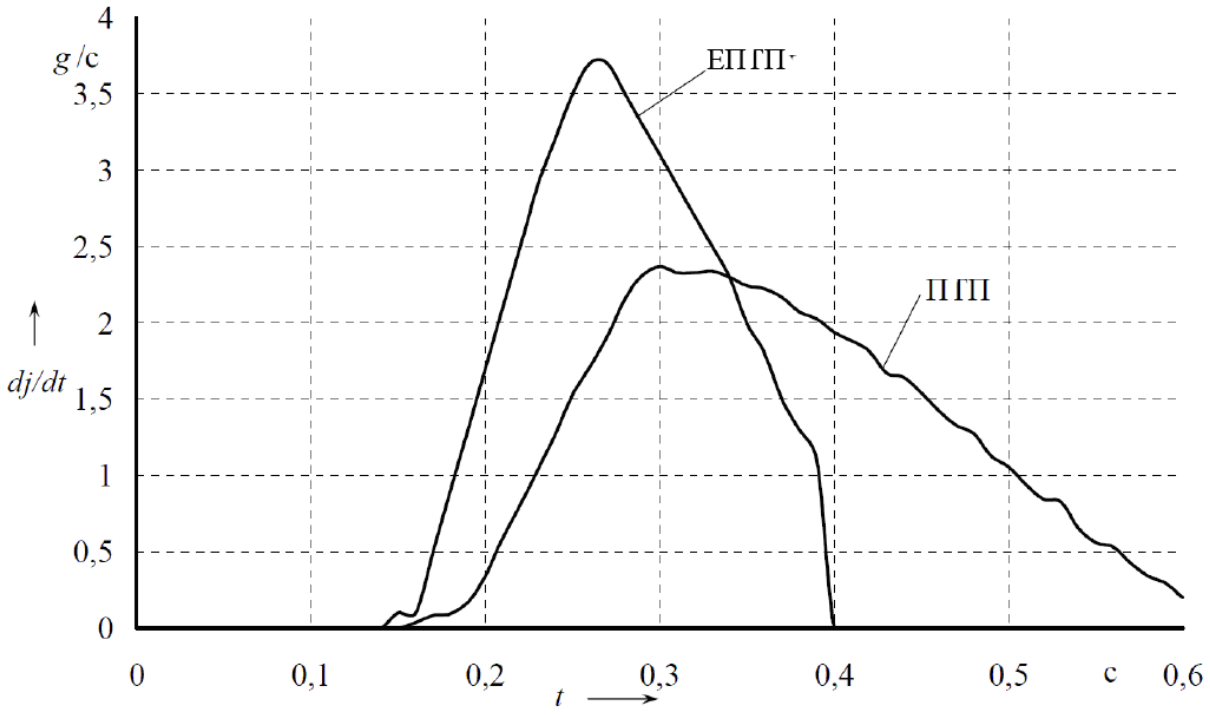


Рисунок 2.42 – Зміна темпу наростання уповільнення для реальних контурів пневматичного і електропневматичного гальмових приводів

Критичний темп наростання уповільнення можна досягти забезпечивши швидкодію спрацьовування контуру гальм t = 0,037 с, що практично складно досягається для реального контуру з пневматичною виконавчою частиною.

2.3.3. Регулювання тиску у контурі електропневматичного гальмового привода. В процесі проведення експериментальних досліджень і математичного моделювання була виявлена особливість роботи мембранного клапана, у результаті якої збільшується його швидкодія у режимі ШІМ. Різке зменшення часу відкритого стану відбувається у діапазоні частот подання керуючого сигналу 15 ÷ 20 Гц при постійній шпаруватості (див. рис. 3.63, рис. 3.64, рис. 3.65, рис. 2.43 і рис. 2.44).

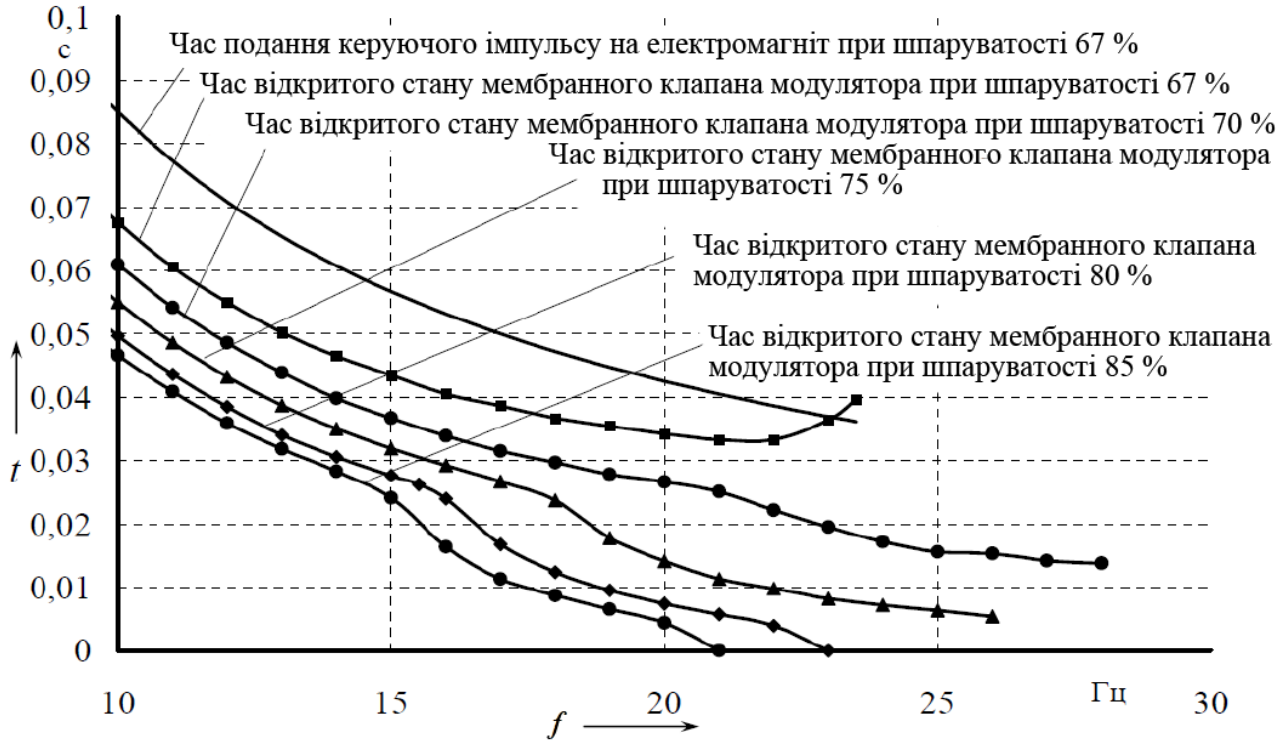


Рисунок 2.43 – Зміна часу відкритого стану мембранного клапана при різних параметрах ШІМ

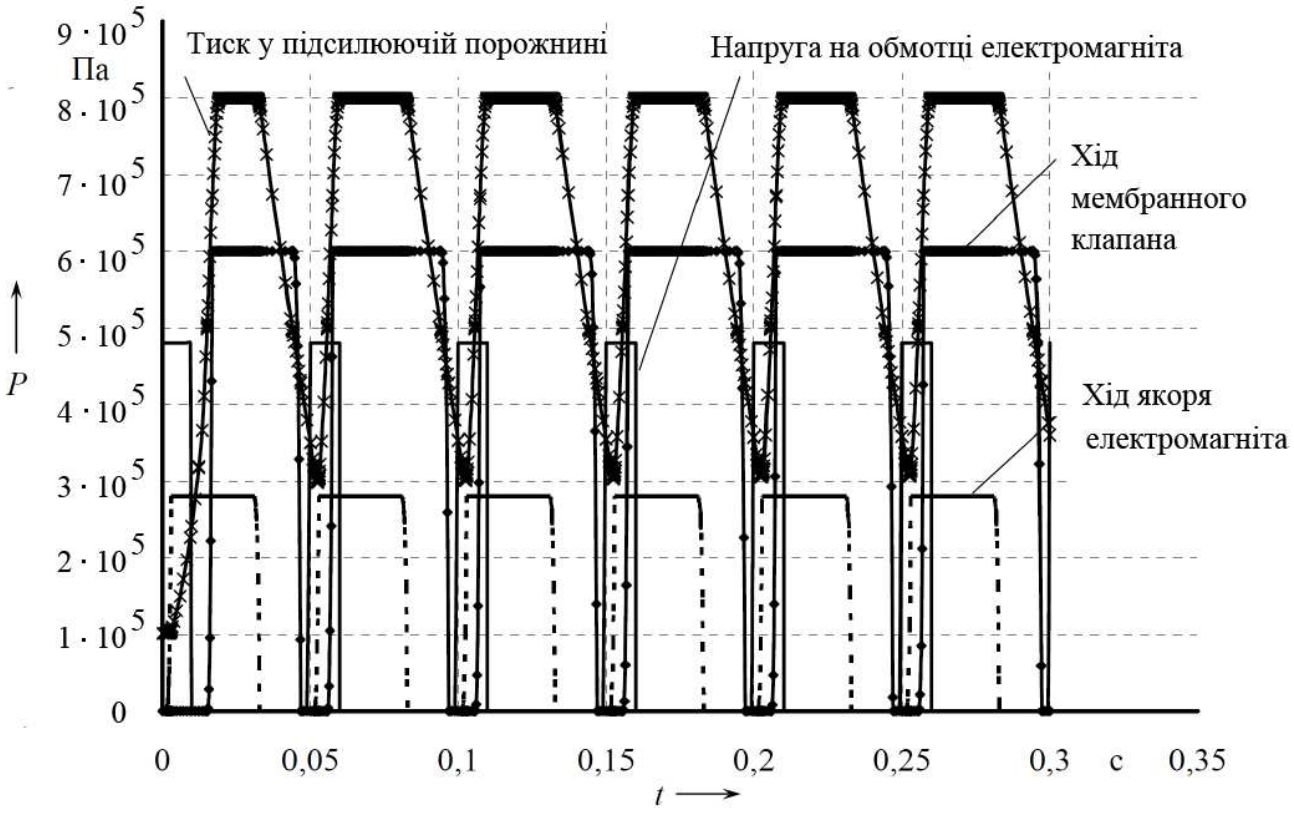


Рисунок 2.44 – Зміна тиску у підсилюючій порожнині при поданні на обмотку електромагнітного клапана ШІМ

Це пояснюється неповним спорожненням підсилювальної порожнини між сигналом відчинення та зачинення електромагнітного клапана.

Неповне спорожнення підсилювальної порожнини сприяє швидкому її наповненню до межі тиску, при якому настає рівновага сил на мембрані, після чого спрацьовує мембранний клапан. Використовуючи цей ефект, можна підвищити точність регулювання і при позиційному регулюванні.

З цією метою у підсилювальних порожнинах впускного і випускного клапанів встановлюються клапани обмеження тиску. У підсилюючій порожнині впускного клапана обмежувальний клапан встановлений у випускному каналі підсилюючої порожнини після електромагнітного клапана і обмежує мінімальний тиск у ній. У підсилюючій порожнині випускного клапана раціонально обмежити максимальний тиск. Це досягається встановленням клапана у впускному каналі між електромагнітним клапаном і підсилюючою порожниною. Рівень обмеження тиску визначимо з балансу зусиль на мембрані.

Очевидно, що існує деяка величина тиску у підсилюючій порожнині, при якій настає рівновага сил що діють на мембрану. Оскільки в мембранному клапані практично відсутній гістерезис, значення цього тиску однаково як для відчинення, так і для зачинення клапана.

З рівняння руху мембрани (2.48) видно, що при певному конструктивному виконанні швидкість переміщення залежить тільки від перепаду тисків

$$S_1 \cdot P_1 + F_{\text{пр}} - S_2 \cdot P_2 - S_3 \cdot P_3 = m_M \frac{d^2 x}{dt}, \qquad (2.48)$$

де S_1 , S_2 і S_3 – відповідні площі мембрани, м^2 (рис. 2.27);

P_1 – тиск у підсилюючій порожнині, Па;

P_2 – тиск, який діє на площу S_2, Па;

P_3 – тиск, який діє на площу S_3, Па;

m_M – маса мембрани, кг;

x – хід мембрани, м;

$F_{\text{пр}}$ – зусилля пружини, Н.

Граничну величину тисків можна визначити у початковий момент руху мембрани, коли $d^2x/dt = 0$

$$P_1 = \frac{S_2 \cdot P_2 + S_3 \cdot P_3 - F_{\text{пр}}}{S_1}. \qquad (2.49)$$

Із співвідношення (2.49) видно, що гранична величина тисків буде різною не лише для впускного і випускного клапанів, але і для різних конструктивних схем мембранного клапана.

Конструктивна схема №1 (рис. 2.27 а).

На зону 1 мембрани впливає тиск підсилюючої порожнини.

На зону 2 мембрани впливає тиск повітря з:

– ресивера (для впускного мембранного клапана);

– атмосфери (для випускного мембранного клапана).

На зону 3 мембрани впливає тиск повітря з гальмової камери.

Конструктивна схема №2 (рис. 2.27 б).

На зону 1 мембрани впливає тиск підсилюючої порожнини.

На зону 2 мембрани впливає тиск повітря з гальмової камери.

На зону 3 мембрани впливає тиск повітря з:

– ресивера (для впускного мембранного клапана);

– атмосфери (для випускного мембранного клапана).

Співвідношення тисків для різних клапанів і їх конструктивних схем зображено на рис. 2.45.

Як показали розрахунки, конструктивна схема мембрани несуттєво впливає на граничний тиск впускного клапана, а для випускного клапана з Конструктивною схемою №2 воно збільшується приблизно на 100 кПа на початку процесу випуску у порівнянні з Конструктивною схемою №1. Наявність граничного тиску наводить на думку про недоцільність повного спорожнення або наповнення підсилюючих порожнин.

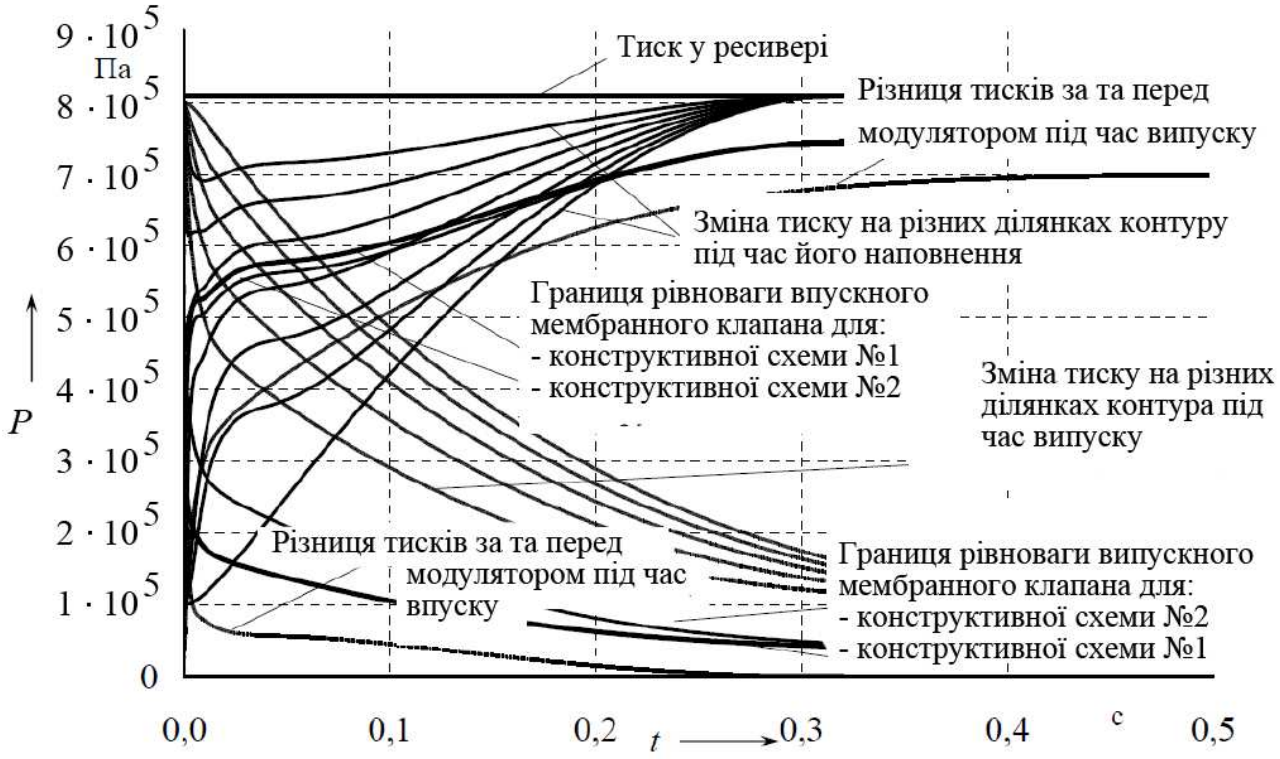


Рисунок 2.45 – Співвідношення тисків на мембрани впускного і випускного клапанів модулятора під час наповнення та спорожнення гальмової камери

Так, наприклад, повне спорожнення підсилюючої порожнини впускного клапана призведе до невиправдано великого його часу спрацьовування при зачиненні за рахунок часу наповнення підсилюючої порожнини до граничного тиску. Отже, при конструктивних параметрах, характерних для мембранних модуляторів доречно обмежувати мінімальний тиск підсилюючої порожнині впускного клапана. З огляду на аналогічні міркування також раціонально обмежити максимальний тиск випускного клапана. Хоча для випускного клапана збільшення швидкодії у такий спосіб буде менш помітне ніж для впускного, оскільки воно впливає на час відкриття мембрани. Чітке спрацьовування впускної мембрани досягається, якщо тиск у підсилюючій порожнині падає на величину 0,05 ÷ 0,1 МПа, нижче значення балансу тисків на мембрані. Аналізуючи криві балансу впускної мембрани (рис. 2.45), можна припустити з’єднання випускного каналу підсилюючої порожнини з проточною порожниною модулятора. В цьому випадку отримаємо конструкцію модулятора

зі зменшеною витратою робочого тіла, оскільки все повітря з підсилюючої порожнини впускної мембрани спрямовується у контур ЕПГП.

Зважаючи на малий об'єм підсилюючої порожнини ($V_{\text{пп}} = 1{,}3 \cdot 10^{-6}$ м^3), час її наповнення і спорожнення сумірний з часом спрацьовування електромагнітного клапана. Тому при визначенні часу спрацьовування ($t_{\text{ср}}$) мембранного клапана не допустимо нехтувати ні процесами, що відбуваються в підсилюючій порожнині, ні процесами, що відбуваються у електромагнітному клапані. Час спрацьовування мембранного клапана виражається рівнянням (2.50)

$$t_{\text{ср}} = t_{\text{пре}} + t_{\text{ре}} + t_{\text{прм}} + t_{\text{рм}}, \qquad (2.50)$$

де $t_{\text{пре}}$ – час початку руху електромагніта, с (обумовлено наростанням магнітного потоку в обмотці електромагніта);

$t_{\text{ре}}$ – час руху сердечника електромагніта, с;

$t_{\text{прм}}$ – час початку руху мембрани, с (залежить від темпу наповнення підсилюючої порожнини до тиску рівноваги мембрани);

$t_{\text{рм}}$ – час руху мембрани, який залежить від перепаду тиску на мембрані, с.

Аналізуючи чинники, що впливають на складові рівняння (2.50), можна зазначити, що зменшення прохідного перерізу електромагнітного клапана понизить силу протидії, а значить підвищить його швидкодію. Водночас збільшення прохідного перерізу електромагнітного клапана сприяє швидшому наповненню підсилюючої порожнини, що покращує швидкодію мембрани. Очевидно, існує деякий оптимум прохідного перерізу при певних конструктивних параметрах підсилюючої порожнини, який забезпечує мінімальний час спрацьовування мембранного клапана.

Згідно з дослідженнями [177] для забезпечення мінімального часу спрацьовування електромагнітного клапана необхідно підібрати раціональну індуктивність.

$$L_{\text{рац_ср}} = \frac{5{,}96 \cdot F_{\text{пр}} \cdot \delta_0}{I_y^2}, \qquad (2.51)$$

де $F_{\text{пр}}$ – сила протидії, Н;

δ_0 – початковий проміжок, м;

I_y – стале значення струму, А.

Для електромагнітного клапана з діаметром 2 мм зміна $t_{\text{пр}}$ і $t_{\text{р}}$ залежно від тиску у підсилюючій порожнині визначимо за формулами (2.52) і (2.53) [177].

$$t_{\text{пр}} = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot \delta_0 \cdot m_c}{U \cdot \sqrt{\frac{F_{\text{пр}}}{2 \cdot \delta_0 \cdot L}} - R \cdot \frac{F_{\text{пр}}}{L}}}; \tag{2.52}$$

$$t_{\text{р}} = \frac{L}{R} \ln\left(\frac{1}{1 - \frac{R}{U} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot F_{\text{пр}} \cdot \delta_0}{L}}} \right). \tag{2.53}$$

Результати розрахунків відображено графічно на рис. 2.46. При цьому час початку руху мембрани залежатиме від часу наповнення або спорожнення підсилюючої порожнини. Значення часів визначимо за рівняннями (2.55), (2.56), (2.57) і (2.58).

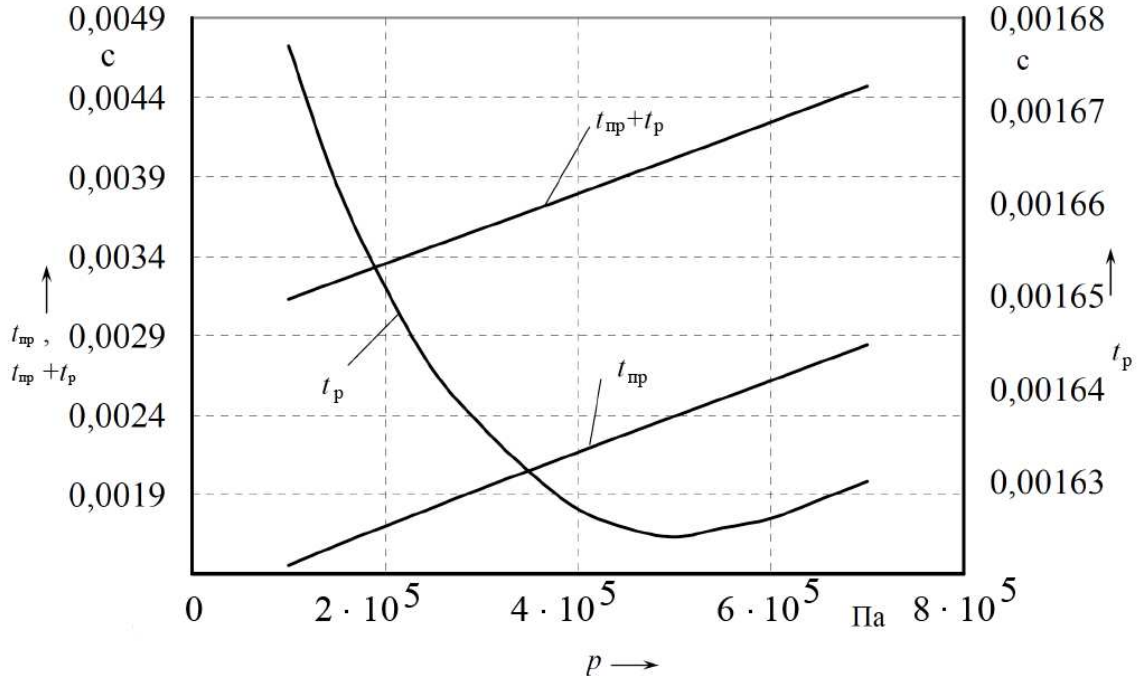


Рисунок 2.46 – Зміна часу початку руху і руху електромагніта залежно від тиску у підсилюючій порожнині

Згідно з [116, 189] критичне відношення тисків визначимо як

$$\sigma^* = \frac{P_{\text{КР}}}{P_{\text{М}}} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}, \tag{2.54}$$

де $P_{\text{КР}}$ – критичний тиск, Па;

$P_{\text{М}}$ – тиск у порожнині модулятора, Па.

Якщо врахувати, що регулятор підтримує абсолютний тиск у контурі гальмової системи $6{,}2 \cdot 10^5 \div 7{,}5 \cdot 10^5$ Па, то критичний тиск у робочій порожнині модулятора і його підсилюючих порожнинах у штатних режимах роботи буде в діапазоні $3{,}28 \cdot 10^5 \div 3{,}96 \cdot 10^5$ Па.

Розглянемо процес наповнення підсилюючої порожнини (об'ємом $V_{\text{пп}}$) з ресивера з постійними параметрами $p_p = const$ і T = 290°К. Температуру в усьому контурі вважатимемо постійною, а процеси – такими, що протікають без теплообміну з довкіллям. Позначимо індексом 1 початковий тиск, індексом 2 кінцевий тиск у підсилюючій порожнині. Час наповнення підсилюючої порожнини при надкритичному режимі течії матиме вигляд [189]

$$t_{\text{пп}} = \frac{V_{\text{пп}} \cdot \left(p_{\text{пп2}} - p_{\text{пп1}} \right)}{p_{\text{пм}} \cdot k \cdot \mu \cdot f \cdot K^* \cdot \sqrt{RT}}, \tag{2.55}$$

де $p_{\text{пп}}$ – тиск у підсилюючій порожнині, Па;

$p_{\text{пм}}$ – тиск у порожнині модулятора пов'язаної з ресивером, Па;

$V_{\text{пп}}$ – об'єм підсилюючої порожнини;

$K^* = K\,\sigma^*$.

Для підкритичного режиму час наповнення підсилювальної порожнини визначимо з виразу [189]

$$t_{\text{пп}} = \frac{2 \cdot V_{\text{пп}}}{(k-1) \cdot \mu \cdot f \cdot K \cdot \sqrt{R \cdot T}} \cdot \left(\sqrt{1 - \left(\frac{p_{\text{пп1}}}{p_{\text{пм}}} \right)^{\frac{k-1}{k}}} - \sqrt{1 - \left(\frac{p_{\text{пп2}}}{p_{\text{пм}}} \right)^{\frac{k-1}{k}}} \right). \tag{2.56}$$

Мінімальний час руху мембрани впускного клапана можна прийняти, виходячи з розрахунку (рис. 2.34) рівним:

– для відкриття $t_{\text{рм}} = 0{,}0014$ с;

– для закриття $t_{\text{рм}} = 0{,}003$ с.

При спорожненні підсилюючої порожнини при надкритичному та підкритичному режимі відповідно

$$t_{\text{пп}} = \frac{2 \cdot V_{\text{пп}} \cdot \left(\left(\frac{p_{\text{а}}}{p_{\text{пп2}}} \right)^{\frac{k-1}{2 \cdot k}} - \left(\frac{p_{\text{а}}}{p_{\text{пп1}}} \right)^{\frac{k-1}{2 \cdot k}} \right)}{(k-1) \cdot \mu \cdot f \cdot K^* \cdot \sqrt{R \cdot T} \cdot \left(\frac{p_{\text{а}}}{p_{\text{пм}}} \right)^{\frac{k-1}{2 \cdot k}}}. \qquad (2.57)$$

$$t_{\text{пп}} = \frac{0{,}875 V_{\text{пп}} \left(\frac{\sqrt{1 - \left(\frac{p_{\text{пп}}}{p_{\text{пм}}} \right)^{\frac{k-1}{k}}} \left(3 \left(\frac{p_{\text{пп}}}{p_{\text{пм}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} + 2 \right)}{\left(\frac{p_{\text{пп}}}{p_{\text{пм}}} \right)^{\frac{k-1}{k}}} + 3 \ln \left(\frac{\sqrt{1 - \left(\frac{p_{\text{пп}}}{p_{\text{пм}}} \right)^{\frac{k-1}{k}}}}{\left(\frac{p_{\text{пп}}}{p_{\text{пм}}} \right)^{\frac{k-1}{k}}} \right) \right) \Bigg|_{p_{\text{пп2}}}^{p_{\text{пп1}}}}{(k-1) \mu f K \sqrt{RT} \left(\frac{p_{\text{а}}}{p_{\text{пм}}} \right)^{\frac{k-1}{2k}}}. \qquad (2.58)$$

Визначимо сумарний час спрацьовування мембранного клапана з моменту подання керуючого імпульсу від ЕБК для декількох прохідних перерізів і рівня залишкового мінімального тиску у підсилюючій порожнині. Збільшення залишкового тиску викликає збільшення сили опору і погіршення швидкодії електромагнітного клапана. Проте, в зоні робочих напруг це позначається не істотно, зважаючи на підвищення напруги в бортовій мережі автомобіля до 28 В під час роботи генератора (рис. 2.47) [5].

Математичне моделювання показало, що напруга за якої настає втрата працездатності електромагнітного клапана, змінюється від 13 до 20 В залежно

від величини залишкового тиску в підсилюючій порожнині. З метою виключення нестійкої роботи ЕПГП електронний блок переводить роботу ЕПГП у режим роботи запасної гальмової системи при падінні напруги бортової мережі нижче 22 В. Сам ЕБК зберігає нормальну працездатність вимірювальних ланцюгів і процесора аж до 10 В, завдяки чому діагностує критичне падіння напруги. На загальному часі спрацьовування мембранного клапана обмеження тиску у підсилюючій порожнині позначається позитивно (рис. 2.45, рис. 2.48, рис. 2.49 і рис. 2.54).

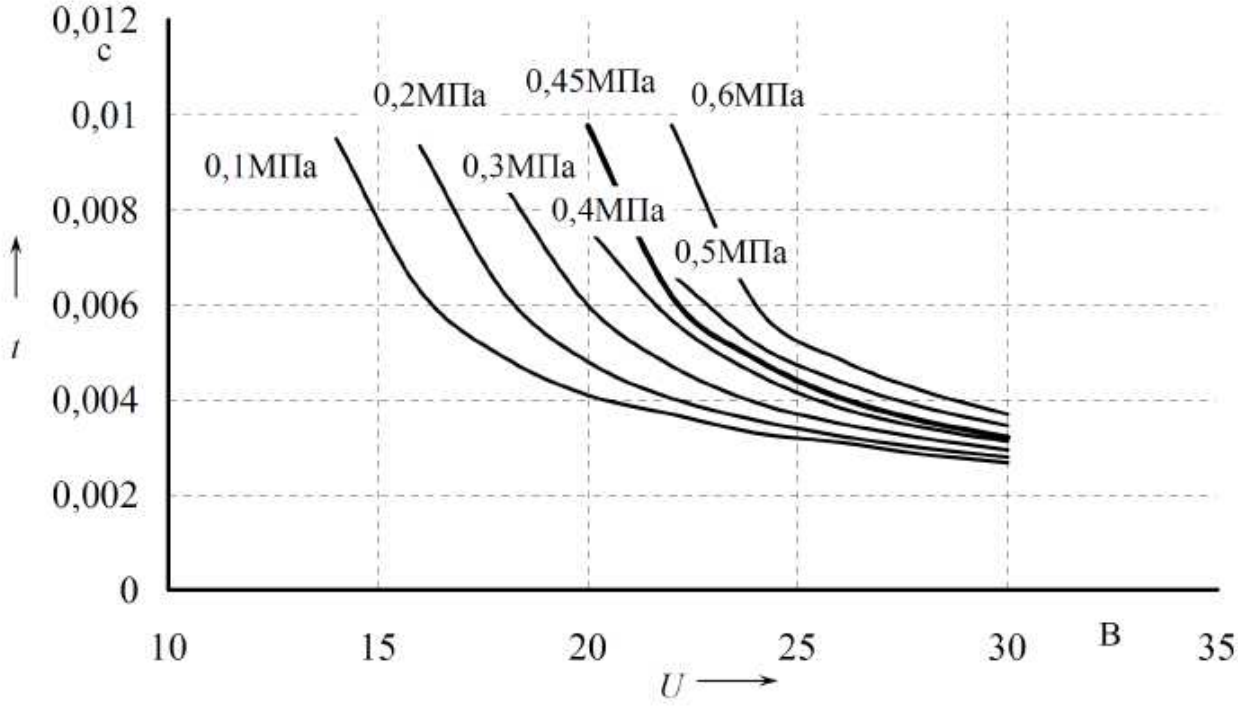


Рисунок 2.47 – Час спрацьовування електромагнітного клапана залежно від напруги на обмотці при різних рівнях залишкового тиску у підсилюючій порожнині

Розрахунки показали, що найбільш раціональним виявився діапазон діаметрів для електромагнітного клапана з D_y від 1, 5 до 2, 5 мм (див. рис. 2.50 і рис. 2.51).

Збільшення умовного діаметра прохідного перерізу електромагнітного клапана більш ніж на 2,5 мм спричиняє адекватне збільшення ходу якоря і сили протидії, що зводить нанівець наростання темпу наповнення підсилюючої

порожнини. Використовуючи вирази (2.54), (2.55), (2.57) і (2.58), визначаємо, як впливає на час спрацьовування мембрани кількість електромагнітних клапанів.

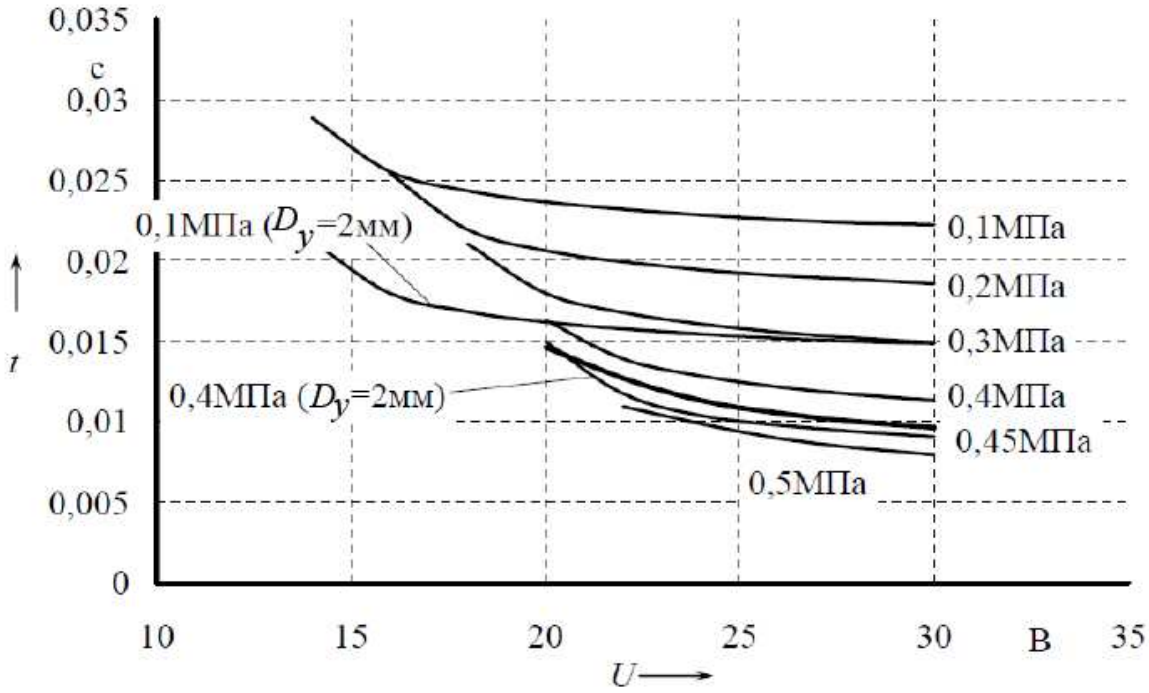


Рисунок 2.48 – Залежність часу спрацьовування мембранного клапана залежно від напруги на обмотці електромагнітного клапана при різних рівнях залишкового тиску у підсилюючій порожнині D_y = 1,5 мм

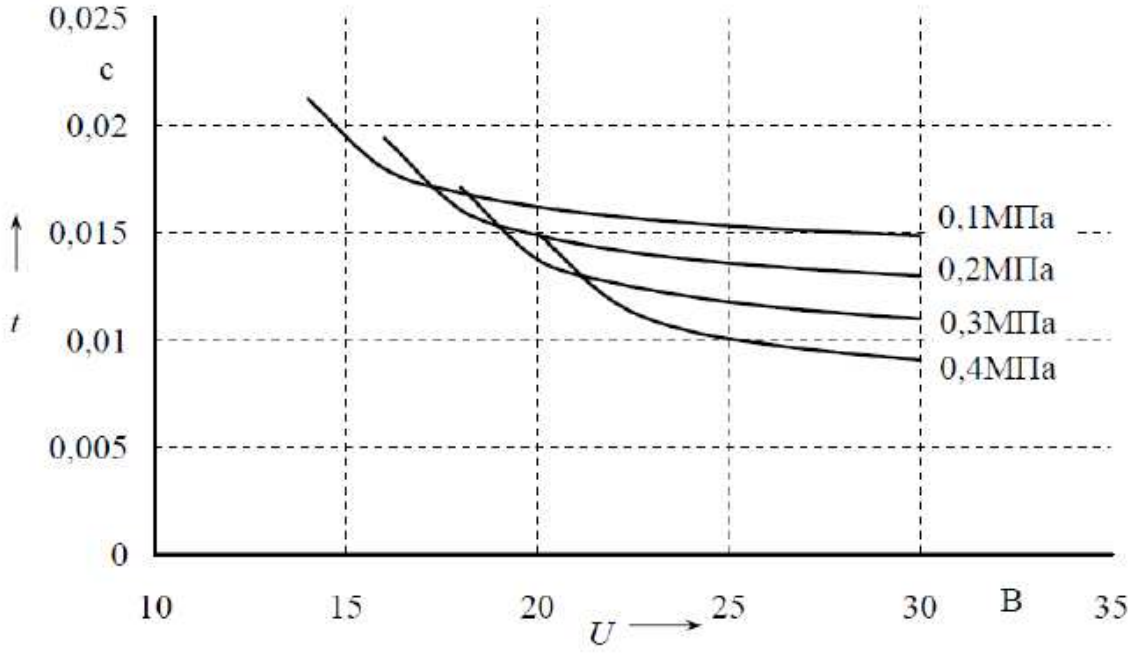


Рисунок 2.49 – Час спрацьовування мембранного клапана залежно від напруги на обмотці електромагнітного клапана при різних рівнях залишкового тиску у підсилюючій порожнині D_y = 2 мм

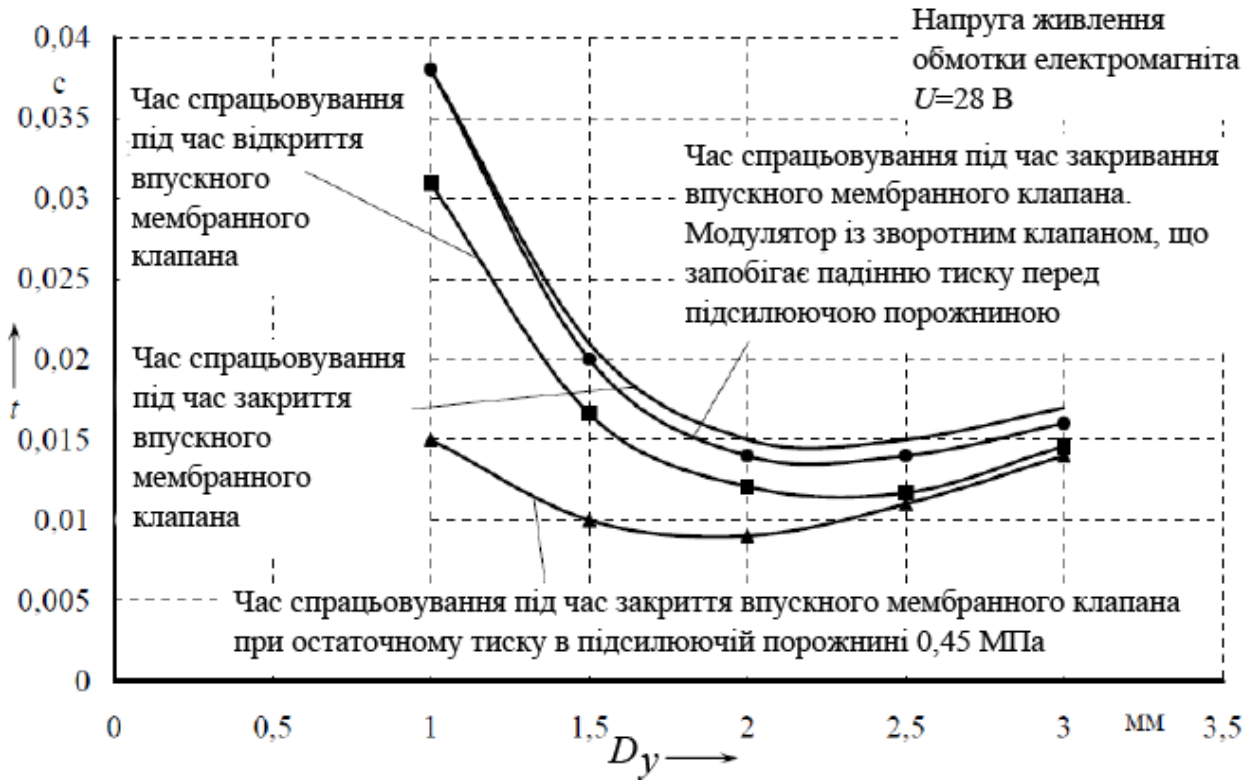


Рисунок 2.50 – Час спрацьовування впускного мембранного клапана залежно від діаметра електромагнітного клапана

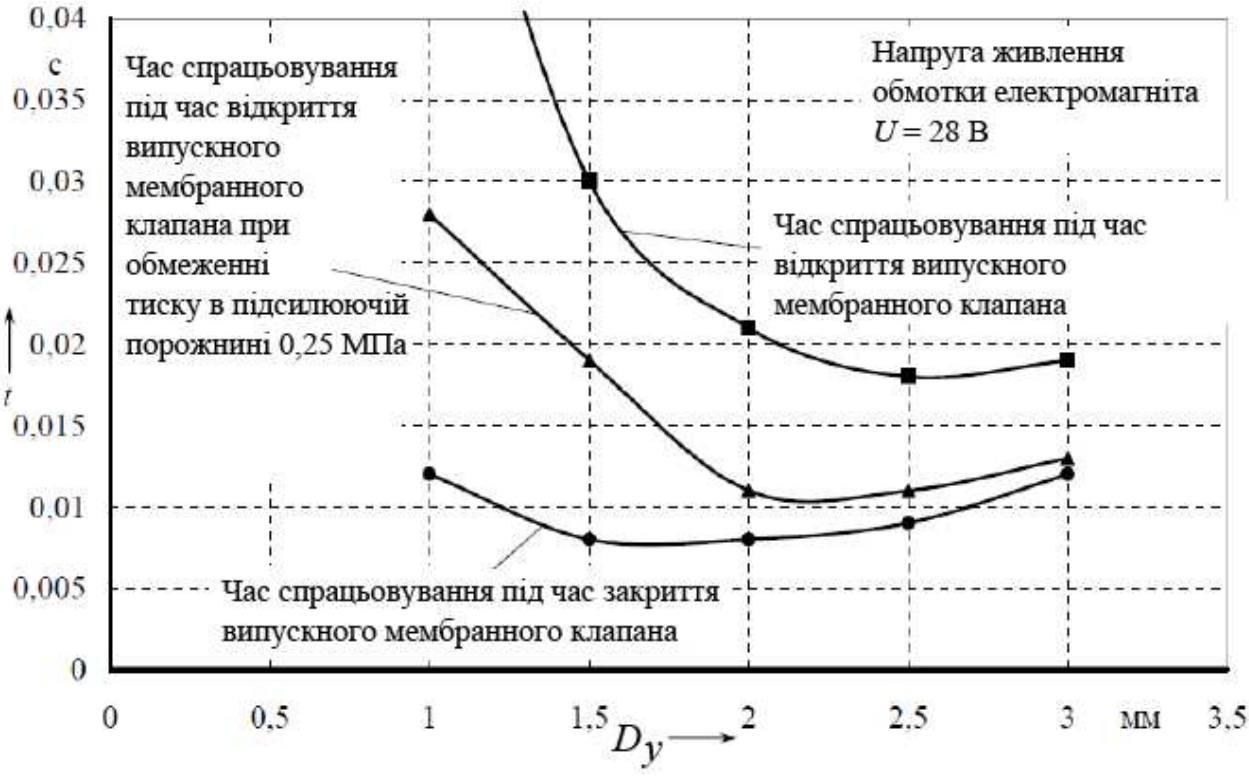


Рисунок 2.51 – Час спрацьовування випускного мембранного клапана залежно від діаметра електромагнітного клапана

Електромагнітні клапани, що працюють за паралельною схемою, зберігають швидкодію одного, з його малим ходом якоря, і водночас дозволяють дещо збільшити прохідний переріз (див. рис. 2.52). Для наочності на порівняльних графіках по осі абсцис відкладатимемо умовний діаметр одного клапана. Для оцінки еквівалентного умовного діаметра групи клапанів з кількістю n скористаємося залежністю для перерахунку, $D_{y.e.} = \sqrt{n \cdot D_y^2}$. Значення еквівалентного умовного діаметра у мм наведені у табл. 2.1.

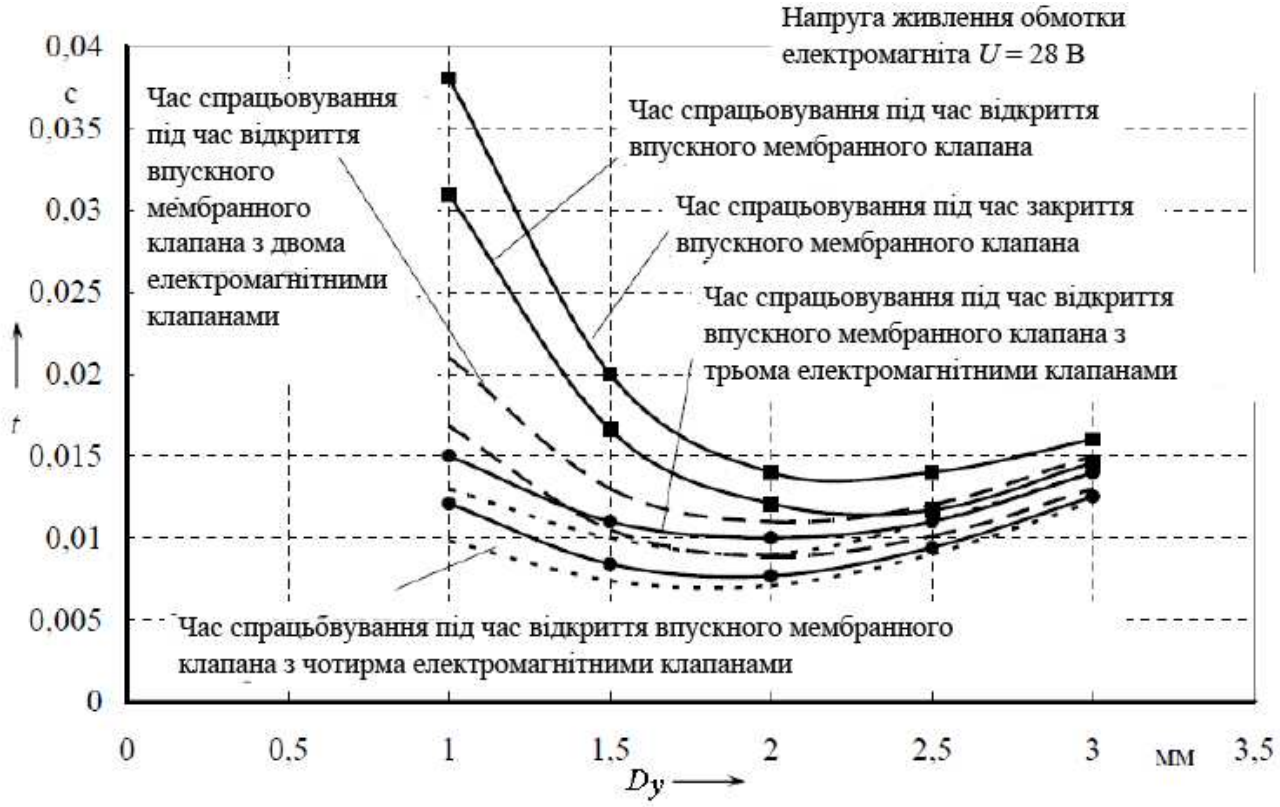


Рисунок 2.52 – Час спрацьовування впускної мембрани, керованої декількома електромагнітними клапанами

Таблиця 2.1

Значення еквівалентних умовних діаметрів клапанів

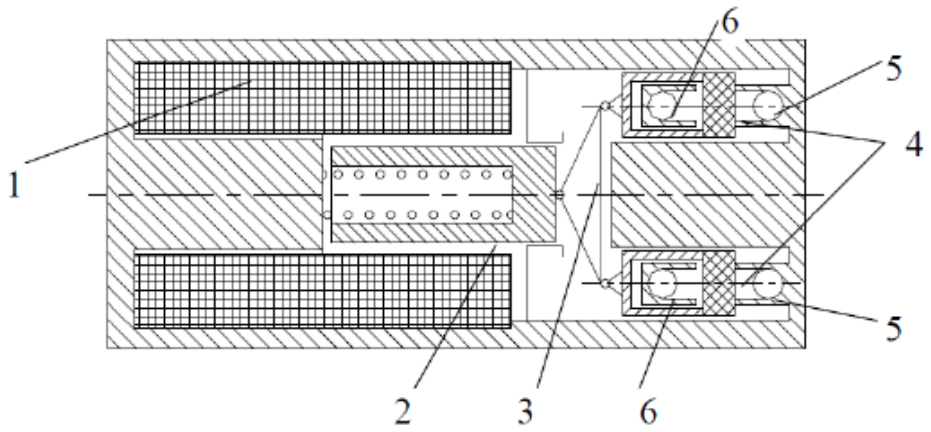
Параметри	Значення					
D_y одного електромагнітного клапана	0,5	1	1,5	2	2,5	3
D_y групи 2-х електромагнітних клапанів	0,707	1,414	2,121	2,828	3,536	4,243
D_y групи 3-х електромагнітних клапанів	0,866	1,732	2,598	3,464	4,33	5,196
D_y групи 4-х електромагнітних клапанів	1	2	3	4	5	6

Аналіз показав, що раціональним є використання у конструкції модулятора до трьох електромагнітних клапанів. З іншого боку збільшення кількості клапанів збільшує вартість конструкції модулятора в основному за рахунок збільшення кількості обмоток електромагнітів.

Теоретично зменшити вартість підсилювального каскаду, зберігши його достоїнства, можна за рахунок спеціальної конструкції електромагнітного клапана (див. рис. 2.53).

У цій конструкції один сердечник керує відразу декількома клапанами. При використанні цього принципу можливе створення конструкції і з трьома клапанами. Збільшення сумарного прохідного перерізу клапана дає відповідне збільшення сили протидії на якорі електромагніта. Проте, зберігається малий хід якоря, так як і при використанні декількох електромагнітів у конструкції підсилювального каскаду. Для аналізу працездатності подібної конструкції порівняємо її з незалежними клапанами за швидкодією.

Час спрацьовування клапана, конструкції наведеної на рис. 2.53, показано на рис. 2.55 і рис. 2.56.



1 – обмотка електромагніта; 2 – якір; 3 – балансир; 4 – клапани;
5 – впускних отворів електромагнітного клапана;
6 – випускних отворів електромагнітного клапана

Рисунок 2.53 – Варіант конструкції електромагнітного клапана з однією котушкою і двома клапанами

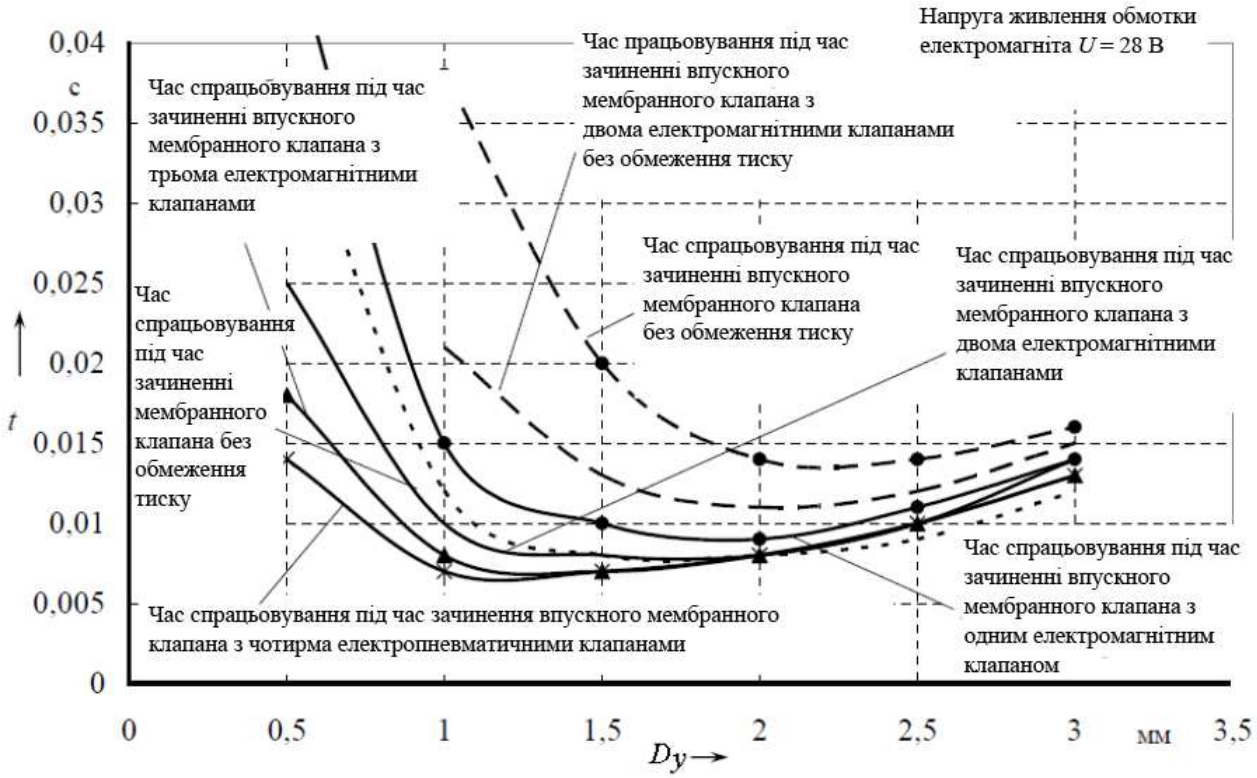


Рисунок 2.54 – Час спрацьовування впускного мембранного клапана при обмеженні мінімального тиску у підсилюючій порожнині до $4,5 \cdot 10^5$ Па

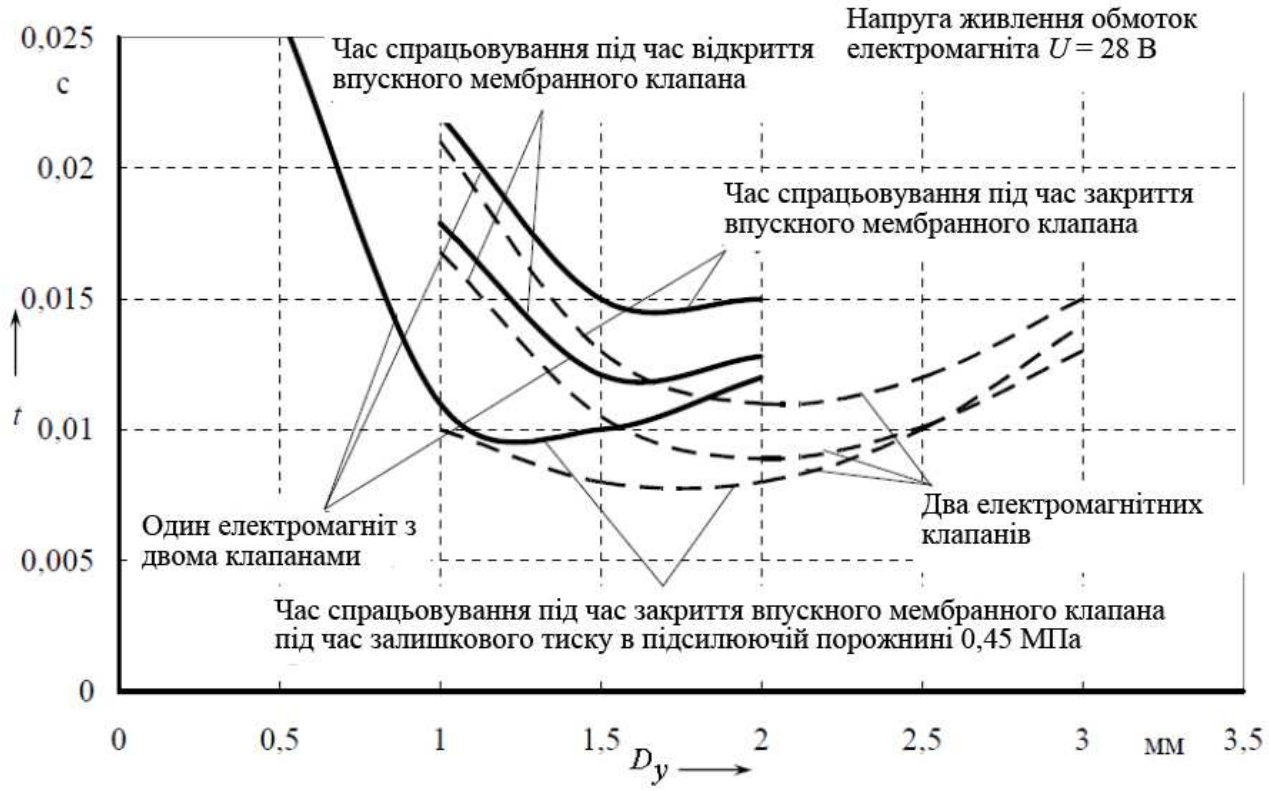


Рисунок 2.55 – Час спрацьовування мембранного клапана, керованого спареним електромагнітним клапаном

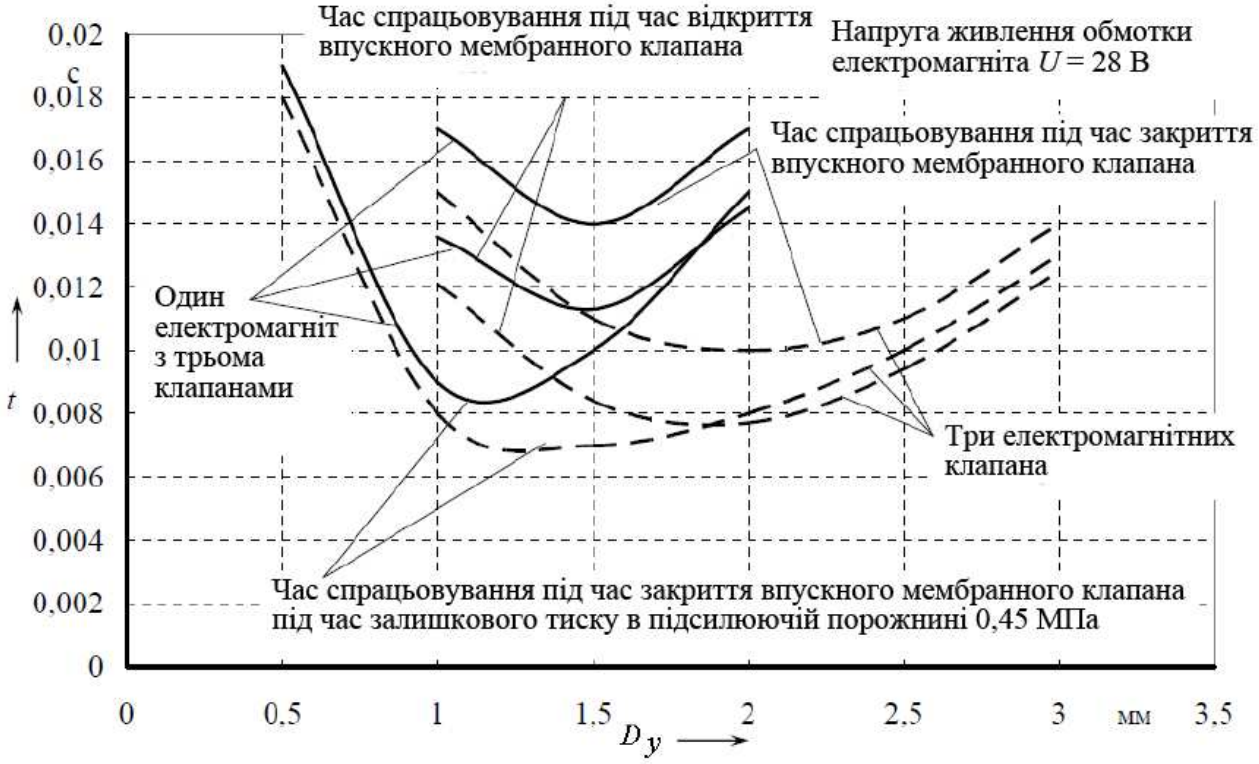


Рисунок 2.56 – Час спрацьовування мембранного клапана, керованого потрійним електромагнітним клапаном

2.3.4. Вдосконалення закону керування контуром електропневматичного гальмового привода. Точність регулювання ЕПГП оцінюється кількістю рівнів, що розташовано від мінімального до максимального робочого тиску в гальмовій камері при плавному поміщенні педалі гальма.

Оцінку контура ЕПГП виконаємо за методикою В. В. Нужного [172], у якій він, з огляду на масові та геометричні характеристики АТЗ, пропонує визначити необхідну швидкодія клапанів пневматичного модулятора.

Відправною точкою служить залежність різницевого порогу чутливості до уповільнення залежно від його початкового значення [172, 196, 198], яке визначається за залежністю (2.59) і виражається допустимою областю приросту уповільнення залежно від коефіцієнта уповільнення (див. рис. 2.57)

$$[\Delta j] = 0,07 \cdot (j + 2,5), \qquad (2.59)$$

де $[\Delta j]$ – допустиме уповільнення, м/с^2;

j – поточне уповільнення АТЗ, м/с^2 .

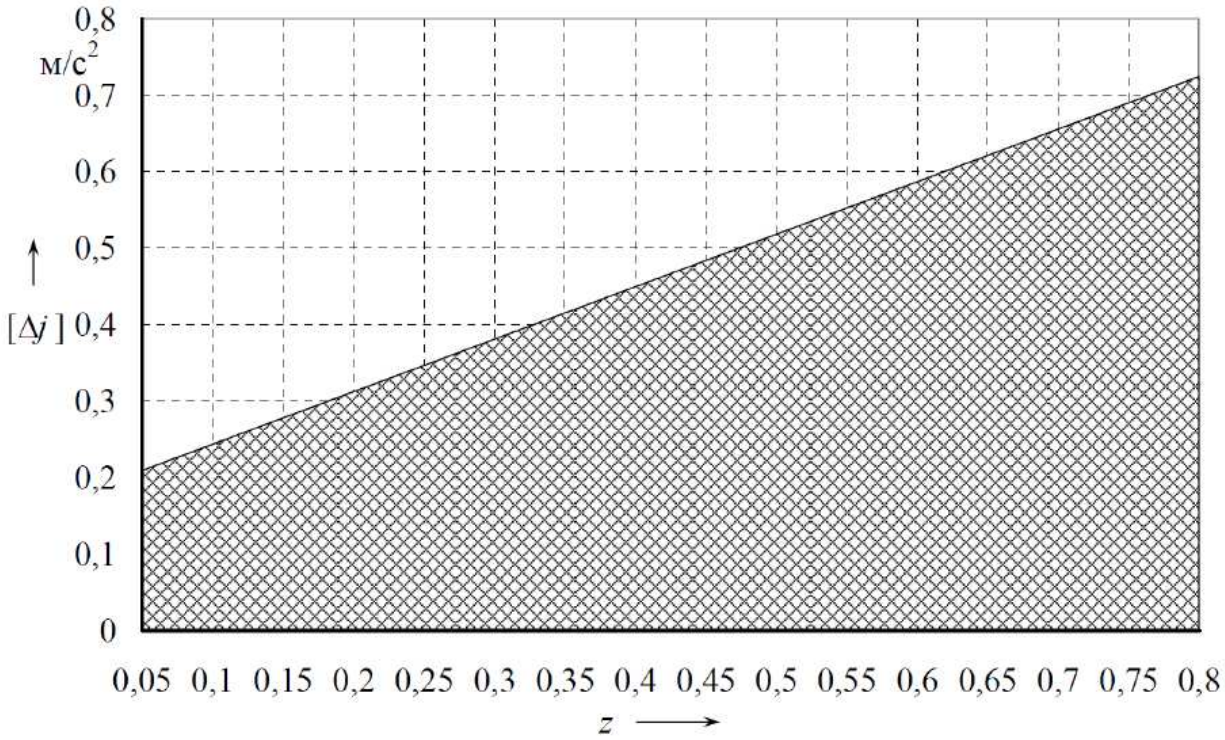


Рисунок 2.57– Зона допустимих приростів уповільнення

Знаючи допустиме уповільнення, можна визначити необхідний приріст тиску, що створює таке уповільнення. Допустимий приріст тиску автор роботи [172] пропонує визначати, використовуючи залежність

$$[\Delta P] = \frac{[\Delta j] \cdot m_c \cdot \left(P_{\text{р}} - P_{\text{н}}\right)}{R_{xi}^{max}}, \qquad (2.60)$$

де m_c – споряджена маса АТЗ, кг;

$P_{\text{н}}$ – початковий тиск, до якого немає гальмової сили, МПа;

$P_{\text{р}}$ – робочий тиск відповідний R_{xi}^{max} , МПа;

R_{xi}^{max} – максимальна гальмова сила на колесах відповідної осі,Н.

Допустимий час спрацьовування клапана модулятора визначається згідно з виразом

$$t_{\text{к}} = -T \cdot \ln\left(\frac{1 - 0,2 \cdot m_c \cdot \left(P_{\text{р}} - 0,7 \cdot m_c \cdot \left(P_{\text{р}} - P_0\right)\right) \cdot \left(P_{\text{р}} - P_0\right)}{R_{xi}^{max}}\right), \qquad (2.61)$$

де T – постійна часу контура гальмового привода.

У роботі [172] автором зроблені наступні припущення:

– швидкість переміщення педалі водієм перевищує швидкість зміни тиску. При цьому граничний сигнал (межа зони нечутливості), при зміні керуючого сигналу, випереджає сигнал ЗЗ;

– електромагнітні клапани модулятора спрацьовують миттєво після закінчення часу чистого запізнювання;

– процес зміни тиску повітря при витіканні через клапан постійного перерізу з достатньою точністю описується перехідною характеристикою аперіодичної ланки 1-го порядку.

Аналіз припущень дозволяє зробити висновок про необхідність доопрацювання цієї методики стосовно контура ЕПГП з мембранним модулятором тиску.

По-перше, обмеження величини зміни уповільнення потрібне для забезпечення комфортного службового гальмування. Охарактеризувати процеси, що відбуваються у контурі, можна за допомогою статичної характеристики ЕПГП. У цьому режимі роботи швидкість зміни керуючого сигналу істотно нижча швидкості зміни сигналу ЗЗ, що суперечить першому припущенню автора [172].

По-друге, В. В. Нужним [172] розглянуто три варіанти установки датчика ЗЗ у контурі ЕПГП з поршневим модулятором на базі прискорювального клапана (швидкодія якого на порядок нижче мембранного [170]):

– варіант 1 – у гальмовій камері;

– варіант 2 – за модулятором;

– варіант 3 – у порожнині прискорювального клапана, що керує.

Враховуючи необхідну швидкодію клапана ($t_{до}$ = 0, 003÷0, 0035 с) і перше припущення, ця методика підходить тільки для третього варіанта установки датчика ЗЗ. При установці датчика ЗЗ за другим варіантом закон зміни сигналу ЗЗ не може бути описана перехідною характеристикою аперіодичної ланки 1-го порядку (рис. 2.12, рис. 3.52, рис. 3.53 і рис. 3.57), як прийнято у третьому

припущенні, а при установці датчика ЗЗ за першим варіантом неможливо отримати бажану швидкодію клапана [170].

По-третє, при визначенні допустимого рівня тиску статичної характеристики ЕПГП (рис. 3.59 і рис. 3.60) не можна користуватися графіком монотонного наповнення гальмових камер (тобто динамічною характеристикою ЕПГП) (рис. 3.50, рис. 3.51 і рис. 3.52) оскільки статична характеристика ЕПГП не є монотонною, а постійна часу кожного рівня статичної характеристики відрізняється від постійної часу монотонного наповнення у 2 ÷ 2, 5 разу. Це пов'язано з інерційністю, обумовленою об'ємом трубопроводу, що зв'язує модулятор з гальмовими камерами, а також часу запізнювання, що виникає з цієї ж причини t_0 (рис. 2.58) у наростанні тиску в гальмовій камері.

Виконаний аналіз вказує на необхідність доопрацювання методики відповідного до контуру з мембранним модулятором. Розглянемо типову сходинку підвищення тиску, отриману при отриманні статичної характеристики ЕПГП (рис. 2.58).

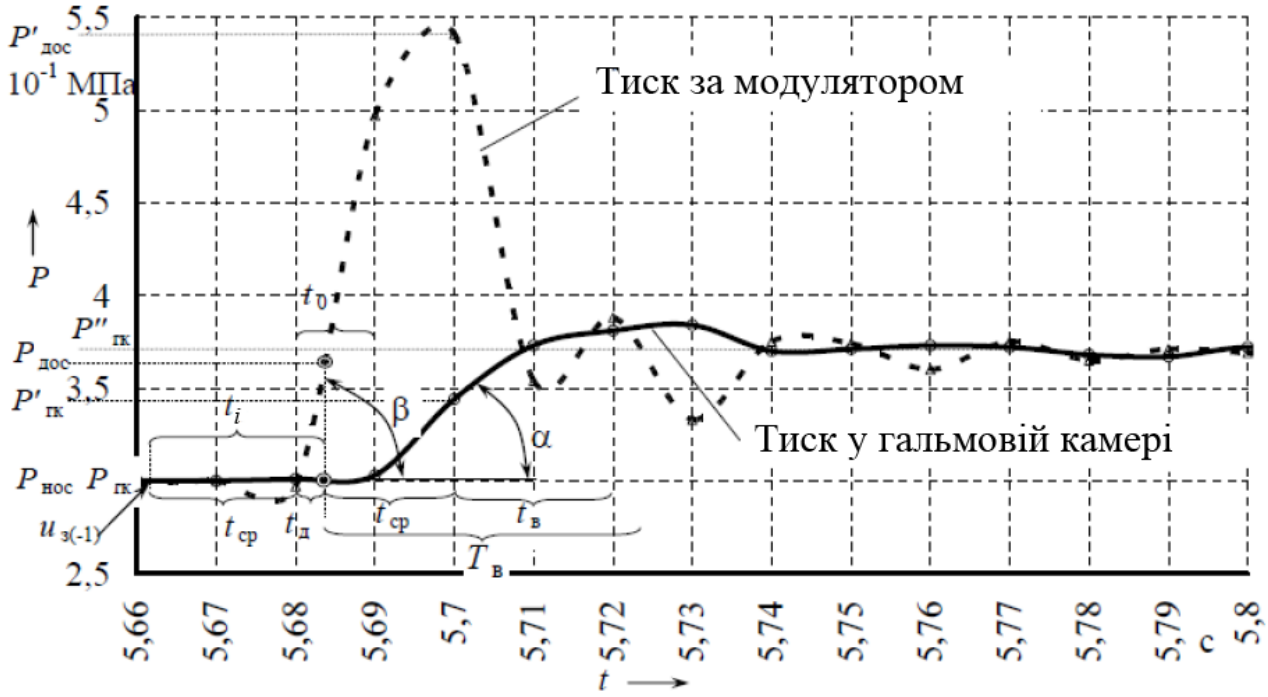


Рисунок 2.58 – Підвищення тиску у контурі ЕПГП на величину одного ступеня

З моменту подання клерувального сигналу, на обмотку електромагніта до моменту повного відкриття мембранного клапана модулятора проходить час спрацьовування $t_{ср}$. Тиск повітря починає рости в трубопроводі за модулятором з визначеною інтенсивністю, рівною tan β.

У гальмовій камері перехідний процес наростає з інтенсивністю, рівною tan α, через час запізнювання t_0 . Оскільки датчик ЗЗ встановлений у порожнині модулятора, то у ЕБК надходить інформація тільки про підвищення тиску за модулятором (рис. 2.58).

Через проміжок часу t_i після подання керуючого сигналу, тиск за модулятором відповідатиме $P_{дос}$, а в гальмовій камері $P_{ГК}$. На практиці точно визначити момент початку зростання тиску за модулятором дуже складно через «шум» датчика ЗЗ і коливальних процесів у контурі ЕПГП (рис. 2.40 і рис. 2.58). Тому вестимемо відлік через час спрацьовування мембрани $t_{ср}$ з моменту подання імпульсу $u_{з(-1)}$ на обмотку електромагніта.

Тоді

$$t_д = t_i - t_{ср}, \tag{2.62}$$

де $t_д$ – час між початком зростання тиску і моментом подання ЕБК сигналу на закриття клапана, с;

t_i – час між двома найближчими сигналами поданими ЕБК на обмотку електромагніта, с;

$t_{ср}$ – час спрацьовування мембранного клапана, с.

Початковий тиск, встановлений під час попередньої уставки, і поточний тиск у гальмовій камері на момент подання сигналу у ЕБУ визначимо по залежностях (2.63) і (2.64).

$$P_{нос} = P_{дос} - t_д \cdot \tan\beta, \tag{2.63}$$

$$P_{ГК} = P_{нос} + \left(t_д - t_0\right) \cdot \tan\alpha, \tag{2.64}$$

де $P_{дос}$ – тиск повітря в трубопроводі у момент прийняття ЕБК рішення про закриття впускного клапана, МПа;

$P_{\text{нос}}$ – початковий тиск повітря у контурі ЕПГП перед відкриттям впускного клапана, МПа;

t_0 – час запізнювання початку зростання тиску у гальмовій камері по відношенню до початку зростання тиску у трубопроводі, с;

tan α – постійна часу для процесу наростання тиску у гальмовій камері, МПа/с;

tan β – постійна часу для процесу наростання тиску у трубопроводі між гальмовою камерою і модулятором, МПа/с;

$P_{\text{ГК}}$ – тиск у гальмовій камері в момент прийняття ЕБК рішення про закриття впускного клапана, МПа.

Розрахуємо подальше зростання тиску у контурі ЕПГП. За умови подання керуючого імпульсу на обмотку електромагніта в момент часу t_i мембранний клапан закриється, через час $t_{\text{ср}}$. За цей час тиск у гальмовій камері досягне значення $P'_{\text{ГК}}$, а тиск за модулятором – значення $P'_{\text{дос}}$.

$$P'_{ГК} = P_{\text{ГК}} + t_{\text{ср}} \cdot \tan\alpha\,; \tag{2.65}$$

$$P'_{\text{дос}} = P_{\text{дос}} + K_{\text{зат}} \cdot t_{\text{ср}} \cdot \tan\beta\,, \tag{2.66}$$

де $K_{\text{зат}}$ – коефіцієнт затухання зростання тиску в процесі закриття мембранного клапана.

На момент закриття мембранного клапана в контурі ЕПГП встановиться різниця тисків між гальмовою камерою і трубопроводом, рівна ΔP .

$$\Delta P = P'_{\text{дос}} - P'_{\text{ГК}}\,, \tag{2.67}$$

Після закриття впускного клапана модулятора тиск вирівнюється до значення, що встановилося $P_{\text{ГК}}$.

Визначимо цей тиск відповідно до системи рівнянь (2.68). При складанні рівнянь скористаємося розрахунковою схемою (рис. 2.25), враховуючи, що при наповненні контура тиск $P_{\text{дос}}$ завжди більше, ніж тиск $P_{\text{ГК}}$. Позначення у формулах відповідають позначенням, прийнятим на рис. 2.58.

$$\begin{cases} k \cdot R \cdot T_{\text{дос}} \cdot G_{\text{ГК}} dt = V_{\text{ГК}} dP'_{\text{ГК}} \\ k \cdot R \cdot T_{\text{дос}} \cdot \left(-G_{\text{дос}}\right) dt = V_{\text{дос}} dP'_{\text{дос}} \end{cases}, \tag{2.68}$$

де $V_{\text{дос}}$ – сума об'ємів $V_{\text{м}}$ і V_1 (див. рис. 2.25) згідно з роботами О. В. Герц [126] таке припущення правомірне для дослідження впливу об'єму трубопроводу;

$G_{\text{ГК}}$, $G_{\text{дос}}$ – витрата для гальмової камери і порожнини датчика зворотного зв'язку відповідно;

$T_{\text{дос}}$ – температура у порожнині датчика ЗЗ, °К.

Якщо допустити, що після закриття впускного клапана модулятора випускний також залишається в закритому положенні, то контур ЕПГП у цей момент є системою з постійним об'ємом без припливу додаткової порції повітря з ресивера. В цьому випадку миттєва витрата через трубопровід, що зв'язує модулятор і гальмову камеру, можна вважати однаковим як для модулятора, так і для гальмової камери ($G_{\text{ГК}} = G_{\text{дос}}$). З урахуванням цього з системи рівнянь (2.68) отримаємо залежність

$$-dP'_{\text{дос}} \cdot V_{\text{дос}} = dP'_{\text{ГК}} \cdot V_{\text{ГК}}, \tag{2.69}$$

звідки

$$-dP'_{\text{дос}} = dP'_{\text{ГК}} \cdot \frac{V_{\text{ГК}}}{V_{\text{дос}}}. \tag{2.70}$$

Вирівнювання тиску походить від початкових тисків у відповідних порожнинах контура ЕПГП до деякого тиску РТК. Тоді проінтегрувавши рівняння (2.70) отримаємо:

$$\int_{P'_{\text{дос}}}^{P''_{\text{ГК}}} dP'_{\text{дос}} = -\frac{V_{\text{ГК}}}{V_{\text{дос}}} \cdot \int_{P'_{\text{ГК}}}^{P''_{\text{ГК}}} dP'_{\text{ГК}}, \tag{2.71}$$

$$\left(P''_{\text{ГК}} - P'_{\text{дос}}\right) = -\frac{V_{\text{ГК}}}{V_{\text{дос}}} \cdot \left(P''_{\text{ГК}} - P'_{\text{ГК}}\right), \tag{2.72}$$

$$P''_{\text{ГК}} = \frac{P'_{\text{дос}} + P'_{\text{ГК}} \cdot \dfrac{V_{\text{ГК}}}{V_{\text{дос}}}}{1 + \dfrac{V_{\text{ГК}}}{V_{\text{дос}}}}. \qquad (2.73)$$

У формулі (2.73) замінимо тиск у порожнині модулятора $P'_{\text{дос}}$ на суму тисків $\Delta P + P'_{\text{ГК}}$, а значення тиску після його вирівнювання $P''_{\text{ГК}}$ замінимо на суму тиски у гальмовій камері і приріст тиску після його вирівнювання $P''_{\text{ГК}} = P'_{\text{ГК}} + \Delta P_B$ (див. рис. 2.58).

$$P'_{\text{ГК}} + \Delta P_B = \frac{\Delta P + P'_{\text{ГК}} + P'_{\text{ГК}} \cdot \dfrac{V_{\text{ГК}}}{V_{\text{дос}}}}{1 + \dfrac{V_{\text{ГК}}}{V_{\text{дос}}}}, \qquad (2.74)$$

де ΔP – різниця тисків між порожниною датчика ЗЗ і гальмовою камерою в момент закриття мембранного клапана;

ΔP_B – приріст тиску у гальмовій камері з моменту закриття мембранного клапана до моменту вирівнювання тиску в контурі.

Тоді після перетворень отримаємо

$$P'_{\text{ГК}} + \Delta P_B = \frac{\Delta P}{1 + \dfrac{V_{\text{ГК}}}{V_{\text{дос}}}} + P'_{\text{ГК}}, \qquad (2.75)$$

$$\Delta P_B = \frac{\Delta P}{1 + \dfrac{V_{\text{ГК}}}{V_{\text{дос}}}} = K_B \cdot \Delta P, \qquad (2.76)$$

де K_B – коефіцієнт вирівнювання тиску.

Таким чином, у гальмовій камері після вирівнювання тиску у контурі ЕПГП остаточно за час $t_{\text{в}}$ встановлюється тиск

$$P''_{\text{ГК}} = P'_{\text{ГК}} + \Delta P_B. \qquad (2.77)$$

Для визначення витрати повітря в трубопроводі застосовується відома залежність (А.4), використання якої звільняє від необхідності переходити від надкритичного до підкритичного режиму течії повітря.

Виразимо з рівняння (2.73) одно з складових залежності (А.4) $\sigma = P'_{\text{ГК}} / P'_{\text{дос}}$ і підставимо у формулу витрати. Після перетворень функція витрати матиме вигляд

$$\varphi(\sigma) = \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{P''_{\text{ГК}}}{P'_{\text{дос}}} \cdot \left(1 + \frac{V_{\text{дос}}}{V_{\text{ГК}}} \right) - \frac{V_{\text{дос}}}{V_{\text{ГК}}} \right)^2}{2 \cdot k \cdot \left(\xi - \ln \left(\frac{P''_{\text{ГК}}}{P'_{\text{дос}}} \cdot \left(1 + \frac{V_{\text{дос}}}{V_{\text{ГК}}} \right) - \frac{V_{\text{дос}}}{V_{\text{ГК}}} \right) \right)}} . \qquad (2.78)$$

Підставивши рівняння (2.78) в будь-яке рівняння системи (2.68) і проінтегрувавши в межах від початкового тиску у порожнині до тиску вирівнювання, отримаємо час, під час якого тиск у контурі ЕПГП вирівнюється при закритих клапанах модулятора

$$t_B = \int_{P'_{\text{дос}}}^{P''_{\text{ГК}}} \frac{-V_M \cdot dP'_{\text{дос}}}{\mu \cdot f \cdot V_{\text{кр}} \cdot P'_{\text{дос}} \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{P''_{\text{ГК}}}{P'_{\text{дос}}} \cdot \left(1 + \frac{V_{\text{дос}}}{V_{\text{ГК}}} \right) - \frac{V_{\text{дос}}}{V_{\text{ГК}}} \right)^2}{2 \cdot k \cdot \left(\xi - \ln \left(\frac{P''_{\text{ГК}}}{P'_{\text{дос}}} \cdot \left(1 + \frac{V_{\text{дос}}}{V_{\text{ГК}}} \right) - \frac{V_{\text{дос}}}{V_{\text{ГК}}} \right) \right)}}} . \qquad (2.79)$$

Для параметрів контура досліджуваного ЕПГП цей час складає 0, 0269 с. Тиск $P''_{\text{ГК}}$ = 3,003 · 10^5 Па, що узгоджується з експериментальними даними наповнення гальмової камери (рис. 2.59 і рис. 2.60).

Знаючи час спрацьовування мембранного клапана $t_{\text{ср}}$, можемо визначити мінімальний час відкритого стану клапана і величину зони нечутливості.

Очевидно, що з усього різноманіття статичних характеристик, отриманих при плавному переміщенні педалі гальма, мінімальний час перехідного процесу статичної характеристики можемо отримати згідно з виразом

$$t_{\text{відк_стан}} = t_{\text{дв_м_відк}} + t_{\text{ср_м}} - t_{\text{ср_е}}, \qquad (2.80)$$

де $t_{\text{відк_стан}}$ – час відкритого стану мембранного клапана, с;

$t_{\text{дв_м_відк}}$ – час руху мембранного клапана при від, с;

$t_{\text{ср_м}}$ – час спрацьовування мембранного клапана, с;

$t_{\text{ср_е}}$ – час спрацьовування електромагнітного клапана, с.

$$t_{\text{відк_стан}} = 0{,}001 + 0{,}008 - 0{,}0025 = 0,\ 0065 \text{ с}.$$

Очевидно, що при часі відкритого стану впускного клапана, менше t_0 = 0,01 с, останній встигне закритися ще до начала зростання тиску у гальмовій камері. Тоді величину ступеня тиску повністю визначатиме характер зміни тиску у трубопроводі між модулятором і гальмовою камерою.

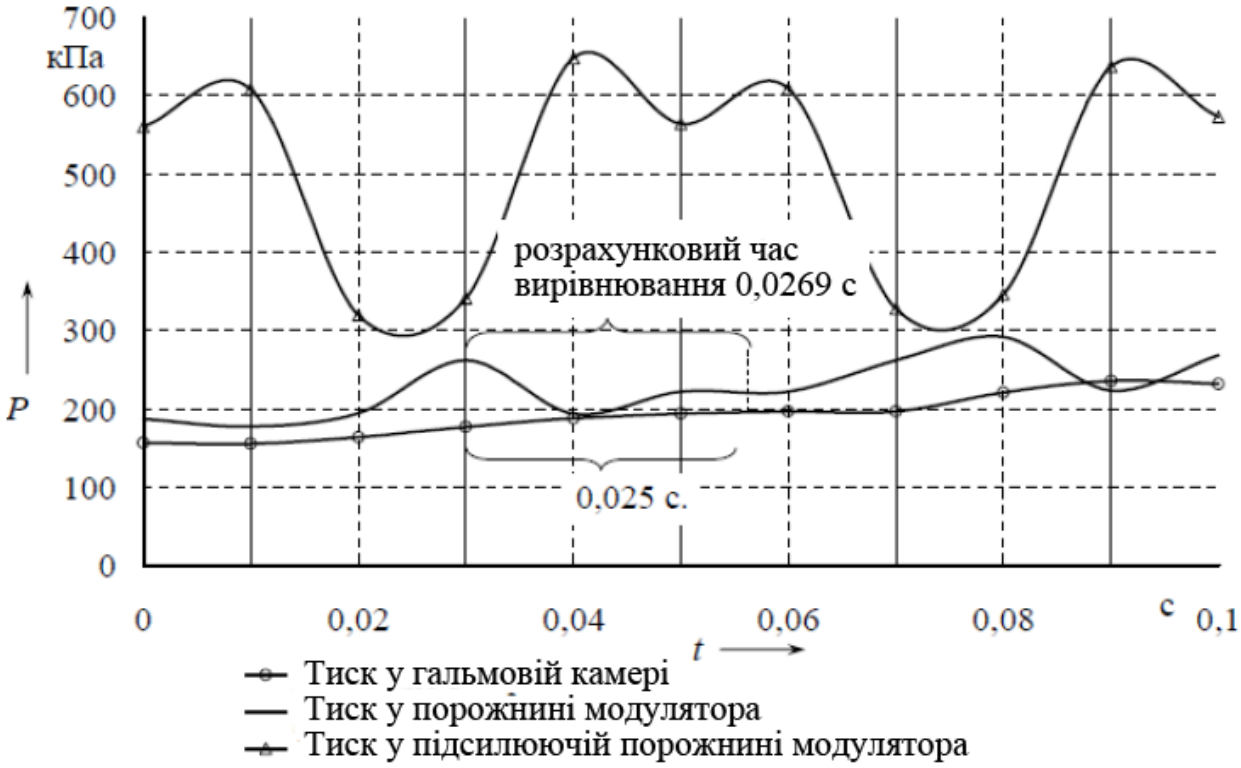


Рисунок 2.59 – Зміна тиску у контурі ЕПГП при вирівнюванні тиску по контуру без відкриття випускного клапана

З урахуванням вищесказаного справедлива нерівність (2.81), що обмежує величину рівня тиску.

$$K_B \cdot t_{\text{відк_стан}} \cdot \tan \beta,, \left[\Delta P_B\right], \qquad (2.81)$$

де $[\Delta P_B]$ – допустима величина ступеня тиску, МПа.

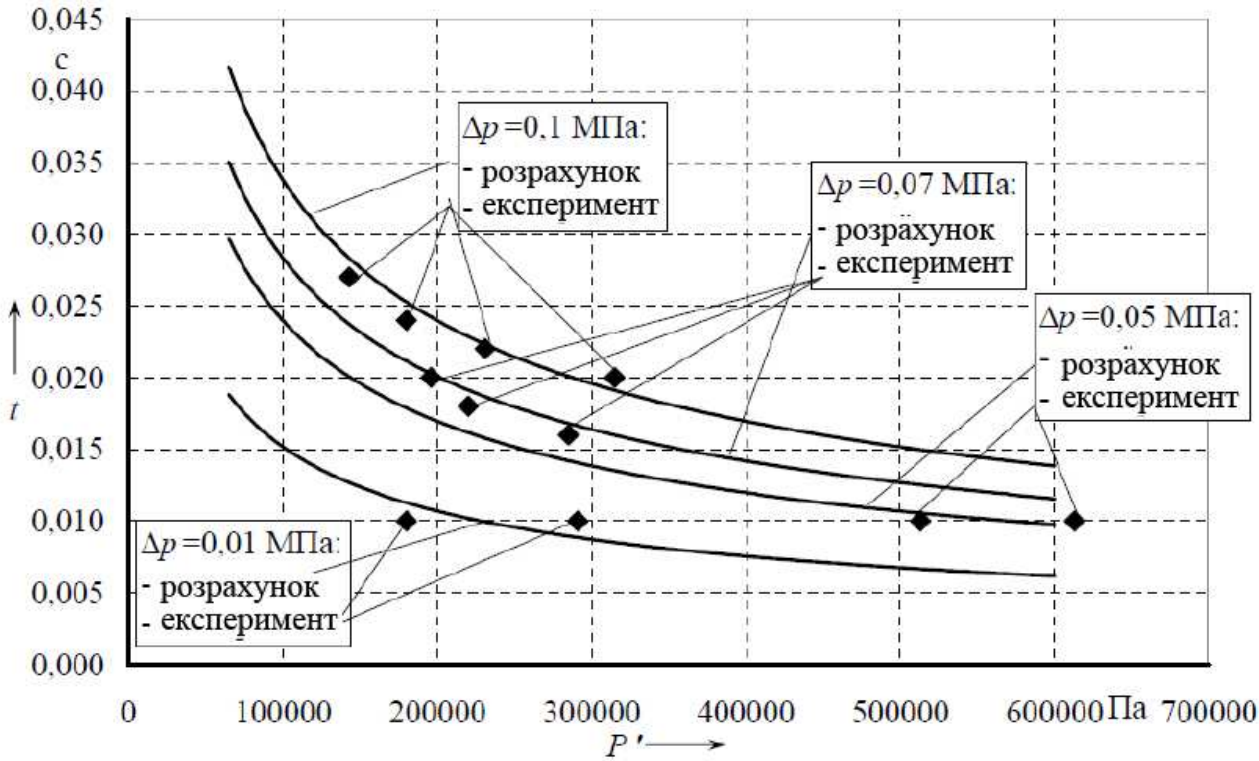


Рисунок 2.60 – Залежність часу вирівнювання тиску у контурі ЕПГП від початкового тиску у гальмовій камері при різних перепадах тиску між гальмовою камерою і порожниною модулятора

У свою чергу, допустиму величину рівня тиску багато авторів прагнуть визначати, використовуючи який-небудь ключовий критерій [172, 199], що не зовсім логічно, оскільки кожна умова, що накладає обмеження на допустимий рівень статичної характеристики, домінує у своєму діапазоні навантажень і уповільнень АТЗ. Розглядаючи в основному контури ЕПГП з одно канальними осьовими модуляторами, автори у роботах [111, 172, 199] виділяють дві основні вимоги для визначення допустимої ступінчастості ЕПГП.

Перша вимога – забезпечення комфортабельності службових гальмувань, з урахуванням нечутливості людського організму до приросту уповільнення (рис. 2.57) (може бути виражена лінійною або степеневою залежністю), яке виражається рівнянням (2.59) [172]. Тоді

$$\left[\Delta F_{Ti}\right] = \left[\Delta P_B\right] \cdot K_{Ti} = m \cdot \left[\Delta j\right], \qquad (2.82)$$

де $[\Delta F_{T\ i}]$ – допустима зміна гальмової сили i-ї вісі АТЗ, що викликає допустиму зміну уповільнення, Н;

$[\Delta P_B]$ – допустима зміна тиску у і-му контурі гальмового привода, МПа;

K_{Ti} – коефіцієнт перетворення гальмового механізму і колеса, Н/МПа;

m – маса АТЗ, кг.

Друга вимога – забезпечення можливості регулювання тиску під час гальмування на льоду при мінімальному коефіцієнті тертя шини об дорогу $\varphi_{\min} = 0{,}05$ [200]. У роботі [199] цей рівень визначається як різниця між тиском за яким виникає блокування коліс при мінімальному зчепленні з дорогою і тиском початку зростання гальмового моменту.

З іншого боку, застосування одно канальних осьових модуляторів не дозволяє реалізувати функції АБС вищої категорії, а також систем курсової стійкості та стійкості проти перекидання. Реалізація функцій згаданих систем у комплексних системах керування гальмуванням АТЗ, на сьогодні, забезпечується застосуванням двоканальних осьових модуляторів у гальмовому приводі тягача і причіпних ланок. Наявність двох модуляторів на одній осі допускає їх розузгоджувальну роботу через що необхідно ввести третю вимогу – допустима бортова нерівномірність тиску для будь-якої вісі [64] не повинна перевищувати 25% від більшої величини в діапазоні від 2 м/с^2 і більше, а також не перевищувати значення, що відповідає 25 %, при уповільненні 2 м/с^2 і менше.

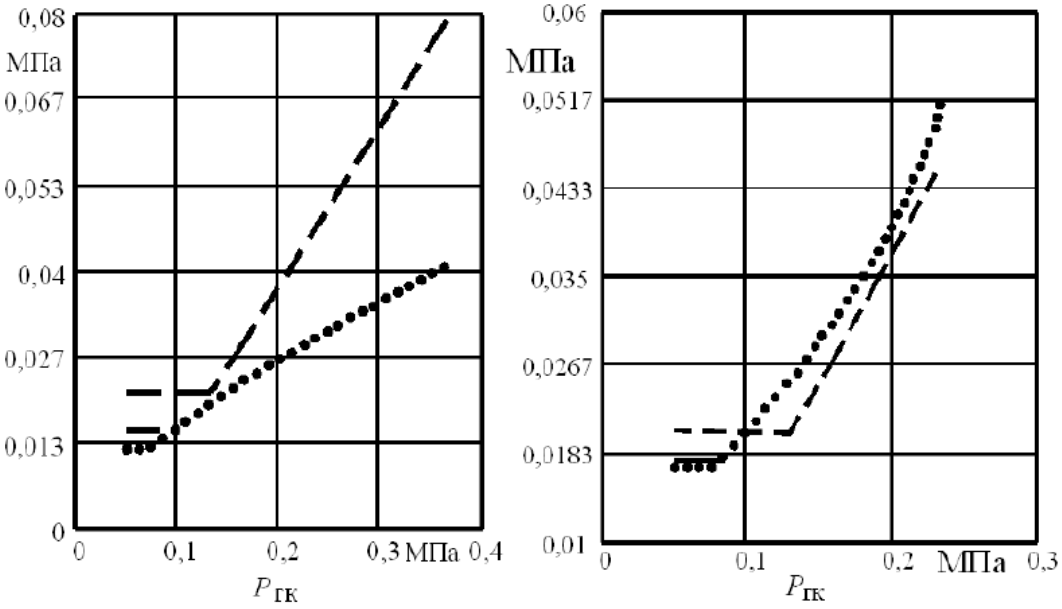
Результати розрахунків допустимих значень уставок тиску для вантажного автомобіля загального призначення ЗіЛ – 431410 [4] згідно з усіма трьома критеріями визначення ступінчастості ЕПГП, наведені на рис. 2.61 і рис. 2.62.

Розрахуємо реальний рівень приросту уповільнення, що відповідає досягнутому рівню відкритого стану впускного клапана за залежністю

$$\Delta j_i = \frac{t_{\text{відк_стан}} \cdot K_{\beta i} \cdot K_{Bi} \cdot K_{Ti}}{m}, \qquad (2.83)$$

З урахуванням наповнення гальмової камери

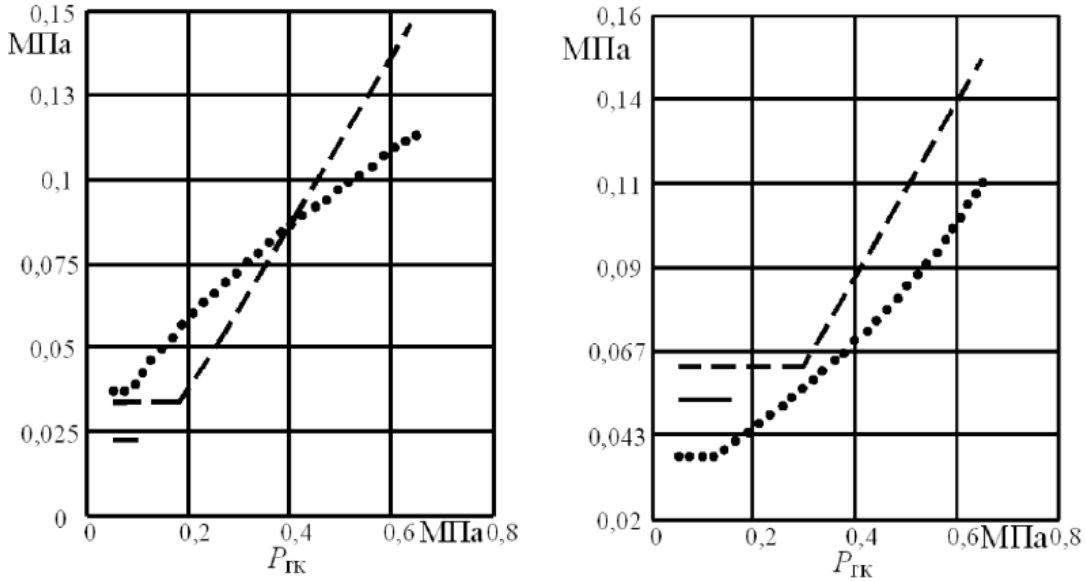
$$\Delta j_i = \frac{\left[\left(t_{\text{відк_стан}} \cdot K_{\beta i} - \left(t_i - t_{0i}\right) \cdot K_{\alpha i}\right) \cdot K_{Bi} + \left(t_{\text{відк_стан}} - t_{0i}\right) \cdot K_{\alpha i}\right] \cdot K_{Ti}}{m}. \qquad (2.84)$$



а) б)

а) – для порожнього автомобіля; б) – для навантаженого автомобіля; • • • – за умовою комфортабельності; – – – – – – за умовою бортової нерівномірності; ——— – за умовою регульованості на льоду

Рисунок 2.61 – Допустимі значення уставок для передньої вісі автомобіля

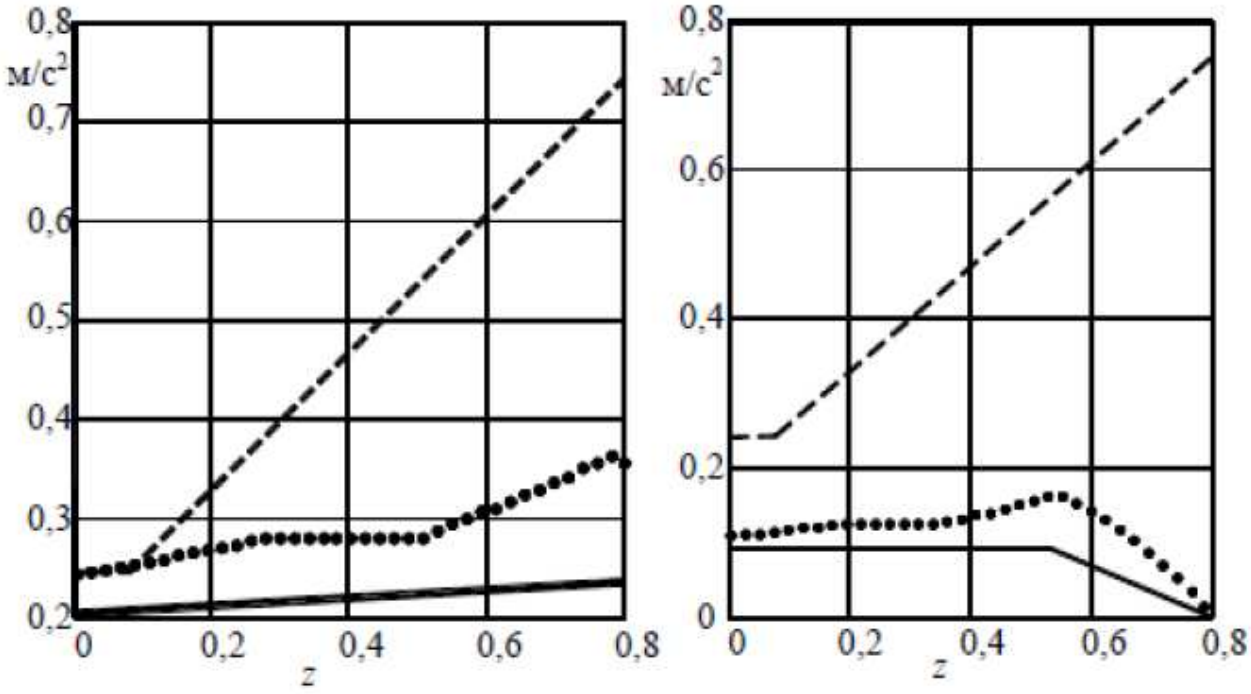


а) б)

а) – для порожнього автомобіля; б) – для навантаженого автомобіля; • • • – за умовою комфортабельності; – – – – – – за умовою бортової нерівномірності; ——— – за умовою регульованості на льоду

Рисунок 2.62 – Допустимі значення уставок для задньої вісі автомобіля

Оцінити міру комфортабельності службового гальмування можна за кривими, що характеризують приріст уповільнення в залежності від інтенсивності гальмування. При розрахунку відповідних кривих врахуємо в рівнянні (2.84) зміну коефіцієнтів $K_{\beta i}$ і $K_{\alpha i}$, а також збільшення часу спрацьовування мембранного клапана в міру наповнення контура ЕПГП і виразимо їх через коефіцієнт гальмування $z = j/g$ (рис. 2.63). Зниження швидкодії впускного мембранного клапана пов'язано зі збільшенням протитиску на мембрану з контура в міру його заповнення.



а) б)

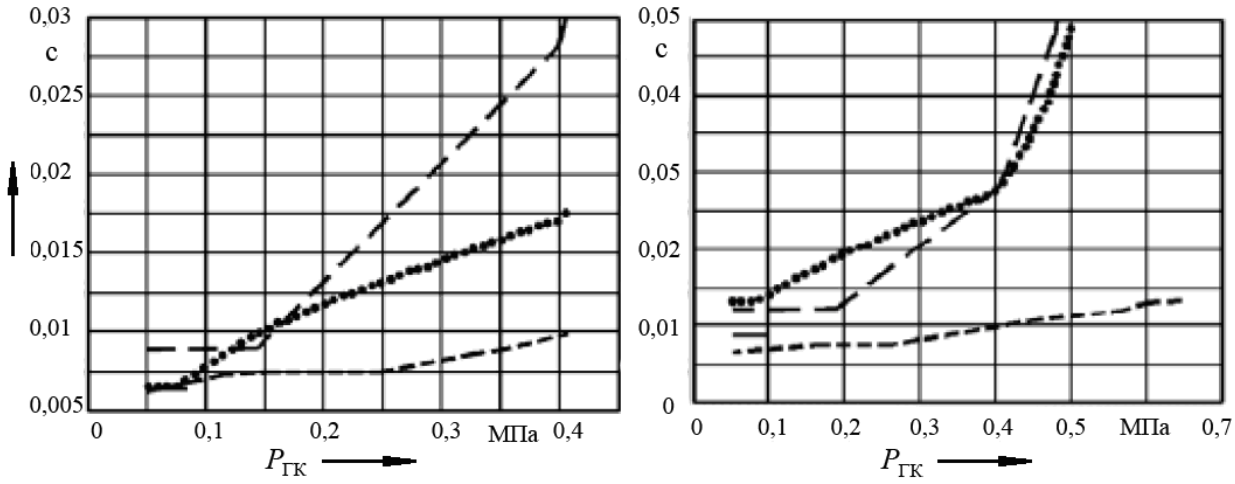
а) – для порожнього автомобіля; б) – для навантаженого автомобіля;
• • • – рівень уповільнення передньої вісі; – – – – – – допустимий рівень уповільнення; ——— – рівень уповільнення задньої вісі

Рисунок 2.63 – Приріст уповільнення автомобіля

Отримані криві характеризують приріст уповільнення залежно від інтенсивності гальмування. За ними можна оцінити рівень комфортабельності службового гальмування. Варто також зазначити, що при збільшенні темпу переміщення гальмової педалі САР прагне зберегти точність регулювання, і рівень тиску виходять за межі допустимих границь, за умовою

комфортабельності. У цей момент водій може відчувати ривки в процесі гальмування. Оцінною характеристикою для узагальнення всіх введених критеріїв можна вважати час відкритого стану клапана. Користуючись цією методикою, можемо визначити граничні значення цього часу, відповідність модулятора, який встановлений на АТЗ з ЕПГП.

Деяку складність відносно забезпечення комфортабельності гальмування являє передня вісь АТЗ (див. рис. 2.63, рис. 2.64, рис. 2.65).



а) – для порожнього автомобіля; б) – для навантаженого автомобіля;

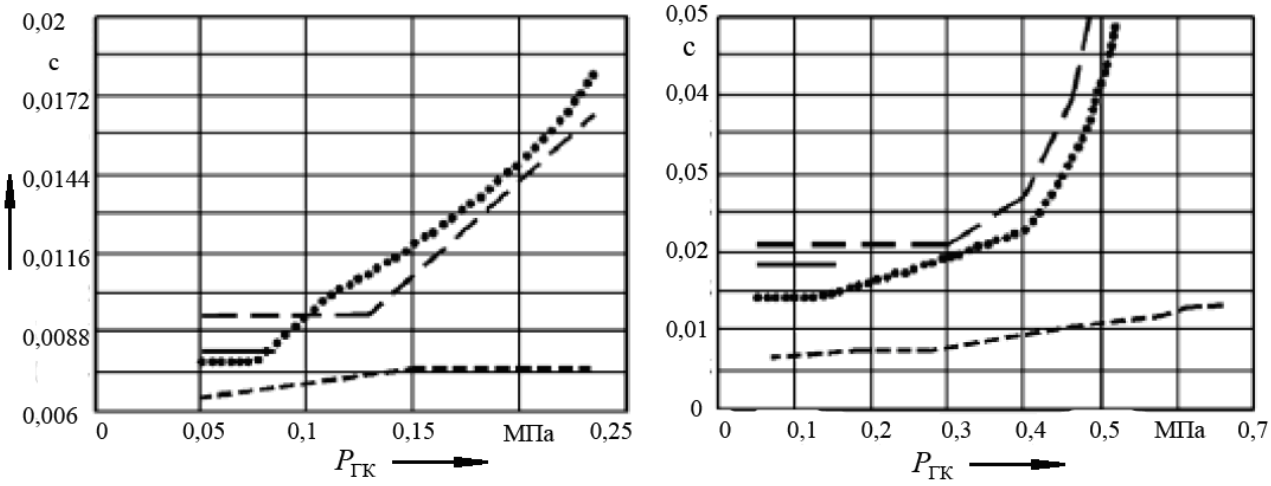
• • • – за умовою комфортабельності; – – – – – – за умовою бортової нерівномірності; ——— – за умови регульованості на льоду;

- - - - – реальна величина $t_{відк_стан_min}$

Рисунок 2.64 – Максимально допустимий час відкритого стану клапана для контуру передньої вісі АТЗ

Для неї не завжди вдається забезпечити умову (2.81). Цим пояснюється застосування у гальмових системах фірми WABCO як модулятора задньої вісі одного релейного електропневматичного модулятора, а для керування передньою віссю – комбінація із квазіпропорційного модулятора ЕПГП і релейних модулятором АБС (рис. 2.7) [145, 149].

Наповнюючи контур ЕПГП рівномірними рівнями, не перевищуючи допустимої величини тиску, отримаємо квазіпропорційну статичну характеристику – приріст уповільнення у функції від зусилля на педалі гальма ($\Delta j = f(F_{ПТ})$).



а) – для порожнього автомобіля; б) – для навантаженого автомобіля;
• • • – за умовою комфортабельності; – – – – – – за умовою бортової нерівномірності; ——— – за умови регульованості на льоду;
- - - - – реальна величина $t_{відк_стан_min}$

Рисунок 2.65 – Максимально допустимий час відкритого стану клапана для контуру задньої вісі АТЗ

Очевидно, що чим менша зона нечутливості, тим вища точність регулювання САР, але водночас гірша її стійкість. Це особливо позначається при перерегулювання під час перехідного процесу наповнення контуру ЕПГП і в період загасання коливань повітря у контурі, оскільки амплітуда коливань сумірна з величиною зони нечутливості (див. рис. 2.40 і рис. 3.74). Одним з негативних наслідків є відкриття випускного мембранного клапана в момент перерегулювання тиску в зоні датчика ЗЗ, що призводить до перевитрати робочого тіла. Усунути цей недолік можна введенням так званого «часу вирівнювання тиску» $t_в$ (див. рис. 2.58 і рис. 2.68), під час якого ЕБК не подає команди на електромагніт випускного клапана. Відлік «часу вирівнювання тиску» починається після досягнення дійсним тиском нижньої межі зони нечутливості і подання сигналу на закриття впускного клапана модулятора. Впродовж «часу вирівнювання тиску» сигнал від датчика зворотного зв’язку не впливає на відкриття випускного клапана модулятора. Водночас впускний клапан може бути відкритий при збільшенні рівня заданого сигналу і виходу

дійсного тиску за межі нижньої границі зони нечутливості. Таким чином, після вирівнювання тиску по контуру дійсний сигнал повертається в границі зони нечутливості і перевитрати робочого тіла через зайве відкриття випускного клапана не відбувається. «Час вирівнювання тиску», закладене в алгоритм керування, складається з підготовчого часу і власне часу вирівнювання тиску у контурі. Підготовчий час включає час спрацьовування електромагнітного клапана і час закриття впускного мембранного клапана модулятора. Під час процесу випуску повітря з гальмових камер «час вирівнювання тиску» впливає на впускний клапан модулятора, блокуючи його.

Як зазначалося у роботі [172], існує час перехідного процесу, після перевищення якого точність установки тиску в контурі ЕПГП не змінюється, тобто у діапазоні робочих тисків укладається однакове число рівнів тиску. У такому разі є сенс, орієнтуючись тільки на положення педалі гальма, періодично відкривати впускний клапан на мінімально можливий час $t_{\text{відк_стан_min}}$ пропорційно зміщенню педалі. Датчик ЗЗ використовується тільки у діагностичних цілях, оскільки збільшення точності регулювання він не дасть, а може тільки дестабілізувати САР, оскільки амплітуда коливань повітря в контурі може в декілька разів перевищувати зону нечутливості. Фактично в цей момент контур ЕПГП стає розімкненою САР.

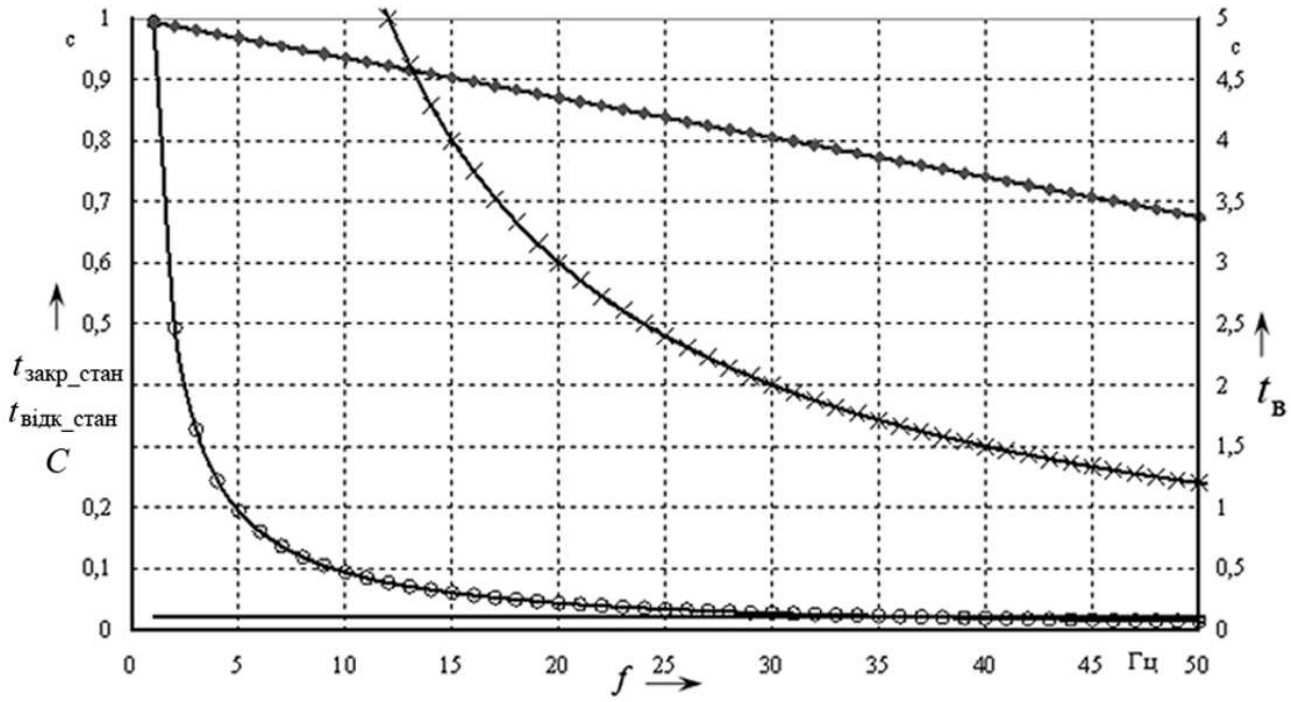
Указаний спосіб регулювання добре зарекомендував себе при швидкостях переміщення педалі гальма, що не дозволяють вийти сигналу ЗЗ за межи зони нечутливості, що відповідають рівнянню (2.9) мінус запас стійкості за тиском, пов’язаний з його збільшенням під час вирівнювання за контуром ЕПГП. Наявність розімкненої та замкнутої САР в алгоритмі припускає існування двох зон нечутливості. Одна забезпечує витримку тиску та точність регулювання, а друга утворює коридор ШІМ для роботи розімкненої САР під час плавного переміщення педалі гальма.

Якщо час відкритого стану мембранного клапана складає 0,0065 с, то час закритого стану мембранного клапана $t_{\text{закр_стан}}$ і шпаруватість сигналу залежатимуть від частоти f широтно-імпульсної модуляції. Ці залежності

представлені на рис. 2.66 і рис. 2.67. Під шпаруватістю сигналу ШІМ розуміється відношення часу закритого стану клапана до частоти імпульсів. Вона може бути виражена залежністю

$$C = \frac{t_{\text{закр_стан}}}{t_{\text{закр_стан}} + t_{\text{відк_стан}}}. \qquad (2.85)$$

На основі залежності (2.85) побудовані графіки на рис. 2.66 і рис. 2.67.



——— – час вирівнювання тиску; –∘–∘–∘ – час закритого стану клапана; –•–•–• – шпаруватість; –×–×–× – час наповнення гальмової камери

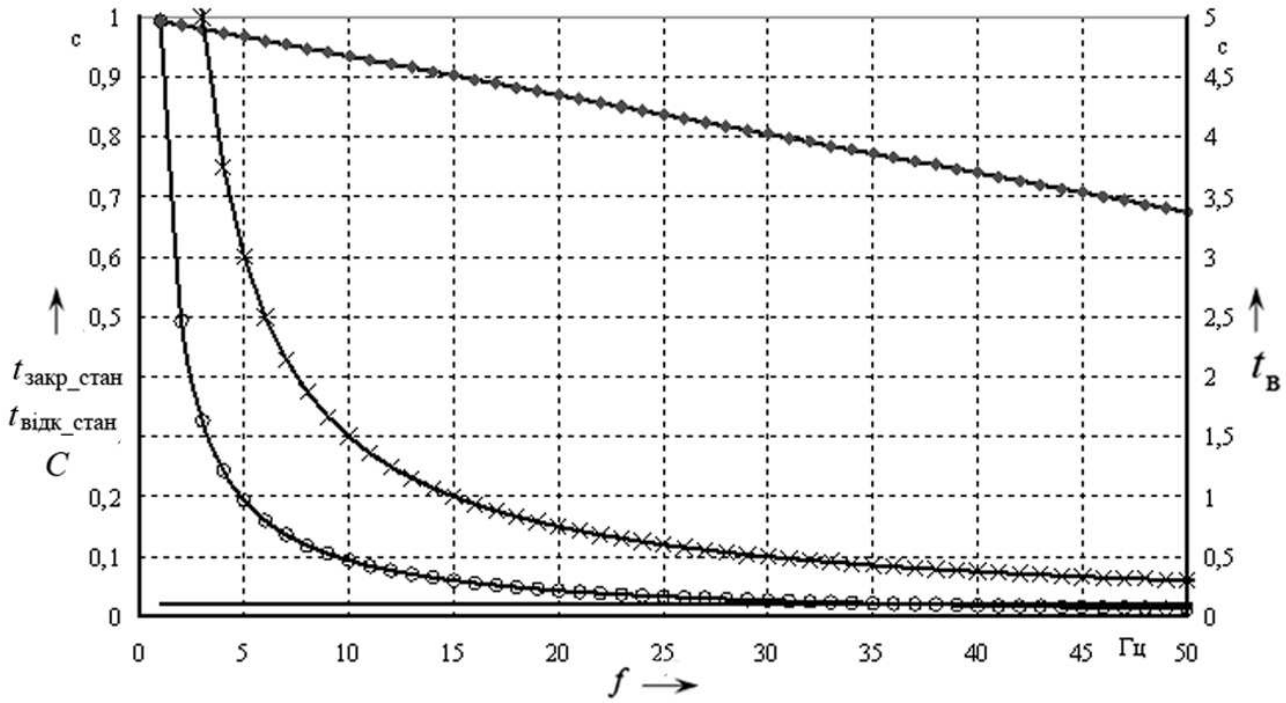
Рисунок 2.66 – Зміна часу закритого стану клапана і шпаруватості при фіксованому часі відкритого стану мембранного клапана (гальмування навантаженого АТЗ)

Для збереження немонотонного статичного режиму наповнення контура необхідно, щоб дотримувалася умова

$$t_{\text{закр_стан}} .. t_{\text{в}}, \qquad (2.86)$$

де $t_{\text{в}}$ – час вирівнювання тиску по контуру після закриття впускного мембранного клапана модулятора, с;

$t_{\text{закр_стан}}$ – час закритого стану впускного мембранного клапана модулятора, с.



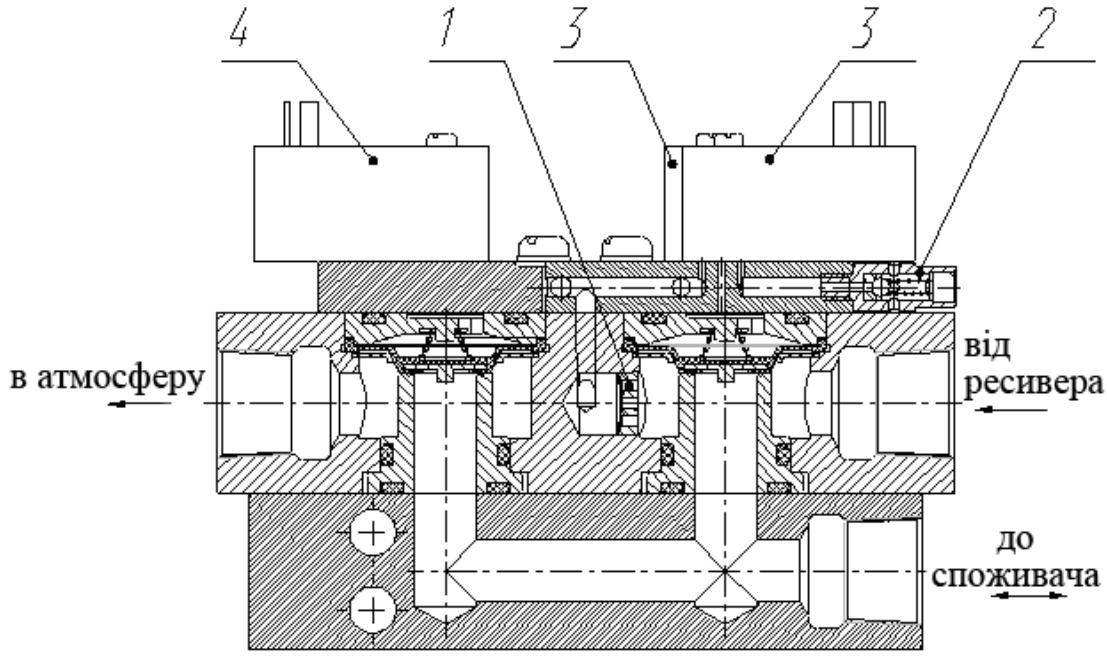
——— – час вирівнювання тиску; –∘–∘–∘ – час закритого стану клапана; –•–•–• – шпаруватість; –×–×–× – час наповнення гальмової камери

Рисунок 2.67 – Зміна часу закритого стану клапана і шпаруватості при фіксованому часі відкритого стану мембранного клапана (гальмування порожнього АТЗ)

Тільки після вирівнювання тиску у контурі зникає монотонність наповнення гальмової камери, що гарантує мінімальну величину приросту тиску. Згідно з умовою (2.86) максимальні робочі параметри ШІМ для статичної характеристики складають: частота ШІМ f = 37 Гц, шпаруватість C = 0,741, що складає 1,62 с для досягнення максимального тиску P_{max} у гальмових камерах повністю навантаженого АТЗ. З огляду на те, що при гальмуванні автомобіля без вантажу колеса блокуються при тиску набагато меншому (0, 2 ÷ 0, 4 МПа), ніж P_{max} = 0,65 МПа, то і число рівнів тиску, що укладаються від P_{min} до тиску при якому настає блокування коліс також менше. При тих же параметрах ШІМ (f = 37 Гц і шпаруватості C = 0,741) час перехідного процесу складатиме 0,4 ÷ 0,9 с.

За результатами досліджень конструкція експериментального модулятора тиску (рис. 2.68) було удосконалено. Зворотний клапан 1 запобігає падінню

тиску в підсилюючій порожнині впускного клапана в процесі наповнення контура робочої гальмової системи. Установка другого електромагнітного клапана 3 і клапана обмеження тиски 2 забезпечує необхідну швидкодію мембранного клапана.



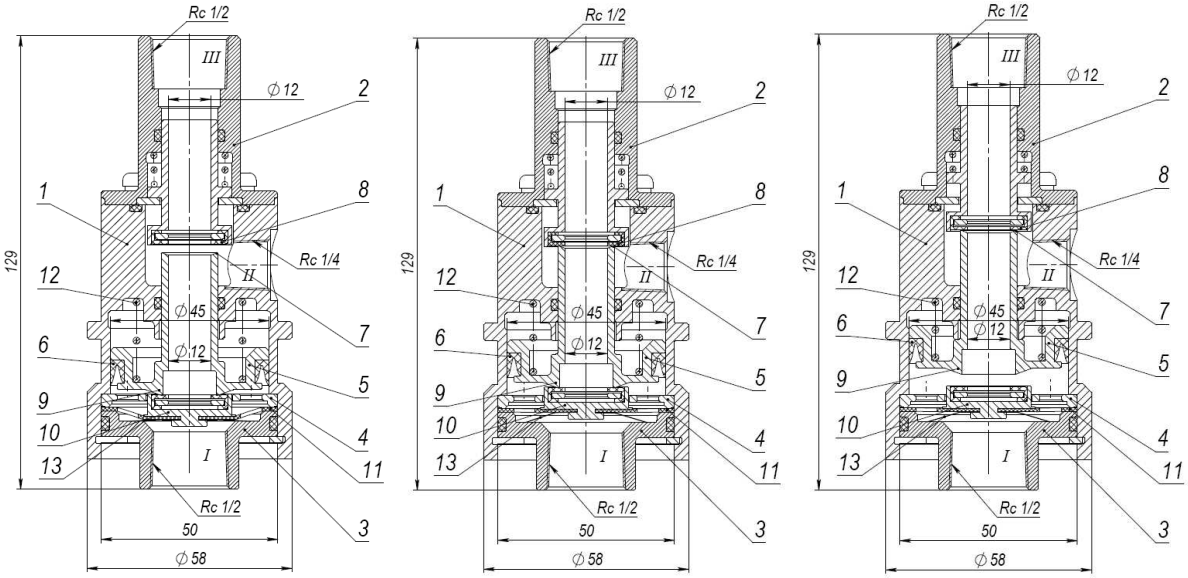
1 – зворотний клапан; 2 – клапан обмеження тиску; 3 – електромагнітний клапан впускної мембрани; 4 – електромагнітний клапан випускної мембрани

Рисунок 2.68 – Вдосконалена конструкція модулятора

Основним елементом контура запасної гальмової системи у розробленому електропневматичному гальмовому приводі є двомагістральний захисний клапан для ЕПГП (рис. 2.69). Особливістю його конструкції є відсутність електричних клапанів, керованих електронним блоком керування. Це дозволяє запобігти виходу з ладу захисного контура або його мимовільне спрацьовування через причини пов’язані з порушеннями в роботі електричних елементів захисного клапана або перебоями у електроживленні.

При нормальній роботі електропневматичного привода повітря від модулятора тиску через підвідний штуцер 3 (рис. 2.69), отвори в тарілці 4 і мембрани 11 підводиться в корпус клапана 1. Робочий поршень 5 під впливом тиску повітря переміщається вгору. При цьому закривається клапан з нульовою активною площею 8, а потім відкривається зворотний клапан 9. У такому

положенні двомагістральний клапан залишається на всіх режимах роботи гальмового привода, а повітря через отвір III у втулці клапана 2 підводиться до гальмових камер. Тиск від гальмового крана по резервній гілці підводиться до виводу II із запізнюванням в порівнянні з повітрям від модулятора тиску, що знаходиться безпосередньо перед двомагістральним клапаном, і тому до моменту наростання тиску в резервній гілці клапан 8 вже закритий. Тиск у резервному контурі не впливає на положення клапана 8, оскільки він має нульову активну площу, що забезпечується рівністю центрувальних діаметрів клапанів 7 і 8.



а) б) в)

а) – двомагістральний захисний клапан у початковому стані (клапан з нульовою активною площею відкритий); б) – зворотний клапан і клапан з нульовою активною площею закриті; в) – двомагістральний захисний клапан у робочому положенні (клапан з нульовою активною площею закритий); 1 – корпус; 2 – штуцер подання повітря до гальмових камер; 3 – штуцер для підводу повітря від модулятора; 4 – тарілка; 5 – робочий поршень; 6 – манжета; 7 – сідло захисного клапана; 8 – захисний клапан; 9 – сідло зворотного клапана; 10 – зворотний клапан; 11 – мембрана; 12 – зворотна пружина; 13 – діафрагмова пружина

Рисунок 2.69 – Двомагістральний клапан для електропневматичного гальмового привода

При використанні двомагістрального клапана в контурі ЕПГП з функцією АБС він не впливатиме на її роботу, оскільки клапан 8 залишається закритим через те, що робочий поршень 5 знаходиться у крайньому верхньому положенні в усьому робочому діапазоні тисків.

При виході з ладу модулятора тиск повітря за ним не росте і, як наслідок, не переміщається робочий поршень 5. Тиск від гальмового крана через резервну магістраль досягає вивода II і через відкритий клапан 8 і штуцер III потрапляє до гальмових камер. До модулятора, що з якоїсь причини вийшов із ладу, повітря не надходить, оскільки закрито зворотний клапан 9 під впливом пружини робочого поршня.

У тому випадку, якщо поломка в контурі ЕПГП відбувається при здійсненні гальмування, то електронний блок, аналізуючи показники датчиків тиску за модулятором, в ресивері та положенні педалі гальма, переводить клапани модулятора в початковий стан (впускний клапан закритий, а випускний відкритий). Це призводить до розгальмування за рахунок випуску повітря з контура. При цьому двомагістральний захисний клапан автоматично займає початкове положення, його клапан з нульовою активною площею відкривається, і повітря з резервного контура заповнює гальмові камери.

Електронний блок вважає ситуацію аварійною, якщо протягом 0,02 с не відбувається зміна тиску в контурі ЕПГП при зміні положення педалі гальма. Електронний блок також інтерпретує ситуацію як аварійну у випадку збільшення часу реакції системи з точністю до 15 % більше 0,2 с, що може говорити про розрив трубопроводу.

Забезпечення працездатності двомагістрального клапана на всіх режимах гальмування, включаючи режим роботи АБС, забезпечується підбором відповідних поворотних пружин і діаметра робочого поршня.

На рис. 2.70 приведена розрахункова схема захисного клапана, що відбиває функціональні зв’язки його елементів. Системи диференціальних рівнянь, що описують динамічні процеси у порожнинах двомагістрального захисного клапана (2.87) – (2.89), дозволяють досліджувати динаміку

спрацьовування контура робочої гальмової системи, якщо вирішувати спільно системи рівнянь (2.87) – (2.89), (2.18) – (2.24) і (2.29).

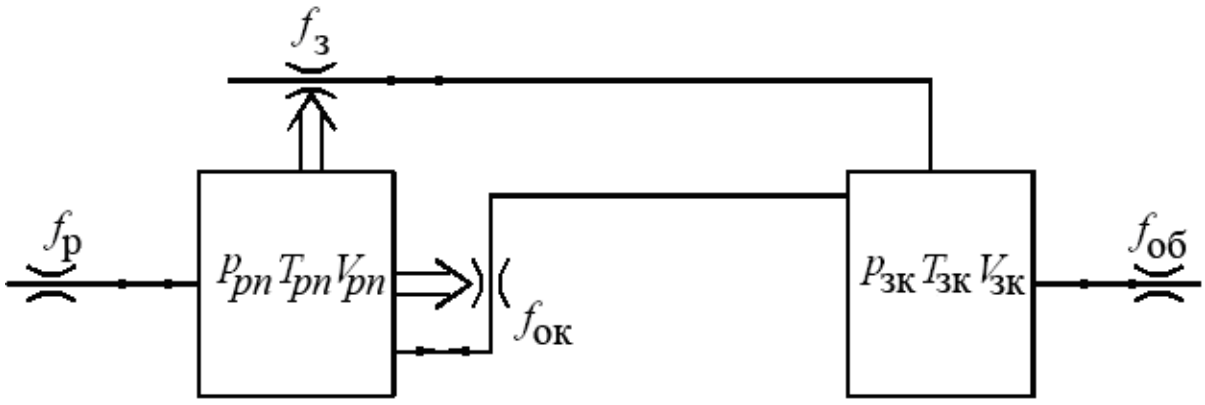


Рисунок 2.70 – Розрахункова схема двомагістрального клапана

Система рівнянь (2.87), записана з урахуванням зміни об'ємів двомагістрального захисного клапана і двонаправленого руху повітря в контурі ЕПГП. До моменту наростання тиску у захисному контурі поблизу двомагістрального захисного клапана прохідний переріз каналу $f_з$ прирівнюється нулю, оскільки клапан з нульовою активною площею стає закритим.

Площа робочого поршня підібрана таким чином, що він залишається у крайньому верхньому положенні упродовж всього процесу гальмування, тому для спрощення системи рівнянь тиски повітря у захисному контурі враховувати не будемо.

У рівняннях (2.87) – (2.89) використані наступні позначення: $\varphi(U_р)$, $G_р$ – функція витрати і витрата повітря при наповненні та спорожненні порожнини робочого поршня через його впускний канал; $\varphi(U_{ок})$, $G_{ок}$ – функція витрати та витрата повітря через зворотний клапан при наповненні та спорожненні гальмової камери; $\varphi(U_{об})$, $G_{об}$ – функція витрати і витрата повітря через загальний висновок захисного клапана при наповненні та спорожненні гальмової камери; $\varphi(U_з)$, $G_з$ – функція витрати та витрата повітря через вивід захисного контура при наповненні та спорожненні гальмової камери; $T_{зк}$, $V_{зк}$, $p_{зк}$ – температура, об'єм і тиск у порожнині захисного клапана;

$T_{\text{рп}}$, $V_{\text{рп}}$, $p_{\text{рп}}$ – температура, об'єм і тиск у порожнині робочого поршня; $f_{\text{р}}$, $f_{\text{об}}$, $f_{\text{ок}}$ – функції ефективних площ перерізів двомагістрального, захисного клапана під час наповнення гальмової камери; $f_{\text{з}}$ – функція ефективної площі каналу для підключення захисного контура гальмової системи.

$$
\begin{cases}
kR\left[W(T_{\text{м}};T_{pn})\cdot G_{\text{р}}+W(T_{\text{зк}};T_{pn})\cdot G_{\text{ок}}\right]dt=V_{pn}dp_{pn}+kp_{pn}dV_{pn}\\
kR\left[W(T_{\text{зк}};T_{pn})G_{\text{ок}}+W(T_{\text{гк}};T_{\text{зк}})G_{\text{об}}+W(T_{\text{зк}};T_{\text{з}})G_{\text{з}}\right]dt=V_{\text{зк}}dp_{\text{зк}}+kp_{\text{зк}}dV_{\text{зк}}\\
G_{\text{з}}=K\cdot f_{\text{з}}(\zeta_{\text{з1}};\zeta_{\text{з2}})\cdot max(p_{\text{з}};p_{\text{зк}})\sqrt{\dfrac{1}{R\cdot W(T_{\text{зк}};T_{\text{з}})}}\cdot\phi(U_{\text{з}})\\
G_{\text{ок}}=K\cdot f_{\text{ок}}(\zeta_{\text{ок1}};\zeta_{\text{ок2}})\cdot max(p_{\text{рп}};p_{\text{зк}})\sqrt{\dfrac{1}{R\cdot W(T_{pn};T_{\text{зк}})}}\cdot\phi(U_{\text{ок}})\\
G_{\text{об}}=K\cdot f_{\text{об}}(\zeta_{\text{об1}};\zeta_{\text{об2}})\cdot max(p_{\text{зк}};p_{\text{гк}})\sqrt{\dfrac{1}{R\cdot W(T_{\text{зк}};T_{\text{гк}})}}\cdot\phi(U_{\text{об}})\\
G_{\text{р}}=K\cdot f_{\text{р}}(\zeta_{\text{р1}};\zeta_{\text{р2}})\cdot max(p_{\text{м}};p_{pn})\sqrt{\dfrac{1}{R\cdot W(T_{\text{м}};T_{pn})}}\cdot\phi(U_{\text{р}})\\
T_{pn}=T_0\cdot\left(\dfrac{p_{pn}}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}\\
T_{\text{зк}}=T_0\cdot\left(\dfrac{p_{\text{зк}}}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}\\
T_{\text{з}}=T_0\cdot\left(\dfrac{p_{\text{з}}}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}\\
f_{\text{з}}(\zeta_{\text{з1}};\zeta_{\text{з2}})=\dfrac{\pi\cdot d^2}{4\sqrt{1+\xi_{\text{з}}(\zeta_{\text{з1}};\zeta_{\text{з2}})}}\\
f_{\text{ок}}(\zeta_{\text{ок1}};\zeta_{\text{ок2}})=\dfrac{\pi\cdot d^2}{4\sqrt{1+\xi_{\text{ок}}(\zeta_{\text{ок1}};\zeta_{\text{ок2}})}}\\
f_{\text{об}}(\zeta_{\text{об1}};\zeta_{\text{об2}})=\dfrac{\pi\cdot d^2}{4\sqrt{1+\xi_{\text{об}}(\zeta_{\text{об1}};\zeta_{\text{об2}})}}\\
f_{\text{р}}(\zeta_{\text{р1}};\zeta_{\text{р2}})=\dfrac{\pi\cdot d^2}{4\sqrt{1+\xi_{\text{р}}(\zeta_{\text{р1}};\zeta_{\text{р2}})}}
\end{cases},
\qquad (2.87)
$$

$$
\begin{cases}
\text{якщо } \left(\dfrac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} < \dfrac{min(p_{рп};p_2)}{max(p_{рп};p_2)} < 1 \\
\text{то } \phi(U_{\text{р}}) = \sqrt{\left(\dfrac{min(p_{рп};p_2)}{max(p_{рп};p_2)}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\dfrac{min(p_{рп};p_2)}{max(p_{рп};p_2)}\right)^{\frac{k+1}{k}}} \\
\text{інакше } \phi(U_{\text{р}}) = \left(\dfrac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\dfrac{k-1}{k+1}} \\
\text{якщо } \left(\dfrac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} < \dfrac{min(p_{\text{з}};p_{\text{зк}})}{max(p_{\text{з}};p_{\text{зк}})} < 1 \\
\text{то } \phi(U_{\text{з}}) = \sqrt{\left(\dfrac{min(p_{\text{з}};p_{\text{зк}})}{max(p_{\text{з}};p_{\text{зк}})}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\dfrac{min(p_{\text{з}};p_{\text{зк}})}{max(p_{\text{з}};p_{\text{зк}})}\right)^{\frac{k+1}{k}}} \\
\text{інакше } \phi(U_{\text{з}}) = \left(\dfrac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\dfrac{k-1}{k+1}} \\
\text{якщо } \left(\dfrac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} < \dfrac{min(p_{\text{гк}};p_{\text{зк}})}{max(p_{\text{гк}};p_{\text{зк}})} < 1 \\
\text{то } \phi(U_{\text{об}}) = \sqrt{\left(\dfrac{min(p_{\text{гк}};p_{\text{зк}})}{max(p_{\text{гк}};p_{\text{зк}})}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\dfrac{min(p_{\text{гк}};p_{\text{зк}})}{max(p_{\text{гк}};p_{\text{зк}})}\right)^{\frac{k+1}{k}}} \\
\text{інакше } \phi(U_{\text{об}}) = \left(\dfrac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\dfrac{k-1}{k+1}} \\
\text{якщо } \left(\dfrac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} < \dfrac{min(p_{рп};p_{\text{зк}})}{max(p_{рп};p_{\text{зк}})} < 1 \\
\text{то } \phi(U_{\text{ок}}) = \sqrt{\left(\dfrac{min(p_{рп};p_{\text{зк}})}{max(p_{рп};p_{\text{зк}})}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\dfrac{min(p_{рп};p_{\text{зк}})}{max(p_{рп};p_{\text{зк}})}\right)^{\frac{k+1}{k}}} \\
\text{інакше } \phi(U_{\text{ок}}) = \left(\dfrac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\dfrac{k-1}{k+1}}
\end{cases}, \qquad (2.88)
$$

$$
\begin{cases}
f_{\text{р}}(\zeta_{\text{р1}};\zeta_{\text{р2}}) = \dfrac{\pi\cdot d^2}{4\cdot\sqrt{1+\left[\dfrac{\max\left[\left(p_2\cdot(\zeta_{\text{р1}}-\frac{\zeta_{\text{р1}}-\zeta_{\text{р2}}}{2})\right);\left(p_{pn}\cdot(\zeta_{\text{р2}}+\frac{\zeta_{\text{р1}}-\zeta_{\text{р2}}}{2})\right)\right]}{\max(p_2;p_{pn})}+sign(p_2-p_{pn})\cdot\frac{\zeta_{\text{р1}}-\zeta_{\text{р2}}}{2}\right]}} \\
f_{\text{ок}}(\zeta_{\text{ок1}};\zeta_{\text{ок2}}) = \dfrac{\pi\cdot d^2}{4\cdot\sqrt{1+\left[\dfrac{\max\left[\left(p_{pn}\cdot(\zeta_{\text{ок1}}-\frac{\zeta_{\text{ок1}}-\zeta_{\text{ок2}}}{2})\right);\left(p_{\text{рзк}}\cdot(\zeta_{\text{ок2}}+\frac{\zeta_{\text{ок1}}-\zeta_{\text{ок2}}}{2})\right)\right]}{\max(p_{pn};p_{\text{зк}})}+sign(p_{pn}-p_{\text{зк}})\cdot\frac{\zeta_{\text{ок1}}-\zeta_{\text{ок2}}}{2}\right]}} \\
f_{\text{об}}(\zeta_{\text{об1}};\zeta_{\text{об2}}) = \dfrac{\pi\cdot d^2}{4\cdot\sqrt{1+\left[\dfrac{\max\left[\left(p_{\text{зк}}\cdot(\zeta_{\text{об1}}-\frac{\zeta_{\text{об1}}-\zeta_{\text{об2}}}{2})\right);\left(p_{\text{гк}}\cdot(\zeta_{\text{об2}}+\frac{\zeta_{\text{об1}}-\zeta_{\text{об2}}}{2})\right)\right]}{\max(p_{\text{зк}};p_{\text{гк}})}+sign(p_{\text{зк}}-p_{\text{гк}})\cdot\frac{\zeta_{\text{об1}}-\zeta_{\text{об2}}}{2}\right]}} \\
f_{\text{з}}(\zeta_{\text{з1}};\zeta_{\text{з2}}) = \dfrac{\pi\cdot d^2}{4\cdot\sqrt{1+\left[\dfrac{\max\left[\left(p_{\text{з}}\cdot(\zeta_{\text{з1}}-\frac{\zeta_{\text{з1}}-\zeta_{\text{з2}}}{2})\right);\left(p_{\text{зк}}\cdot(\zeta_{\text{з2}}+\frac{\zeta_{\text{з1}}-\zeta_{\text{з2}}}{2})\right)\right]}{\max(p_{\text{з}};p_{\text{зк}})}+sign(p_{\text{з}}-p_{\text{зк}})\cdot\frac{\zeta_{\text{з1}}-\zeta_{\text{з2}}}{2}\right]}} \\
W(T_2;T_{pn}) = \left[\dfrac{\max\left[\left(p_2\cdot(T_2-\frac{T_2-T_{pn}}{2})\right);\left(p_{pn}\cdot(T_{pn}+\frac{T_2-T_{pn}}{2})\right)\right]}{\max(p_2;p_{pn})}+sign(p_2-p_{pn})\cdot\frac{T_2-T_{pn}}{2}\right] \\
W(T_{\text{зк}};T_{pn}) = \left[\dfrac{\max\left[\left(p_{\text{зк}}\cdot(T_{\text{зк}}-\frac{T_{\text{зк}}-T_{pn}}{2})\right);\left(p_{pn}\cdot(T_{pn}+\frac{T_{\text{зк}}-T_{pn}}{2})\right)\right]}{\max(p_{\text{зк}};p_{pn})}+sign(p_{\text{зк}}-p_{pn})\cdot\frac{T_{\text{зк}}-T_{pn}}{2}\right] \\
W(T_{\text{гк}};T_{\text{зк}}) = \left[\dfrac{\max\left[\left(p_{\text{гк}}\cdot(T_{\text{гк}}-\frac{T_{\text{гк}}-T_{\text{зк}}}{2})\right);\left(p_{\text{зк}}\cdot(T_{\text{зк}}+\frac{T_{\text{гк}}-T_{\text{зк}}}{2})\right)\right]}{\max(p_{\text{гк}};p_{\text{зк}})}+sign(p_{\text{гк}}-p_{\text{зк}})\cdot\frac{T_{\text{гк}}-T_{\text{зк}}}{2}\right] \\
W(T_{\text{зк}};T_{\text{з}}) = \left[\dfrac{\max\left[\left(p_{\text{зк}}\cdot(T_{\text{зк}}-\frac{T_{\text{зк}}-T_{\text{з}}}{2})\right);\left(p_{\text{з}}\cdot(T_{\text{з}}+\frac{T_{\text{зк}}-T_{\text{з}}}{2})\right)\right]}{\max(p_{\text{зк}};p_{\text{з}})}+sign(p_{\text{зк}}-p_{\text{з}})\cdot\frac{T_{\text{зк}}-T_{\text{з}}}{2}\right]
\end{cases}, \quad (2.89)
$$

2.3.5. Алгоритм керування електропневматичним гальмовим приводом. У розробленому ЕПГП використовувався вдосконалений алгоритм керування контуром, спрямований на поліпшення трьох параметрів роботи контуру. Перший – зменшення рівня підвищення тиску при заповненні контура повітрям під час плавного переміщення педалі гальма (рис. 3.58 і рис. 3.60). Другий – усунення перевитрати робочого тіла при перерегулюванні сигналу ЗЗ у результаті перемикання модулятора на випуск повітря (рис. 3.50 б)). Третій – підвищення швидкодії привода за рахунок попереднього підвищення тиску у гальмовій камері відразу, після торкання педалі гальма.

При цьому відбувається вибірка проміжків у гальмових механізмах. Зменшення рівня підвищення тиску досягається введенням в алгоритм додаткових меж спрацьовування електромагнітних клапанів (рис. 2.71).

Додаткові верхня та нижні границі створюють коридор ШІМ. Усередині цього коридору існує зона нечутливості, що забезпечує стійкість роботи САР і фазу витримки тиску в контурі. Між нижньою границею коридору ШІМ і нижньою границею зони нечутливості (*Lo Line* 1 – *Lo Line* 2) впускний електромагнітний клапан працює за законами ШІМ.

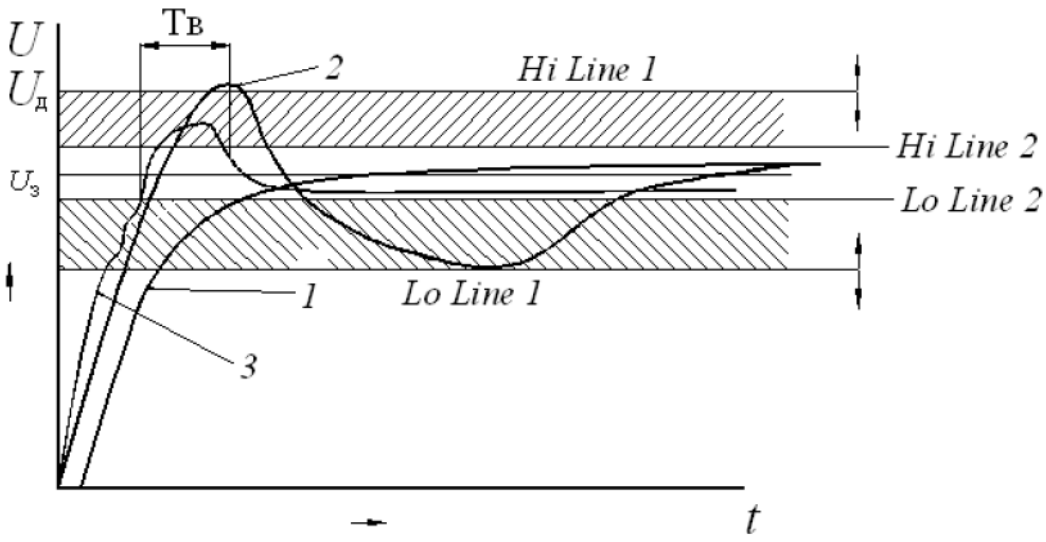


Рисунок 2.71 – Розташування зон перемикання електричних клапанів

Між верхньою межею коридору ШІМ і верхньою межею зони нечутливості (*Hi Line* 1 – *Hi Line* 2) випускний електромагнітний клапан працює за законами ШІМ. Усередині зони нечутливості команди на електромагнітні клапани не подаються. Зовні меж коридору ШІМ команди на електромагнітні клапани підкоряються закону позиційного регулювання САР з попередженням за швидкістю зміни сигналу від датчика ЗЗ. Таким чином, границі зони нечутливості здатні значно розширюватися.

Існують режими роботи ЕПГП, коли межі зони нечутливості виявляються ширше за межі коридору ШІМ (наприклад, різке динамічне наповнення або подання команди системою більш високого рівня, така як система курсової стійкості). Під час штатних режимів гальмування межі зони нечутливості знаходяться у межах коридору ШІМ (наприклад, плавне переміщення педалі гальма). Під час плавного переміщення педалі гальма зона нечутливості стає мінімальною, що забезпечує мінімально можливий рівень підвищення тиску.

Позначення клапанів :

Klap1 – впускний клапан модулятора;

Klap2 – випускний клапан модулятора.

2) Визначення змінних коефіцієнтів меж спрацьовування клапанів, що беруть участь у розрахунках.

Частка заданого сигналу у коридорі зміни дійсного значення тиску, в кодах АЦП

$$N := \frac{(U_z - U_{z_min})}{(U_{z_max} - U_{z_min})}.$$

Частка необхідного тиску при впусканні, в кодах АЦП

$$A := N \cdot (U_{d_max} - U_{d_min}).$$

Частка необхідного тиску при випуску, у кодах АЦП

$$C := [1 - N] \cdot (U_{d_max} - U_{d_min}).$$

3) Розрахунок меж зони нечутливості

Hi line 1:= $A + U_{\text{dp_min}} + 0{,}01 \cdot A \cdot v\,\%1$ – Верхня межа зони нечутливості

Lo line 1:= $\text{A} + U_{\text{d_min}} - 0{,}01 \cdot \text{C} \cdot n\%1$ – Нижня межа зони нечутливості

4) Розрахунок меж коридору вмикання ШІМ

Hi line 2:= $\text{A} + U_{\text{d_min}} + 0{,}01 \cdot \text{A} \cdot v\%2$ – Верхня межа коридору

Lo line 2:= $\text{A} + U_{\text{d_min}} - 0{,}01 \cdot \text{C} \cdot n\%2$ – Нижня межа коридору

Розрахунок параметрів алгоритму керування ведеться у наступному порядку.

5) Визначення логіки вмикання клапанів (табл. 2.2).

6) Межі зміни значень коридору ШІМ і зони нечутливості від рівня заданого сигналу.

Таблиця2.2

Логіка вмикання клапанів

	1	**ШІМ**	**0**
Klap1	U_d > *Lo Line* 1	*Lo Line* 2<U_d < *Lo Line* 1	U_d < *Lo Line* 2
Klap2	U_d < *Hi Line* 1	*Hi Line* 2<U_d > *Hi Line* 1	U_d > *Hi Line* 2

Відповідно до попередньо визначених обмежень (див. рис. 2.61) для зони нечутливості, положення її меж визначається, з огляду на інерційність об'єкта регулювання та швидкодії мембранного клапана модулятора. Ширина коридору ШІМ визначається як величина зміни тиску за час спрацьовування мембранного клапана, з урахуванням процесу вирівнювання тиску у контурі ЕПГП, і виражається у відсотках від величини заданого сигналу. Для означення в роботі контуру границі зміни коридору ШІМ і зони нечутливості склали:

v%1 + *n*%1 від 23,5 % до 2,5 % від заданої величини – для впускного та випускного клапана;

v%2 + *n*%2 від 34,5 % до 2,5 % від заданої величини – для впускного та випускного клапана.

Зміна границь коридору ШІМ зображена на рис. 2.72.

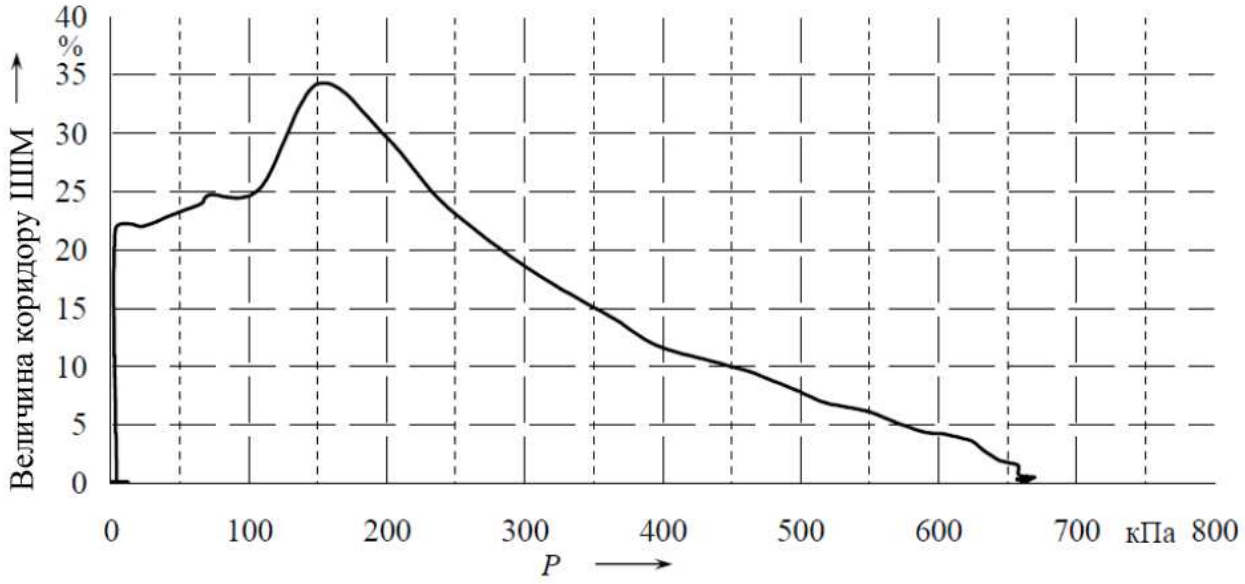


Рисунок 2.72– Крива зміни коридору ШІМ

Усунення перевитрати робочого тіла досягається введенням у алгоритм «часу вирівнювання тиску» $T_в$ (рис. 2.71). Впродовж цього часу вибірково

блокуються команди ЕБК на електромагнітні клапани модулятора. В процесі наростання сигналу від датчика ЗЗ блокується команда на відкриття випускного клапана. В процесі убування сигналу від датчика ЗЗ блокується команда на відкриття впускного клапана.

Коли реальний тиск у контурі перетинає значення нижньої границі зони нечутливості, починається відлік часу $T_в$ для випускного клапана, впродовж якого він залишається закритим, незважаючи на вихід значення від датчика ЗЗ за верхню границю зони нечутливості. В тому випадку, якщо реальний тиск у контурі перетинає значення верхньої границі зони нечутливості, починається відлік часу $T_в$ для впускного клапана, впродовж якого він залишається закритим, незважаючи на вихід значення від датчика ЗЗ за нижню границю зони нечутливості. Для нормальних умов цей час складає для впускання $T_в = 0{,}025$ с (рис. 2.60) і для випуску $T_в = 0{,}015$ с.

Графічне представлення алгоритму зміни порогів спрацьовування електроклапанів під час плавного переміщення педалі гальма зображено на рис. 2.73.

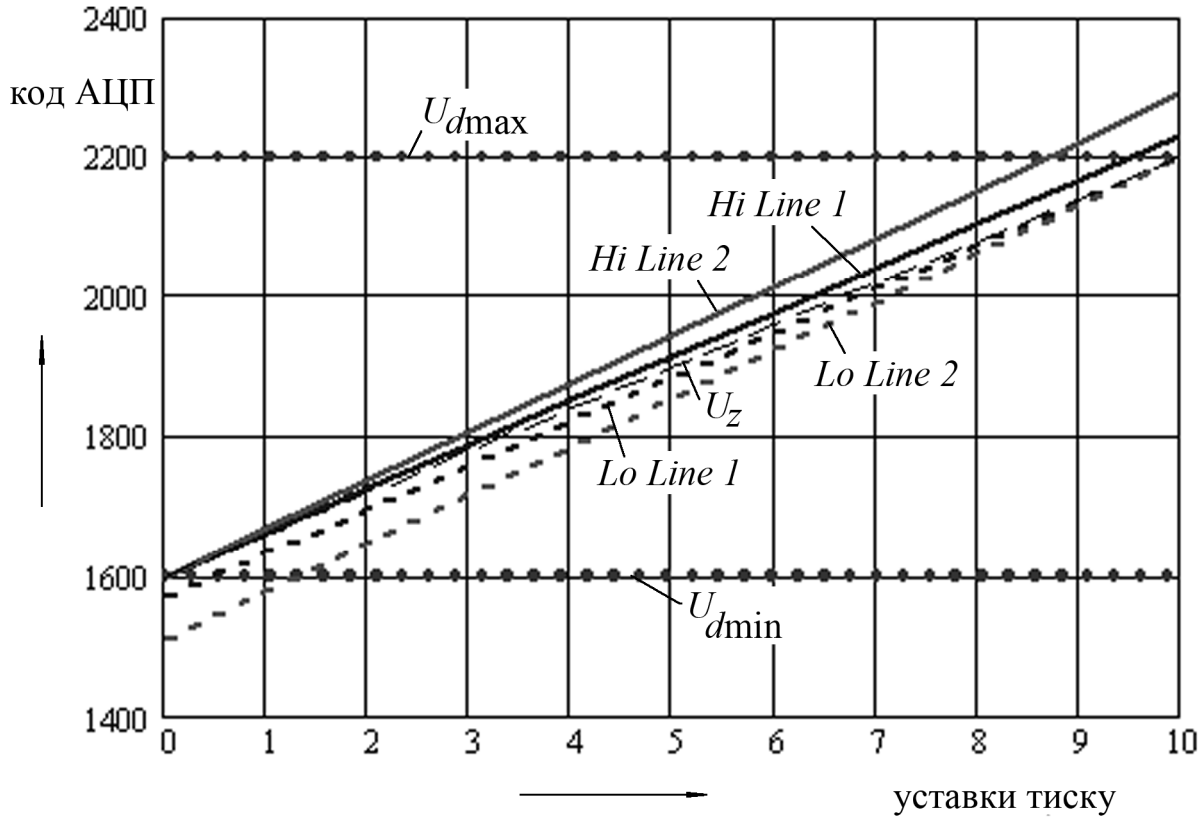


Рисунок 2.73 – Зміна границь перемикання клапанів

Висновки за розділом 2

Аналіз джерел інформації показав, що на серійних зразках електропневматичного гальмового привода (ЕПГП) при виході з ладу електромагнітного клапана, що блокує аварійний контур, порушується працездатність робочої гальмової системи і це дозволяє зробити наступні висновки:

1. Запропоновано математичну модель електронно-пневматичного гальмового привода, що включає динамічну модель електромагнітного клапана, дозволяє виконувати розрахунки, що співпадають з експериментальними даними на 90 %. Модель має перспективу вдосконалення, якщо розглядати коливальний характер вирівнювання тиску повітря в контурі релейного ЕПГП.

2. Встановлено взаємозв'язок між часом спрацьовування мембрани та основними параметрами електромагнітного клапана (зокрема з умовним діаметром, напругою живлення, кількістю електромагнітних клапанів в одному каскаді підсилення, тиском повітря з обох боків клапана).

3. Удосконалено конструкцію модулятора тиску, що здатна забезпечити час спрацьовування 0,008 с і час відкритого стану клапана – 0,0065 с. Швидкодія модулятора тиску визначається оптимальним підбором об'єму підсилюючої порожнини, прохідними перерізами електромагнітних клапанів і їх швидкодією, величиною обмеження тиску у підсилюючій порожнині, а також перепадом тиску, що діє на поверхню мембрани.

4. Розроблений двомагістральний захисний клапан, який забезпечує автоматичне спрацьовування запасної гальмової системи ЕПГП і виводить АТЗ на початковий рівень уповільнення не більше ніж через 0,55 с після виходу з ладу робочої гальмової системи.

5. Ефективність гальмування поодинокого АТЗ зросла до 10 % при гальмуванні робочою гальмовою системою, і в 1, 5 − 2 рази – при гальмуванні запасною гальмовою системою порівняно з нормативною.

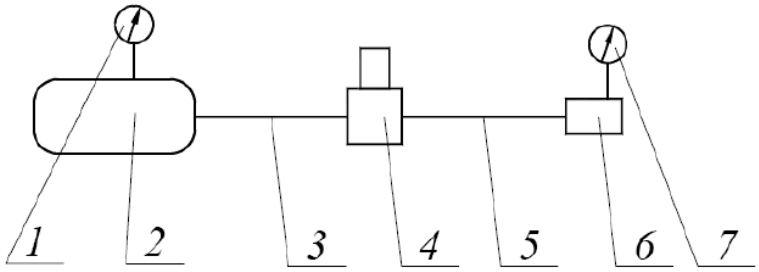
Основні результати дослідження з данного розділу опубліковані в наукових роботах [3 – 5, 16, 20 – 24, 26 – 28, 30 – 32, 34, 35, 46 –49, 51, 52].

РОЗДІЛ 3
ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ОЦІНКА НАУКОВИХ ОСНОВ УДОСКОНАЛЕННЯ ПНЕВМАТИЧНОГО ГАЛЬМОВОГО ПРИВОДА

3.1. Експериментальні дослідження гілок пневматичного гальмового привода

3.1.1. Експериментальні дослідження перехідних процесів у пневматичній гілці гальмового привода.

Відповідно до теоретичних досліджень виконаних у розділі 1.3, для перевірки адекватності математичних моделей проведені експерименти з динаміки зміни тиску в пневматичній гілці «ресивер-трубопровід-модулятор-трубопровід-гальмова камера». Замість гальмової камери була застосована еквівалентна їй за об’ємом ємкість. Схема експериментальної установки наведена на рис. 3.1.



1 – датчик тиску в ресивері; 2 – ресивер; 3 і 5 – сполучні трубопроводи; 4 – модулятор тиску; 6 – ДЄ-ланка; 7 - датчик тиску в порожнині

Рисунок 3.1 – Схема експериментальної установки для дослідження динамічних характеристик ємностей постійного об’єму

В ході проведення експериментів датчик тиску встановлювався в циліндричній частині порожнини біля донної площини ДЄ-ланки (рис. 3.2). Тиск на вході зманювався за допомогою модулятора 4, що складається з електроклапана, підсилюючої порожнини та клапана керування. Перехідні процеси фіксувалися при миттєвому відкриванні впускного і випускного клапанів. Максимальний і початковий тиск при спорожненні задавалися тиском

у ресивері за допомогою регулювання запобіжного клапана і мали наступні значення: 0,9 МПа і 0,54 МПа. Рівні тиску обиралися з наступних міркувань: перше значення характеризує максимально можливий тиск, при якому спрацьовує запобіжний клапан, 0,54 МПа – мінімальний тиск, необхідний для розгальмування енергоакумуляторів стоянкової та запасної гальмової системи.



Рисунок 3.2 – Ємність постійного об’єму

З урахуванням рекомендацій [201 – 203] кількість дослідів дорівнювала п’яти, а еталонний результат визначався як середнє арифметичне. Температура повітря в ресивері характеризувалася як температура його стінки (рис. 3.3) і відповідала значенням від 293 до 300 К.

Параметри з’єднувальних трубопроводів, модулятора і ємності експериментальної установки, на якій проводилися дослідження, наведені в табл. 1.3. Результати випробувань, наведені на рис. 3.4, показали хорошу повторюваність експериментальних досліджень.

Як видно з рис. 3.5, рис. 3.6, рис. 3.7 і рис. 3.8, отримані дані свідчать про відтворюваність дослідів і можуть бути використані для перевірки теоретичних положень, детально викладених у розділі 1.3 цієї роботи.



Рисунок 3.3– Вимірювання температури повітря в ресивері

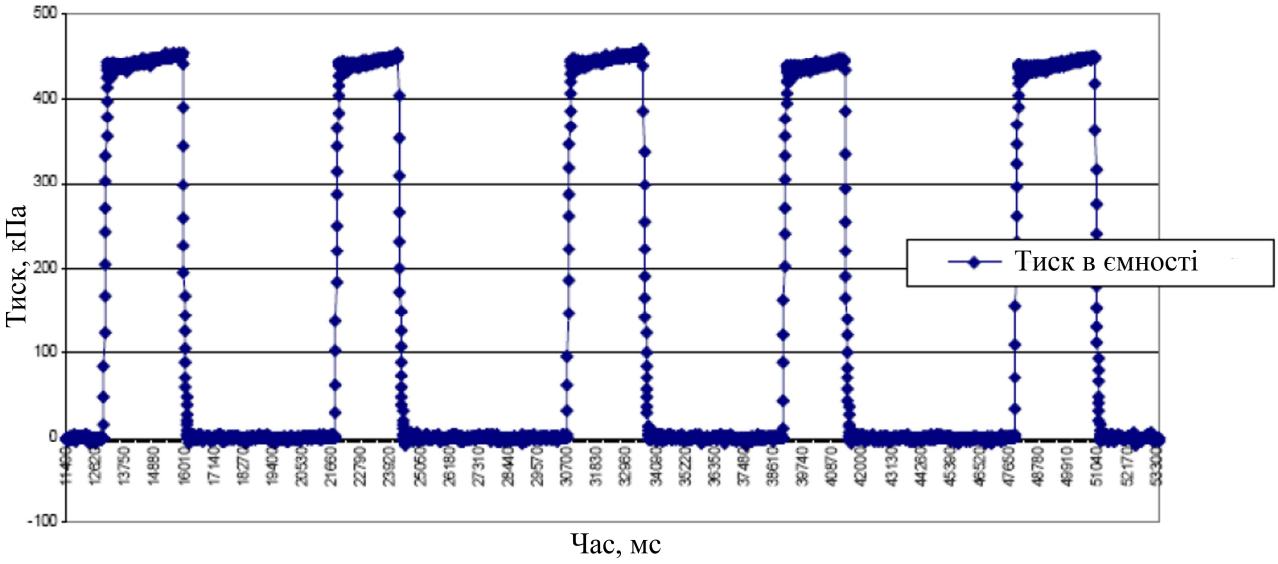


Рисунок 3.4 – Цикли зміни тиску в досліджувальній пневматичній гілці під час гальмування та розгальмування (абсолютний тиск у ресивері 0,54 МПа)

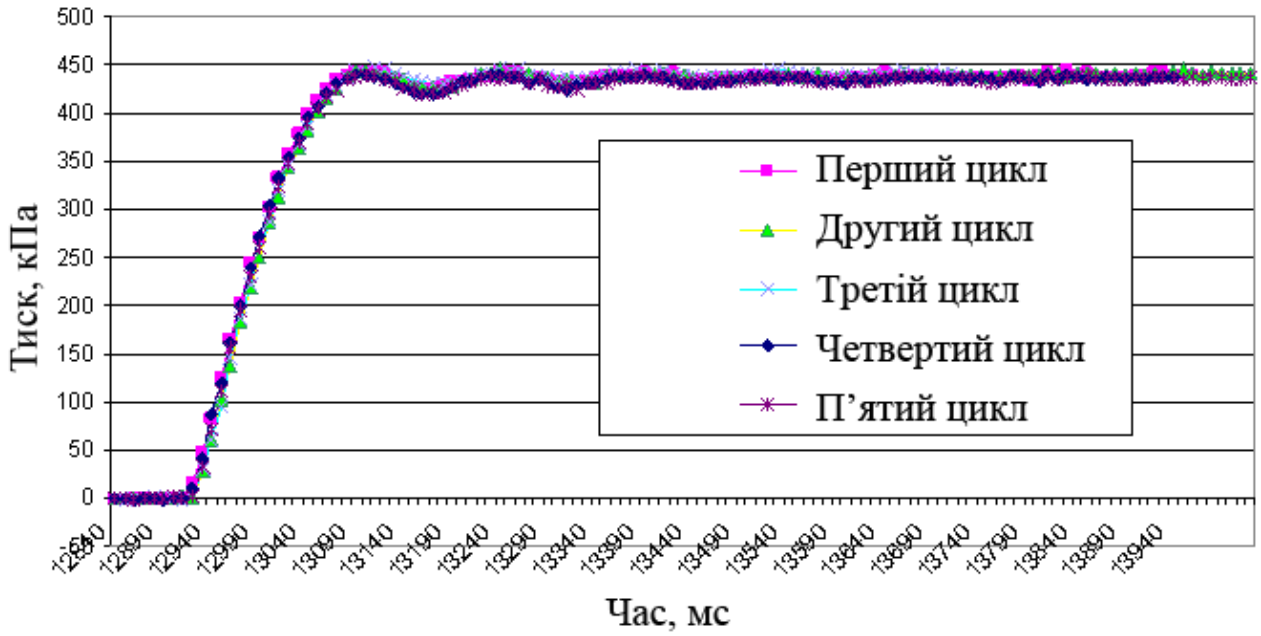


Рисунок 3.5 – Графіки зміни тиску від часу під час гальмування в досліджуваній пневматичній гілці

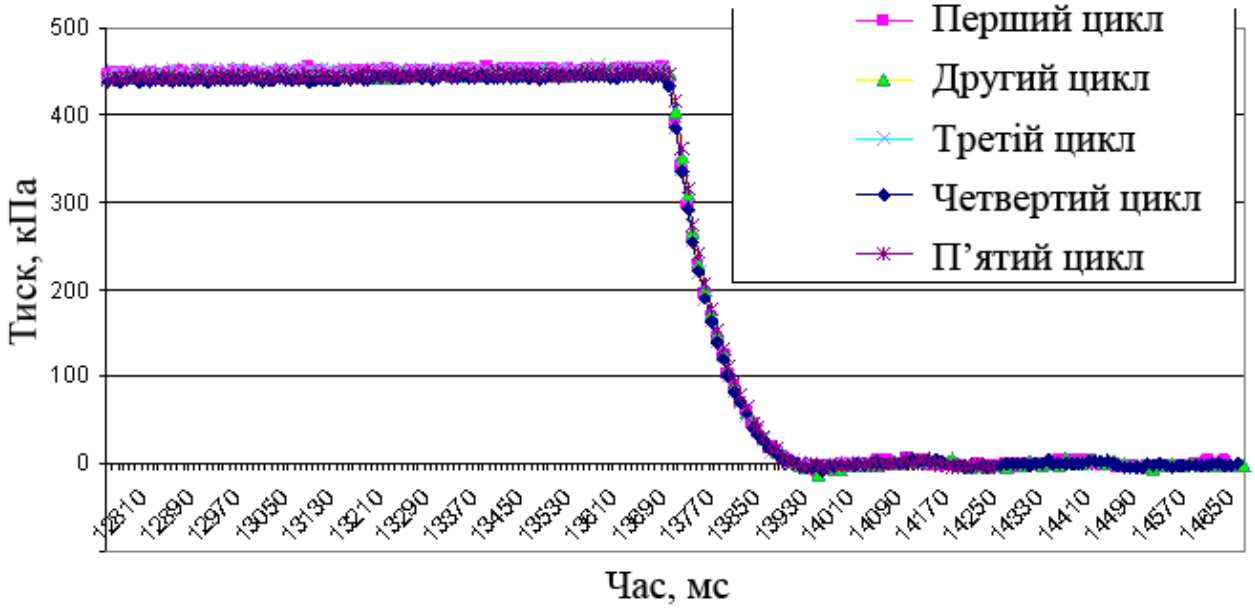


Рисунок 3.6 – Графіки зміни тиску від часу при розгальмовуванні в досліджуваній пневматичній гілці

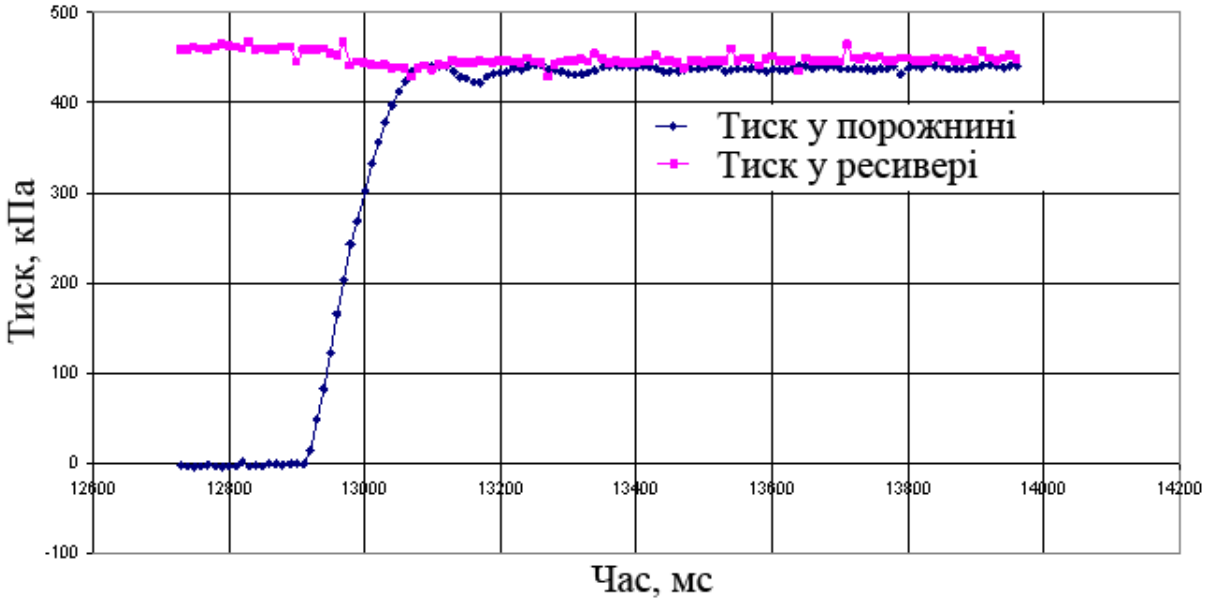


Рисунок 3.7 – Середні значення тисків у ресивері та порожнині

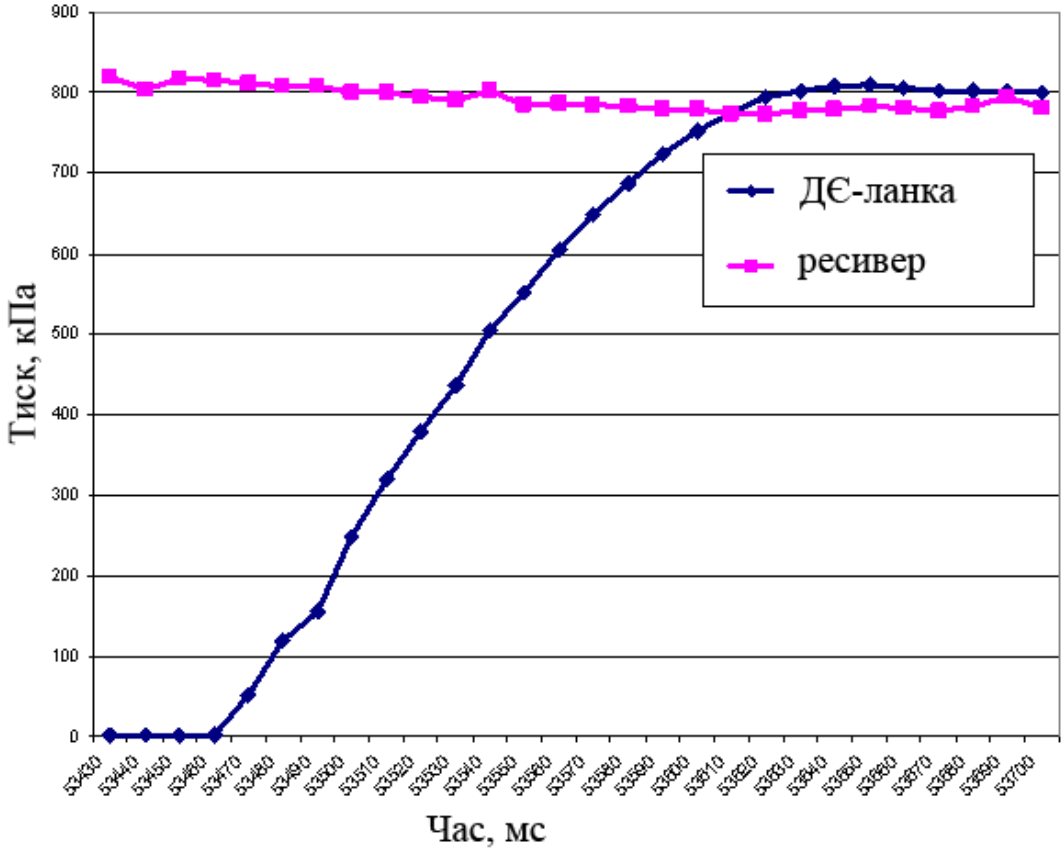


Рисунок 3.8 – Графіки наповнення ДЄ-ланки при тиску в ресивері 0, 9 МПа

При наповненні гальмової камери спостерігається також коливальний процес (рис. 3.5 і рис. 3.7) при виході тиску на максимальну величину. Цей коливальний процес незначний і ним можна знехтувати.

3.1.2. Експериментальні дослідження послідовно і паралельно з'єднаних гілок гальмового привода. З метою узагальнення теоретичних і експериментальних результатів на ПГП автомобіля необхідно досліджувати пневматичні ланцюги з топологією, еквівалентною окремим фрагментам привода. Для цього були виконані експерименти з натурного моделювання перехідних процесів в паралельно і послідовно з'єднаних ємкостей (рис. 3.9).

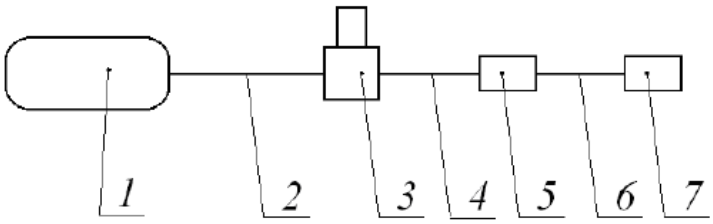


Рисунок 3.9 – ДЄ-ланки, використовувані для паралельного і послідовного з'єднань

Максимальний рівень абсолютного тиску в ресивері відповідав 0,95 МПа, мінімальний – 0,88 МПа. Повна температура повітря в ресивері та в досліджуваній ємності впродовж усіх процесів приймалася постійною та рівною температурі навколишнього повітря – 268 К.

Внутрішній діаметр трубопроводів для усіх випадків з'єднання дорівнював 12,5 мм. При послідовному з'єднанні ємностей 5 і 7 для трубопроводів 2, 4, 6 (рис. 3.10) їх довжин були рівні відповідно 2, 5, 0,785, 0,435 м. При паралельному з'єднанні ємностей 1 і 2 їх довжини трубопроводів 6, 4, 8, 9 (рис. 3.11) були відповідно рівні 2, 5, 0,785, 0,435, 0,505 м.

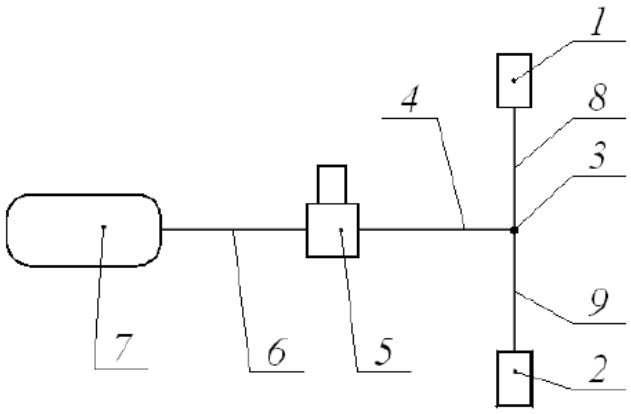
Отримані результати представлені на рис. 3.12, рис. 3.13, рис. 3.14 і рис. 3.15.



1 – ресивер; 2, 4, 6 – з’єднальні трубопроводи;

3 – модулятор тиску; 5, 7 – ДЄ-ланки

Рисунок 3.10 – Схема експериментальної установки з послідовним з’єднанням ДЄ-ланок



1, 2 – ДЄ-ланки; 3 – трійник; 4, 6, 8, 9 – з’єднальні трубопроводи; 7 – ресивер

Рисунок 3.11 – Схема експериментальної установки з паралельним з’єднанням ДЄ-ланок

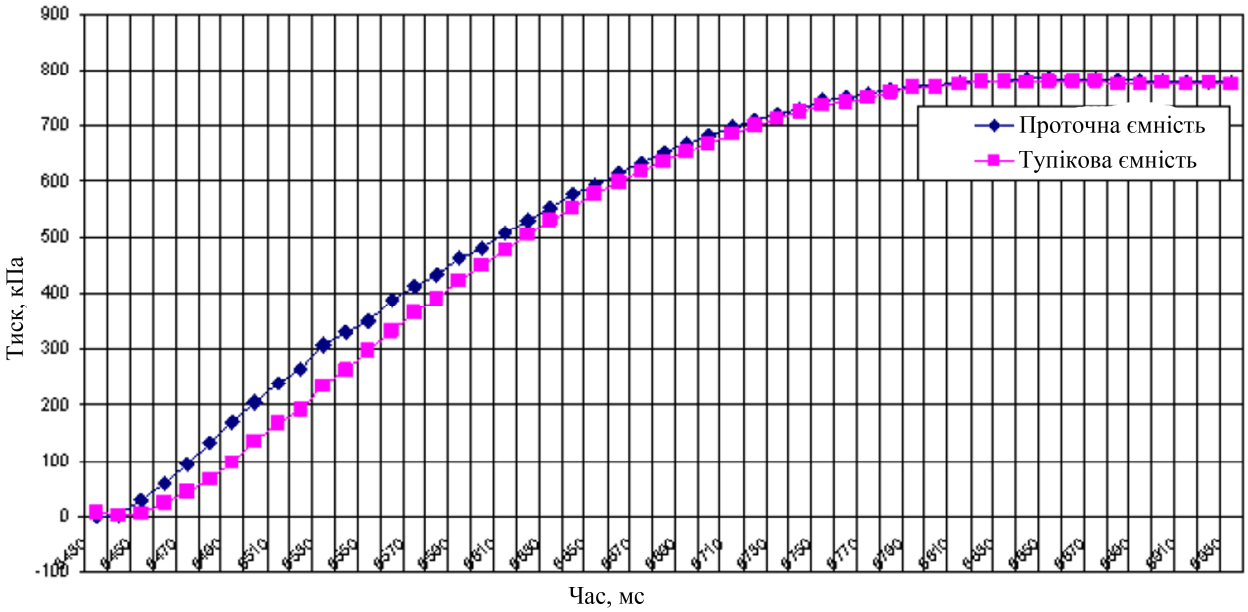


Рисунок 3.12 – Графіки зміни тиску під час наповненні послідовно з’єднаних ємкостей

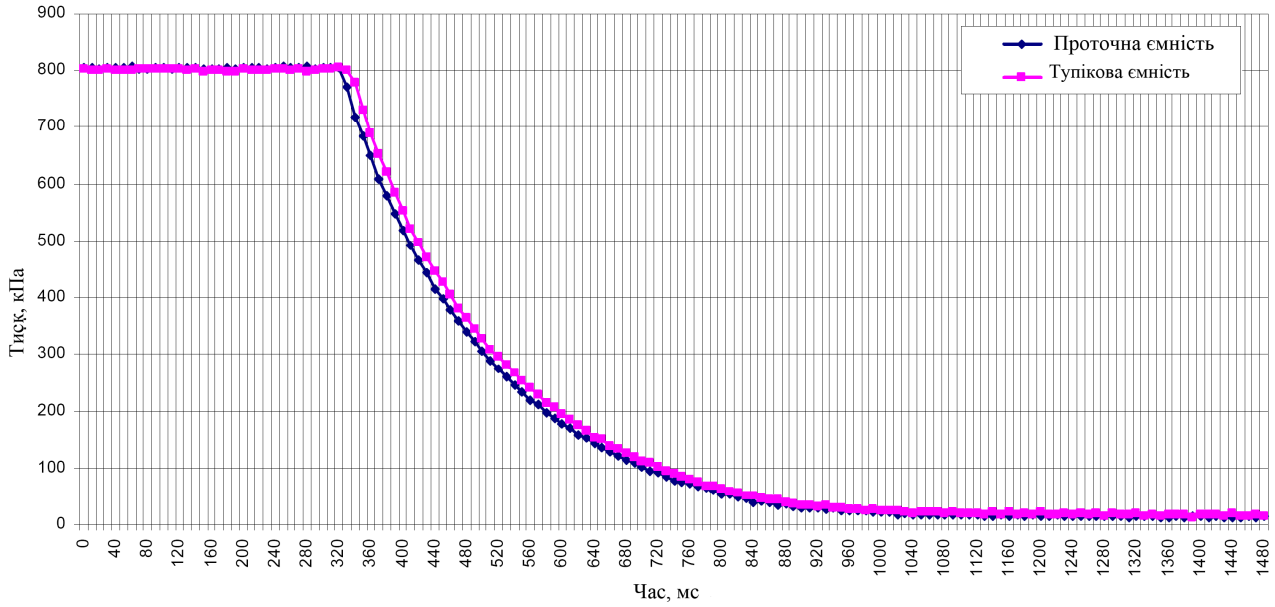


Рисунок 3.13 – Графіки зміни тиску при спорожненні послідовно з’єднаних ємностей

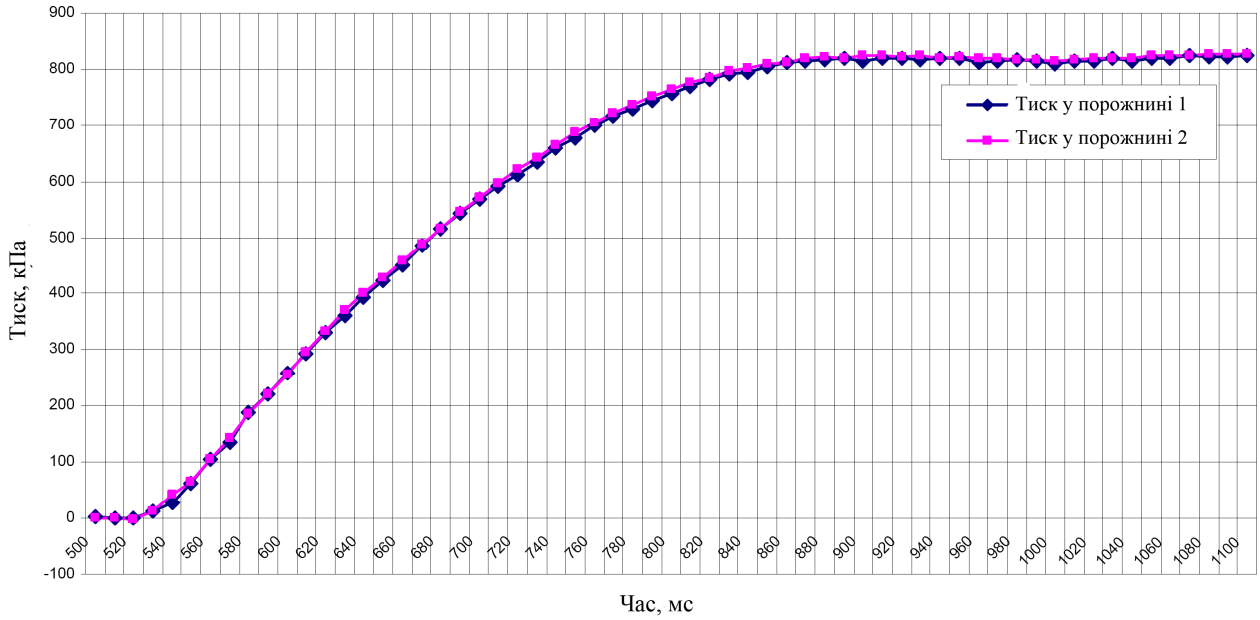


Рисунок 3.14 – Графіки зміни тиску при наповненні паралельно з’єднаних ємностей

Як видно з експериментальних досліджень, на приведених рис. 3.12 і рис. 3.14 при наповненні ДЄ-ланок спостерігається швидше наповнення паралельно встановлених ДЄ-ланок на 0,03 с, ніж при їх послідовному встановленню.

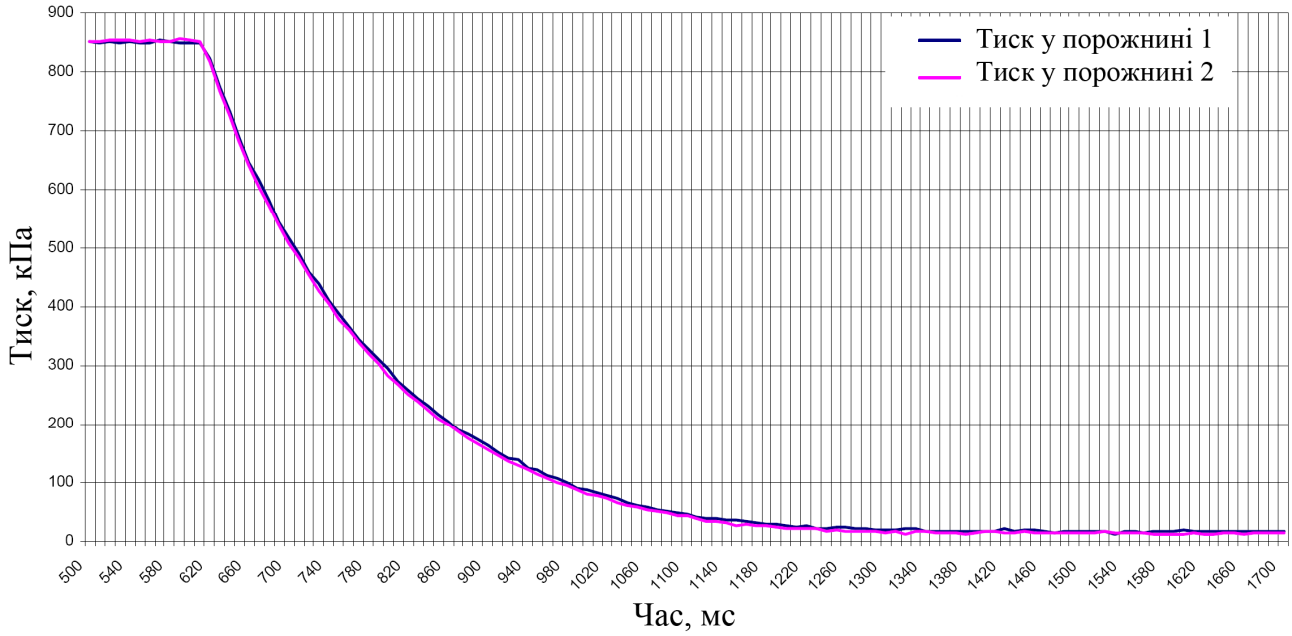
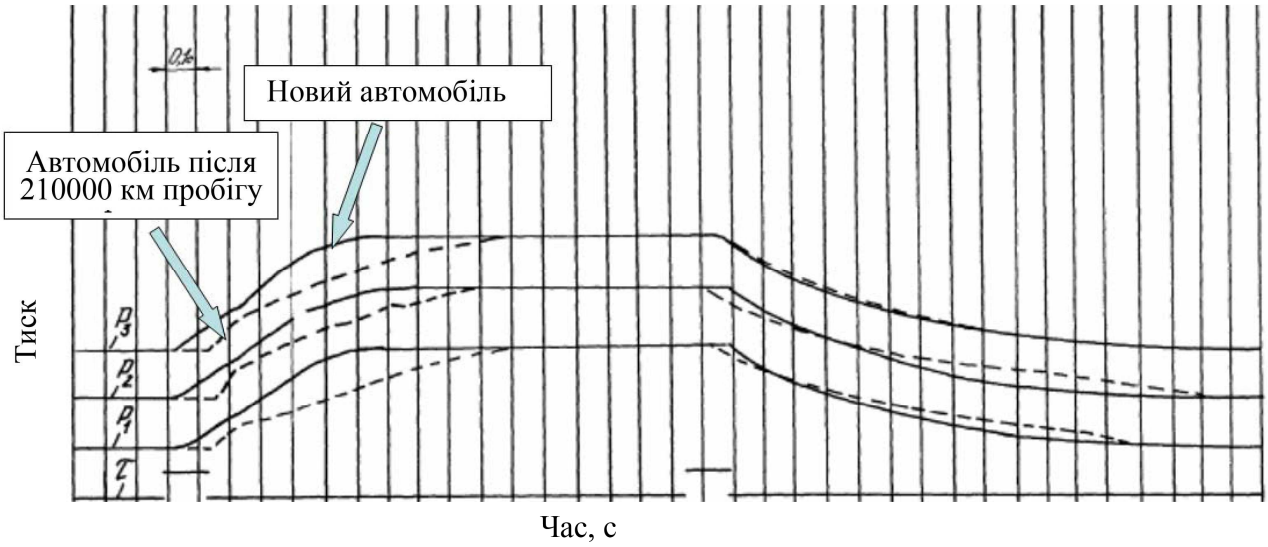


Рисунок 3.15 – Графіки зміни тиску при спорожненні паралельно з’єднаних ємностей

Аналіз спорожнення ДЄ-ланок показав (рис. 3.13 і рис. 3.15), що при спорожненні спостерігається аналогічна картина. Паралельно встановлені ДЄ-ланки спорожняються швидше за послідовно встановлені ланки на 0,09 с.

3.1.3. Експериментальні дослідження перехідних процесів у пневматичному гальмовому приводі транспортного засобу категорії N_3. Остаточним етапом перевірки розроблених методів є зіставлення теоретичних результатів за динамікою привода КрАЗ-6510, виконаних у підрозділі 1.3.3, з експериментальними даними. Як перевірочні дані використані результати роботи [204] для робочої гальмової системи автомобіля КрАЗ-256 Б1, повністю еквівалентної КрАЗ-6510. Для знімання показників тиску використані датчики ЛХ-415, а результати фіксувалися на стрічці осцилографа. При проведенні експерименту датчики тиску встановлювалися перед входом в гальмову камеру.

Результати експерименту представлені на рис. 3.16.



p_1 – тиск у контурі, що пов’язано з камерами переднього моста; p_2 – тиск у контурі, що пов’язано з камерами середнього моста; p_3 – тиск у контурі, що пов’язано з камерами заднього моста

Рисунок 3.16 – Графіки зміни тиску в правих гальмових камерах ПГП КрАЗ-256 Б1 при гальмуванні і розгальмуванні

3.1.4. Порівняння експериментальних і теоретичних результатів дослідження. Для аналізу розроблених і наявних розрахункових методів побудовані порівняльні графіки розглянутих вище теоретичних і експериментальних результатів (рис. 3.17 – 3.23).

З графіків виходить, що всі використані методи дають якісно правильний прогноз щодо перехідних процесів у приводі. Для кількісної оцінки пропонованого і наявних методів визначені і зведені до табл. 3.1 похибки розрахунків для ПГП КрАЗ-6510.

Відхилення розрахункових даних від експерименту визначалося для моменту часу, що відповідає 75 % зміні тиску від робочого діапазону. Це пов’язано з тим, що саме цей момент характеризує динамічну характеристику ПГП автомобіля з позиції критеріїв її оцінки.

Отримані результати похибок свідчать про можливість використання пропонованого методу для прогнозування динаміки пневматичного привода автомобіля.

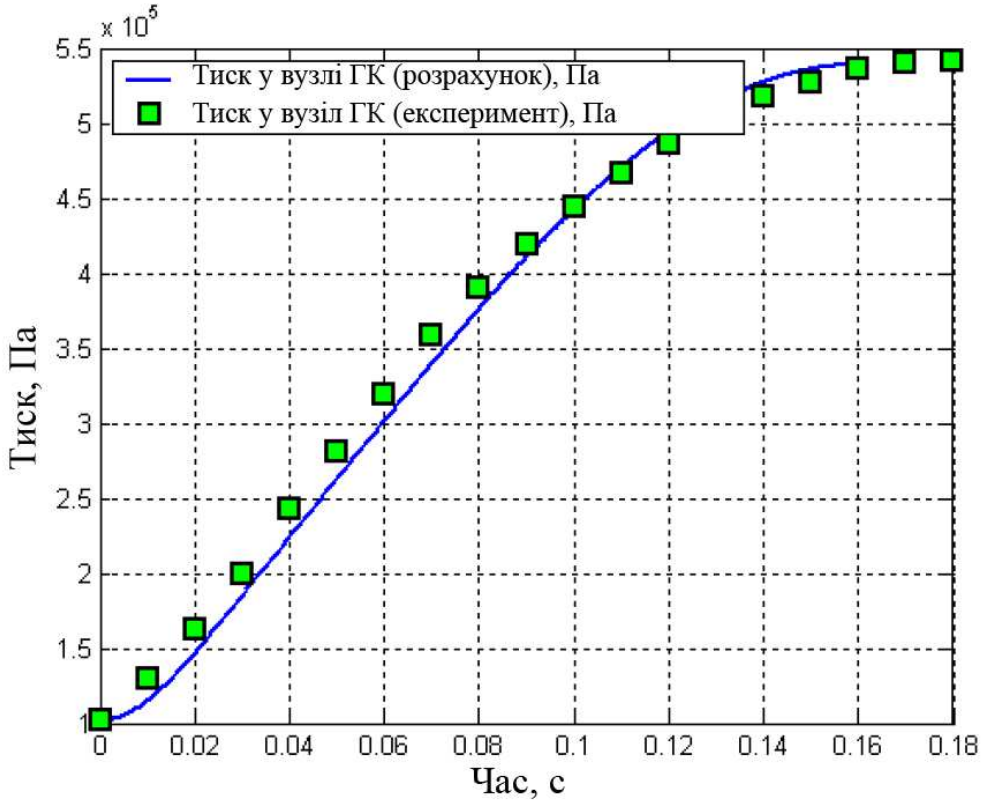


Рисунок 3.17 – Графіки зміни тиску в ДЄ-ланці постійного об’єму

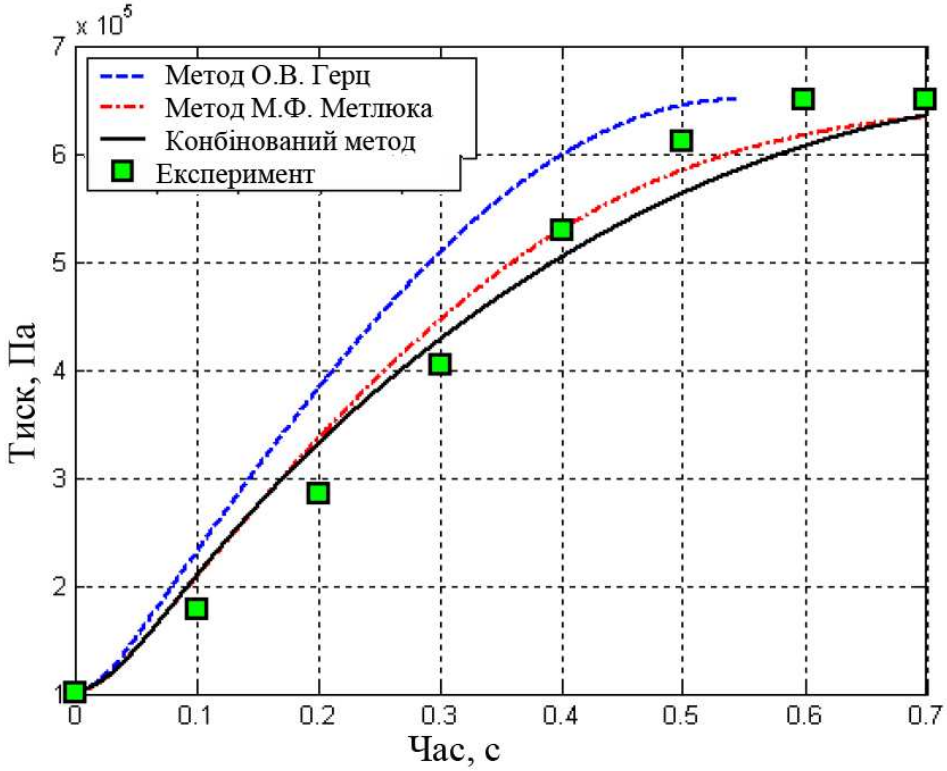


Рисунок 3.18 – Графіки зміни тиску у контурі заднього моста під час гальмування

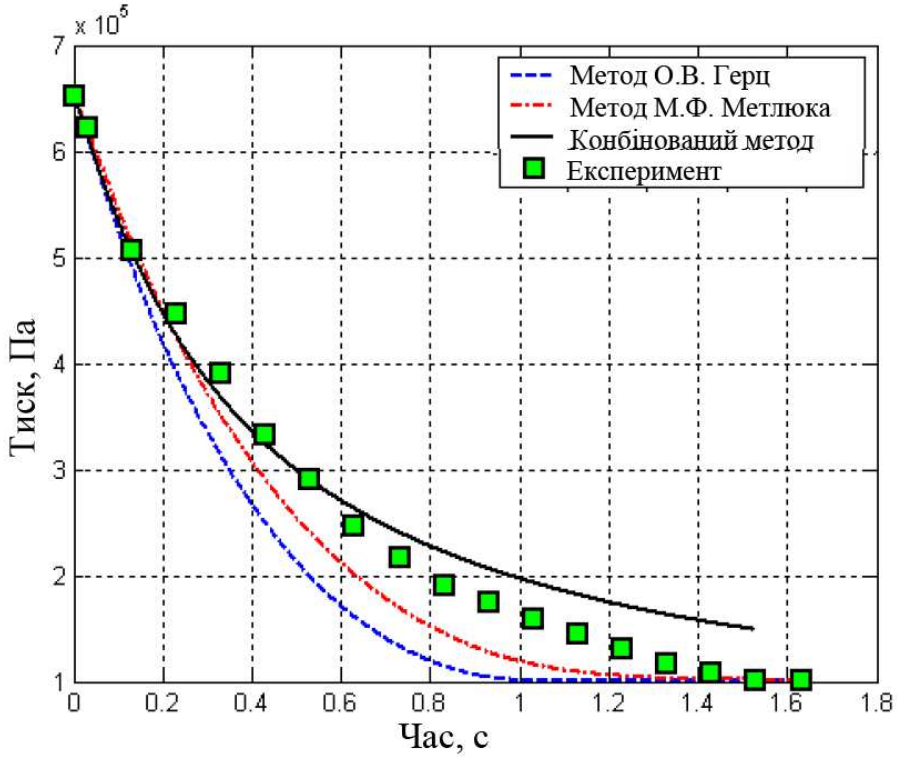


Рисунок 3.19 – Графіки зміни тиску у контурі заднього моста під час розгальмовування

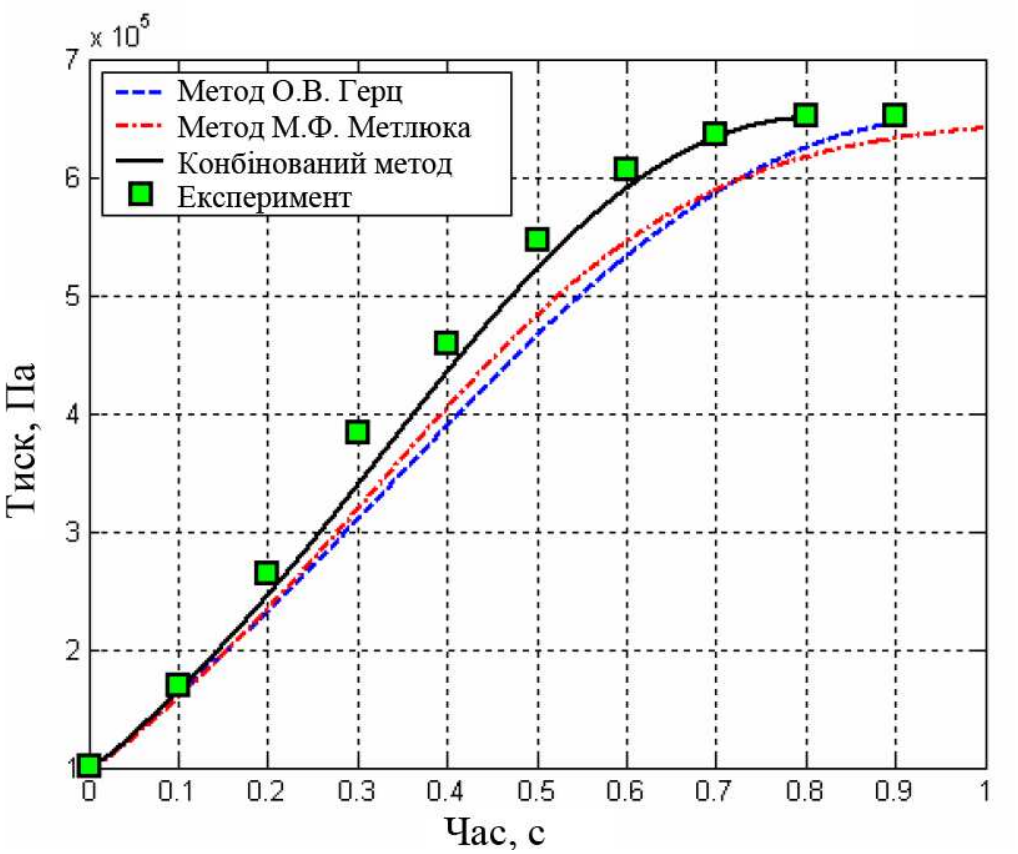


Рисунок 3.20 – Графіки зміни тиску у контурі середнього моста під час гальмування

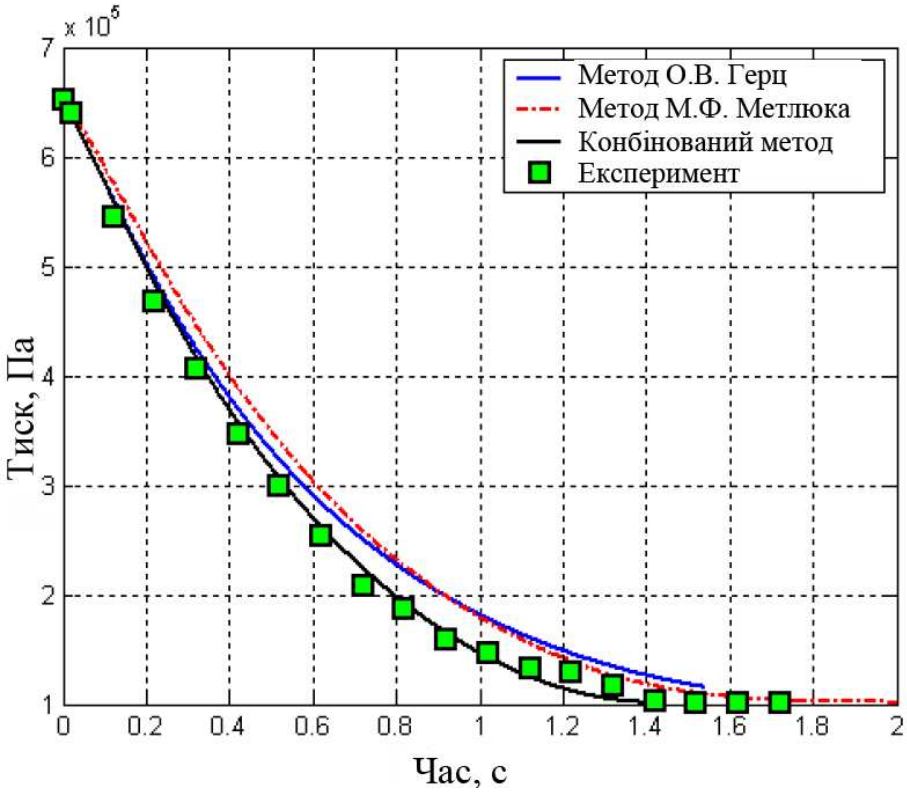


Рисунок 3.21 – Графіки зміни тиску у контурі середнього моста під час розгальмовування

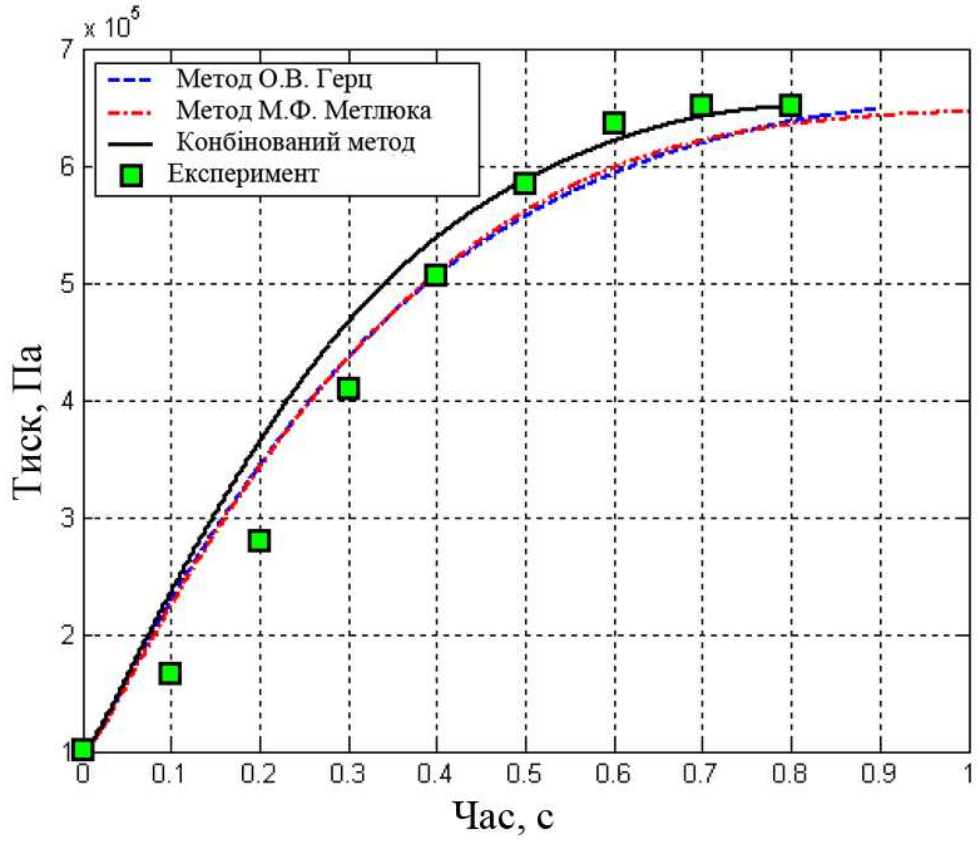


Рисунок 3.22 – Графіки зміни тиску у контурі переднього моста під час гальмування

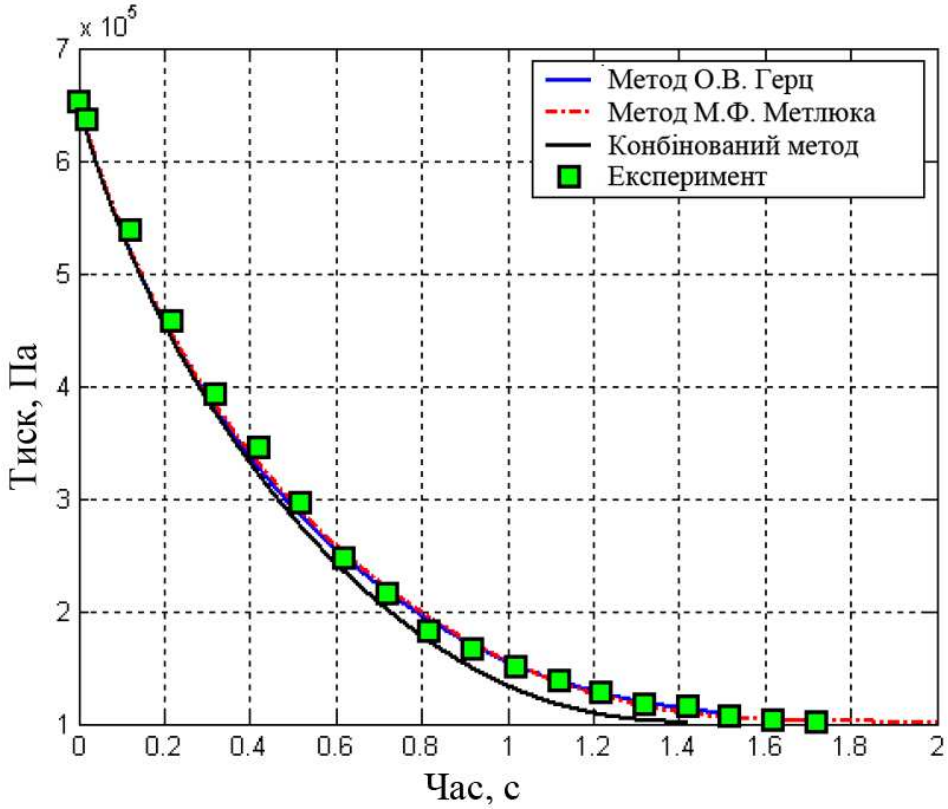


Рисунок 3.23 – Графіки зміни тиску у контурі переднього моста під час розгальмовування

Значні похибки отримані методом М. Ф. Метлюка, пояснюються тим, що параметри гіперболічної функції витрати підбиралися з умови збігу розрахункових і експериментальних даних при зміні тиску на 90 % від робочого діапазону відповідно до наявних на той час вимогам. Відхилення теоретичних результатів, отриманих методом О. В. Герц, викликані тим, що цей метод спочатку розроблявся для пневматичних систем загального машинобудування і його застосування для розрахунку пневматичного привода автомобіля може бути не завжди виправдане.

З метою визначення похибки для динамічної характеристики всього ПГП КрАЗ-6510 отримані середні значення відносних похибок для усіх етапів випробувань. Відповідно для кожного з розрахункових методів ці похибки склали 10,72 % (О. В. Герц), 8,34 % (М. Ф. Метлюк) і 5,02 % (удосконалений метод).

Таблиця 3.1

Похибки розрахунків

Процес	Похибки, %		
	Метод М.Ф. Метлюка	Метод О.В. Герц	Удосконалений метод
Наповнення ГК заднього моста	1,39	12,94	3,47
Спорожнення ГК заднього моста	19,31	35,75	7,20
Наповнення ГК переднього моста	0,10	0,26	5,74
Спорожнення ГК переднього моста	2,05	0,56	5,09
Наповнення ГК середнього моста	11,46	14,81	4,39
Спорожнення ГК среднего моста	15,72	12,46	4,23

3.2. Експериментальні дослідження характеристик пневматичних апаратів гальмового привода

Основною метою експериментальних досліджень є перевірка теоретичних передумов, покладених в основу проектування апаратів пневматичного гальмового привода.

Відповідно до наміченої мети в ході проведення експериментальних досліджень вирішувалися наступні завдання:

– визначення часу падіння тиску в живлячій магістралі, впродовж якого причіп (напівпричіп), повністю роз’єднаний з гальмовою системою тягача, є некерованим;

– визначення часу від моменту розриву живлячої магістралі до моменту досягнення встановленого тиску в гальмових камерах;

– визначення тиску в живлячій магістралі, при якому спрацьовує пристрій автоматичного гальмування причепа (напівпричепа);

– побудова статичних характеристик розроблених апаратів.

Експериментальні дослідження проводилися на напівпричепах категорій O_3 і O_4 і на спеціальному стенді «Вовчанського агрегатного заводу», який призначений для випробувань пневматичних апаратів ПГП.

3.2.1. Експериментальні дослідження регулятора гальмових сил з функціями повітророзподільного клапана на транспортних засобах категорій O_3 і O_4.

3.2.1.1. Експериментальні дослідження характеристик гальмового привода в разі розриву живлячої магістралі. Для визначення динамічної характеристики ПГП напівпричепа 9370 у разі повного розриву з гальмовою системою тягача КамАЗ-5410 використовувалося спеціальне устаткування відповідно до ОСТУ 37.001.067 − 86 [68] (рис. 3.24).

Устаткування під'єднувалося за спеціальною схемою (рис. 3.25). Розрив живлячої магістралі напівпричепа імітувався з допомогою електромагнітного клапана «Bosch» - 1824210104. Величина тиску на виході з живлячої магістралі і в гальмових камерах фіксувалася датчиками тиску МП-22518 і записувалася осцилографом АЛЕ-71.4 М. Тиск подання повітря в живлячу магістраль і ресивер напівпричепа визначався за допомогою манометрів класу 0,6 з межею виміру від $1 \cdot 10^5$ до $10 \cdot 10^5$ Па. Темп спорожнення живлячої магістралі в атмосферу регулювався за допомогою дросельного крана ГА-171/1 В.

Під час проведення порівняльних випробувань дросель був відкритий максимально, оскільки темп спорожнення серійного привода складає менше $1 \cdot 10^5$ Па/с. Результати випробувань серійного і експериментального привода представлені на осцилограмі (рис. 3.26).

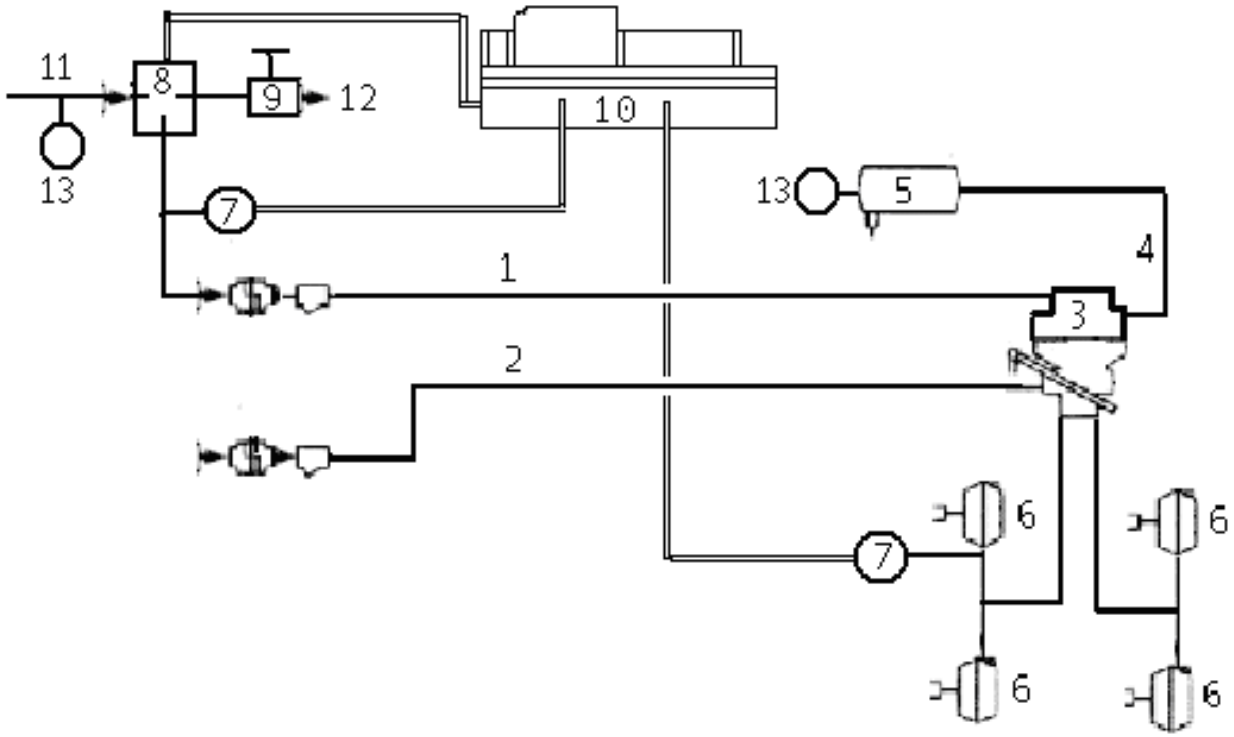


Рисунок 3.24 – Місця встановлення приладів для проведення випробувань на напівпричепі 9370

Порівняльний аналіз отриманих осцилограм дозволяє наочно оцінити динамічну характеристику серійного і вдосконаленого ПГП напівпричепа у разі розриву живлячої магістралі. Характерною особливістю динамічної характеристики серійного привода є відносно повільне падіння тиску в живлячій магістралі до значення $5 \cdot 10^5$ Па (лінія 1), що викликає затримку початку підвищення тиску в гальмових камерах (лінія 2).

Застосування розробленого РТС з функціями повітророзподільного клапана на напівпричепі моделі 9370 дозволяє скоротити час падіння тиску в живлячій магістралі, впродовж якого напівпричіп, повністю роз'єднаний з гальмовою системою тягача, є некерованим з 3,4 з до 0,7 с, що сприяє в цілому

скороченню на 60 % часу від моменту розриву живлячій магістралі до моменту досягнення сталого тиску в гальмових камерах напівпричепа.



1 – живляча магістраль напівпричепа; 2 – клерувальна магістраль; 3 – РГС, що інтегровано у повітророзподільчий кран; 4 – магістраль ресивера; 5 – ресивер; 6 – гальмові камери; 7 – датчики тиску; 8 – електропневматичний клапан; 9 – дросельний кран; 10 – осцилограф; 11 – вхід у живлячу магістраль; 12 – вихід в атмосферу; 13 – манометри

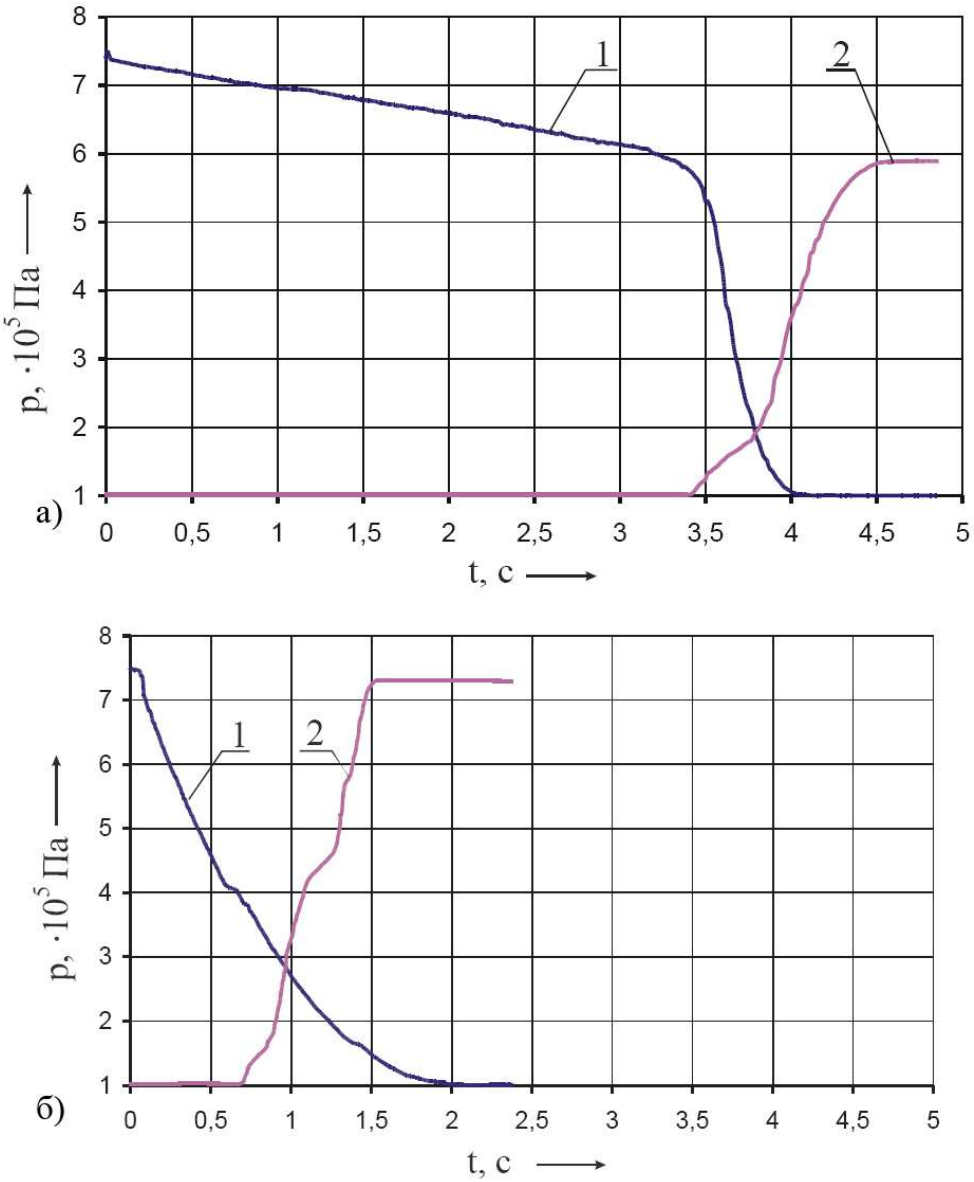
Рисунок 3.25 – Схема встановлення вимірювальних приладів у гальмовій системі напівпричепа

У гальмові властивості автопоїзда закладається вірогідність відриву причепа від тягача, тому заслуговує увагу теоретична оцінка гальмового шляху причепа, що відірвався. Відповідно до автомобільного довідника НДІАТ [205] гальмовий шлях АТЗ спрогнозований використанням виразу:

$$S_T = V_0(t_c + 0,5t_H) + \frac{K_e(V_0 + g(t_c + 0,5t_H)sin\alpha)^2}{2g(k \cdot cos\alpha + sin\alpha)}, \qquad (3.1)$$

де V_0 – початкова швидкість гальмування, м/с;

α – кут подовжнього ухилу дороги, град.;



а) – серійний привід; б) – удосконалений привід, що має РГС з функціями повітророзподільного клапана; 1 – тиск в живлячій магістралі; 2 – тиск у гальмових камерах

Рисунок 3.26 – Динамічна характеристика ПГП напівпричепа 9370 під час розриву живлячої магістралі

k – теоретичний коефіцієнт зчеплення шин з дорогою;

t_c – час запізнювання дії гальмової системи, с;

t_H – час наростання уповільнення, с;

K_e – коефіцієнт, що враховує експлуатаційний стан гальм і умови гальмування.

Оскільки в гальмовому приводі причепа конструкція облаштування автоматичного гальмування аналогічна конструкції того ж пристрою на напівпричепі, можна припустити, що динамічні характеристики ПГП причепа і напівпричепа в разі розриву живлячої магістралі співпадуть.

Тоді, згідно з виконаними розрахунками, фактичний гальмовий шлях з експериментальним гальмовим приводом істотно відрізняється від гальмового шляху причепа, що відірвався, з серійним приводом (табл. 3.2).

Таблиця 3.2

Дані розрахунку фактичного гальмового шляху причепа, що відірвався

ПГП	t_c, с	$t_н$, с	V_0, м/с	K_e	k	S_m, м
Серійний	3,4	1,1	60*0,277	2	0,7	106
Удосконалений	0,7	1,1	60*0,277	2	0,7	61

Час запізнювання дії гальмової системи причепа при його відриві визначений з урахуванням отриманої динамічної характеристики серійного та вдосконаленого привода.

Час наростання уповільнення залежатиме від багатьох чинників: маси причепа, часу наростання гальмових сил, коефіцієнта зчеплення, коефіцієнта експлуатаційного стану гальм. При коефіцієнта зчеплення 0,7 цей час приймається в межах 0,5 ÷ 1,1 с. З урахуванням того, що час наростання тиску в гальмових камерах обох типів привода не перевищує 1 с, для розрахунків приймемо верхню межу з рекомендованого діапазону.

Коефіцієнт експлуатаційного стану гальм K_e , залежний від їх конструктивних параметрів, маси АТЗ, технічний стани гальмових механізмів і коефіцієнта зчеплення шин з дорогою, приймається в межах 1,1 ÷ 2,0. Якщо відбувся відрив причепа від тягача, можна стверджувати, що технічний стан автопоїзда в цілому є незадовільним і, отже, коефіцієнт K_e максимальний.

Виконані розрахунки показують, що фактичний гальмовий шлях причепа, що відірвався, з удосконаленим ПГП буде в 1,74 раза менше гальмового шляху того ж причепа з серійним гальмовим приводом.

Таким чином, розроблений регулятор гальмових сил з функціями повітророзподільного клапана дозволяє істотно покращити динамічну характеристику пневматичного гальмового привода напівпричепа в разі розриву живлячої магістралі. Використання аналогічного експериментального гальмового привода на причепі теоретично дозволяє скоротити гальмовий шлях некерованого причепа.

3.2.1.2. Експериментальні дослідження характеристик гальмового привода в режимі екстреного гальмування. Випробування проводяться згідно з нормативними вимогами [66, 67, 69] з метою визначення часу спрацьовування і часу розгальмування серійного і експериментального привода на напівпричепі 9370.

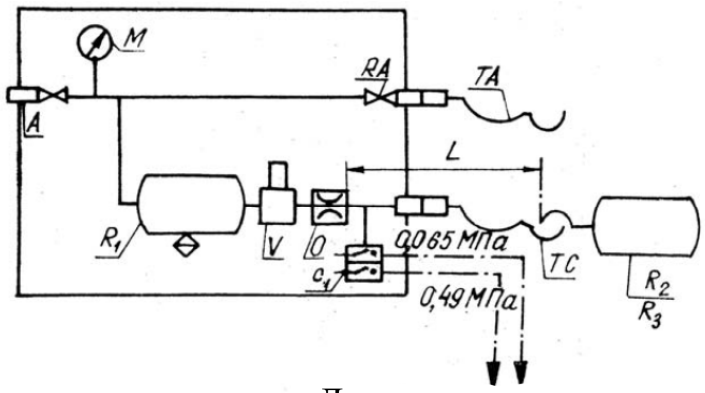
Час спрацьовування ПГП причіпних АТЗ згідно з міжнародними Правилами №13 ООН і ОСТ 37.001.067 − 86 визначається на нерухомому напівпричепі без автомобіля-тягача. Замість гальмової системи тягача використовується імітатор, до якого під’єднуються живляча та керуюча магістралі напівпричепа (рис. 3.27).



Рисунок 3.27 – Під’єднання імітатора до напівпричепа

Імітатор виконаний відповідно до встановленої нормативними вимогами схеми (рис. 3.28). При цьому датчики тиску під'єднувалися замість електричного хронометра до осцилографа, що дозволило отримати повну картину динамічної характеристики приводу.

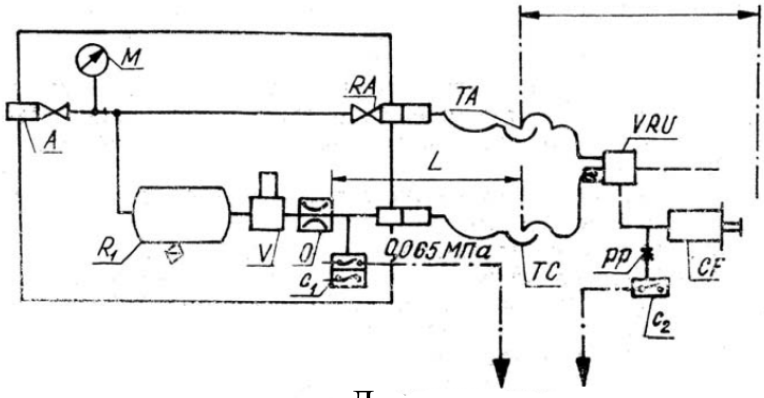
а)



До електричного хронометра

б)

Випробувальний гальмовий пристрий причепа



До електричного хронометра

а) – встановлення імітатора; б) – випробування гальмової системи з використанням імітатора

Рисунок 3.28 – Приклад встановлення та використання імітатора

На рис. 3.28 позначено: А – з'єднувальна муфта; c_1 – датчик тиску в імітаторі; c_2 – датчик тиску, що з'єднується з гальмовим приводом причепа; *CF* – гальмовий циліндр; *L* – патрубок із з'єднувальною голівкою МС, що під'єднується до отвору *O*, що має внутрішній об'єм 385 ± 5 см^3 при тиску 0,65 МПа (6,5 кгс/см^2); *M* – манометр; *O* – дросельний отвір з діаметром не

менше 4 мм і не більше 4,3 мм; p_p – датчик випробувального тиску; R_1 – 30-літровий резервуар; R_2 – калібрувальний резервуар об'ємом 385 ± 5 см^3; R_3 – калібрувальний резервуар об'ємом 1155 ± 15 см^3; *RA* – зворотний клапан; *TA* – з'єднувальна голівка живлячої магістралі; *TC* – з'єднувальна голівка керуючої магістралі; *V* – розподільник повітря; *VRU* – релейний запобіжний клапан.

Імітатор має резервуар ємністю 30 л, який заповнюється до тиску 6,4 ·10^5 Па перед початком випробування і не перезаряджається в час випробування. В імітатор на виході з пристрою керування робочим гальмом встановлений дросель діаметром 4,3 мм. Між керуючою магістраллю та з'єднувальною голівкою під'єднано патрубок довжиною 2,5 м з внутрішнім діаметром 13 мм, що еквівалентно ємності об'ємом 385 ± 5 см^3. Тиск в приводному патрубку змінюється безпосередньо біля дроселя.

Імітатор виготовлений і відрегульований так, щоб час збільшення тиску від 0,6·10^5 до 4,9·10^5 Па в ємності об'ємом 385±5 см^3 складало 0,2±0, 01 с (рис. 3.29).

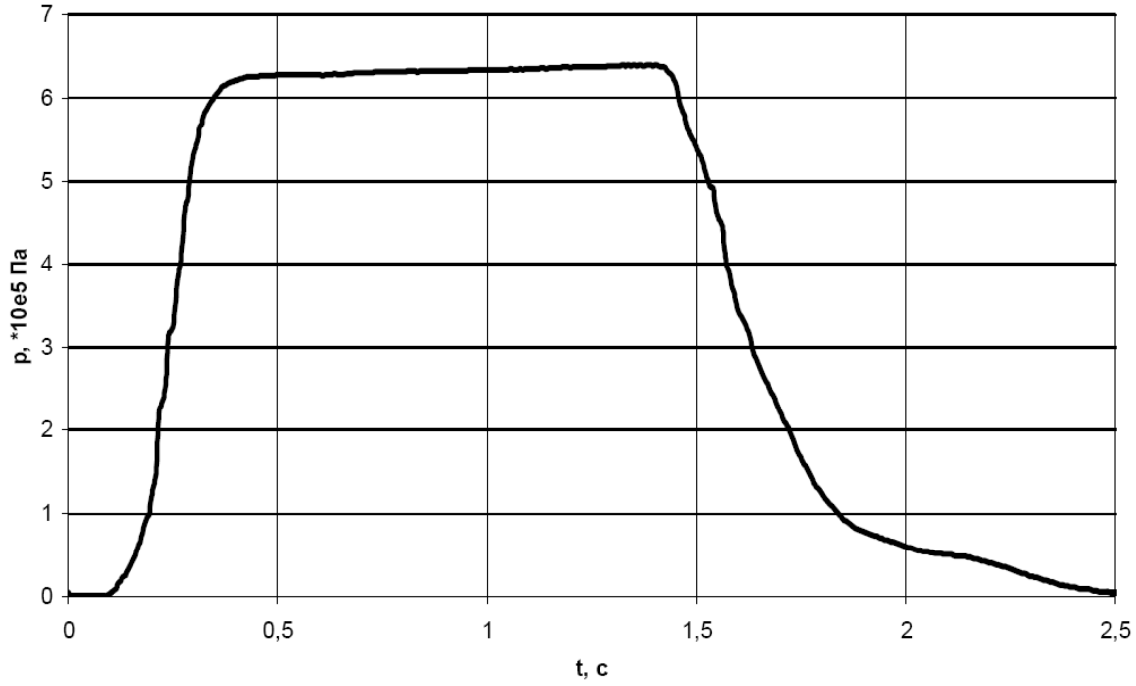


Рисунок 3.29 – Динамічна характеристика імітатора

Згідно з нормативними вимогами [66, 67] час спрацьовування двопровідного гальмового привода причіпних АТЗ визначається як проміжок під

час підвищення тиску в магістралі керування від 10 до 75 % значення тиску, що встановився при повному гальмуванні у виконавчому органі, що знаходиться в найменш сприятливих умовах. Цей час не повинен перевищувати 0,4 с і може округлятися до 0, 1 с.

Під час розгальмування падіння тиску у виконавчих органах повинно відбуватися не більше ніж за 1,2 с до значення, що складає 10 % тиску, що досягається при повному гальмуванні.

Порівняльні випробування серійного та удосконаленого ПГП напівпричепа 9370 показали, що час спрацьовування серійного та удосконаленого привода відбувається за 0,4 с, а час розгальмовування відповідно за 0,6 і 0,5 с (рис. 3.30).

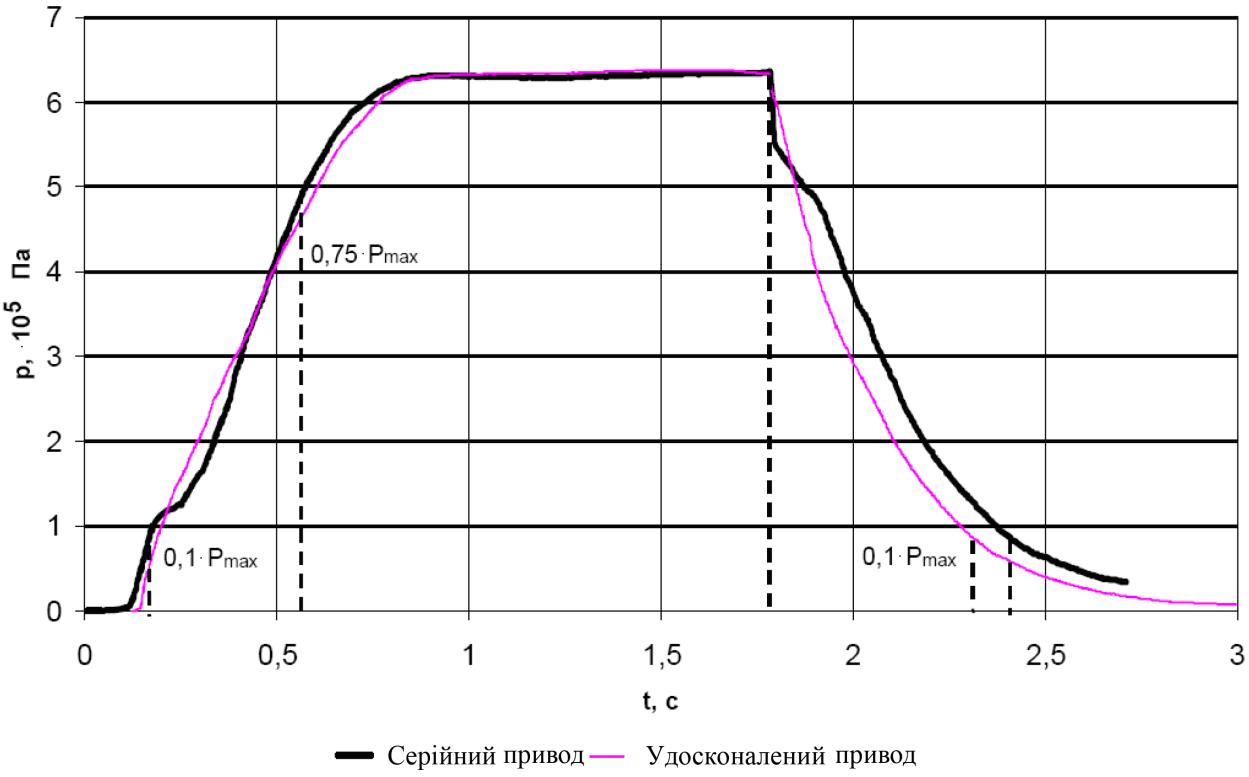


Рисунок 3.30 – Час спрацьовування і розгальмування привода напівпричепа

Таким чином, випробування ПГП, що включає РГС з функціями повітророзподільного клапана, на напівпричепі 9370 показали, що спрощення конструкції ПГП напівпричепа шляхом поєднання регулятора гальмових сил з повітророзподільним клапаном не призводить до погіршення часу спрацьовування і часу розгальмовування гальмового привода.

3.2.2. Стендові дослідження регулятора гальмових сил з функціями повітророзподільного клапана.

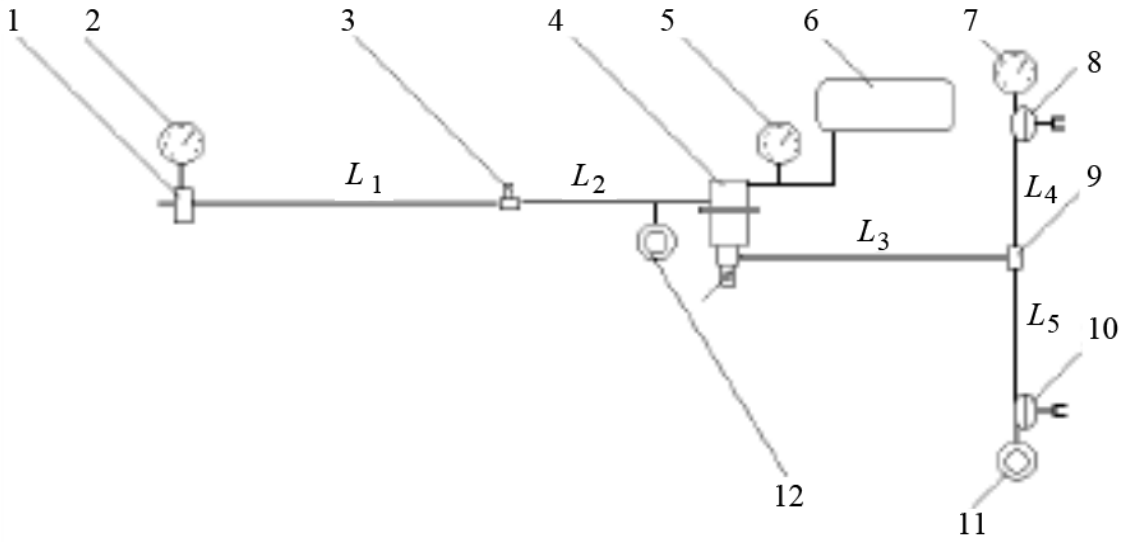
3.2.2.1. Експериментальні характеристики регулятора гальмових сил. З метою перевірки працездатності розробленої моделі РГС з функціями повітророзподільного клапана з урахуванням допустимих перепадів тиску в живлячій магістралі та ресивері в межах $6{,}4 \cdot 10^5 - 8{,}4 \cdot 10^5$ Па і вище проводилися стендові випробування.

Для проведення випробувань була підготовлена спеціальна установка, що складається з пневматичного стенда й осцилографа з електричними датчиками (рис. 3.31).



Рисунок 3.31 – Пристрій для випробування РГС із функціями повітророзподільного клапана в стендових умовах

РТС з функціями повітророзподільного клапана було пі'єднано до пристрою за схемою, що відповідає схемі ПГП причіпних автотранспортних засобів (рис. 3.32).



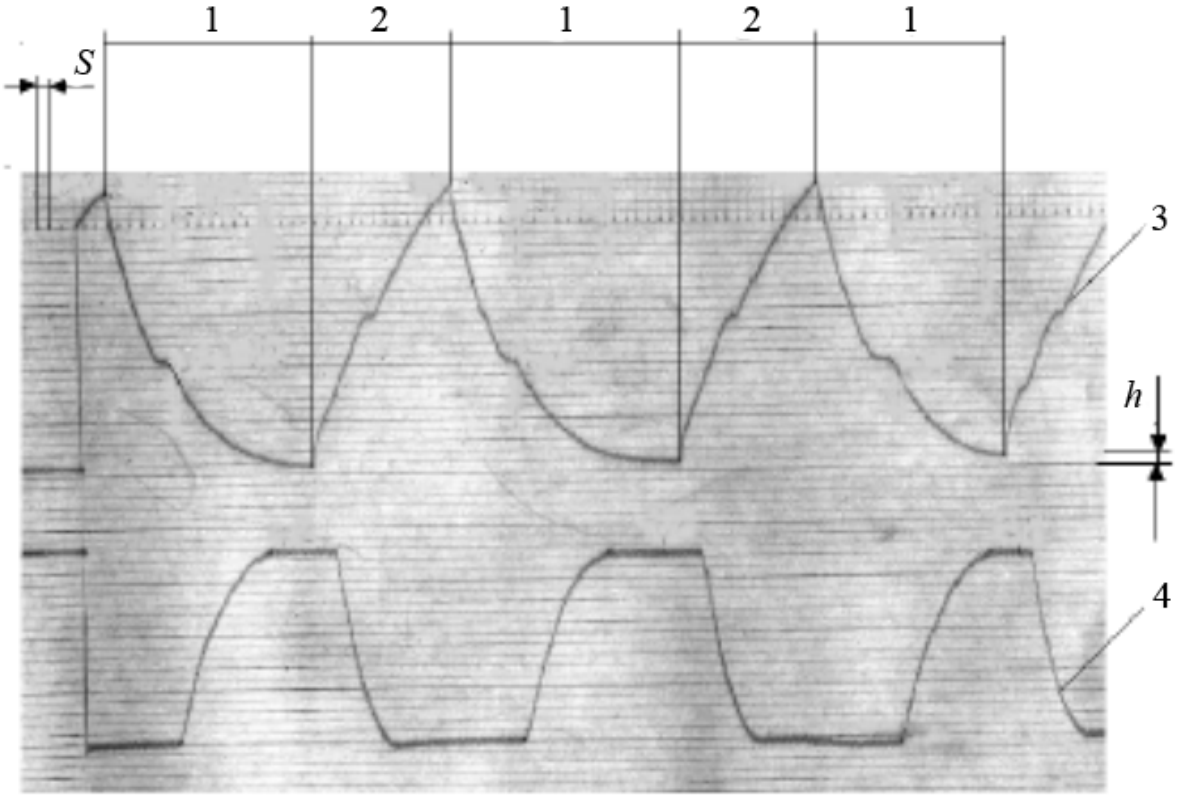
1 – електромагнітний клапан; 2 – електроманометр; 3 – дросель; 4 – РГС з функціями повітророзподільного клапана; 5, 7 – манометри; 6 – ресивер; 8, 10 – гальмові камери; 9 – трійник; 11, 12 – датчики тиску

Рисунок 3.32 – Схема пі’єднання РГС з функціями повітророзподільного клапана на стенді

Режим автоматичного гальмування ПГП здійснювався за допомогою електричного клапана 1 за командою електричного манометра 2, при цьому імітувався розрив живлячої магістралі. Електричні датчики, встановлені в контурах живлячої магістралі та гальмових камерах, передавали аналоговий сигнал тиску на осцилограф, де на фотопапері фіксувалася динамічна характеристика ПГП.

Оскільки керування стендом здійснювалося в циклічному режимі, процес автоматичного гальмування поновлювався при кожному новому циклі спорожнення живлячої магістралі від максимального значення до нуля, і тому має вигляд циклограми.

Типова осцилограма динамічної характеристики пневматичного гальмового привода, який має регулятор гальмових сил з функціями повітророзподільного клапана, в режимі автоматичного гальмування являє собою дві криві, що відображають залежність зміни тиску в гальмових камерах 4 від зміни тиску в живлячій магістралі 3 (див. рис. 3.33).



1 – цикл вмикання автоматичного гальмування; 2 – цикл вимикання автоматичного гальмування; 3 – крива зміни тиску в живлячій магістралі; 4 – крива зміни тиски в гальмових камерах; *S* – тимчасова шкала, де одна поділка відповідає 0,1 с; *h* – шкала тиску, де одна поділка відповідає $0{,}4 \cdot 10^5$ Па

Рисунок 3.33 – Типова осцилограма динамічної характеристики ПГП в режимі автоматичного гальмування

При цьому цикл вмикання 1 автоматичного гальмування в пневматичному гальмовому приводі безперервно чергується з циклом вимикання 2.

Оскільки тиск у живлячій магістралі та ресивері ПГП у реальних умовах змінюється довільно, динамічна характеристика ПГП, який має РГС з функціями повітророзподільного клапана, в режимі автоматичного гальмування досліджувалася з урахуванням цього чинника.

В ході проведення експерименту по черзі варіювалася величина початкового тиску в живлячій магістралі та ресивері. При цьому для кожної зміни тиску фіксувалася динамічна характеристика ПГП на окремих осцилограмах (додаток Б).

Відповідно до кожної отриманої осцилограми вибірково виділявся й оцифровувався один цикл процесу автоматичного гальмування.

Порівняльний аналіз експериментальних і розрахункових даних виконаний з використанням найбільш наочного графоаналітичного методу. При цьому результати розрахункових функцій, що отримуються шляхом вирішення розробленої математичної моделі, накладаються на відповідні експериментальні характеристики (табл. 3.3).

За результатами розрахунків, виконаних у програмному середовищі *Mathcad* (додаток В), побудовані розрахункові характеристики в одній системі координат з експериментальними характеристиками (див. рис. 3.34).

Таблиця 3.3

Відповідність експериментальних і розрахункових даних

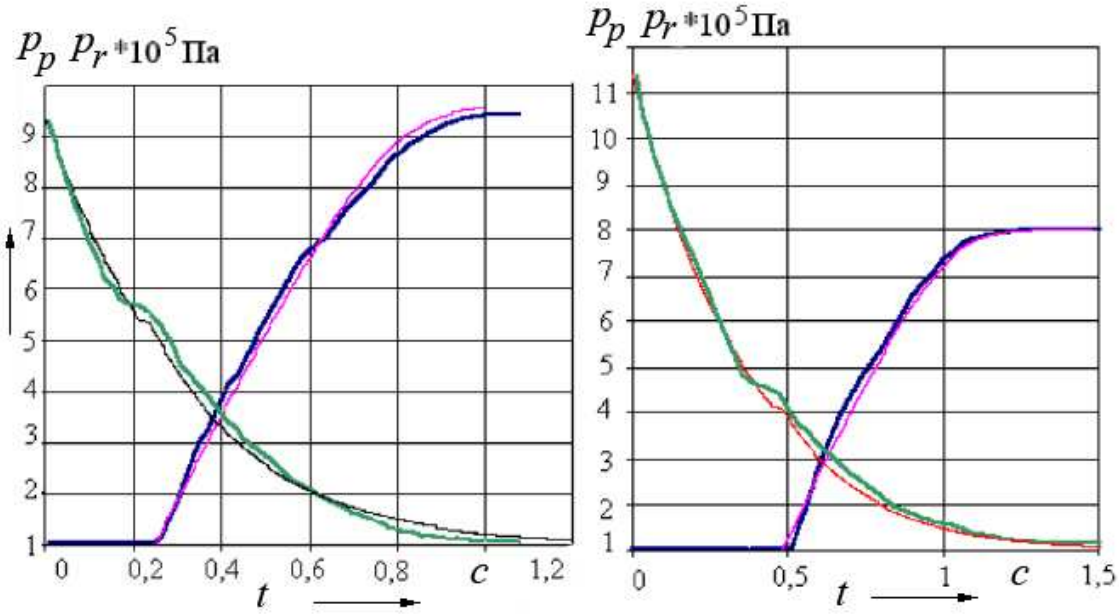
Експериментальні дані	Розрахункові функції	Тиск у ресивері $p_r \cdot 10^5$ Па	Початковий тиск у живлячій магістралі
Рис. Б.1	Рис. В.1	6,9	10,4
Рис. Б.2	Рис. В.2	6,7	6,8
Рис. Б.3	Рис. В.3	7,0	8,4
Рис. Б.4	Рис. В.4	8,6	8,4
Рис. Б.4	Рис. В.5	8,6	9,6
Рис. Б.5	Рис. В.6	6,8	7,6

Похибка адекватності моделі, що виникає внаслідок недостатньої відповідності апроксимуючої функції особливостям форми експериментальної кривої, визначалася як відносна похибка, рівна відношенню абсолютної похибки до значення функції у відсотках [206]:

$$\gamma = \frac{y_e - y_p}{y_e} \cdot 100, \qquad (3.2)$$

де y_e – експериментальне значення функції в деякій точці;

y_p – розрахункове значення функції в цій же точці.



а) $p_p = 8{,}4 \cdot 10^5$ Па, $p_r = 8{,}4 \cdot 10^5$ Па; б) $p_p = 10{,}4 \cdot 10^5$ Па, $p_r = 7 \cdot 10^5$ Па;

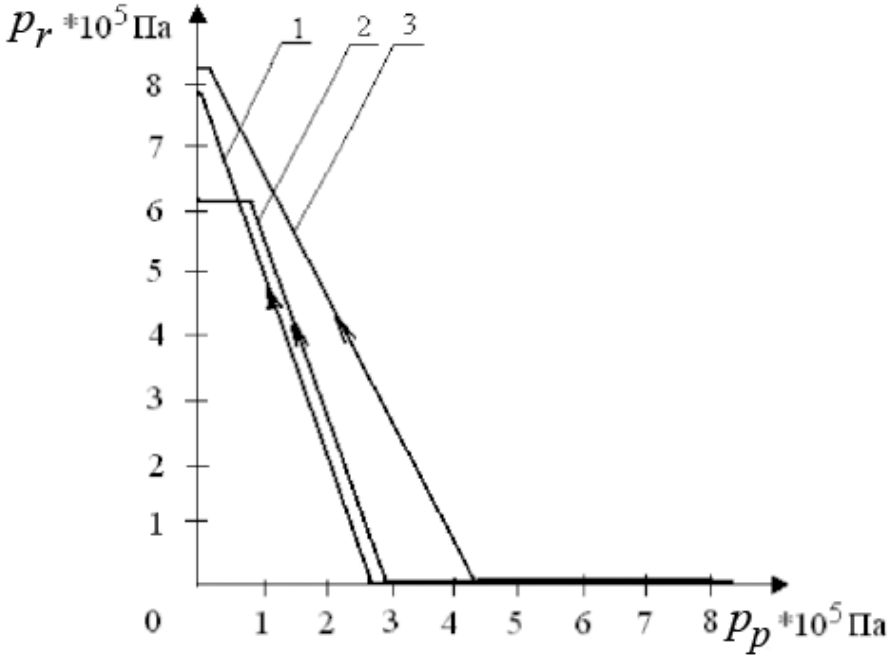
—— – розрахункова характеристика; ———— – експериментальна характеристика

Рисунок 3.34 – Динамічна характеристика ПГП при розриві живлячої магістралі та різному тиску

Встановлено, що відносна похибка розробленої математичної моделі для різних початкових умов тиску в живлячій магістралі та ресивері не перевищує 7 − 11%.

Аналізуючи отримані характеристики ПГП, який має РГС з функціями повітророзподільного клапана, в разі розриву живлячої магістралі можна зробити висновок, що природні перепади тиску повітря в живлячій магістралі та ресивері в межах $6{,}4 \cdot 10^5 - 10{,}4 \cdot 10^5$ Па не призводять до передчасного (неправдивому) спрацьовування пристрою автоматичного гальмування.

Тиск у живлячій магістралі, при якому спрацьовує пристрій автоматичного гальмування причепа (напівпричепа), визначений з отриманих динамічних характеристик, розглянутих вище. Встановлено, що нижня межа тиску в живлячій магістралі, при якому спрацьовує пристрій автоматичного гальмування, у розробленій моделі РГС з функціями повітророзподільного клапана на 4 % вище в порівнянні з характеристикою зарубіжного аналога (рис. 3.35).



1 – зарубіжного аналога; 2 – розробленої моделі при початковому тиску в ресивері $6{,}4 \cdot 10^5$ Па; 3 – розробленої моделі при початковому тиску в ресивері $8{,}4 \cdot 10^5$ Па

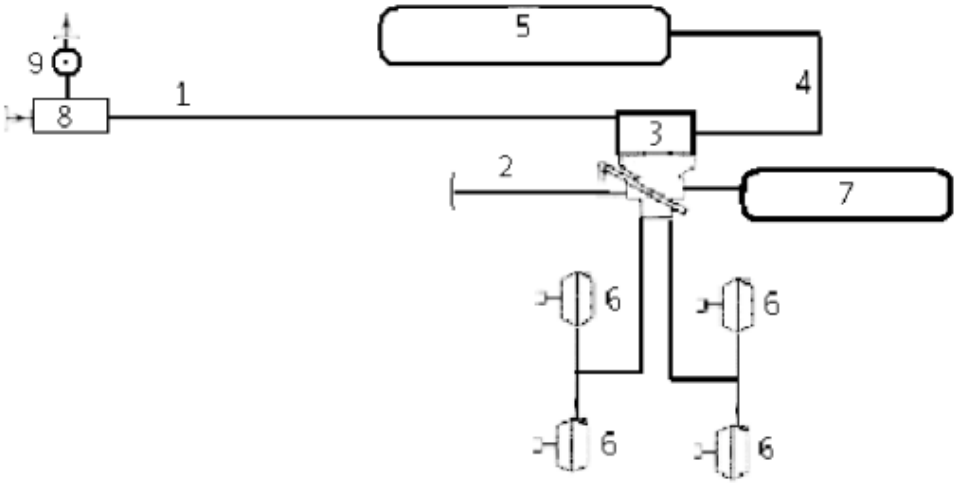
Рисунок 3.35 – Залежність між відносним тиском у живлячій магістралі та моментом спрацьовування пристрою автоматичного гальмування причепа (напівпричепа)

Аналізуючи характеристику залежності між відносним тиском у живлячій магістралі та моментом спрацьовування пристрою автоматичного гальмування причепа (напівпричепа) можна зробити такі висновки: точка зламу характеристики не залежить від початкового тиску в живлячій магістралі, та навпаки, суттєво залежить від тиску в ресивері; величина тиску в живлячій магістралі, при якому спрацьовує пристрій автоматичного гальмування, розробленого РГС з функціями повітророзподільного клапана, залежить від тиску в ресивері та приблизно складає $0{,}5 \cdot p_r$, що підтверджує справедливість робочої гіпотези, прийнятої при теоретичному дослідженні наведеному у додатку А; нижня межа тиску в живлячій магістралі, при якому спрацьовує пристрій автоматичного гальмування, у розробленої моделі РГС з функціями повітророзподільного клапана на 4 % вище в порівнянні з характеристикою зарубіжного аналога – «*WABCO ALB - Anhanger Bremsventil 475712*».

3.2.2.2. Дослідження регулятора гальмових сил з функціями повітророзподільного клапана при високому тиску в живлячій магістралі. Враховуючи той факт, що модуль автоматичного гальмування РГС теоретично розрахований на навантаження від підвищення тиску повітря до $17 \cdot 10^5$ Па і вище, це дозволяє використати розроблену модель РГС з функціями повітророзподільного клапана в перспективних гальмових приводах високого тиску.

У додатку А пропонується схема привода високого тиску причепів (напівпричепів), в основу якого покладена модульна конструкція РГС з функціями повітророзподільного клапана. Особливістю цієї схеми є те, що модуль автоматичного гальмування РГС здатний забезпечувати роботу ПГП причіпного рухомого складу як при нормальному тиску в межах $6{,}4 \cdot 10^5 \div 8{,}4 \cdot 10^5$ Па, так і при більш високому тиску до $17 \cdot 10^5$ Па і вище.

З урахуванням такої схеми привода високого тиску були виконані додаткові стендові випробування. Для імітації ПГП високого тиску була розроблена спеціальна схема, що дозволяє уникнути застосування редуктора, який знижує тиск, перед входом у РГС (рис. 3.36).



1 – живляча магістраль напівпричепа; 2 – керуюча магістраль; 3 – модульна конструкція РГС; 4 – магістраль ресивера; 5 – ресивер високого тиску; 6 – гальмові камери; 7 – додатковий ресивер низького тиску; 8 – електромагнітний пристрій для розриву живлячої магістралі; 9 – дросель

Рисунок 3.36 – Схема для випробування РГС з функціями повітророзподільного клапана в приводі високого тиску

Завданням випробування було визначення величини тиску в живлячій магістралі, при якому спрацьовує модуль автоматичного гальмування. Швидкість падіння тиску в живлячій магістралі $1 \cdot 10^5$ Па встановлювалася за допомогою дроселя. Розрив живлячої магістралі здійснювався електромагнітним пристроєм після досягнення тиску $16 \cdot 10^5$ Па. При цьому тиск в основному ресивері досягав $15{,}7 \cdot 10^5$ Па, а тиск у ресивері, який живить виконавчий модуль РГС, складав $8{,}4 \cdot 10^5$ Па.

Вимірювалося значення тиску повітря в живлячій магістралі, при якому починається рух штоків гальмових камер. За результатами вимірювань побудована функціональна залежність (рис. 3.37).

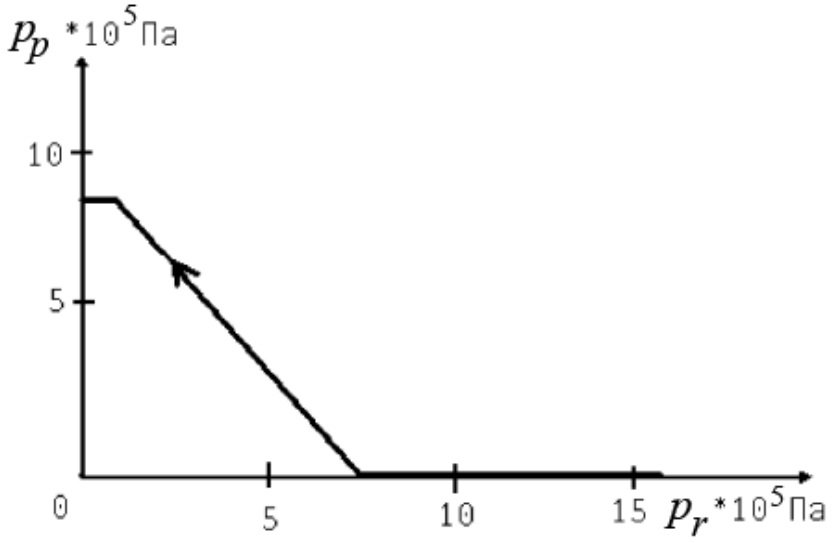


Рисунок 3.37 – Залежність між падінням тиску в живлячій магістраті та моментом вмикання автоматичного гальмування для привода високого тиску

Аналізуючи отриману залежність можна, зробити висновок, що розроблений РГС з функціями повітророзподільного клапана забезпечує працездатність ПГП високого тиску. При цьому спрацьовування модуля автоматичного гальмування РГС відбувається після того, як тиск у живлячій магістралі впаде більш ніж у два рази в порівнянні з тиском в ресивері, що забезпечує стабільну роботу привода при природних перепадах тиску в живлячій магістралі в межах $7{,}5 \cdot 10^5 \div 16 \cdot 10^5$ Па.

3.2.2.3. Дослідження працездатності регулятора з функціями повітророзподільного клапана в умовах знижених температур. У РГС з функціями повітророзподільного клапана пристрій автоматичного гальмування, що знаходиться зазвичай в неробочому положенні, починає функціонувати тільки в разі виходу з ладу ПГП. При цьому існує небезпека, що пристрій, призначений спеціально для цієї ситуації, у потрібний момент може не спрацювати через старіння ущільнень, прилипання деталей або їх примерзання одна до одної. Тому викликає цікавість дослідження експериментального напряму відносно оцінки функціонування РГС, поєднаного з повітророзподільного клапаном, в умовах зниженої температури. Для проведення дослідження використовувалася спеціальна холодильна камера. Регулятор гальмових сил з функціями повітророзподільного клапана піддавався глибокому заморожуванню впродовж п’яти годин, при температурі мінус 60 ÷ 68 °С (рис. 3.38). Причому камера була охолоджена завчасно.

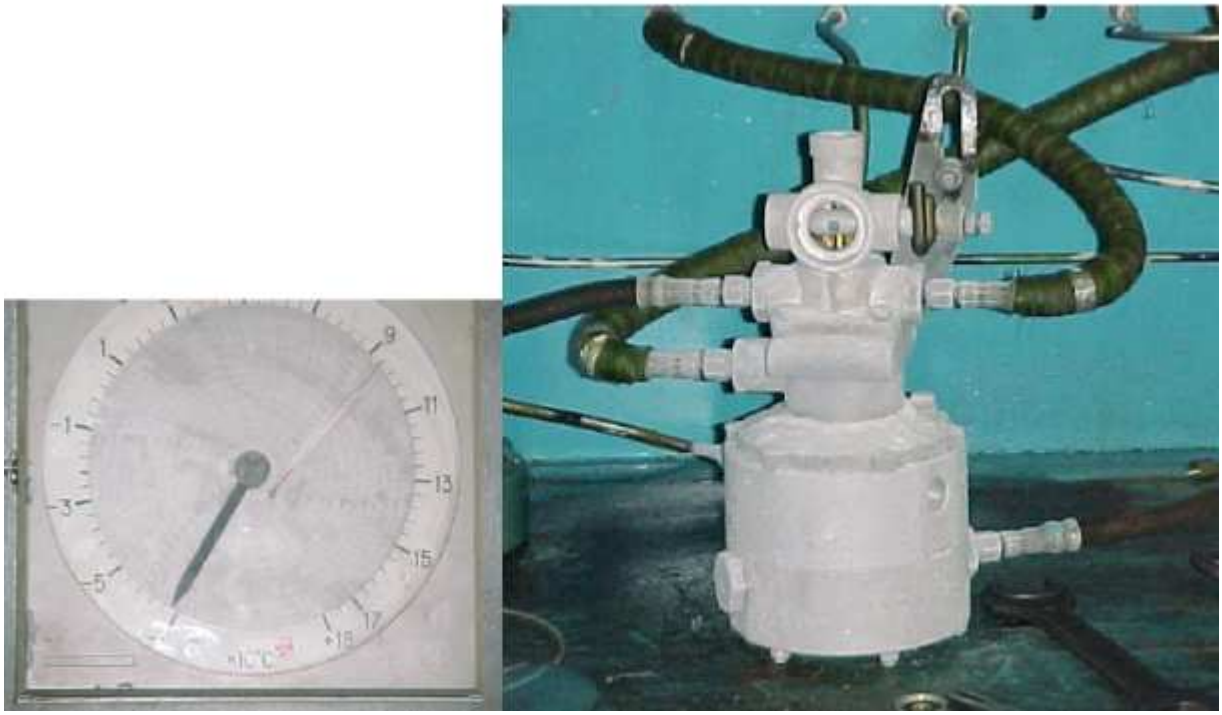


Рисунок 3.38 – Дослідження РГС з функціями повітророзподільного клапана при низьких температурах

Після розриву живлячої магістралі регулятора спрацював його пристрій автоматичного гальмування і тиск у гальмовій камері піднявся. Через 35 хв після проведення випробувань РГС було розібрано і візуально оглянуто. У вихідному штуцері апарата були виявлені пластини льоду. Внутрішніх ушкоджень гумових елементів ущільнювачів та слідів прилипання не виявлено. Після чого РГС з функціями повітророзподільного клапана було вдруге випробувано. При цьому відхилень у роботі РГС не виявлено. Таким чином, РГС з функціями повітророзподільного клапаном здатний забезпечувати процес автоматичного гальмування в разі розриву живлячої магістралі в умовах знижених температур.

3.2.3. Дослідження повітророзподільного клапана. РТС з функціями повітророзподільного клапана трансформується в повітророзподільний клапан шляхом простого вилучення з конструкції деталей слідкуючого механізму за переміщенням: штовхача, що сигналізує про завантаження причепа, діафрагми, що змінює вхідний тиск, і клапана початку регулювання. При цьому повітророзподільний клапан втрачає здатність до регулювання гальмових сил і виконує традиційні функції прискорювального клапана й автоматичного гальмування.

Випробування повітророзподільного клапана проводилися на тому ж стенді і за тією ж схемою, що й експериментальні дослідження РГС з функціями повітророзподільного клапана. Оскільки пристрій автоматичного гальмування повітророзподільним клапаном при трансформації з РГС конструктивно ніяк не змінився, його характеристика в режимі автоматичного гальмування еквівалентна характеристиці РГС з функціями повітророзподільного клапана (додаток Б).

Статична характеристика повітророзподільного клапана в режимі прискорювального клапана (рис. 3.39) знімалася шляхом послідовного вимірювання тиску у вхідній та вихідній порожнині розподільника повітря. При цьому значення тисків фіксувалися візуально за показниками манометрів класу точності 0,6 з межею вимірювання $1 \cdot 10^5$ Па. Вимірювання проводилися при збільшенні вхідного тиску від 0 до $8 \cdot 10^5$ Па з інтервалом $0{,}5 \cdot 10^5$ Па, а потім при зниженні вхідного тиску від $8 \cdot 10^5$ Па до 0 з інтервалом $1 \cdot 10^5$ Па. Результати вимірювань представлені в табл. 3.4.

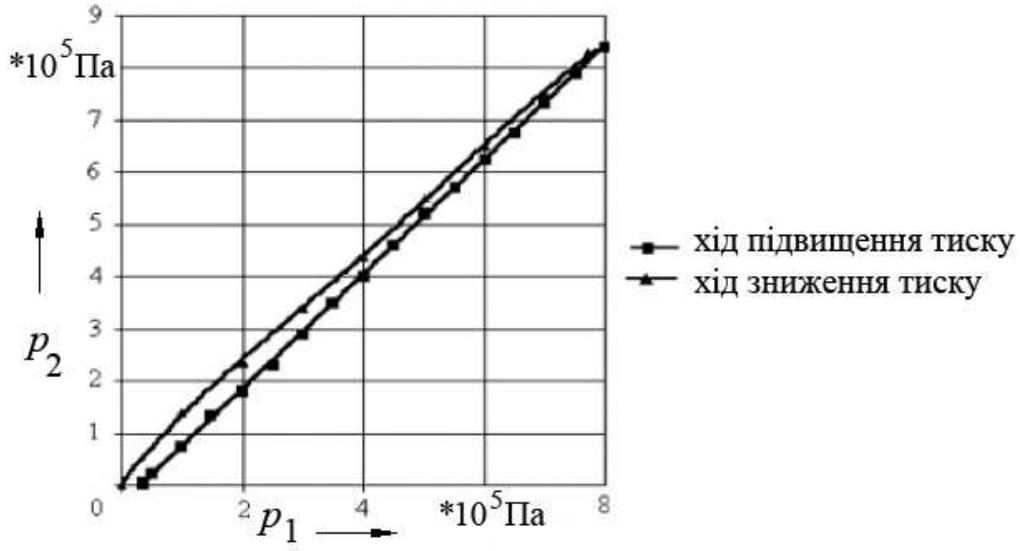


Рисунок 3.39 – Статична характеристика повітророзподільного клапана в режимі прискорювального клапана

Таблиця 3.4

Залежність вихідного тиску від зміни вхідного тиску в повітророзподільному клапані

Хід підвищення тиску		Хід зниження тиску	
$p_{вх}$*10^5 Па	$p_{вих}$*10^5 Па	$p_{вх}$*10^5 Па	$p_{вих}$*10^5 Па
0	0	8	8,4
0,33	0,05	7,7	8,3
0,5	0,25	7,0	7,5
1,0	0,75	6,0	6,5
1,5	1,35	5,0	5,5
2,0	1,8	4,0	4,4
2,5	2,3	3,0	3,4
3,0	2,9	2,0	2,35
3,5	3,5	1,0	1,5
4,0	4,0	0	0,15
4,5	4,6	–	–
5,0	5,2	–	–
5,5	5,7	–	–
6,0	6,25	–	–
6,5	6,75	–	–
7,0	7,3	–	–
7,5	7,9	–	–
8,0	8,4	–	–

За результатами вимірювань, використовуючи метод лінійної апроксимації, в програмному середовищі *Microsof t Excel* побудована статична характеристика повітророзподільного клапана. Згідно з отриманою статичною характеристикою спостерігається зменшення гістерезису при збільшенні вхідного тиску. Це пояснюється перевагою конструкції двосідельного прискорювального клапана, що не має активної площі з боку вхідного тиску [207].

Аналізуючи статичну характеристику повітророзподільного клапана, можна зробити висновок, що початкова нечутливість характеристики в режимі прискорювального клапана складає $0{,}33 \cdot 10^5$ Па і сумірна з характеристиками зарубіжних і вітчизняних аналогів [115, 208].

3.2.4. Дослідження характеристик регулятора гальмових сил для причіпної техніки. Метою проведення випробування було знімання статичної характеристики розробленого регулятора і подальше порівняння з характеристиками вітчизняних аналогів. Для цього розроблений РГС, що має уніфіковані місця кріплення, встановлювався на стенді для випробування пневматичних апаратів і під'єднувався до вхідного та вихідного контурів тиску (рис. 3.40).

Для визначення статичної характеристики РГС дроселем стенда встановлювався темп зміни тиску, приблизно $5 \cdot 10^5$ Па на хвилину. Шток сигналу завантаження причепа по черзі фіксувався в крайніх положеннях, що відповідають максимальному та мінімальному завантаженню причепа. При цьому вимірювалися величини вхідного та вихідного тиску, а також враховувався хід підвищення та хід зниження вхідного тиску (табл. 3.5).

За результатами виконаних вимірювань у програмному середовищі *Microsoft Excel* з використанням методу лінійної та поліноміальної апроксимації побудована статична характеристика РГС (рис. 3.41). Для порівняння характеристики розробленого РГС з існуючими аналогами – РГС виробництва «РААЗ» і «Вовчанський агрегатний завод» були проведені додаткові випробування аналогів (рис. 3.42).



Рисунок 3.40 – Випробування РГС на стенді

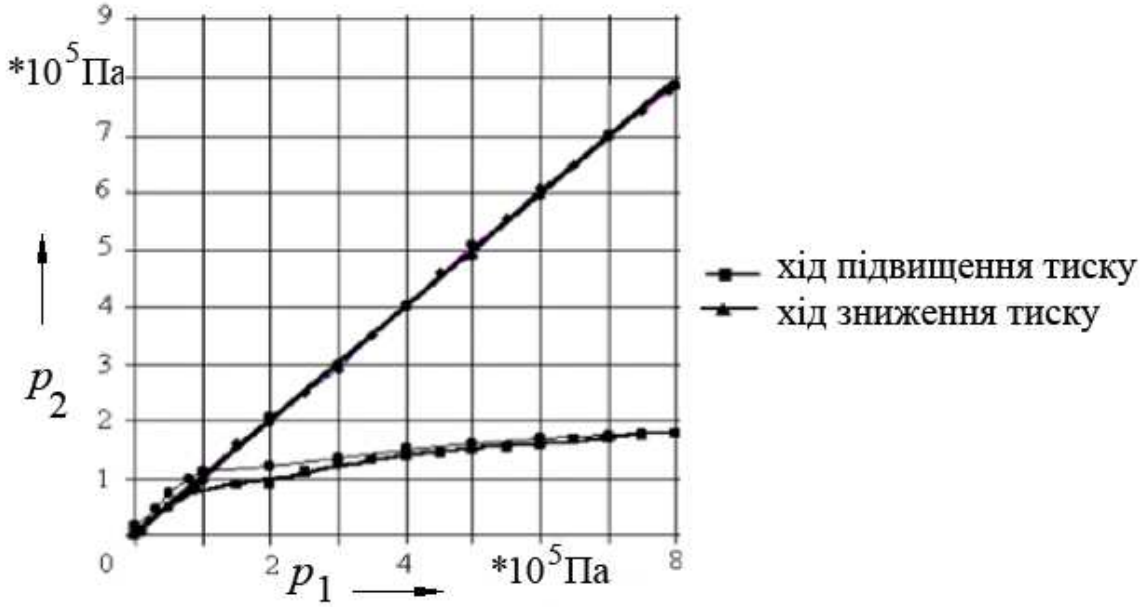
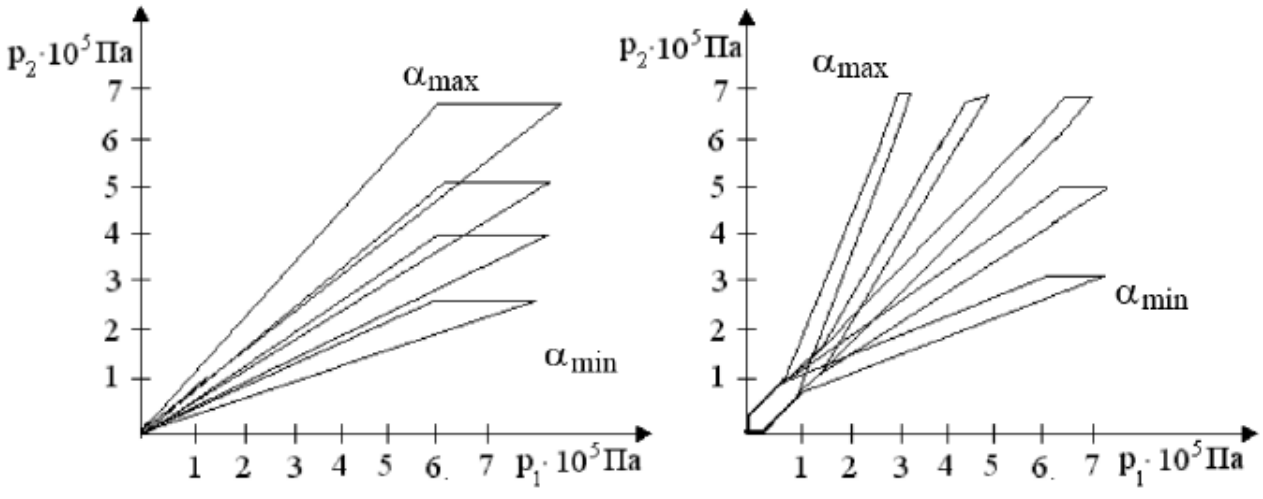


Рисунок 3.41 – Статична характеристика розробленого РГС

Таблиця 3.5

Результати вимірювань вхідного та вихідного тисків РГС

За відсутності регулювання				При максимальному регулюванні			
Хід підвищення тиску		Хід зниження тиску		Хід підвищення тиску		Хід зниження тиску	
$p_{вх}*10^5$ Па	$p_{вих}*10^5$ Па	$p_{вх}*10^5$ Па	$p_{вих}*10^5$ Па	$p_{вх}*10^5$ Па	$p_{вих}*10^5$ Па	$p_{вх}*10^5$ Па	$p_{вих}*10^5$ Па
0	0	8,0	7,9	0	0	8,0	1,8
0,1	0,05	7,9	7,8	0,1	0,05	7,5	1,8
0,5	0,5	7,0	7,0	0,5	0,5	7,0	1,75
1,0	1,0	6,0	5,95	0,9	0,8	6,0	1,7
1,5	1,6	5,0	5,1	1,5	0,9	5,0	1,6
2,0	2,0	4,0	4,0	2,0	0,95	4,0	1,5
2,5	2,5	3,0	3,0	2,5	1,1	3,0	1,35
3,0	2,9	2,0	2,05	3,0	1,25	2,0	1,2
3,5	3,5	1,0	0,95	3,5	1,31	1,0	1,1
4,0	4,0	0	0	4,0	1,4	0,8	1,0
4,5	4,6	–	–	4,5	1,45	0,5	0,75
5,0	4,9	–	–	5,0	1,5	0,3	0,45
5,5	5,55	–	–	5,5	1,55	0	0
6,0	6,1	–	–	6,0	1,6	–	–
6,5	6,5	–	–	6,5	1,65	–	–
7,0	7,0	–	–	7,0	1,7	–	–
7,5	7,45	–	–	7,5	1,75	–	–
8,0	7,9	–	–	8,0	1,8	–	–



а) б)

а) РГС 100 − 3533010 виробництва «РААЗ»; б) виконавчий модуль регулятора гальмових сил виробництва «Вовчанський агрегатний завод»

Рисунок 3.42 – Статичні характеристики

Аналізуючи характеристику розробленої моделі РГС для причепів, слід зазначити зниження початкової нечутливості в порівнянні з регулятором гальмових сил виробництва «Вовчанський агрегатний завод» з $0{,}35 \cdot 10^5$ Па до $0{,}05 \cdot 10^5$ Па, зменшення втрат на гістерезис до 10 − 14 % у порівнянні з РГС виробництва «РААЗ» та «Вовчанський агрегатний завод».

У попередньому розділі була запропонована спеціальна схема під'єднання РГС з функцією прискорювального клапана до ПГП, коли регулятор починає функціонувати без живлення ресивера. Це повинно дозволити використати РГС у різних схемах ПГП як автомобілів, так і причепів.

Випробування РГС зі змінною функцією прискорювального клапана проходили за стандартною методикою. Залежно від послідовної зміни тиску в керуючій магістралі і положення штока штовхача, який сигналізує про міру завантаження причепа, фіксувався вхідний та вихідний тиск у регуляторі.

Отримана експериментальним шляхом статична характеристика РГС зі змінною функцією прискорювального клапана залежно від схеми під'єднання регулятора має різні діапазони регулювання.

Під'єднання модуля регулювання РГС з функцією прискорювального клапана за стандартною схемою забезпечує регулювання вихідного тиску з коефіцієнтом регулювання в межах від 0,27 до 3 (рис. 3.43).

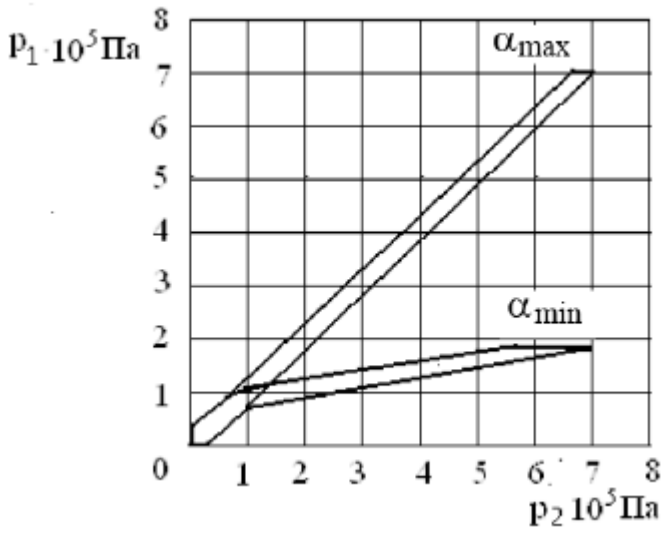


Рисунок 3.43 – Характеристики виконавчого модуля РГС виробництва «Вовчанський агрегатний завод» без під'єднання до ресивера

Під’єднання модуля регулювання РГС за спеціальною схемою з втратою функції прискорювального клапана забезпечує процес зміни вихідного тиску з коефіцієнтом регулювання від 0,32 до 1 (див. рис. 3.41).

Таким чином, РГС з функцією прискорювального клапана при спеціальній схемі під’єднання до ПГП втрачає функцію прискорювального клапана, при цьому зникає здатність РГС до регулювання з підвищенням вихідного тиску. Це дозволяє використати РТС виробництва «Вовчанський агрегатний завод», призначений для автомобілів, без будь-яких серйозних конструктивних змін на причепах.

3.3. Експериментальні дослідження електропневматичного гальмового привода

Метою експериментальних досліджень є перевірка теоретичних передумов, покладених в основу проектування ЕПГП.

Експериментальні дослідження проводилися на вимірювальному комплексі ходової лабораторії, змонтованої на шасі вантажного автомобіля четвертого класу ЗІЛ−431410 (рис. 3.44) [4].



Рисунок 3.44 – Загальний вигляд ходової лабораторії

В ході проведення експериментальних досліджень вирішувалися наступні завдання:

– побудова статичних характеристик контуру ЕПГП;

– визначення часу спрацьовування контуру ЕПГП з двомагістральним захисним клапаном;

– визначення ефективності дії запасної (аварійної) гальмової системи ЕПГП;

– визначення ефективності гальмування з використанням функції попереднього підвищення тиску повітря в контурі ЕПГП.

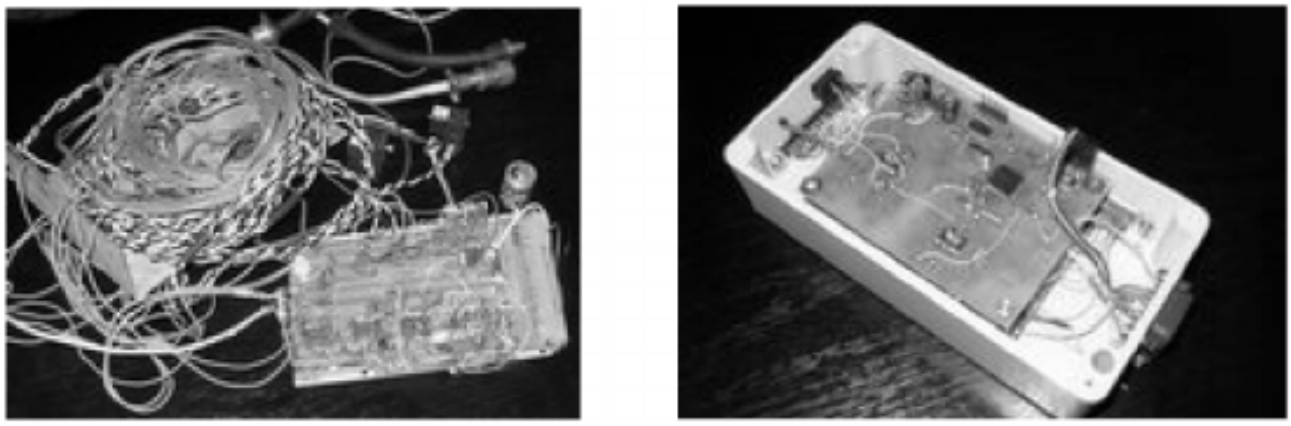
3.3.1. Експериментальні дослідження роботи електропневматичного гальмового привода з мембранним модулятором в контурі. Експериментальні дослідження спрямовані на встановлення функціональних зв'язків між елементами САР контуру ЕПГП з мембранним модулятором тиску та відомими [13, 111, 170, 172, 189] алгоритмами регулювання. Використана ходова лабораторія дозволила зареєструвати зміну зусилля на педалі гальма, динаміку наповнення і спорожнення різних ділянок пневматичного гальмового привода, а також контролювати такі параметри руху АТЗ, як поздовжні та бічні прискорення, швидкість, гальмовий та зупинний шлях.

3.3.1.1. Опис експериментального контуру електропневматичного гальмового привода. Діючий експериментальний зразок контуру електропневматичного гальмового привода складається з осьового модулятора тиску, блоку керування, датчика зворотного зв'язку та датчика положення педалі гальма. Зміна величини тиску в пневматичних гальмових камерах здійснювалася трифазним одноканальним осьовим мембранним модулятором тиску.

Керування контуром ЕПГП здійснювалося двома блоками керування по черзі. Один блок керування аналоговий (рис. 3.45 а)), а другий цифровий (рис. 3.45 б)) що допускає можливість швидкого перепрограмування.

Керування підсилюючими порожнинами мембранних клапанів здійснювалося електромагнітними клапанами фірми *CAMOZZI* з напругою

живлення 24 В, потужністю 2 Вт, величиною умовного перетину дроселя 1,5 мм та швидкодією в межах 0,003 ÷ 0,005 с [4, 5]. Детально параметри котушки електромагніта перевірялися на устаткуванні для визначення індуктивності. Фіксувалися наступні показники: опір котушки 280 Ом, індуктивність котушки склала 360 мГн, маса сердечника 5, 3 г.



а) б)

а – аналоговий блок керування; б – цифровий блок керування

Рисунок 3.45 – Електронні блоки керування САР ЕПГП

Трифазний мембранний модулятор тиску (рис. 3.46 і рис. 3.47) із закритим входом є електропневматичним апаратом з основною і керуючою частиною. Він сконструйований спеціально для пошукового експерименту. Прототипом для експериментальної конструкції послужили модулятори АБС для сімейства автомобілів КрАЗ, а також модулятори АБС фірм WABCO і KNORR-BREMSE.

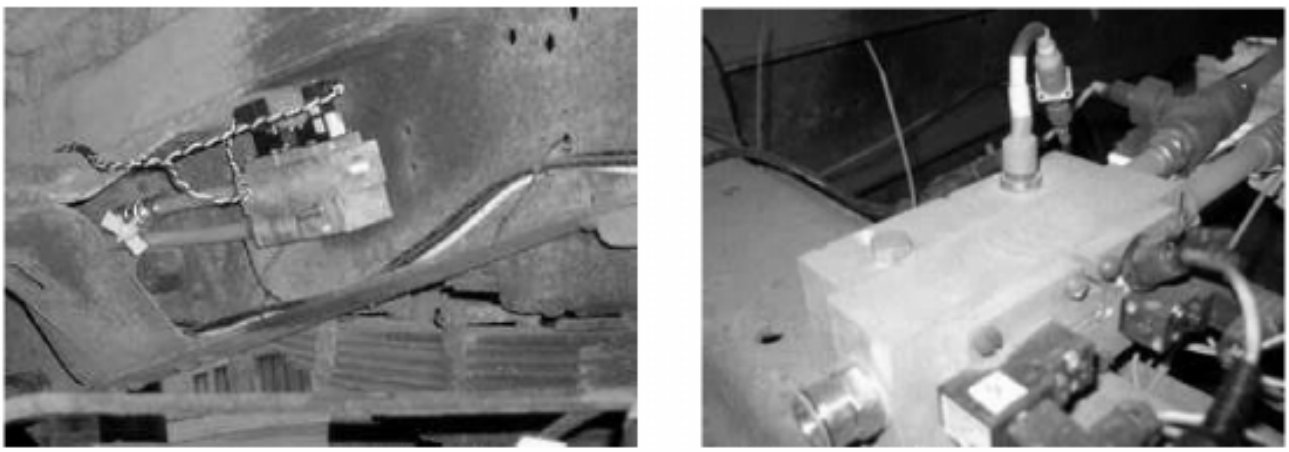
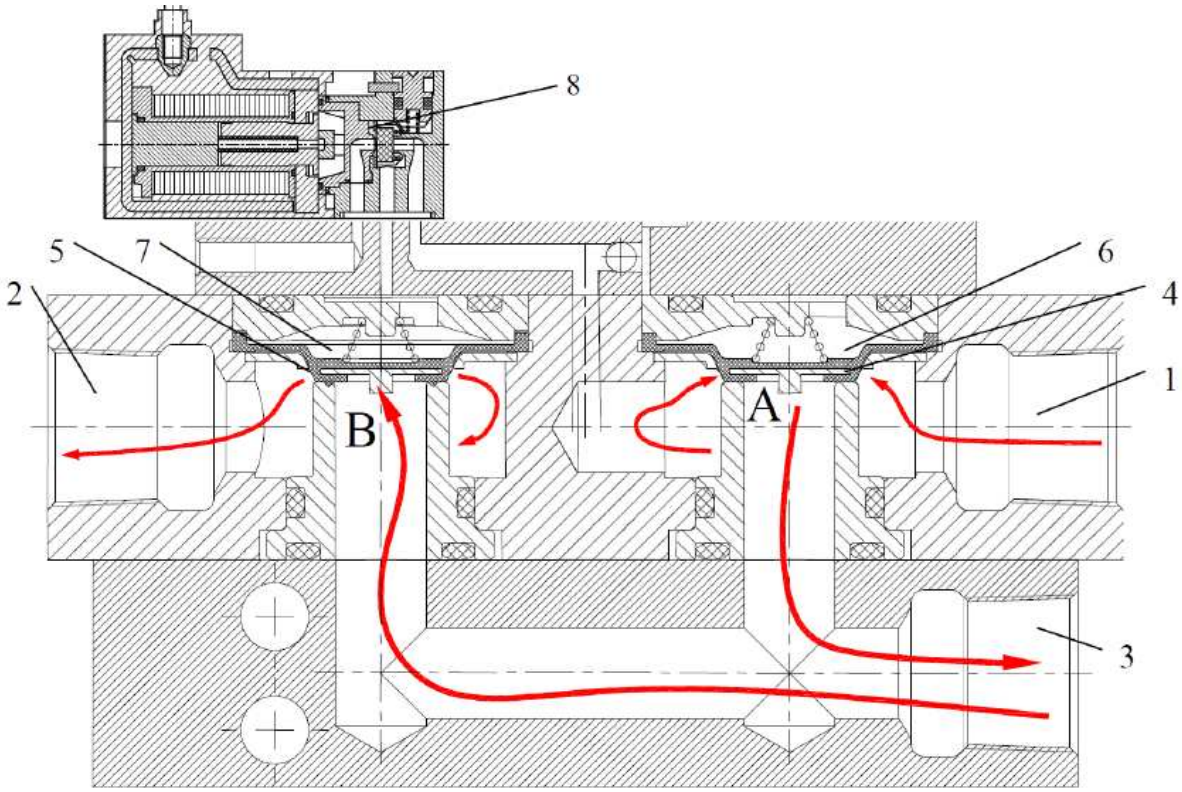


Рисунок 3.46 – Розташування модулятора тиску ЕПГП на АТЗ



1 – канал підвідної магістралі; 2 – канал випуску в атмосферу; 3 – канал, сполучений з гальмовою камерою; 4 – впускний мембранний клапан; 5 – випускний мембранний клапан; 6 – підсилююча порожнина впускного клапана; 7 – підсилююча порожнина випускного клапана; 8 – електромагнітний клапан

Рисунок 3.47 – Розташування клапанів і форма проточної порожнини модулятора

Під час досліджень використовувалися тензометричні датчики тиску, як для виміру величин, так і для зворотного зв'язку (ЗЗ) фірми Орлекс *MD*11 - 1,6. Діапазон виміру датчика тиску складає 0 ÷ 1, 6 МПа. В основі конструкції датчика лежить тензометричний міст, тому для коригування його показників була додана, інтегрована в ЕБК, схема температурної компенсації. Датчики температури знаходяться в ЕБК і біля датчиків ЗЗ. Узгодження показників датчика тиску з реальним значенням тиску проводилося за допомогою порівняння значень, у кодах АЦП, з даними, отриманими візуально по манометру під час паралельної реєстрації вимірів одного і того ж процесу (рис. 3.48).

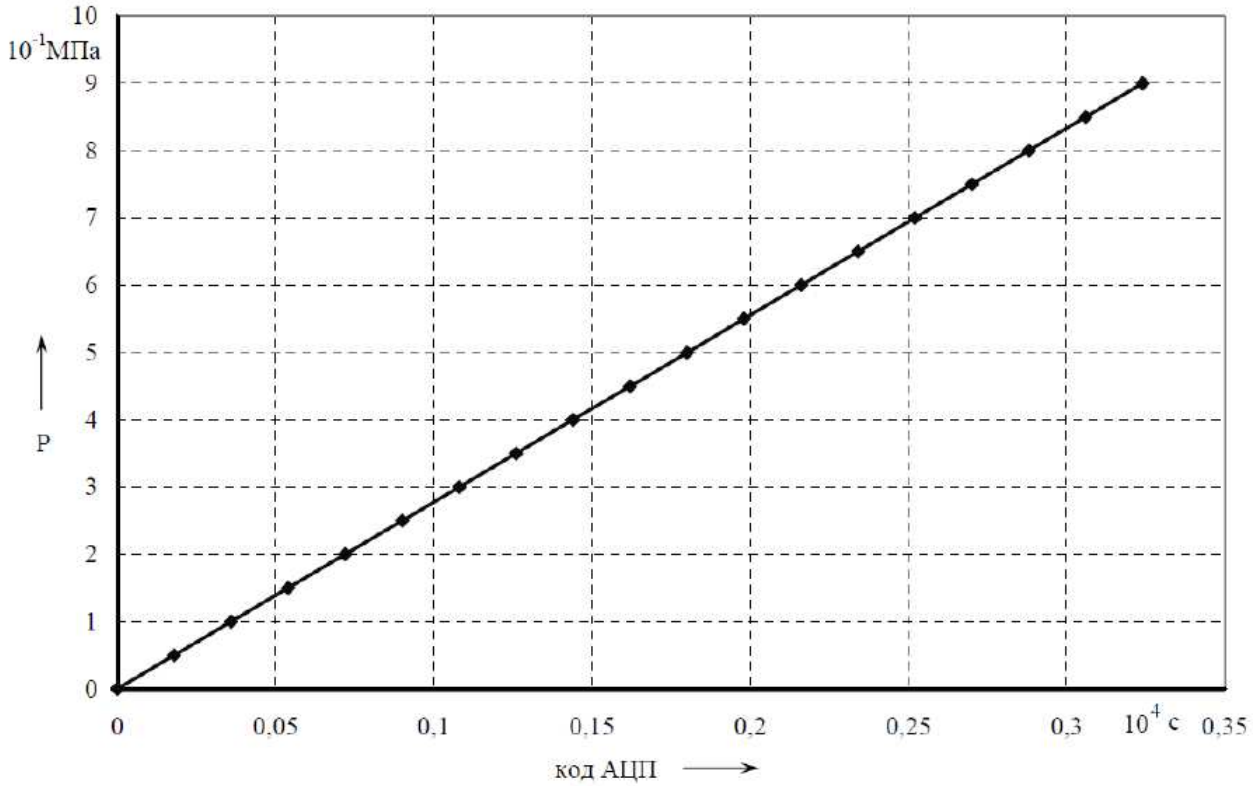
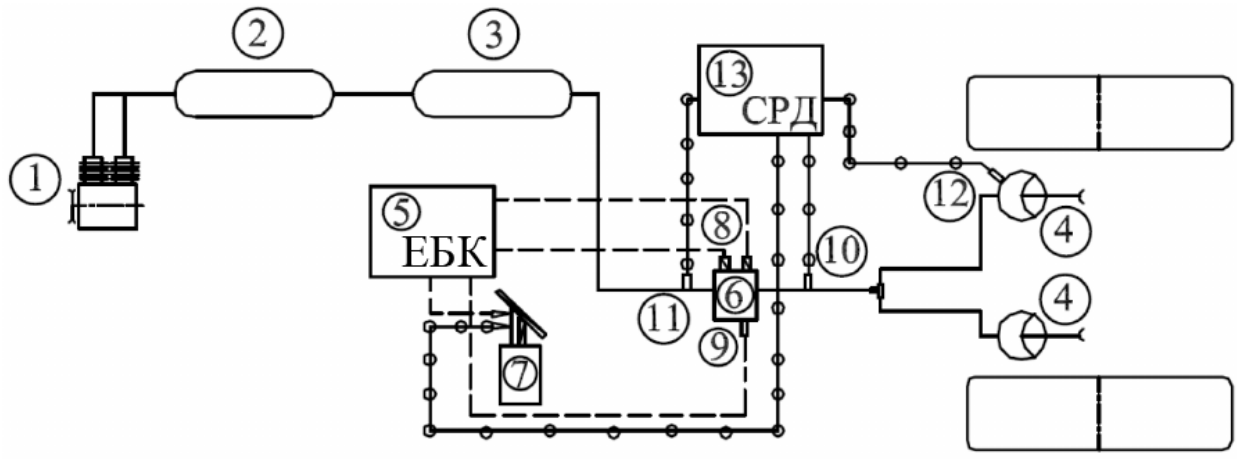


Рисунок 3.48 – Графік узгодження тензометричного датчика тиску з ЕБК

У досліджуваному ЕПГП керування гальмами передньої та задньої осі забезпечували два осьові модулятори. Обидва контури ідентичні за своєю структурою, тому можна обмежитися розглядом роботи тільки одного контуру задньої осі (рис. 3.49).

Від компресора 1 через регулятор тиску повітря подається в ресивери 2 і 3, кожен ємністю по 20 л. Модулятор тиску 6 і ресивер 3 з'єднані між собою пластиковим трубопроводом діаметром 12 мм і завдовжки 1, 5 м.

Від модулятора тиску пластиковий трубопровід підводить повітря до трійника, який розташований на задньому ведучому мосту автомобіля. За трійником тиск повітря по двох металевих трубках подається в гальмові камери механізмів задньої осі. Відстань від модулятора до кожної гальмової камери складає 1,8 м. Рівень сигналу знімається з реостатного датчика переміщення, розміщеного на рамі автомобіля. Датчик приводиться в дію від переміщення важеля гальмового крана 7.



1 – компресор; 2 – вологий ресивер; 3 – сухий ресивер; 4 – гальмових камери задніх коліс; 5 – електронний блок керування ЕПГП; 6 – осьовий модулятор; 7 – гальмовий кран з датчиком переміщення; 8 – електромагнітні клапани модулятора; 9 – датчик тиску ЗЗ; 10 – датчик тиску за модулятором; 11 – датчик тиску перед модулятором; 12 – датчик тиску в гальмовій камері; 13 – система реєстрації даних

Рисунок 3.49 – Схема контуру ЕПГП з розташуванням датчиків системи реєстрації даних

Гальмовий кран при кожному натисканні на гальмову педаль впускає і випускає повітря у свої проточні порожнини, чим забезпечує такий же зворотний зв’язок з водієм за зусиллям, як і у штатного ПГП.

3.3.1.2. Аналіз результатів пошукових експериментальних досліджень. В ході експериментальних досліджень визначалася динамічна, статична і витратна характеристики гальмового привода. Окрім цього, досліджувалася робота модулятора у режимі ШІМ. Статична і динамічна характеристики визначалися при різних варіантах установленням датчика ЗЗ САР.

Варіант №1 – датчик ЗЗ, установлений в гальмовій камері.

Варіант №2 – датчик ЗЗ, установлений у трубопроводі між гальмовими камерами та модулятором тиску (на відстані від модулятора 0, 6 м).

Варіант №3 – датчик ЗЗ, установлений у порожнині модулятора.

Отримання якнайповнішої інформації про робочі процеси, що відбуваються в ЕПГП під час його функціонування, досягалося встановленням датчиків тиску в різні порожнини контуру.

Датчики тиску були встановлені:

– у ресивер гальмового контуру;

– у гальмову камеру;

– у трубопровід на виході з модулятора;

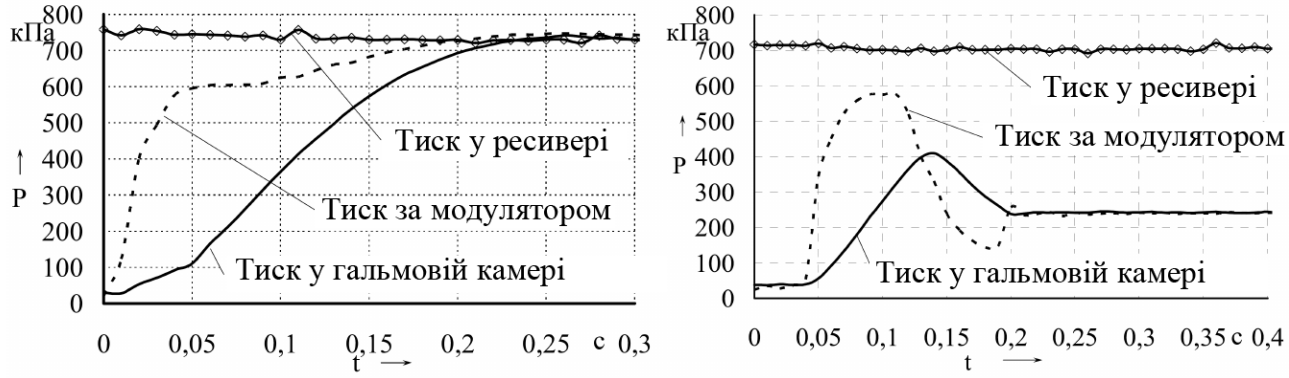
– у трубопровід перед модулятором;

– у підсилювальну порожнину мембранного клапана.

Динаміка наповнення ЕПГП оцінювалася в двох режимах:

– визначення реакції САР ЕПГП на ступінчасту зміну сигналу до його максимального значення(рис. 3.50);

– визначення швидкодії ЕПГП при натисканні на педаль гальма відповідно до нормативних вимог [65] (рис. 3.51).



а) б)

а – до значення $U_з = U_{max}$; б – до значення $U_з < U_{max}$

Рисунок 3.50 – Графік реакції САР ЕПГП на ступінчасту зміну сигналу

При визначенні реакції на ступінчасту зміну задавального сигналу динаміка наповнення контуру ЕПГП не залежить від місця установлення датчика ЗЗ тільки при підвищенні тиску до максимального значення у ресивері (рис. 3.50 а)).

В інших випадках (рис. 3.50 б) фіксувалися значні коливання тиску як в гальмовій камері, так і в трубопроводі після модулятора тиску. Характер зміни тиску в трубопроводі за модулятором свідчить про те, що САР встигає

перемкнути модулятор на зниження тиску повітря. Таке відкривання випускного клапана веде до перевитрати робочого тіла.

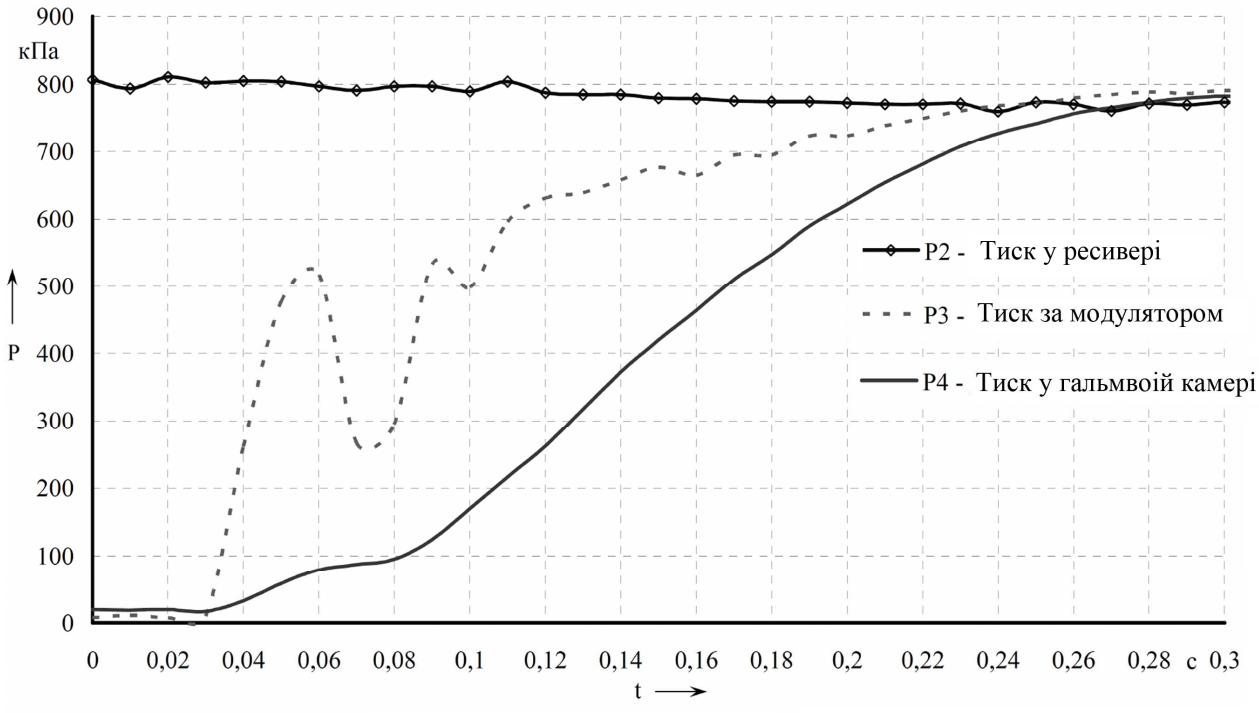


Рисунок 3.51 – Характер зміни тиску на ділянках контуру ЕПГП

Під час визначення швидкодії відповідно до норм [65] може спостерігатися одне або декілька перемикань впускного клапана на закриття впускної мембрани, але навіть у цьому випадку тиск повітря у гальмовій камері продовжує монотонно наростати, погіршення швидкодії не перевищує 0,01 ÷ 0,04 с (рис. 3.51).

Експериментальні дослідження [27] показали, що у ЕПГП може відбуватися місцеве спорожнення і наповнення трубопроводів і апаратів при монотонному наповненні гальмової камери під час гальмування. Такий же ефект спостерігається і під час розгальмування (рис. 3.52). Зазначений ефект відомими математичними моделями не відображається, що свідчить про необхідність їх корекції.

Як видно з рис. 3.53, ЕПГП значно (0,1 с) скорочує час спрацьовування гальмового контуру навіть на поодинокому транспортному засобі, що також зазначалося в роботах [111, 170, 209]. Загальна швидкодія ЕПГП склала 0,23 с, а час збільшення тиску в контурі, за який відбувається притиснення гальмових накладок становить 0,12 с. Останній показник впливає на комфортабельності під час гальмування темп зростання уповільнення [196, 197].

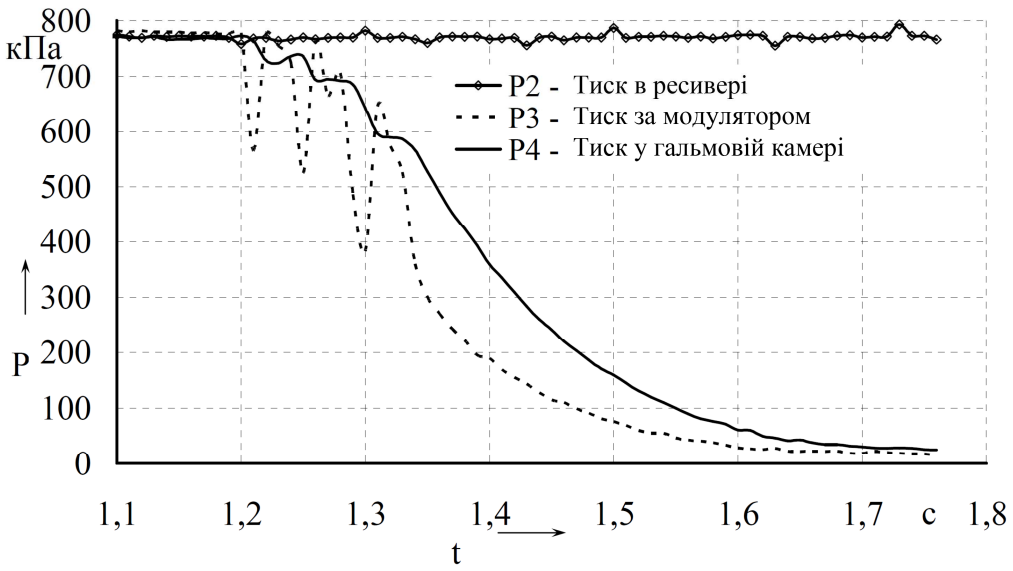


Рисунок 3.52 – Характер зміни тиску в різних точках контуру ЕПГП при розгальмовуванні

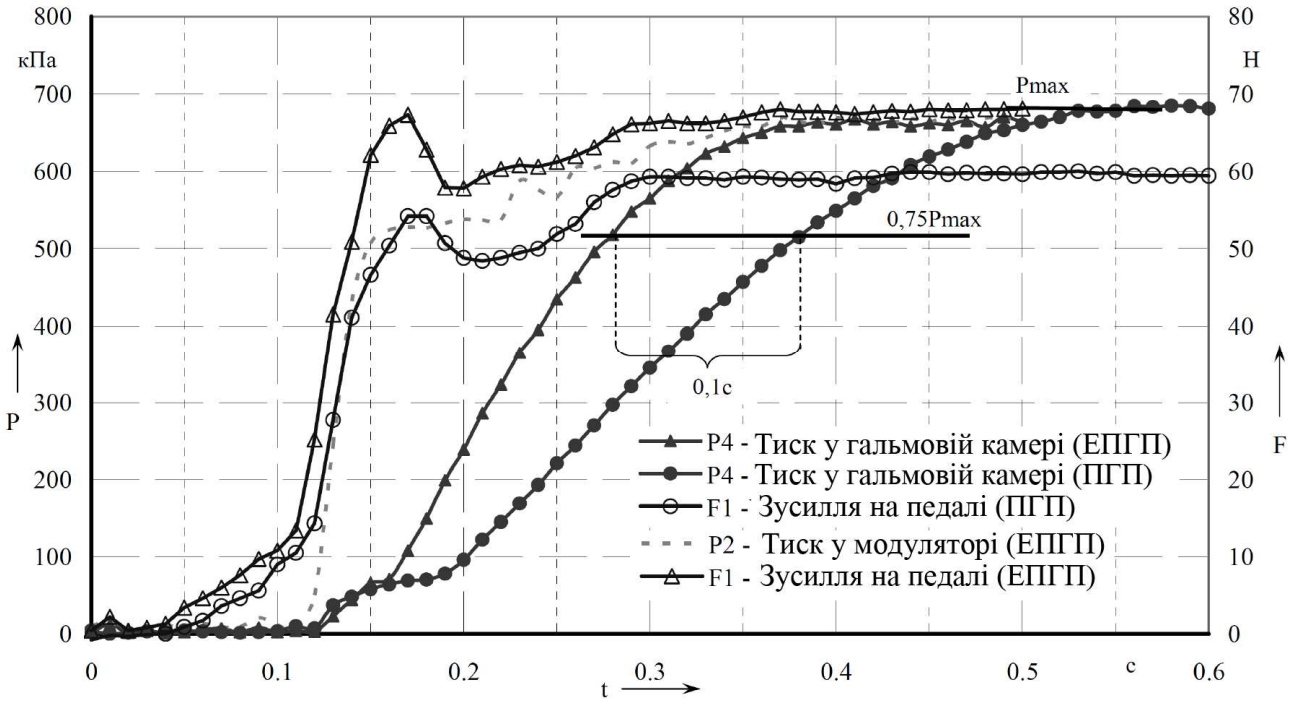


Рисунок 3.53 – Динаміка спрацьовування ЕПГП і ПГП

Визначення статичної характеристики виконувалося при дуже повільному (4 ÷ 5 с і більше) переміщенні педалі гальмового крана від її початкового положення до максимального. При цьому досліджуваний контур ЕПГП збирався з трьома різними варіантами установлення датчика зворотного зв’язку і двома варіантами алгоритму керування (позиційний алгоритм і алгоритм з обчисленням темпу сигналу ЗЗ [170]).

Оцінка впливу величини зони нечутливості виконувалася з використанням позиційного алгоритму керування, в який закладали різну величину меж зони нечутливості. При цьому датчик ЗЗ був установлений в гальмовій камері. Мінімальна зона нечутливості має бути встановлена згідно з вимогою про комфортабельність руху автомобіля з ЕПГП – 3,5 ÷ 7,5 кПа [199]. Під час експериментів була поставлена мета – досягти точності не більше 0,0075 МПа. В першому варіанті привода зона нечутливості величиною 0,01 МПа (± 0,005МПа) призводила до появи піків тиску (рис. 3.54, рис. 3.55 і рис. 3.56).

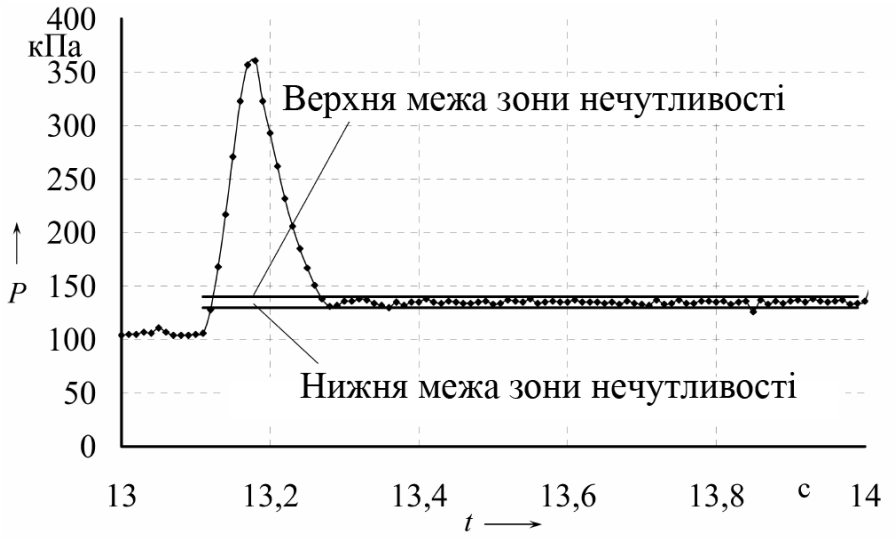


Рисунок 3.54 – Перехідний процес одного рівня зміни тиску під час плавного наповнення гальмової камери при $\Delta P_0 = \pm 5$ кПа

У результаті спостерігалося дуже часте спрацьовування електромагнітних клапанів при перерегулюванні (рис. 3.54), чим обумовлене значне падіння тиску в ресивері (рис. 3.55).

Окрім цього, при певному тиску в ресивері та положенні педалі гальма в системі виникали коливання (рис. 3.56), які припинялися зі зміною положення педалі або падінні тиску в ресивері. Факт виникнення в гальмовій камері коливань може свідчити про недостатню величину зони нечутливості, час спрацьовування клапанів модулятора, а також надмірно велику відстань установки датчика ЗЗ від модулятора.

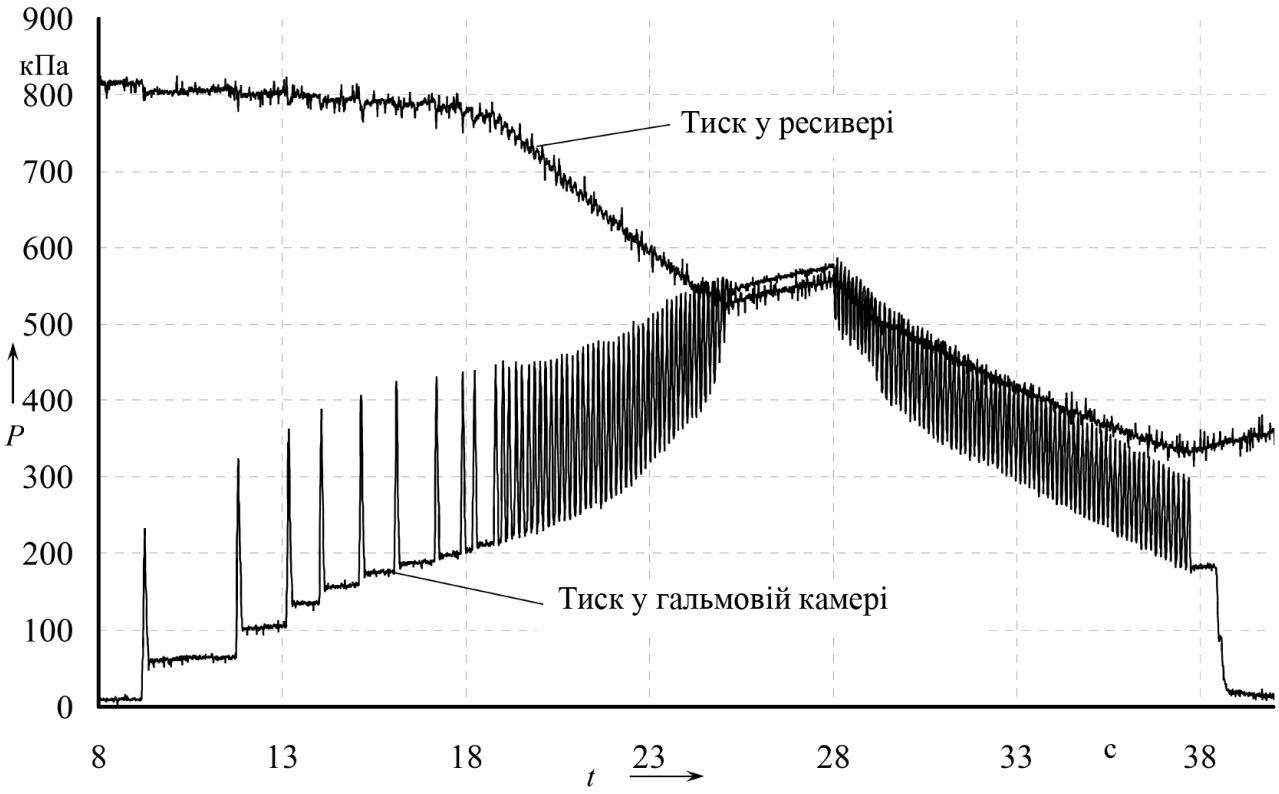


Рисунок 3.55 – Криві зміни тиску у контурі ЕПГП із зоною нечутливості $\Delta P_0 = \pm 5$ кПа. Час переміщення гальмової педалі 16 с

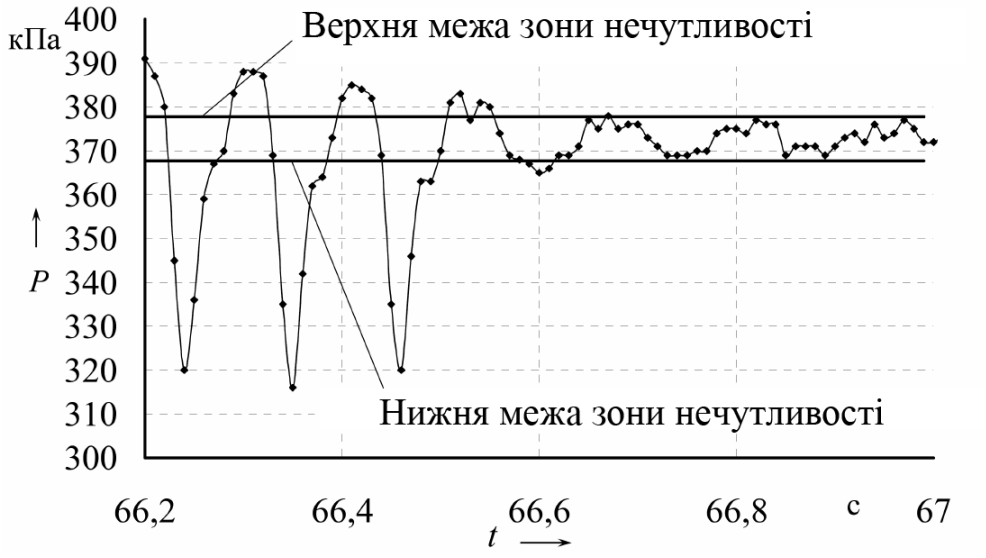


Рисунок 3.56 – Коливання тиску повітря в гальмовій камері, отримані при $\Delta P_0 = \pm 5$ кПа і незмінному положенні педалі гальма

При наростанні тиску в контурі ЕПГП час реакції системи складається з часу спрацьовування : датчика зворотного зв’язку, електронного блоку, електромагнітного клапана модулятора, мембранного клапана модулятора, –

сумірна з часом заповнення гальмової камери. Це призводить до значної величини перерегулювання сигналу і підвищеної витрати робочого тіла через велику частоту перемикання клапанів модулятора на впускання і на випуск робочого тіла.

Використання алгоритму керування з попередженням, що обчислюється залежно від темпу наростання сигналу ЗЗ, істотно не змінило картину при плавному переміщенні педалі гальма. Встановлення датчика ЗЗ в трубопроводі або в порожнині модулятора дозволяє САР працювати з деяким випередженням, що дало якісну картину роботи привода тільки під час розгальмування (рис. 3.58). Під час впускання явно спостерігалася відсутність перерегулювання тиску повітря в гальмовій камері та лише декілька незначних перемикань на випуск повітря при тисках 0,6 ÷ 0,7 МПа.

На основі аналізу осцилограм зміни тиску в контурі ЕПГП (рис. 3.57, 3.58) можна зробити висновок про недостатню швидкодію впускного мембранного клапана модулятора.

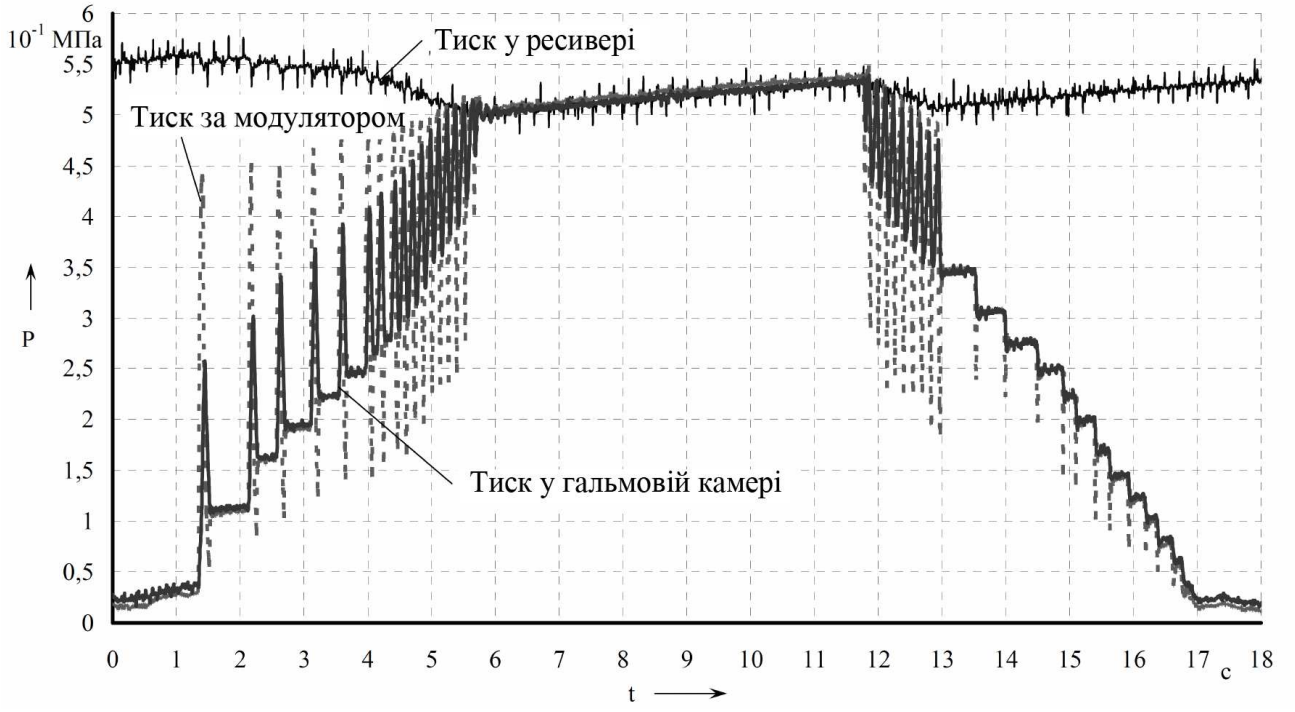


Рисунок 3.57 – Криві зміни тиску в контурі ЕПГП з датчиком ЗЗ у порожнині гальмової камери

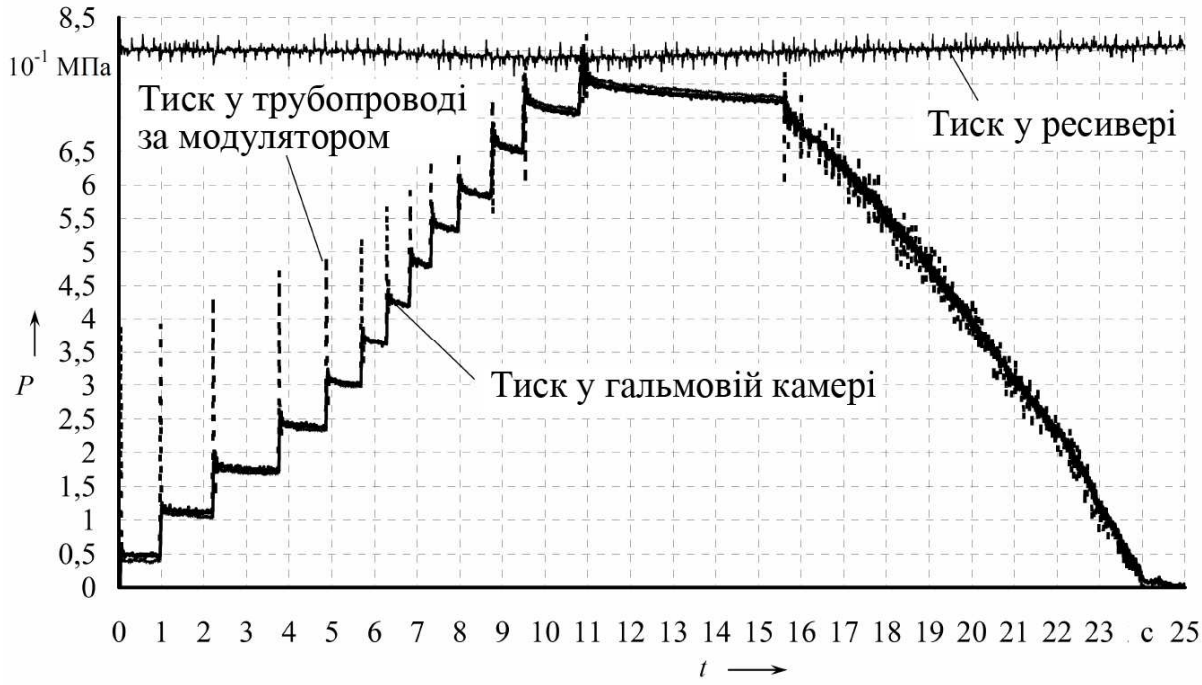


Рисунок 3.58 – Криві зміни тиску в контурі ЕПГП. Алгоритм керування з попередженням спрацьовування клапанів, обчислюваним залежно від швидкості наростання сигналу ЗЗ. Датчик ЗЗ встановлений в порожнині модулятора тиску

Аналіз умов його роботи ґрунтується на серії експериментів з реєстрацією тиску в підсилюючій порожнині впускного мембранного клапана. В результаті дослідження з'ясувалося, що на точність регулювання тиску в контурі ЕПГП впливають умови роботи впускного та випускного мембранного клапана, оскільки для обох мембран електромагнітний клапан використовується з однаковими характеристиками, а точність регулювання досягається різна (рис. 3.58).

За результатами експериментів будуємо статичні характеристики ЕПГП з використанням:

– позиційного алгоритму керування з датчиком ЗЗ, який встановлено в порожнині модулятора (рис. 3.59);

– алгоритму керування з попередженням закриття клапанів, що обчислюється за швидкістю наростання сигналу ЗЗ, який також встановлений в порожнині модулятора (рис. 3.60).

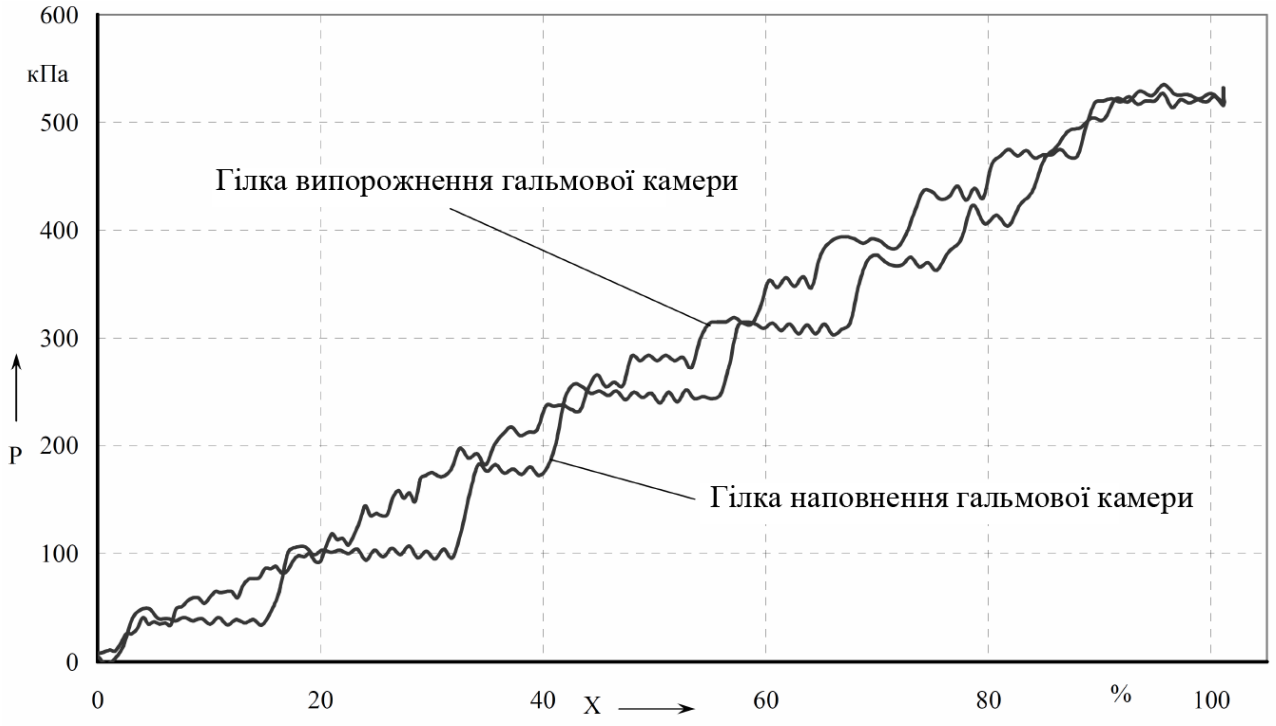


Рисунок 3.59 – Статична характеристика ЕПГП при позиційному регулюванні за відхиленням сигналу ЗЗ

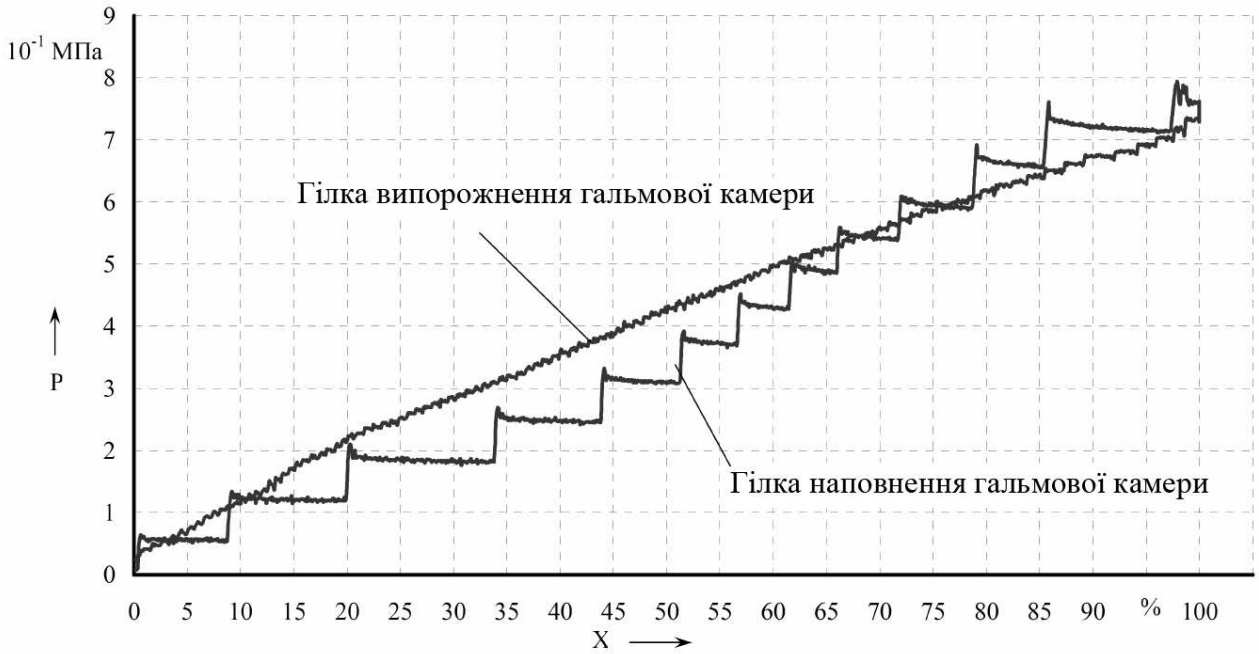


Рисунок 3.60 – Статична характеристика ЕПГП при регулюванні з попередженням залежно від швидкості наростання сигналу ЗЗ

За кривими зміни тиску в порожнині модулятора та в підсилюючій порожнині впускного клапана було визначено його час спрацьовування.

При заданому мінімальному значенні сигналу від датчика переміщення педалі, можна сказати, що час спрацьовування мембранного клапана біля 0,018 ÷ 0,022 с. (рис. 3.61).

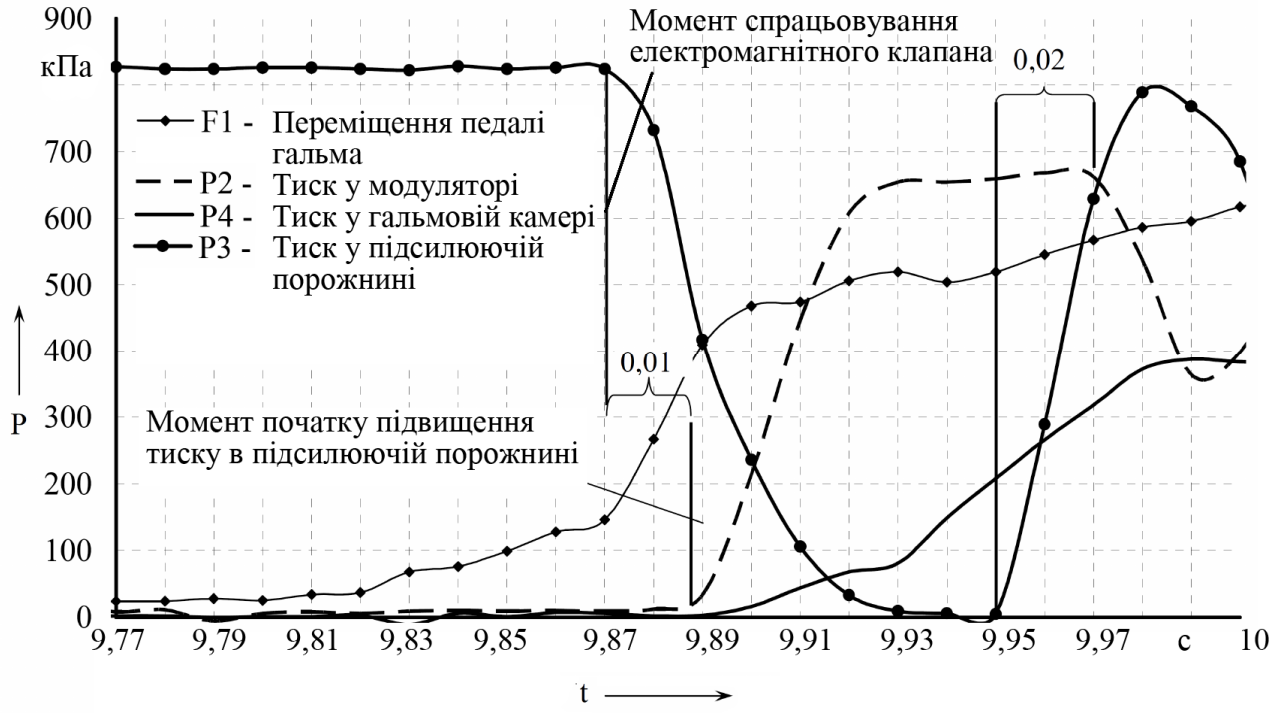


Рисунок 3.61 – Експериментальне визначення швидкодії мембранного клапана

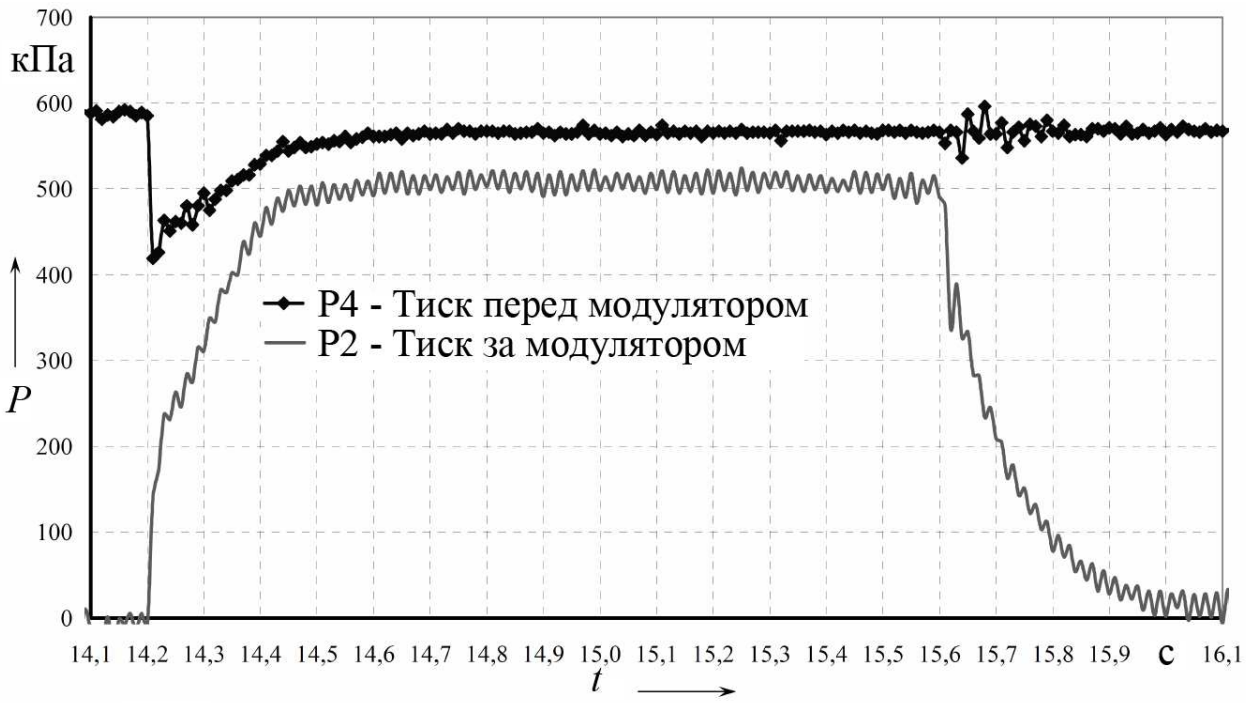


Рисунок 3.62 – Зміна тиску в трубопроводі перед модулятором під час визначення динамічної характеристики контуру ЕПГП

Реєстрація тиску в трубопроводі перед модулятором дала якнайповніше уявлення про процеси, що відбуваються в ЕПГП (рис. 3.62).

З графіка видно, що впускний і випускний клапани знаходяться в різних умовах під час роботи. Це пов’язано з різним рівнем тиску в момент закриття мембранного клапана для впускання і випуску повітря з гальмової камери.

Оскільки відомі алгоритми не давали бажаного результату в досягненні точності регулювання, було вирішено досліджувати роботу контуру ЕПГП мембранним модулятором у режимі подання ШІМ на один з клапанів. Під час експериментів щодо наповнення гальмової камери випускний клапан закривався шляхом подання на нього відповідної команди, а на електромагніт впускного подавалася ШІМ, завдяки чому наповнення відбувалося з меншою дискретністю. Як показав аналіз (рис. 3.63, рис. 3.64, рис. 3.65), істотному зменшенню розміру рівня підвищення тиску, а також стійкій роботі контуру ЕПГП можуть сприяти дві причини:

– ігнорування ЕБК сигналу від датчика ЗЗ;

– часткове спорожнення підсилюючої порожнини.

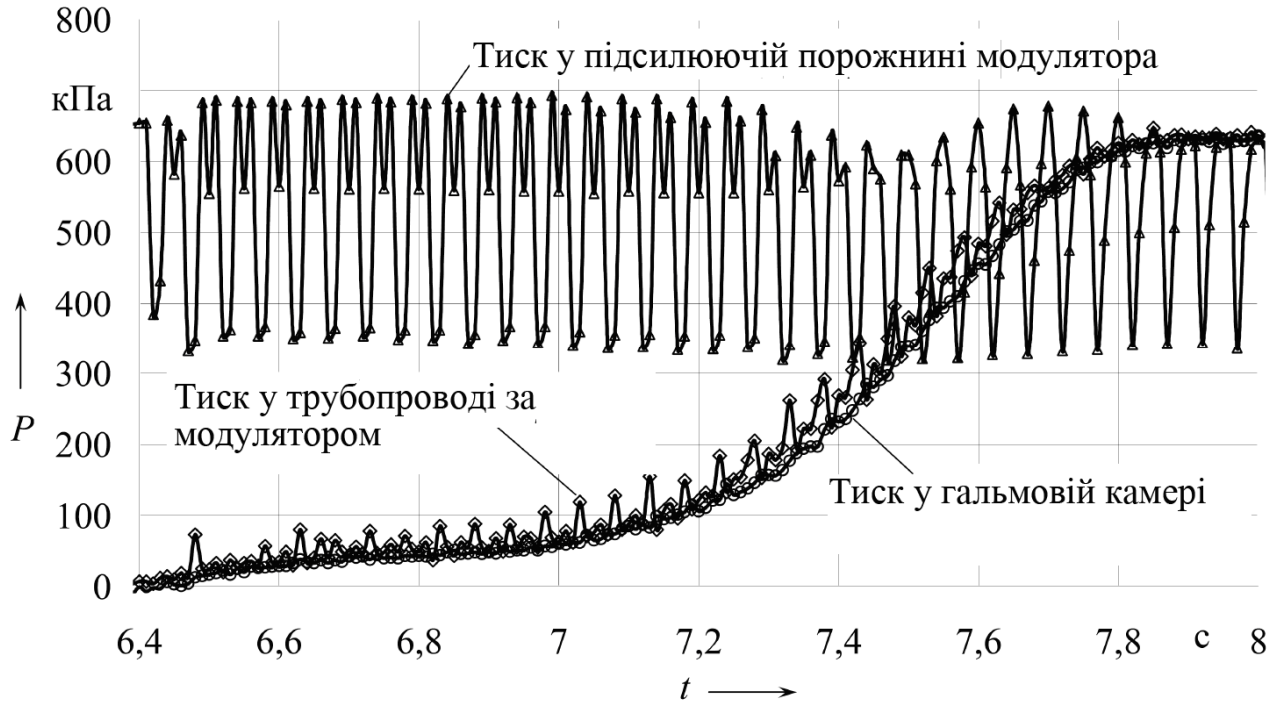


Рисунок 3.63 – Наповнення контуру ЕПГП за допомогою ШІМ при частоті 20 Гц тривалості імпульсу 67 %

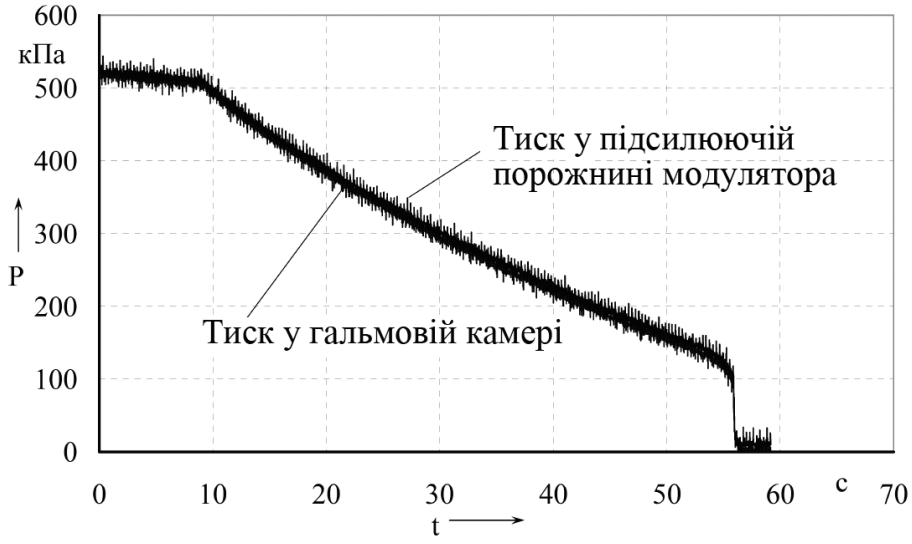


Рисунок 3.64 – Спорожнення контуру ЕПГП за допомогою ШІМ при частоті 30 Гц тривалості імпульсу 70 %

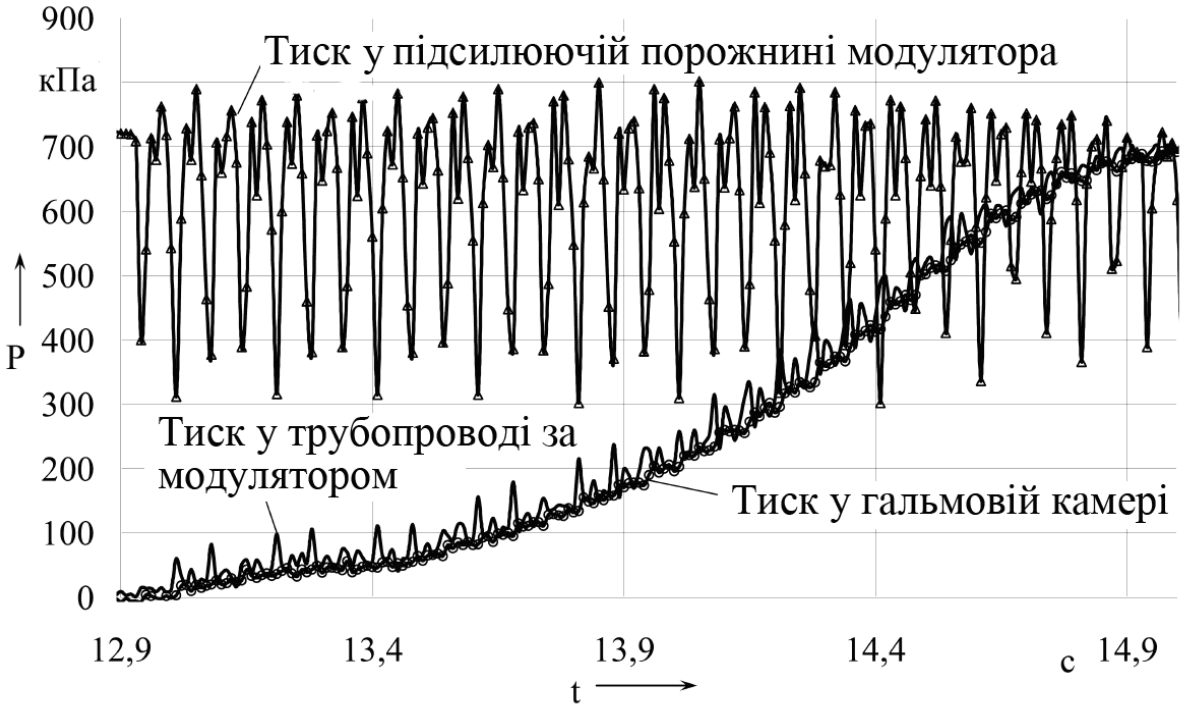


Рисунок 3.65 – Наповнення контуру ЕПГП за допомогою ШІМ при частоті 15 Гц тривалості імпульсу 76 %

Остання гіпотеза підтвердилася також і під час математичного моделювання робочого процесу в підсилюючій порожнині впускного мембранного клапана модулятора.

Аналізуючи результати роботи контуру експериментального релейного ЕПГП, можна зазначити, що в разі наповнення контуру якість регулювання покращувалася в міру віддалення датчика ЗЗ від гальмової камери, проте не вдалося знайти таке місце, яке б забезпечувало прийнятну якість регулювання (див. рис. 3.57 і рис. 3.58). В разі випуску повітря з контуру найкраща якість регулювання досягнута при установці датчика в порожнині модулятора (див. рис. 3.57, рис. 3.58, рис. 3.60) і визнано задовільним. Зважаючи на те, що в місці установки датчика ЗЗ відзначається значні закидання тиску в порівнянні з гальмовою камерою (див. рис. 3.50, рис. 3.51, рис. 3.52), САР встигає перемкнутися на випуск повітря, хоча після закриття впускного клапана тиск по контуру вирівнюється (див. рис. 3.61, рис. 3.63, рис. 3.64, рис. 3.65) і стає близьким до заданого. Оскільки в місці установки датчика ЗЗ реальне значення тиску встановлюється тільки після його вирівнювання по контуру, то має сенс ігнорувати сигнал від датчика ЗЗ в час вирівнювання тиску по контуру.

3.3.2. Експериментальні дослідження електропневматичного гальмового привода. В ході експериментальних досліджень було визначено декілька робочих характеристик гальмового привода на нерухомому автомобілі. Ці характеристики дозволять оцінити ефективність удосконалень, внесених у конструкцію апаратів і алгоритм керування контуром ЕПГП.

Витратна характеристика – визначалася шляхом багаторазового, різкого натиснення на гальмову педаль при вимкненому компресорі (рис. 3.66). Багаторазове, плавне натиснення на гальмову педаль, що забезпечує не монотонне наповнення гальмових камер, характеризує додаткові втрати тиску, пов’язані з роботою підсилювальних порожнин і перемикання клапанів модулятора на скидання тиску в результаті перерегулювання. В обох варіантах визначення витратної характеристики падіння тиску в ресивері знаходилося в допустимих межах.

Експериментальний контур ЕПГП здатний регулювати тиск в гальмовій камері аж до падіння надмірного тиску в ресивері до 0,15 МПа. При цьому

забезпечується 46 повних спрацьовувань гальмового контуру. Застосування в алгоритмі керування «часу вирівнювання тиску» блокує роботу випускної мембрани. Це дозволяє не лише підвищити точність регулювання, але і знизити витрату робочого тіла. Порівняно з приводом, що працює з відкриттям випускного клапана під час перерегулювання, вдосконалений алгоритм знижує витрату запасів повітря в ресивері на 4,6 ÷ 7,7 % при вимкненому джерелі стисненого повітря та плавному переміщенні педалі гальма.

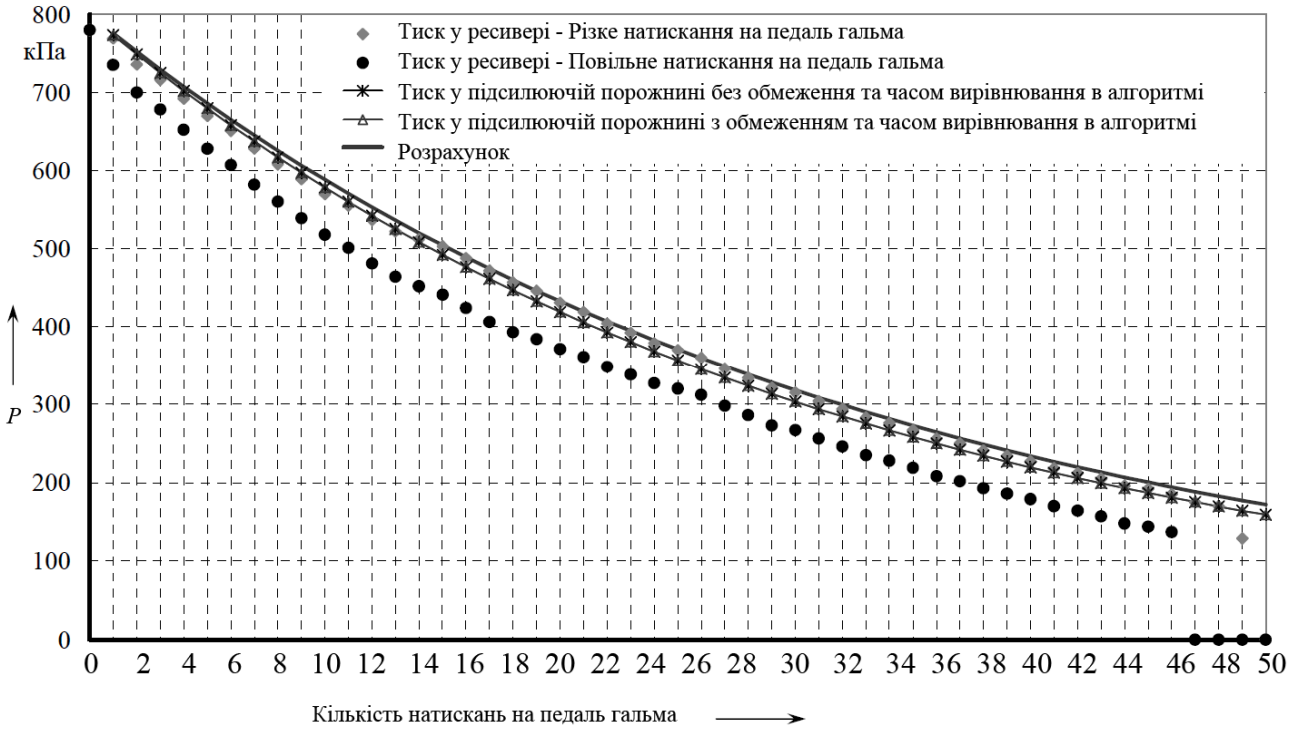


Рисунок 3.66 – Витратна характеристика ЕПГП при вимкненому джерелі живлення стисненого повітря

Динамічна характеристика – визначалася під час різкого натискання та відпуску педалі гальма. Порівняльний аналіз наповнення і спорожнення гальмових камер з ЕПГП та ПГП (рис. 3.67 і рис. 3.69) показує збільшення швидкодії на 0,1 с для впускання та 0,15 с для випускання повітря з гальмових камер.

При початковій швидкості гальмування 60 км/год таке збільшення швидкодії дає скорочення гальмового шляху на 1,5 м. Це відбувається за рахунок більш швидкого приведення в дію гальмових механізмів доки

швидкість руху АТЗ велика і ефект від зменшення часу спрацьовування найбільш значний. Додатковим резервом скорочення гальмового шляху є попереднє приведення гальмових механізмів у робоче положення після переміщення штока гальмової камери та вибірки проміжків гальмового механізму.

Застосування попереднього наповнення гальмової камери для приведення в дію гальмового механізму на стадії торкання педалі гальма дозволяє збільшити швидкодію додатково на 0,03 с (рис. 3.67) без збільшення темпу наростання уповільнення.

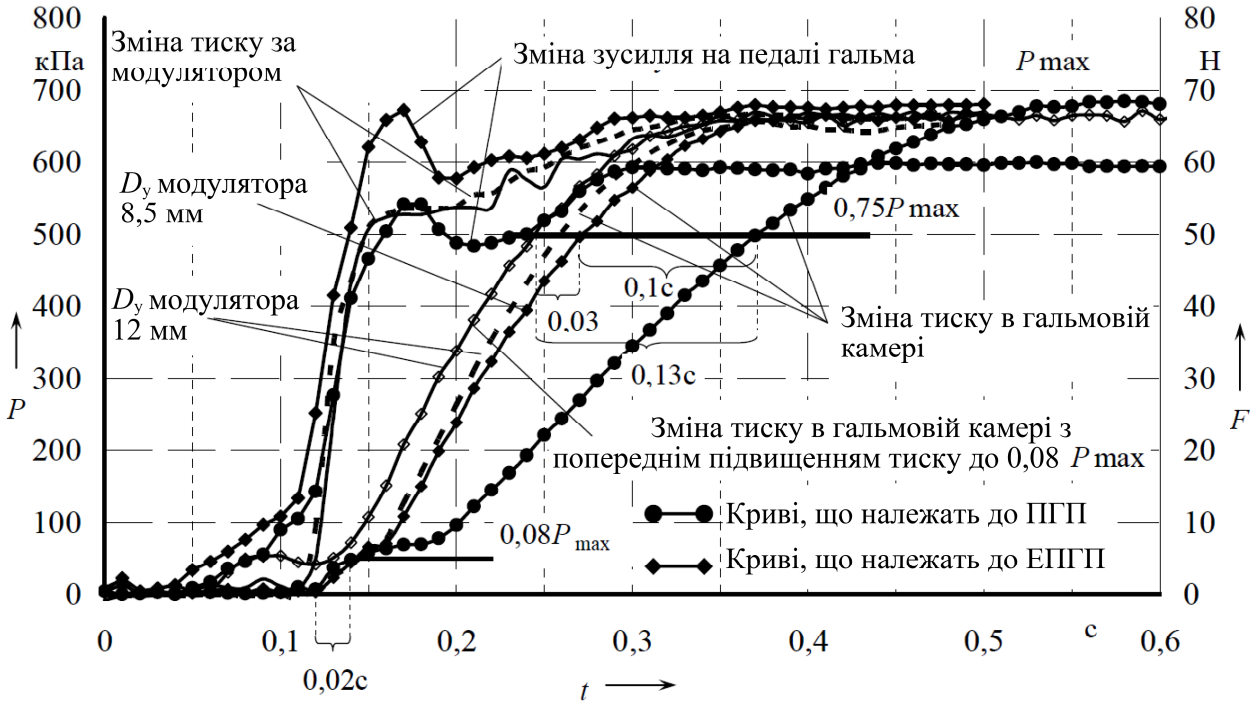


Рисунок 3.67 – Наповнення гальмових камер під час роботи ЕПГП та ПГП на задній вісі транспортного засобу

Таке підвищення тиску дозволяє скоротити гальмовий шлях під час екстреного гальмування додатково на 0,5 м при початковій швидкості гальмування 60 км/год. Таким чином, сумарне зменшення гальмового шляху складає 2 м (в процентному відношенні таке скорочення гальмового шляху, порівняно з серійним зразком, склало 8,4 %), що є значним поліпшенням для поодинокого АТЗ.

Під час дорожніх випробувань проводилися виміри гальмового шляху для трьох варіантів гальмового привода (рис. 3.68) :

– пневматичний гальмовий привід – ПГП;

– електропневматичний гальмовий привід – ЕПГП вар. №1;

– електропневматичний гальмовий привід з попереднім підвищенням тиску в гальмовій камері – ЕПГП вар. №2.

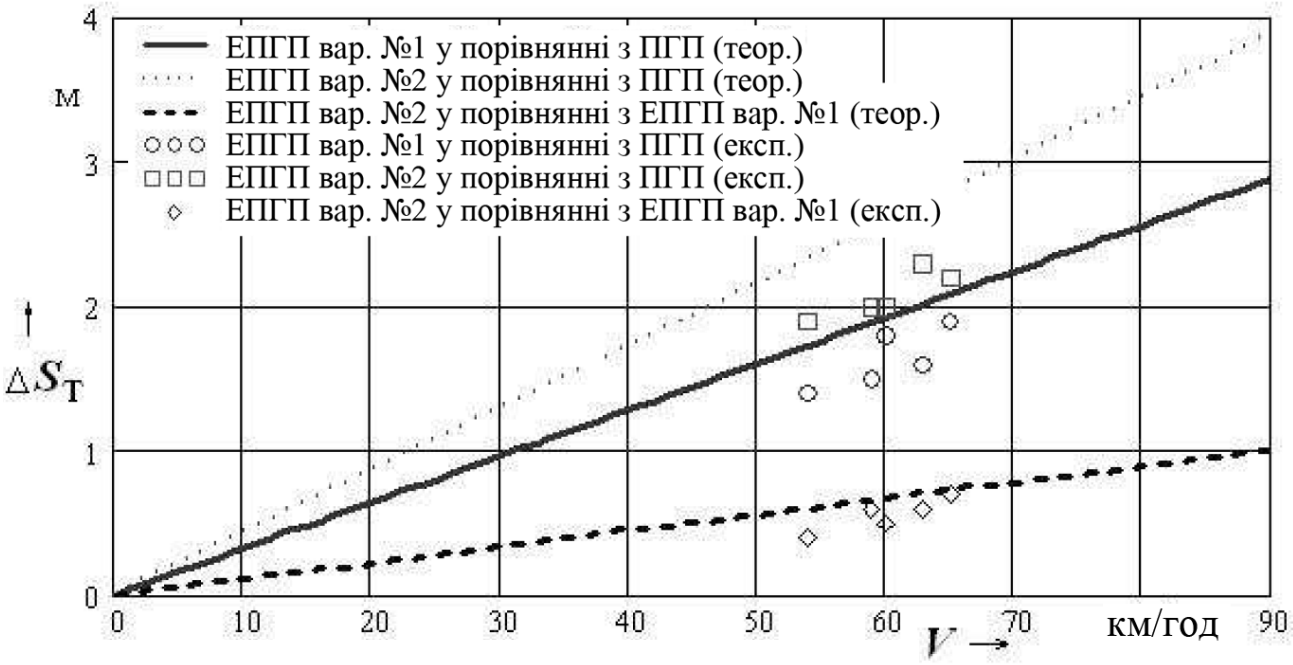


Рисунок 3.68 – Різниця гальмового шляху для різних варіантів привода

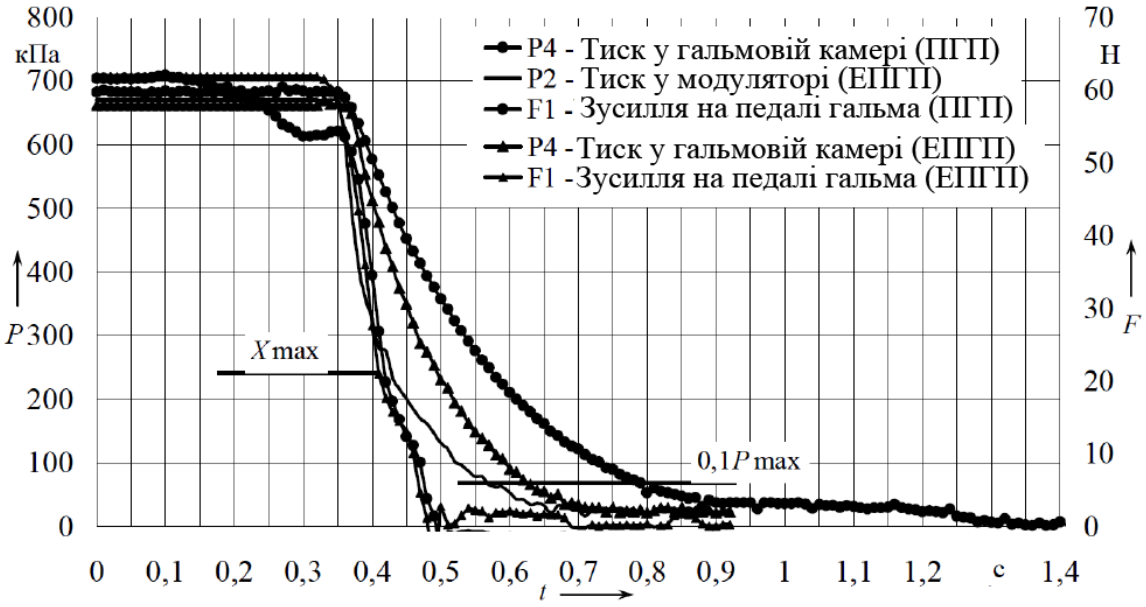


Рисунок 3.69 – Спорожнення гальмових камер під час роботи ЕПГП та ПГП на задній вісі транспортного засобу

Розбіжність розрахункових і експериментальних даних пояснюється тим, що під час розрахунків за формулою (3.1) гальмовий шлях визначався для автомобіля з однаковими контурами на передній та задній вісі. На практиці при проведенні випробувань гальмування передньою віссю здійснювалося ПГП, а задньою ЕПГП. Для визначення ефективності вдосконалених гальмових систем їх три варіанти порівнювалися один з одним. Похибка у визначенні різниці гальмового шляху (рис. 3.68), визначеної для кожної пари даних теоретично по формулі (3.1) та експериментально, складає від 3 до 30 % залежно від початкової швидкості гальмування.

Статична характеристика є залежністю тиску в гальмовій камері від переміщення педалі гальма (рис. 3.70 і рис. 3.71). Статична характеристика ЕПГП є площею, обмеженою кривими, в якій знаходяться рівні зміни тиску, що визначають точність регулювання [111, 210]. Статична характеристика визначалася при темпі переміщення педалі гальма, що забезпечує максимальну точність регулювання. Для експериментальних зразків ЕПГП мінімальний час переміщення педалі складав: 1,62 с – при використанні модулятора з двома впускними електромагнітними клапанами та обмеженням тиску в підсилюючій порожнині; 1,8 с – при використанні модулятора з одним впускним електромагнітним клапаном і обмеженням тиску в підсилюючій порожнині.

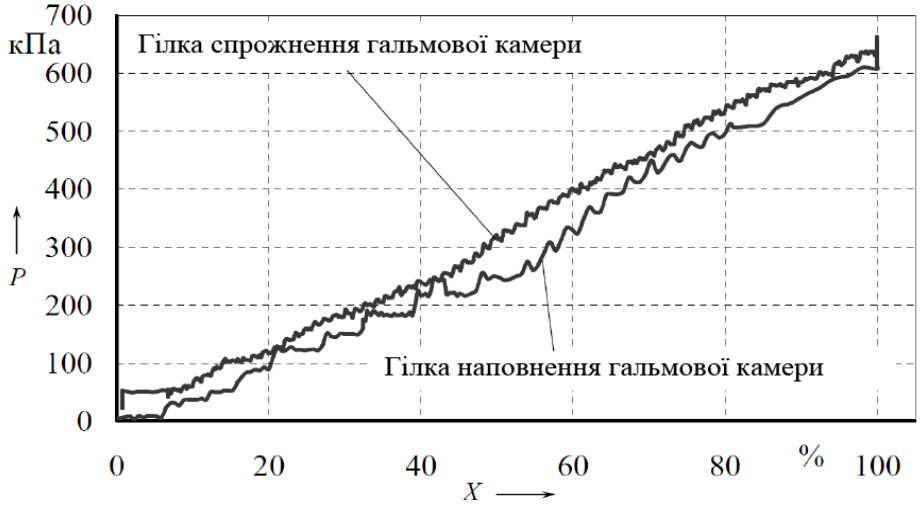


Рисунок 3.70– Статична характеристика ЕПГП при комбінованому алгоритмі регулювання з модулятором, що має один електромагнітний клапан для керування впускною мембраною

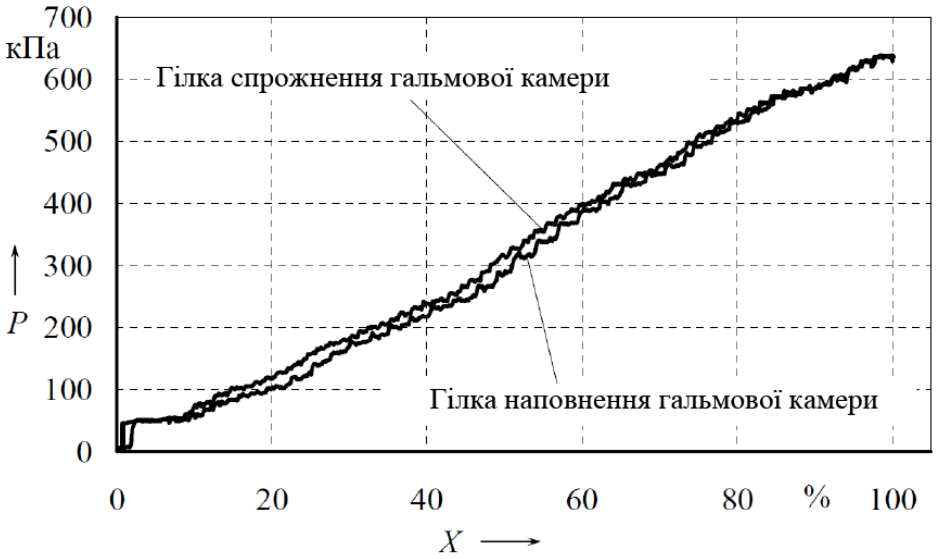


Рисунок 3.71 – Статична характеристика ЕПГП при комбінованому алгоритмі регулювання з модулятором, що має два електромагнітні клапани для керування впускною мембраною

Порівняно із статичними характеристиками отриманими під час пошукового експерименту (рис. 3.59 і рис. 3.68) характеристики, отримані після удосконалення модулятора (рис. 3.70 і рис. 3.71), забезпечують поліпшення точності регулювання на 7,4 ÷ 13,9 %. На рис. 3.71 видно процес попереднього підвищення тиску до величини 0,05 МПа при 2 % переміщенні педалі гальма. Перехідний процес, зафіксований під час знімання однією із статичних характеристик, зображений на рис. 3.72.

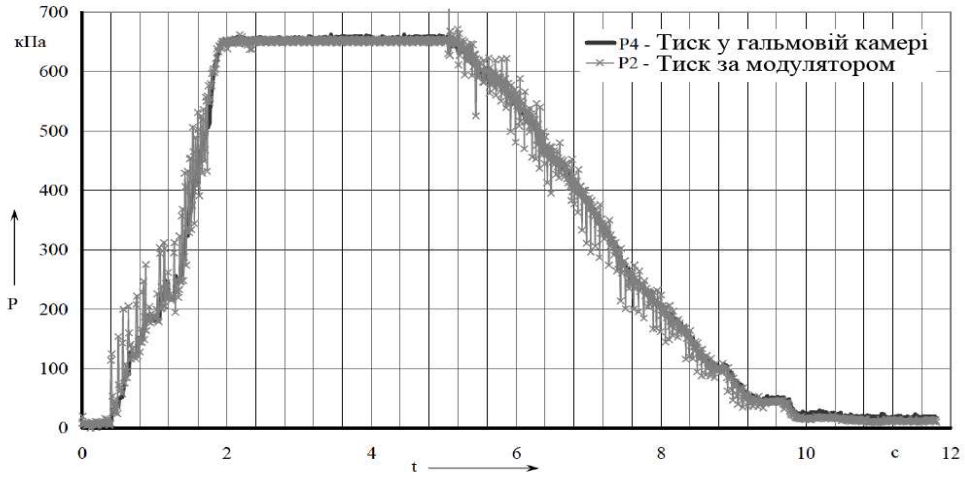


Рисунок 3.72 – Перехідний процес під час визначення статичної характеристики ЕПГП

Зображений процес відображає зміну тиску в порожнині модулятора під час роботи електромагнітного клапана в режимі ШІМ.

3.3.3. Робота контура запасної гальмової системи з двомагістральним захисним клапаном. Оцінка працездатності розробленого двомагістрального захисного клапана (рис. 3.73) проводилася при стендових і дорожніх випробуваннях у складі контуру запасної (аварійної) гальмової системи ЕПГП. При проведенні досліджень визначалися його швидкодія, мінімальний тиск, при якому клапан утримує захисний контур в закритому стані, а також час приведення захисного контура в дію.



Рисунок 3.73 – Двомагістральний захисний клапан

Для визначення часу спрацьовування за динамічною характеристикою клапана була проведена серія заповнень гальмової камери через захисний клапан і без нього при різкому натисканні на педаль гальма.

Проведені випробування показали, що захисний клапан практично не впливає на час наповнення гальмової камери, що узгоджується з розрахунковими даними. Різниця в часі при наповненні гальмової камери із захисним клапаном і без нього лежить в межах 0,01 ÷ 0,025 с. Загальний час спрацьовування ЕПГП від моменту натиснення на педаль гальма і до наповнення 75 % максимального тиску гальмової камери складає 0,28 ÷ 0,3 с, а час розгальмування гальмової камери 0,33 ÷ 0,35 с (рис. 3.74)



Рисунок 3.74 – Динамічна характеристика ЕПГП із захисним клапаном

Оцінка роботи двомагістрального захисного клапана при циклічній зміні тиску в контурі показала гарні результати. Тиск у контурі циклічно підвищувався до 0,08 МПа тільки при його повному спорожненні (рис. 3.75). У цей момент у контур потрапляло повітря з резервної гілки в результаті часткового відкриття клапана з нульовою активною площею.

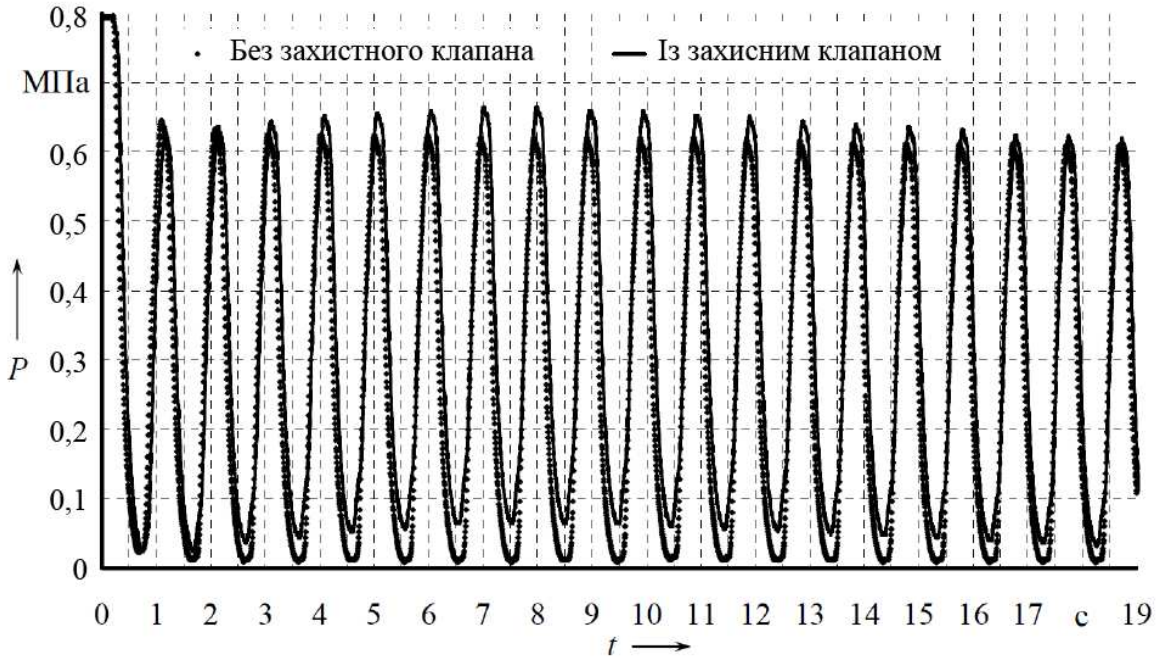


Рисунок 3.75 – Перехідний процес зміни тиску в гальмовій камері в циклічному режимі роботи контуру ЕПГП

Мінімальний тиск, при якому захисний клапан утримує закритим контур аварійної гальмової системи, визначає мінімальний рівень тиску в контурі робочої гальмової системи, що забезпечує нормальну роботу АБС. Під час випробувань захисного клапана було зафіксовано значення тиску, при якому клапан залишався закритим, рівне 0,02 МПа. Значення цього тиску визначалося таким чином. За допомогою модулятора здійснювався плавний випуск повітря з гальмової камери. Контур запасної (аварійної) гальмової системи постійно знаходився під максимальним тиском. Після того, як тиск у робочій гальмовій системі досягав значення 0,02 МПа, зворотний клапан закривався, а захисний клапан відкривався. Після відкривання захисного клапана гальмова камера заповнювалася повітрям з контура запасної (аварійної) гальмової системи.

Сумісність двомагістрального захисного клапана з контуром ЕПГП забезпечується гарантованим закриттям захисного клапана до наростання тиску в контурі запасної (аварійної) гальмової системи. Для встановлення цього факту в контурі запасної (аварійної) гальмової системи був встановлений датчик тиску. На рис. 3.76 видно, що тиск у контурі робочої гальмової системи ЕПГП наросте швидше, ніж тиск у контурі запасної гальмової системи. Двомагістральний захисний клапан спрацює з ще більшим випередженням при використанні алгоритму з попереднім підвищенням тиску в гальмовій камері.

Аварійна характеристика контуру ЕПГП (рис. 3.77) є зміною тиску в гальмовій камері при несправності якого-небудь елемента гальмового привода.

Для імітації аварійної ситуації в ЕБК була запрограмована тестова програма. Робота програми імітувала несправність, еквівалентну виходу з ладу будь-якого з електромагнітів або зникненню напруги в бортовій мережі. В процесі гальмування ЕБК програмним способом переводив модулятор у режим спорожнення гальмових камер після досягнення максимального тиску повітря. Гальмова педаль залишалася натиснутою, за рахунок чого тиск у контурі запасної (аварійної) гальмової системи підтримувався на заданому рівні водієм транспортного засобу.

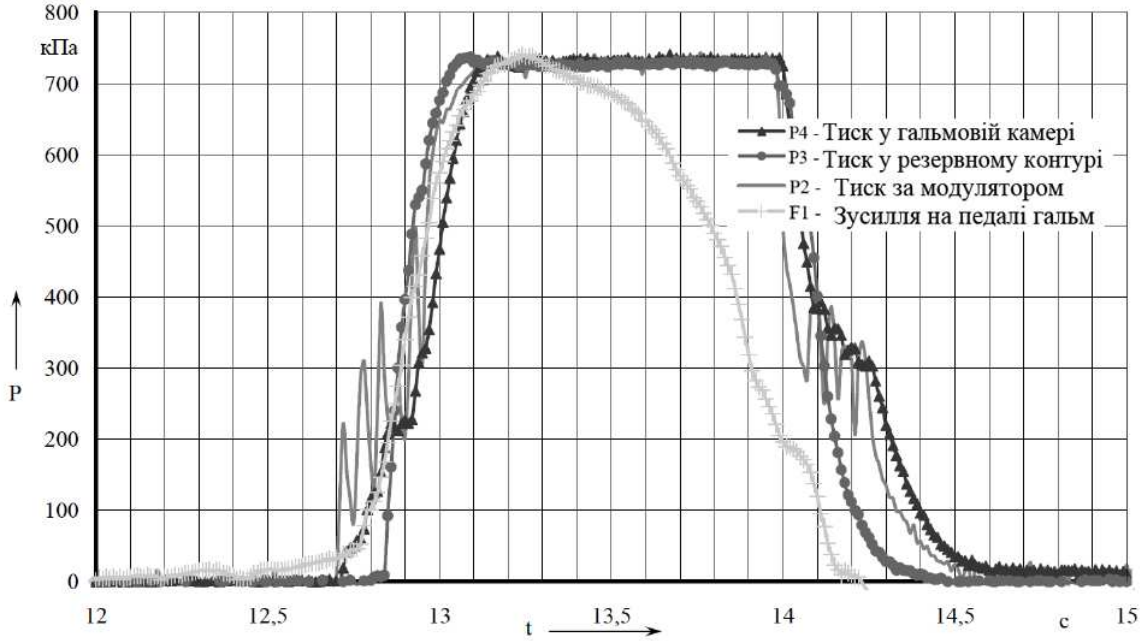


Рисунок 3.76 – Перехідний процес зміни тиску в контурі запасної (аварійної) гальмової системи при справному контурі робочої гальмової системи ЕПГП

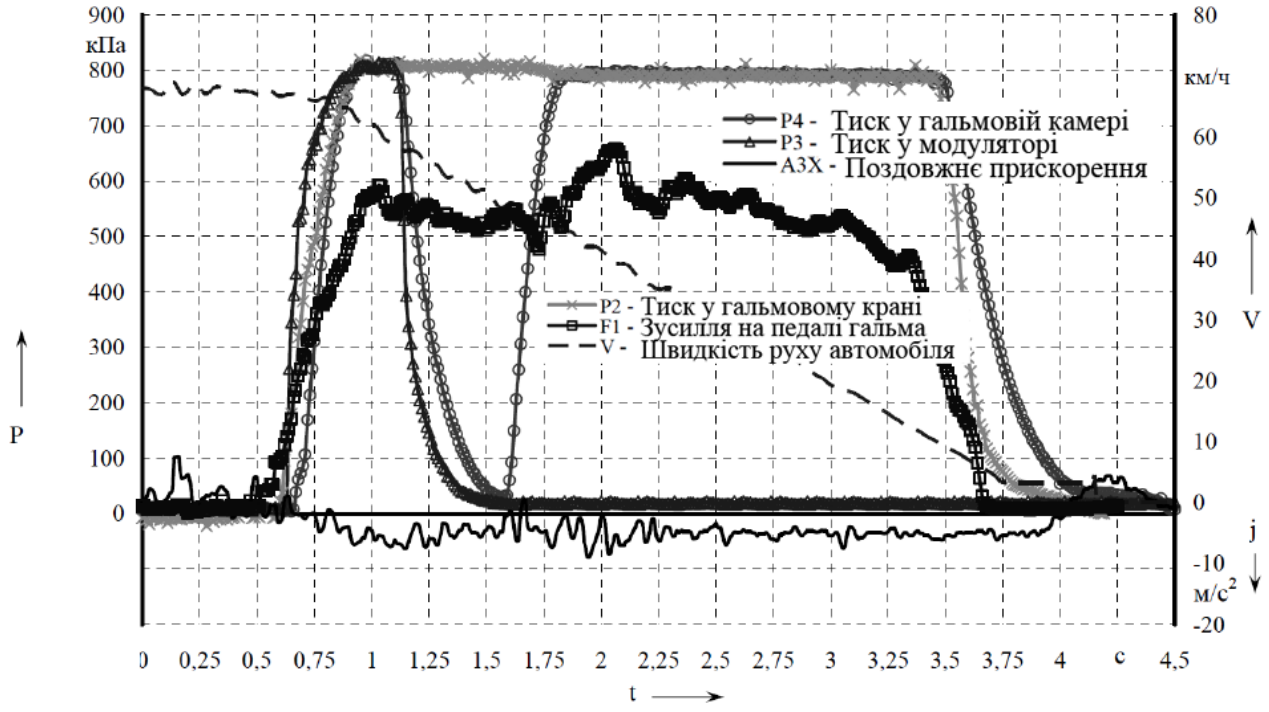


Рисунок 3.77 – Перехідний процес зміни тиску в гальмовій камері при імітації виходу з ладу робочої гальмової системи

Після падіння тиску в гальмовій камері до мінімального тиску 0,02 МПа захисний клапан перемикався в режим роботи запасної (аварійної) гальмової

системи та гальмові камери починали заповнюватися з контуру запасної (аварійної) гальмової системи. Задля безпеки, гальмування передньою виссю здійснювалося контуром ПГП, тиск в якому змінювався синхронно з тиском в контурі запасної (аварійної) гальмової системи ЕПГП.

Висновки за розділом 3

З метою підтвердження теоретичних положень відносно динаміки ЕПГП і його ланок, виконаний комплекс експериментальних досліджень, дозволив зробити наступні висновки:

1. Експериментальні дослідження динаміки типових ДЄ-ланок пневматичного гальмового привода підтвердили коректність запропонованого методу тривимірного моделювання перехідних процесів в окремих апаратах при гальмуванні та розгальмовуванні. Похибка експериментальних даних не перевищувала 5,0 %.

2. Експериментальними дослідженнями підтверджена працездатність розробленого регулятора гальмових сил з функціями повітророзподільного крана, в якій досягнуте зниження початкової нечутливості від $0{,}35 \cdot 10^5$ Па до $0{,}05 \cdot 10^5$ Па.

3. Експериментально доведено, що в розробленій конструкції регулятора гальмових сил з функцією повітророзподільного крана втрати, пов’язані з гістерезисом, знижені на 10 − 14 % порівняно з аналогами виробництва «РААЗ» і «Беломо».

4. Експериментально підтверджена сумісність, працездатність та ефективність розроблених контурів робочої та запасної (аварійної) гальмової системи з електропневматичним гальмовим приводом. При цьому ефективність гальмування автотранспортного засобу робочою гальмовою системою зросла на 10 %, аварійною гальмовою системою зросла в 1,5 − 2 рази по відношенню до нормативної.

Основні результати дослідження з данного розділу опубліковані в наукових роботах [1, 3 – 5, 10, 16, 17, 19, 21, 23, 24, 26, 31 – 33, 48, 49, 59, 60].

РОЗДІЛ 4
УДОСКОНАЛЕННЯ ПРОЦЕСУ КЕРУВАННЯ ПНЕВМАТИЧНОЮ ПІДВІСКОЮ АВТОТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

4.1. Дослідження процесу керування пневматичною підвіскою

4.1.1. Особливості керування пневматичною підвіскою. В порівнянні з підвісками із сталевими пружними елементами пневматична підвіска має наступні переваги [25, 57, 211 – 223]:

– у більшості випадків може бути отримана прогресивна нелінійна характеристика, що сприяє підвищенню плавності ходу, зменшує вірогідності ударів;

– достатньо просто здійснюється автоматичне регулювання висоти кузова над дорогою, внаслідок чого збільшується можливість підвищення плавності ходу;

– при постійному положенні кузова полегшується вирішення задачі забезпечення правильної кінематики підвіски та кермового привода, знижується центр ваги розвантаженого автомобіля і, отже, підвищується його стійкість, а також при будь-якому навантаженні забезпечується належне положення фар, що підвищує безпеку руху в нічний час;

– при однакових розмірах пневматичного пружного елемента, змінюючи тиск повітря в ньому, можна отримати елементи різної вантажопідйомності, що розширює можливості застосування цієї конструкції;

– пневматичні пружні елементи деяких типів мають надзвичайно високу довговічність, яка при сталевих пружних елементах може бути досягнута лише при значному збільшенні ваги та розмірів;

– досить просто здійснюється примусове регулювання положення кузова відносно поверхні дороги;

– зменшується знос дорожнього полотна, оскільки при застосуванні прогресивної характеристики пружного елемента плавність ходу підвищується та колеса чинять менший сумарний тиск на дорогу при коливаннях підвіски.

Застосування нерегульованої пневматичної підвіски може поліпшити плавність ходу, особливо в автомобілів, призначених для експлуатації переважно на хороших дорогах. при цьому вдається для невеликих амплітуд коливань отримати дуже м’яку підвіску й уникнути пробоїв при розгойдуванні кузова, що обумовлено прогресивною характеристикою пневматичних пружних елементів. При цьому, проте, специфічні переваги пневматичної підвіски використовуються не повністю.

Подальше підвищення плавності ходу можна отримати при використанні пневматичної підвіски з автоматичним регулюванням положення кузова. Так, при великому діапазоні зміни навантаження, навіть і за наявності підвіски з прогресивною характеристикою, різниця у висоті навантаженого і розвантаженого автомобіля залишається значною, а необхідний загальний хід підвіски виявляється надмірно великим.

Застосування регульованої пневматичної підвіски дозволяє одночасно вирішити два завдання. З одного боку, власна частота коливань залишається приблизно постійною незалежно від зміни статичного навантаження. З іншого боку, при збільшенні статичного навантаження динамічна енергоємність підвіски не знижується, а навіть збільшується, оскільки динамічний хід підвіски залишається постійним, а жорсткість підвіски при збільшенні статичного навантаження росте. Тому стає можливим зробити підвіску м’якшою, не допускаючи в той же час ударів об обмежувачі і, отже, підвищити плавність ходу автомобіля.

З огляду на вищевикладене, основні принципи керування пневматичною підвіскою полягають в наступному:

1) автоматичне регулювання положення кузова залежно від зміни статичного навантаження і умов руху;

2) стабілізація кузова в поздовжній і поперечній площинах;

3) здійснення швидкого підйому-опускання всього кузова або якої-небудь його частини на зупинках, при вантаженні-розвантаженні;

4) зміна автоматично або за бажанням водія підтримуваного рівня положення кузова. Наприклад, під час руху з високою швидкістю по рівній дорозі підтримується нижче положення кузова, внаслідок чого підвищується стійкість автомобіля, знижується опір повітря та витрата палива.

4.1.2. Класифікація систем керування пневматичною підвіскою. За способом підведення енергії системи керування пневматичною підвіскою поділяються на системи із зовнішнім джерелом енергії та системи з внутрішнім джерелом енергії, яке розташоване в самій підвісці, наприклад, акумулятор енергії коливань автомобіля. Найбільш поширеними є системи із зовнішнім джерелом енергії, в яких використовується стиснене повітря з пневматичної системи автомобіля (див. рис. 4.1).

Для зменшення споживаної потужності системою керування служать різні пристрої уповільнення непродуктивної витрати або пристрій вимкнення системи в періоди відсутності необхідності регулювання. Тому за характером дії на кузов системи керування діляться на системи безперервної і періодичної дії.

Системи періодичної дії поділяються на автоматизовані, з ручним керуванням або комбінованим. Автоматизовані системи включаються чи відключаються тільки за певних умов. Наприклад, увімкнення системи відбувається при русі автомобіля, при роботі двигуна на холостому ходу, при зупинках транспортного засобу, а вимкнення – при повороті, розгоні або гальмуванні, при падінні тиску в системі живлення.

Системи безперервної дії за характером реакції на зміну регульованої величини діляться на системи безпосередньої та сповільненої дії. Системи уповільненої дії дозволяють зменшити непродуктивну витрату повітря. За характером формування дії системи керування поділяються на системи з керуванням пропорційно відхиленню регульованої величини та системи з нелінійним керуванням по відхиленню регульованої величини.



Рисунок 4.1 – Основні класифікаційні ознаки систем керування пневматичною підвіскою

Положення тіла в просторі визначається трьома точками, тоді як кузов транспортного засобу обпирається, як правило, на чотири точки (дві біля переднього моста та дві біля заднього моста). Керуюча дія, повинна вироблятися не більше, ніж для трьох точок, інакше система підресорювання стає статично невизначною.

Керуюча дія може вироблятися відразу для декількох точок (система з інтегральним керуванням) або керуюча дія виробляється для кожної з точок (система з диференціальним керуванням). Можуть бути також різні комбіновані системи. Нині найбільше поширення отримали системи з диференціальним керуванням. У таких системах виробляється три клерувальних сигнали. Один сигнал виробляється для точок опори переднього моста, другий і третій – відповідно для двох точок заднього моста. Слід зазначити, що для деяких типів транспортних засобів керування може робитися тільки для однієї вісі. Наприклад, для задньої вісі вантажних автомобілів або вісі напівпричепа.

За способом створення керуючого сигналу системи регулювання пневматичною підвіскою поділяються на системи з механічним формуванням керуючого сигналу та системи з електронним формуванням керуючого сигналу. Системи керування бувають як без зворотного зв’язку (як правило, системи з ручним керуванням), так і з зворотним зв’язком.

Упровадження багатоконтурних систем, що стабілізують положення кузова при різних на нього діях (зміна статичного навантаження, крен на поворотах, диферент при гальмуванні і т. д.), має значні перепони внаслідок складності узгодження параметрів окремих контурів системи і може бути реалізоване тільки при застосуванні електронних систем керування пневматичною підвіскою. Як правило, збільшення кількості виконуваних системою керування функцій у механічних системах призводить до збільшення числа апаратів, а в електронних – ускладнення блоку керування та датчиків зворотного зв’язку, а також збільшення кількості датчиків.

З розглянутих вище основних принципів керування пневматичною підвіскою випливає, що основним завданням регулювання пневматичної підвіскою є підтримка постійного рівня підлоги незалежно від статичного навантаження. Тому в механічних системах керування основним елементом є регулятор рівня підлоги.

4.1.3. Огляд і аналіз конструкцій регуляторів рівня підлоги.

4.1.3.1. Класифікація регуляторів рівня підлоги. Регулятори рівня підлоги залежно від вимог до системи регулювання положення кузова і типу АТЗ мають найрізноманітніші конструкції [211, 216, 218, 224 – 232]. Основні класифікаційні ознаки регуляторів рівня підлоги наведені на рис. 4.2.

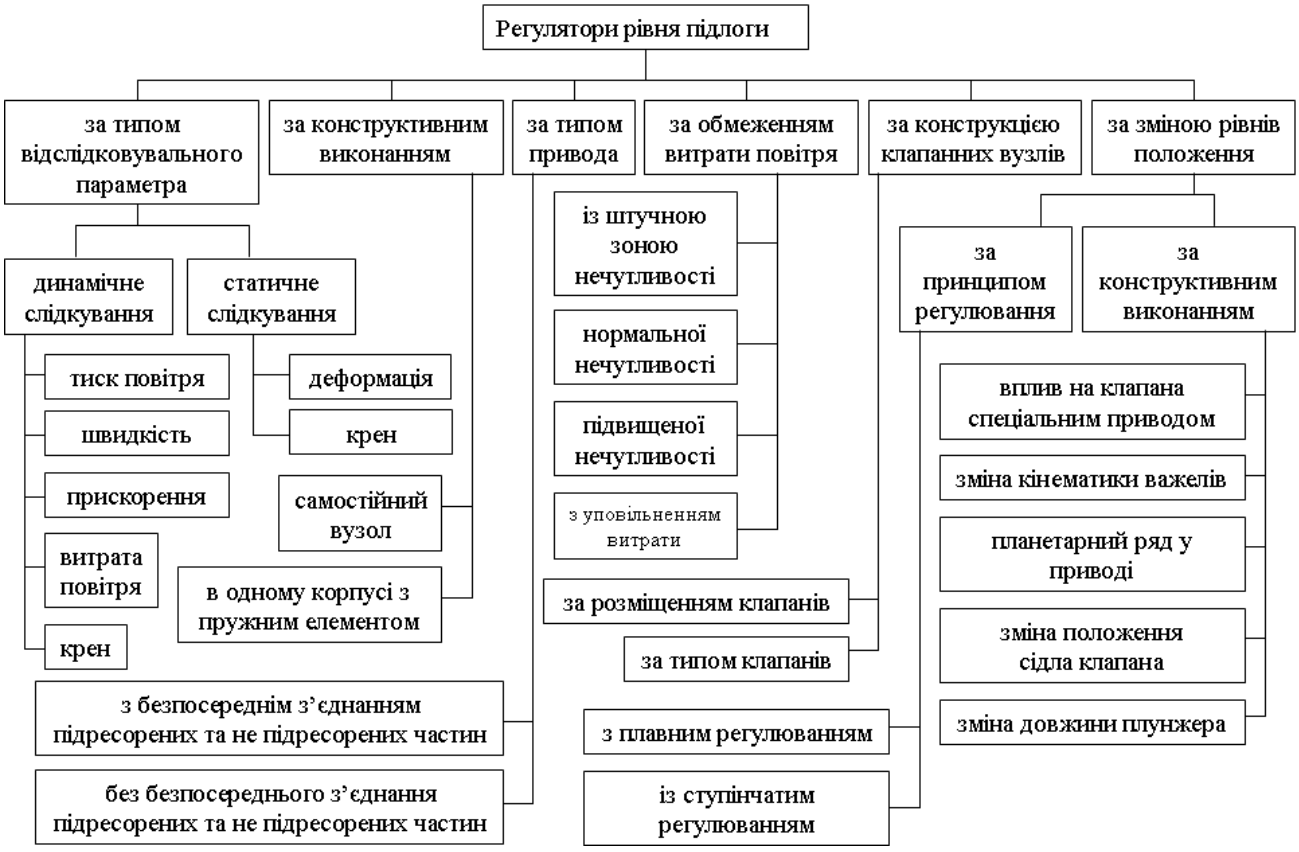


Рисунок 4.2 – Основні класифікаційні ознаки регуляторів рівня підлоги

Регулювання може бути реалізоване на основі статичного або динамічного стеження. При статичному стеженні фіксується, як правило, деформація пружних елементів або різниця деформацій (крен). Можлива також підтримка строго горизонтального положення кузова АТЗ. Регулятори статичного стеження під час руху АТЗ не працюють. При динамічному слідкуванні відстежується або один параметр або відразу декілька параметрів. Такими параметрами є тиск повітря в пружних елементах, швидкість і прискорення зміни висоти пневматичного балона, деформація пневматичного балона, крен кузова, витрата повітря регулятором тощо.

Регулятор рівня підлоги може бути виконаний як окремий агрегат або розташований в одному корпусі з пружним елементом. З метою забезпечення модульного принципу при проектуванні пневматичної підвіски більш прийнятним є регулятор рівня підлоги у вигляді окремого агрегату.

Привід регулятора здійснюється або при безпосередньому з'єднанні підресореної і непідресореної мас або без їх безпосереднього з'єднання. При безпосередньому з'єднання підресореної і непідресореної мас заміряється висота пружного елемента підвіски за допомогою вакуумно-механічного, електромеханічного, жорсткого механічного, механічного з пружною ланкою або за допомогою привода будь-якого іншого типу. У другому випадку оцінюється горизонтальність кузова АТЗ.

Розподільний механізм, як правило, клапанного типу з голчастими, вентильними, золотниковими, стержневими торцевими (конічні, кулькові або дискові) клапанами. Клапани розташовуються паралельно, опозитно або співвісно.

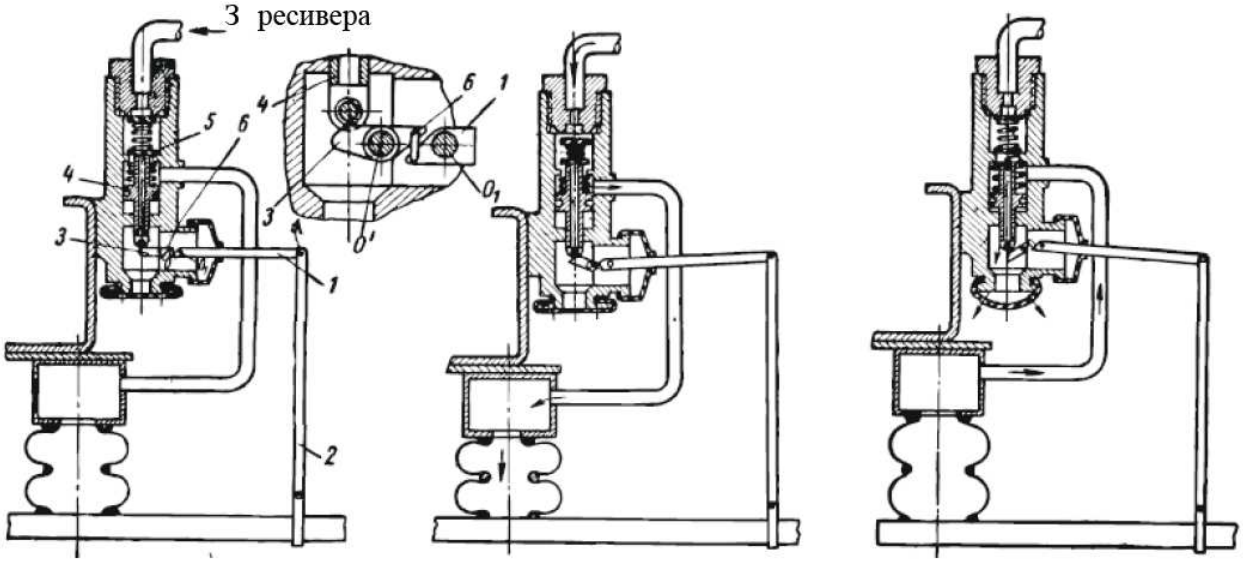
Для зменшення непродуктивної витрати повітря регулятором збільшують зону нечутливості, застосовують різні уповільнювачі спрацьовування (дроселі, декілька рівнів витрати, гідравлічні уповільнювачі, реле часу, частотні фільтри в приводі та ін.) або обмежують витрату (відключення регулятора під час руху АТЗ, вимкнення регулятора під час руху зі швидкістю менше 20 км/год). Найбільш ефективним є застосування уповільнювачів, проте, такі конструкції регуляторів дуже складні.

Додатково регулятори забезпечуються запобіжними пристроями, які підвищують його надійність і надійність системи регулювання в цілому (вимкнення регулятора при падінні тиску в живлячій мережі, запобіжні муфти в приводі і т. д.). Примусова установка підтримуваного рівня здійснюється за допомогою дії на клапани спеціальним приводом, зміною кінематики важелів привода, зміною довжини стійки важеля, встановленням планетарного ряду в приводі, зміною положення сідла клапана, зміною тиску в порожнині розсувного плунжера і т. д.. Регулятор може підтримувати декілька рівнів положення кузова (ступінчасте регулювання) або будь-якого заданого водієм

(плавне регулювання). Реалізація цих функцій призводить до значного ускладнення конструкції регулятора.

Наведена класифікація полегшує вибір типу регулятора на стадії проектування пневматичної підвіски. Проте огляд реально існуючих конструкцій доцільно побудувати за кількістю регульованих рівнів і в міру обмеження витрати, оскільки реалізація цих функцій істотно впливає на конструкцію регулятора.

4.1.3.2. Одноступінчаті регулятори рівня підлоги. На рис. 4.3 показані схема конструкції і принцип роботи простого регулятора [218]. Корпус регулятора прикріплений до кузова, а важіль 1 через штангу 2 з'єднаний з непідресореною частиною автомобіля. При збільшенні навантаження пневматичний пружний елемент стискається, відстань між кузовом і віссю зменшується, і штанга 2 штовхає кінець важеля 1 вгору (рис. 4.3 б). Важіль за допомогою ланки 6 повертає кулачок 3, який через плунжер 4 відтискає клапан 5, і повітря з ресивера поступає в пружний елемент. Оскільки кількість повітря в пружному елементі збільшується, висота його теж збільшується, і важіль стає в горизонтальне положення, при якому клапан 5 закриває доступ повітря в пружний елемент (рис. 4.3 а).



а) б) в)

Рисунок 4.3 – Простий регулятор рівня підлоги

При зменшенні навантаження (рис. 4.3 в) кінець важеля 2 переміщається вниз, і повітря з пружного елемента по каналу в плунжері виходить в атмосферу. Витрата повітря цією конструкцією регулятора (пропускна здатність регулятора) залежить від переміщення важеля 1, тиску в ресивері та пружному елементі і площі прохідних перерізів впускних і випускних отворів (рис. 4.4). Внаслідок наявності в конструкції регулятора зазорів, гумових клапанів, шарнірів регулятор не витрачає повітря при невеликих відхиленнях важеля від нейтрального його положення. Найбільший хід важеля, при якому регулятор не витрачає повітря, називається зоною нечутливості.

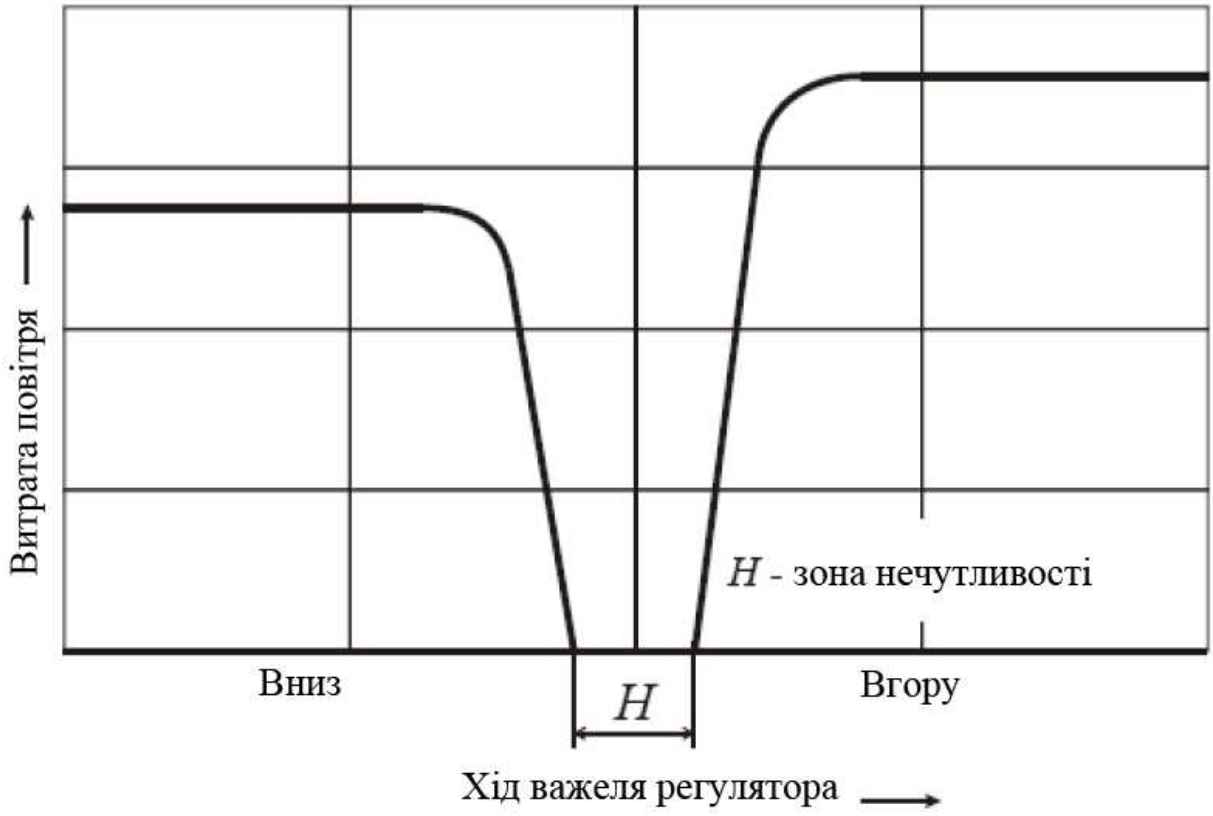
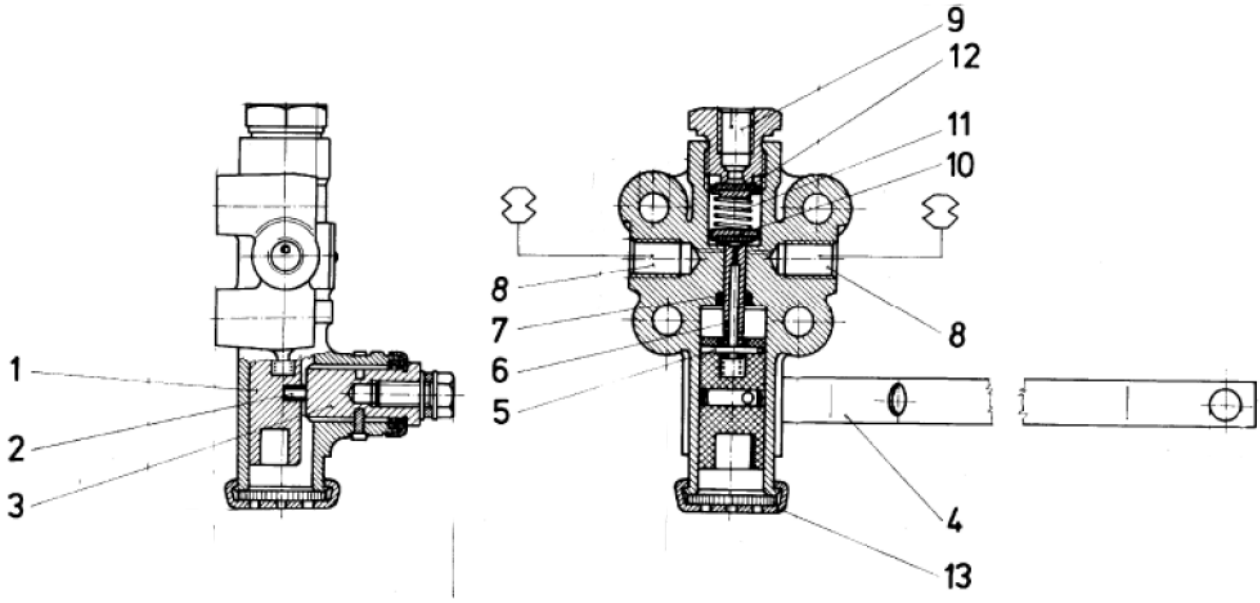


Рисунок 4.4 – Статична характеристика простого регулятора

При невеликих відхиленнях важеля витрата повітря регулятором пропорційна відхиленню важеля. При подальшому відхиленні важеля витрата повітря постійна і практично не залежить від положення важеля. На початку відкриття впускного або випускного клапанів мінімальний прохідний переріз знаходиться між клапаном і сідлом. Цей переріз збільшується зі збільшенням переміщення важеля. При певному ході важеля прохідний переріз між

клапаном і сідлом стає більше мінімального перерізу в каналах регулятора, і витрата повітря не збільшується, оскільки залежить вже тільки від розмірів цього незмінного за величиною перерізу.

На рис. 4.5 наведена конструкція одноступінчатого регулятора рівня підлоги фірми "Wabco" [211].



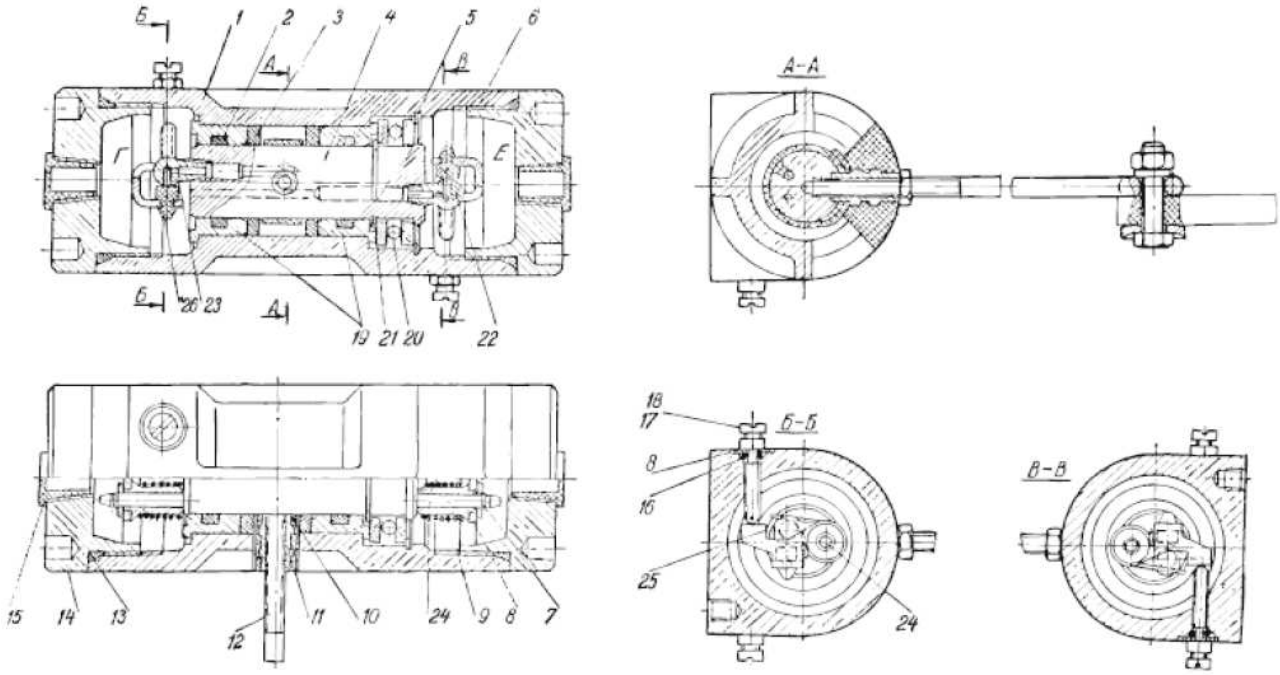
1 – поршень; 2 – штифт; 3 – валик; 4 – важіль; 5 – шток; 6 – плунжер; 7 – манжета; 8 – штуцери пневматичних балонів; 9 – живлячий штуцер; 10, 11 – клапани; 12 – пружина; 13 – випускне вікно

Рисунок 4.5 – Одноступінчатий регулятор рівня підлоги фірми "Wabco"

Простота конструкції і конструктивні особливості цього регулятора забезпечують його безвідмовну роботу практично за увесь термін служби АТЗ. Регулятор містить зворотний клапан 12, який запобігає виходу стислого повітря з пневматичних балонів підвіски при обриві живлячої магістралі.

Регулятор з регульованою зоною нечутливості зображений на рис. 4.6 [211]. Зона нечутливості обумовлена відстанню між фіксаторами 17, укрученими в корпус регулятора. Відкриття клапанів регулятора відбувається під час упора важеля 25 у фіксатори. Можливість регулювання зони нечутливості як при зборці, так і в процесі експлуатації дозволяє знизити вимоги до точності виготовлення деталей і тривалості терміну служби

регулятора. Крім того, в деяких випадках з'являється можливість штучно збільшити зону нечутливості, що розширює сферу застосування регулятора.

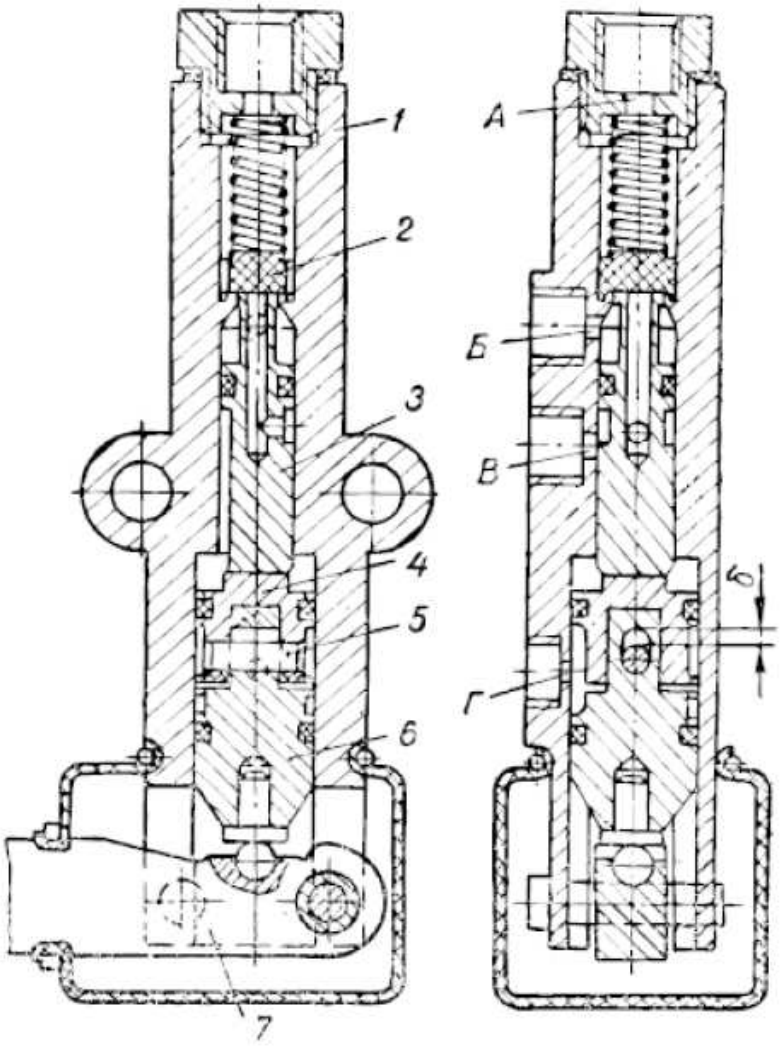


1 – корпус; 2, 3, 10, 13, 16 – ущільнюючі кільця; 4 – вал; 5, 21 – упорні кільця; 6 – впускний клапан; 7 – стопорне кільце; 8 – шайба; 9 – пружина; 11 – вкладиш; 12 – важіль; 14 – кришка; 15 – пробка; 17 – фіксатори; 18 – регулювальний гвинт; 19 – втулка; 20 – шарикопідшипник; 22 – корпус впускного клапана; 23 – корпус випускного клапана; 24 – вісь; 25 – фігурний важіль; 26 – випускний клапан

Рисунок 4.6 – Регулятор з регульованою зоною нечутливості

Регулятор, призначений для встановлення на автомобілях високої прохідності з пневмогідравлічною підвіскою, показаний на рис. 4.7 [211]. Цей регулятор має розсувний плунжер 7, який дозволяє підтримувати одне з двох положень кузова за бажанням водія. Під час руху по нерівній місцевості водій встановлює більш високий рівень положення кузова.

Між плунжером 3 і важелем 7 у корпусі 1 встановлені два рухливі поршні 4 і 6. Їх відносне переміщення можливе в межах зазору між пальцем 5 і отвором у поршні 6. За допомогою цього пристрою водій може підтримувати одне з двох положень кузова незалежно від ступеня завантаження автомобіля.



1 – корпус; 2 – клапан; 3 – плунжер; 4, 6 – поршень; 5 – палець; 7 – важіль

Рисунок 4.7 – Дворівневий регулятор рівня підлоги

Порожнина А регулятора з’єднана з насосом або гідроакумулятором, порожнина Б – з двома пневмогідравлічними елементами, найближчими до регулятора, і розташованими з одного боку автомобіля, порожнина В з’єднана із зливом, а порожнина Г – із зливом або гідроакумулятором. У тому випадку, коли порожнина Г з’єднана із зливом, а важіль знаходиться в нейтральному положенні, клапан впирається в сідло корпусу, перекриваючи осьовий отвір плунжера. Плунжер під тиском рідини в порожнині Б притиснутий до поршня 4, який через палець обпирається на поршень 6. При опусканні кузова зовнішній кінець важеля, поршні, плунжер і клапан переміщуються вгору

відносно корпуса. Рідина з порожнини А надходить в порожнину Б і далі до пневмогідравлічних елементів, піднімаючи кузов до нейтрального положення.

При зменшенні статичного навантаження кузов піднімається, а плунжер переміщується вниз відносно корпусу і з'єднує порожнини Б і В. Рідина з пружних елементів поступає на злив до тих пір, поки не відновиться нейтральне положення кузова. Якщо кузов знаходиться в нижньому експлуатаційному положенні і в порожнину Г подається рідина під тиском від гідроакумулятора, то поршень 4 переміщається відносно поршня 6 у межах зазору, а плунжер відкриває клапан. Рідина подається в пружний елемент до тих пір, поки автомобіль не займе друге експлуатаційне положення. Якщо в порожнині А знижувати тиск, то кузов опускатиметься в крайнє нижнє положення.

Розглянуті вище одноступінчаті регулятори рівня підлоги мають наступні основні недоліки:

а) при кожному коливанні кузова регулятор витрачає повітря;

б) для зменшення витрати повітря випускні перерізи регулятора зазвичай дроселюють, для чого встановлюють жиклери. Внаслідок цього, при збільшенні навантаження від мінімального до максимального час вирівнювання і складає близько 3 хвилин [218]. Крім того, погіршується чутливість підвіски до зміни навантаження.

4.1.3.3. Двоступінчаті регулятори рівня підлоги. Для зменшення часу вирівнювання положення кузова при зміні статичного навантаження без збільшення кількості спожитого повітря підвіскою при коливаннях підресореної маси під час руху по нерівних дорогах бажано застосовувати регулятор з двома рівнями витрати повітря залежно від відстані між підресореною і непідресореною масами [218]. Статична характеристика двоступінчатого регулятора зображена на рис. 4.8. Регулятор застосований в підвісці автобуса ЛАЗ-695, має рухливий клапан 17 з жиклером 3 (рис. 4.9), завдяки якому регулятор має два рівня витрати на впусканні (рис. 4.10) [218].

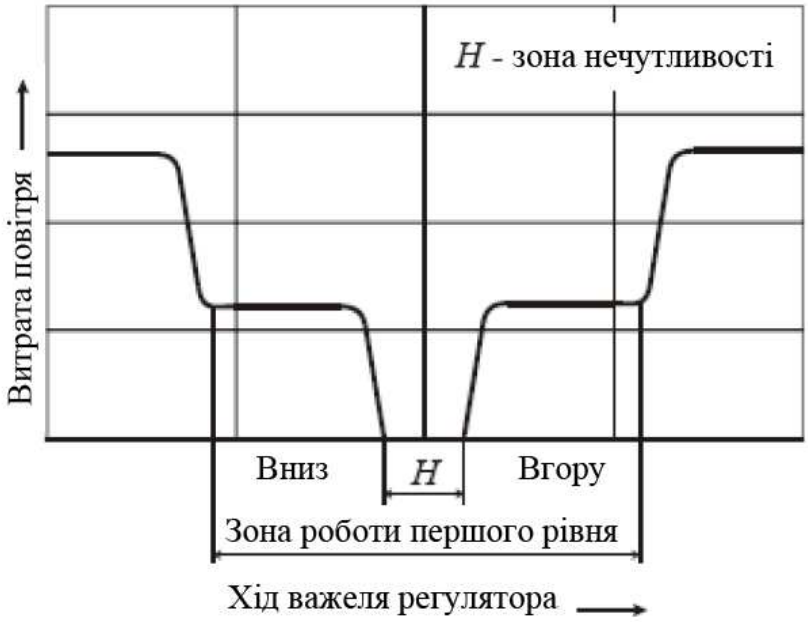
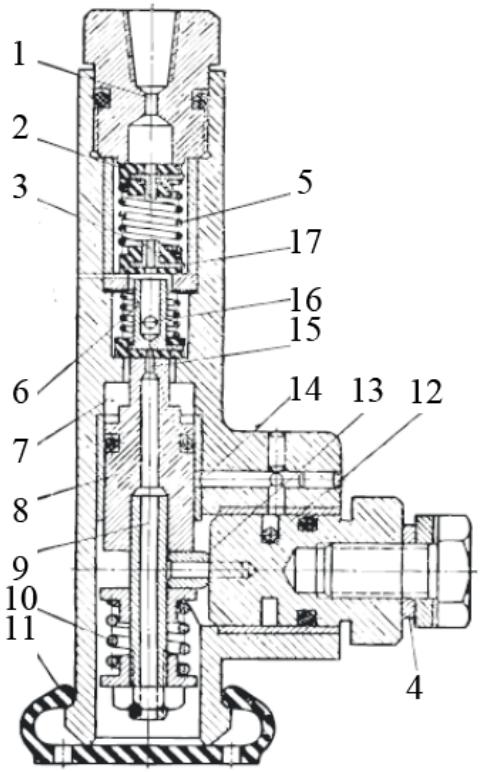


Рисунок 4.8 – Статична характеристика двоступінчатого регулятора



1 – живлячий штуцер з жиклером другого рівня; 2 – зворотний клапан; 3 – жиклер першого рівня; 4 – важіль; 5 – пружина; 6 – клапан першого рівня; 7 – порожнина, пов’язана з балонами підвіски; 8 – плунжер; 9 – шток; 10 – пружина; 11 – випускне вікно; 12 – валик; 13 – штифт; 14 – канал; 15 – випускний жиклер; 16 – клапан; 17 – впускний клапан другого рівня

Рисунок 4.9 – Двоступінчатий регулятор автобуса ЛАЗ-695

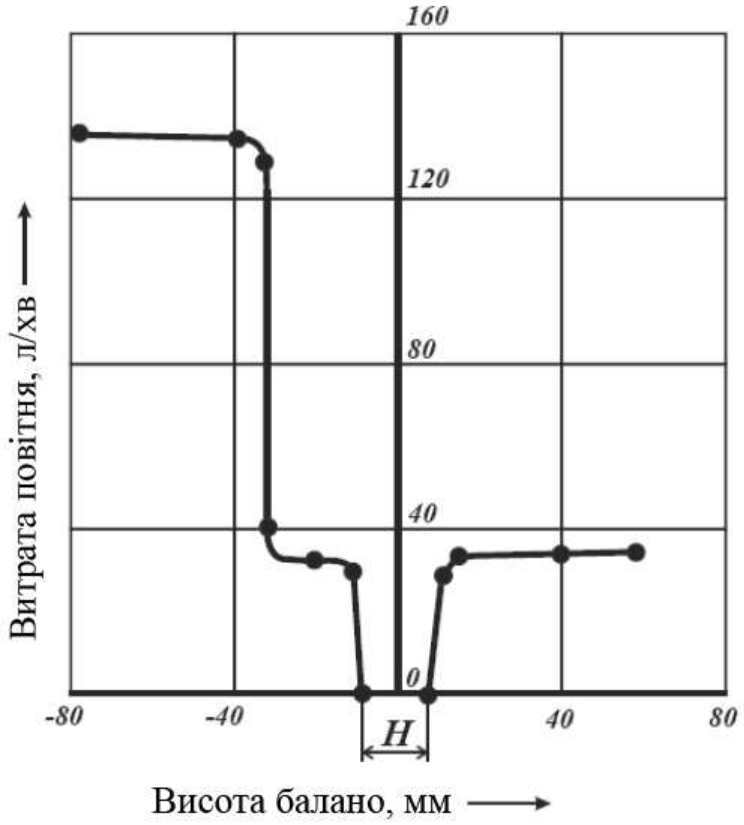
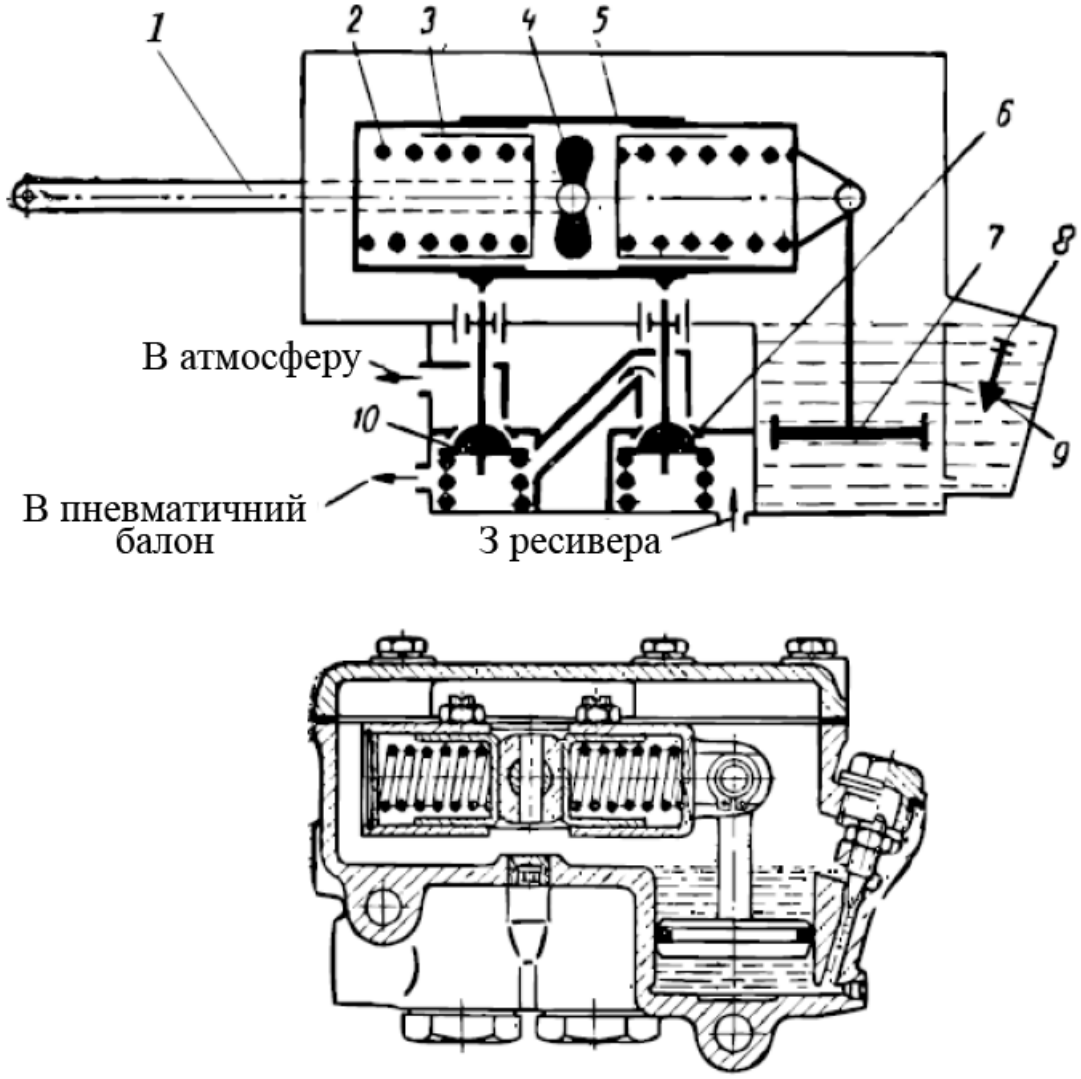


Рисунок 4.10 – Статична характеристика регулятора автобуса ЛАЗ-695

Двоступінчаті регулятори мають меншу витрату повітря під час руху автомобіля, ніж одноступінчаті. Проте вони також витрачають повітря при кожному коливанні підресореної маси.

4.1.3.4. Регулятори рівня підлоги уповільненої дії. Принципова схема і конструкція регулятора положення кузова «Knorr-Bremse» ЛФВ-4, що застосовано в підвісці автобуса МАН-760І 01, показана на рис. 4.11. У цьому регуляторі на осі важеля 1 закріплений пружинний пристрій 5, що складається з кулачка 4 і підпружиненого поршня 3, який може обертатися навколо осі кулачка, і з’єднаний з поршнем 7 гідравлічного демпфера. Поворот пружинного пристрою відбувається тільки за умови повільного переміщення важеля, коли рідина під дією поршня перетікає через отвір жиклера 9, задросельований голкою 8. При великих швидкостях переміщення важеля кулачок розсовує підпружинені поршні, пружинний пристрій повертається, оскільки рідина не встигає перетікати через канал.

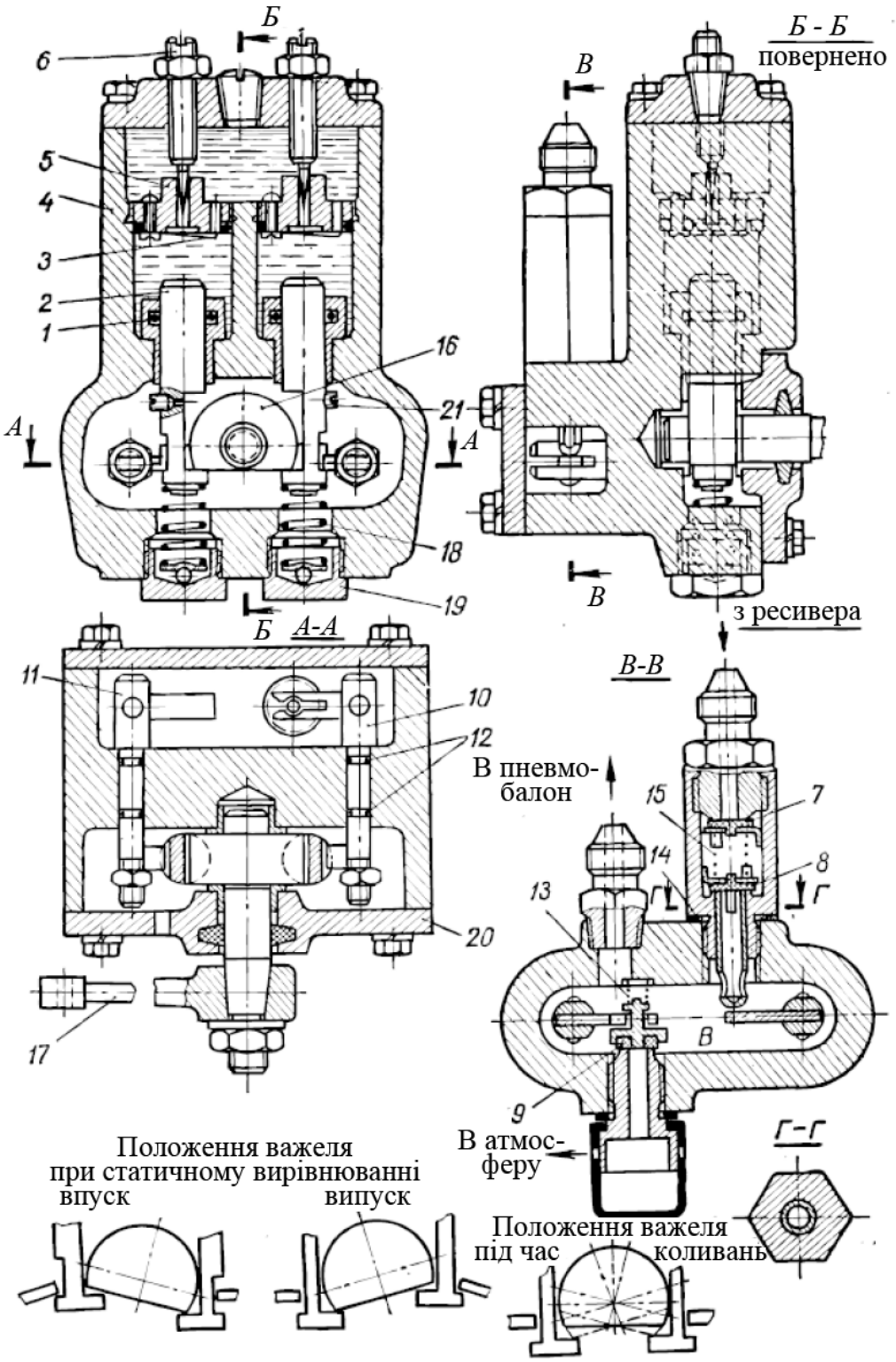


1 – вісь важеля; 2 – пружина; 3 – поршень; 4 – кулачок; 5 – пружинний пристрій; 6 – впускний клапан; 7 – поршень гідросповільнювача; 8 – голка; 9 – жиклер; 10 – випускний клапан

Рисунок 4.11 – Регулятор положення кузова фірми "Knorr-Bremse"

Необхідний час запізнювання регулюють голкою 8. При перетіканні рідини в гідравлічному демпфері через отвір жиклера 9 і повороті пружинного пристрою відповідні штовхачі переміщують штоки впускного 6 чи випускного 10 клапанів, забезпечуючи тим самим необхідне регулювання положення кузова.

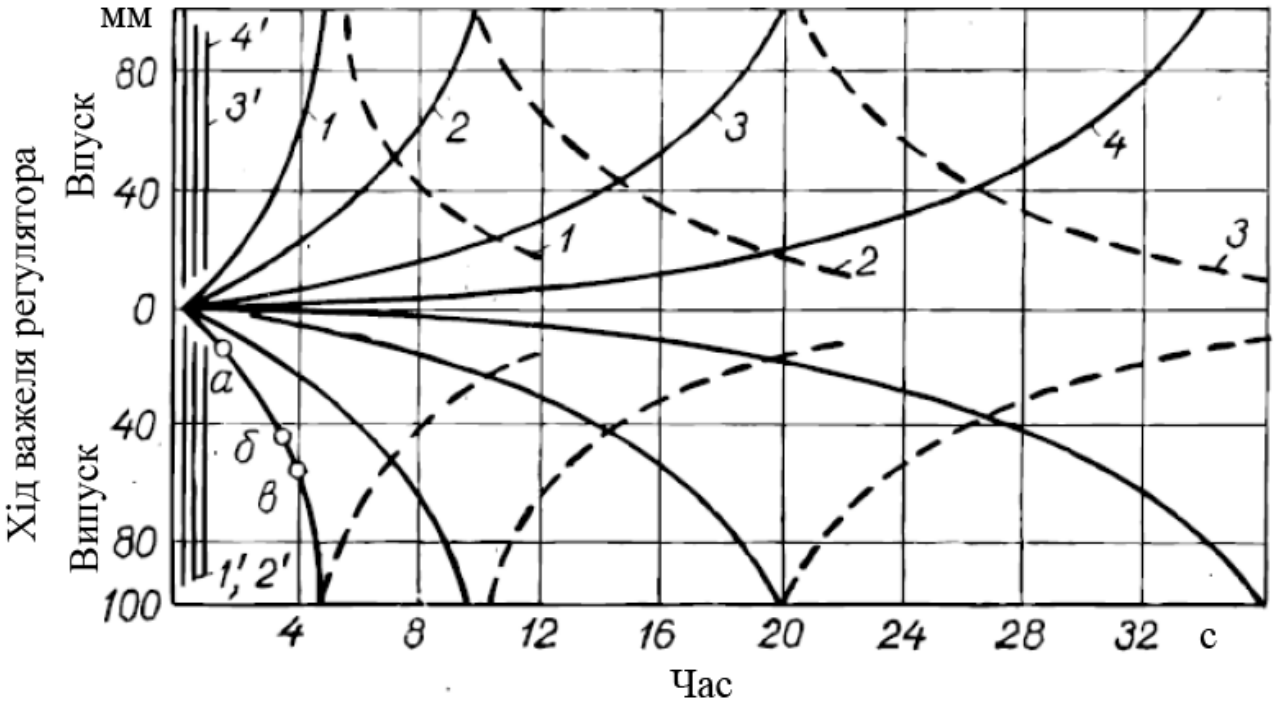
Регулятор рівня підлоги, встановлюваний на автобусі ЛАЗ-699 (рис. 4.12), дозволяє встановлювати час сповільнення, не залежний від кута відхилення важеля регулятора.



1, 12 – ущільнююче кільце; 2 – шток; 3 – кільце; 4 – корпус; 5 – жиклер; 6 – регулювальний гвинт; 7 – зворотний клапан; 8, 9 – клапан; 10, 11 – валик; 13 – корпус випускного клапана; 14 – корпус впускного клапана; 15, 18 – пружина; 16 – кулачок; 17 – важіль

Рисунок 4.12 – Регулятор рівня підлоги автобуса ЛАЗ-699

На рис. 4.13 показані криві часу сповільнення спрацьовування регуляторів фірми "Knorr-Bremse" і ЛАЗ-699. Час сповільнення спрацьовування регулятора фірми "Knorr-Bremse"як при динамічному (лінії 1, 2, 3, 4), так і при статичному регулюванні (штрихові лінії 1, 2, 3) залежить від відхилення важеля, тоді як для регулятора ЛАЗ-699 при статичному регулюванні цей час не залежить від відхилення важеля (суцільні лінії 1’ – 4’).

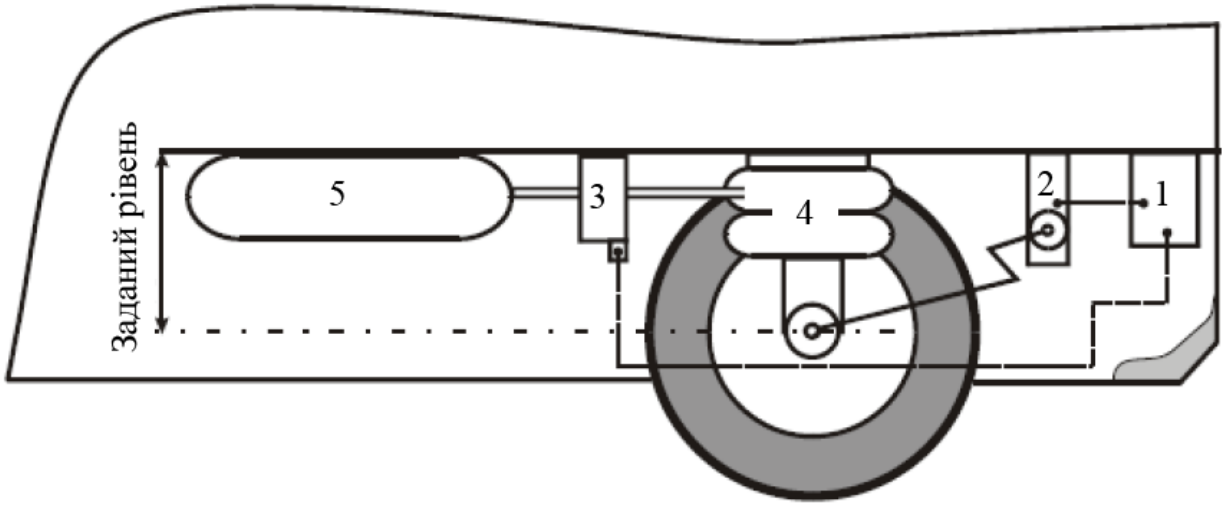


1, 2, 3, 4 – при оборотах регулювальної голки регулятора відповідно до 1 оберта, 3/4 оберта, 1/2 оберта, 1/4 оберта; 1’, 2’, 3’, 4’ – регулятор виробництва ЛАЗ для автобуса моделі 699 при статичному вирівнюванні

Рисунок 4.13 – Графік часу уповільнення спрацьовування регуляторів виробництва ЛАЗ і фірми "Knorr-Bremse"

Регулятори рівня підлоги сповільненої дії на відміну від регуляторів безпосередньої дії виключають непродуктивну витрату повітря під час руху автомобіля. Проте вони мають складнішу конструкцію, вимагають обслуговування і не реагують на крен кузова при поворотах АТЗ.

4.1.3.5. Електронні системи керування пневматичною підвіскою. Розглянемо електронну систему керування пневматичною підвіскою автобуса фірми "Wabco Westinghouse" [213]. Система має структуру, представлену на рис. 4.14. Інформація про переміщення колеса відносно кузова (рами) АТЗ подається від датчика 2 до електронного блоку керування 1 (ЕБК), який формує клерувальний сигнал для модулятора 3. Модулятор з'єднує пневматичний балон підвіски 4 з ресивером 5 чи з атмосферою.



1 – електронний блок керування; 2 – датчик положення кузова;
3 – електропневматичний модулятор; 4 – пневматичний балон; 5 – ресивер

Рисунок 4.14 – Структура електронної системи керування пневматичною підвіскою

Залежно від алгоритму, закладеного в ЕБК, система здатна виконувати найрізноманітніші функції, натомість у механічних системах керування пневматичною підвіскою додавання будь-якої з функцій спричиняє за собою розробку нового апарату.

ЕБК виконує наступні функції:

1) безперервно контролює сигнали, що поступають, від датчиків рівня підлоги;

2) перетворює аналогові сигнали в цифрові;

3) обчислює необхідний керуючий сигнал у разі відхилення від заданого;

4) порівнює ці сигнали (фактичні величини) з сигналами, які зберігаються в пам’яті ЕБК (індексовані величини);

5) приводить в дію електропневмоклапани модулятора.

Додаткові функції ЕБК :

1) зберігання різних величин (нормальні рівні, пам’ять, і тощо);

2) обмін даними з іншими електронними блоками і діагностичними пристроями;

3) регулярний контроль функціонування усіх компонентів системи керування пневматичною підвіскою;

4) контроль навантаження на вісі (у системах з датчиками тиску);

5) перевірка справжності отримуваних сигналів;

6) виправлення помилки.

Електронні системи керування пневматичною підвіскою дозволяють реалізувати будь-який алгоритм керування і практично позбавлені недоліки механічних систем керування. Проте в порівнянні з механічним регулятором рівня підлоги встановлення таких систем на АТЗ ще є достатньо витратною.

4.1.4. Вплив регулятора рівня підлоги на експлуатаційні властивості пневматичної підвіски. Регулятори з гідравлічним сповільнювачем, що відключаються під час руху АТЗ не роблять істотного впливу на експлуатаційні властивості пневматичної підвіски [211, 218]. Регулятори, що спрацьовують при кожному вимкнення важеля, роблять деякий вплив на властивості пневматичної підвіски.

Так, наприклад, при наїзді на нерівність відбудеться зменшення висоти пружного елемента та підвищення тиску повітря в ньому. В цей момент регулятор з’єднає пружний елемент з ресивером, що призведе до додаткового підвищення тиску повітря в пружному елементі.

При ході віддачі висота пружного елемента збільшиться, тиск повітря в ньому знизиться. У цей момент регулятор з’єднає пружний елемент з атмосферою, що приведе до додаткового зниження тиску повітря в пружному

елементі. Таким чином, регулятор сприяє деякому підвищенню тиску повітря в пружному елементі на ході стискування і зменшенню – на ході відбою, що призводить до підвищення жорсткості пружного елемента і деякого збільшення амплітуди коливань підресореної маси. Слід зазначити, що прохідні перерізи існуючих регуляторів досить малі, тому істотного впливу на характер коливань регулятор не здійснюють [211, 218].

Під час руху автомобіля в результаті коливань середнє положення кузова над дорогою зміщується відносно статичного положення. Математичне очікування положення кузова над дорогою під час руху автомобіля називається динамічним нейтральним положенням. Динамічне нейтральне положення в пневматичних підвісках обумовлене конструктивними особливостями і параметрами підвіски, частотою й амплітудою дорожніх нерівностей, а також співвідношенням прохідних перерізів регулятора рівня підлоги при впусканні і випусканні повітря.

Несиметрична характеристика амортизаторів викликає зниження динамічної нейтралі. Чим вище амплітуда і частота коливань амортизатора і чим більше його характеристика несиметрична, тим нижче розташовується динамічна нейтраль відносно статичної (відбувається так зване «стягання підвіски») [233].

РРП також здійснює вплив на динамічне нейтральне положення. За умови, що при наповненні і спорожненні балона витрата повітря здійснюється через отвори однакового прохідного перерізу, динамічне нейтральне положення зміщується вниз (рис. 4.15).

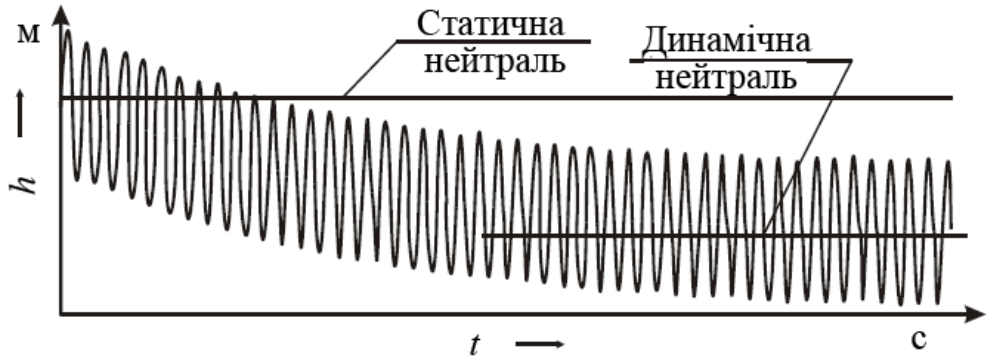


Рисунок 4.15 – Зміна положення підресореної маси під час руху АТЗ

Величина витрати повітря через регулятор залежить від перепаду тисків на вході і на виході з регулятора. Тиск у ресивері підтримується в межах 0, 75 ÷ 0, 8 МПа. Максимальний тиск у балоні на ході стискування сягає близько 0, 6 ÷ 0, 65 МПа, а на ході відбою – 0, 3 ÷ 0, 35 МПа.

Таким чином, перепад тисків на ході стискання складе 0, 1÷0, 2 МПа, а на ході відбою – 0, 3 ÷ 0, 35 МПа, що сприяє поступовому витіканню повітря з балона і в результаті динамічна нейтраль у порівнянні із статичною знижується вниз. Зміщення динамічної нейтралі відбуватиметься до тих пір, поки кількість повітря, що витрачається, на впусканні і на випуску не урівноважиться. Величина зміщення знаходиться в прямо пропорційній залежності від інтенсивності збурювальної дії дороги. Чим вище інтенсивність дії, тим більше зміщення.

Тому в регуляторах підбирають впускні і випускні прохідні перерізу так, щоб витрата повітря при впусканні і випуску при характерних для умов експлуатації АТЗ режимах руху за один період мала однакові значення.

При інших режимах руху рівність витрати повітря при впусканні і випусканні порушується і відбувається відхилення динамічної нейтралі. Динамічна нейтраль при збільшенні навантаження на підвіску дещо знижується, а при зменшенні – підвищується [211].

Теоретичні й експериментальні дослідження [211, 218, 233 – 235] показують, що використання регуляторів безпосередньої дії, незалежно від співвідношення перерізів прохідних каналів впускних і випускних отворів, завжди призводить до деякого зміщення динамічної нейтралі при коливаннях підресореної маси під час руху АТЗ. Проведені стендові випробування показали [218], що зміна висоти може бути значною.

На рис. 4.16 наведені результати стендових випробувань по впливу конструкції регулятора на висоту H подвійного пневматичного балона 250−200. Криві 1 і 2 показують залежність тиску P у пневматичному балоні від зміни його висоти ΔH при постійному статичному навантаженні. Крива 1 відповідає максимальному статичному навантаженні (12600 Н), а крива 2 – мінімальному

навантаженню (2800 Н). Криві 3-6 представляють ту ж залежність, але в динамічних умовах при різних конструктивних параметрах регуляторів. Ці криві показують, при якому співвідношенні висоти пневматичного балона і тиску в ньому регулятори мають однакову витрату на впусканні і випусканні, тобто є кривими рівноважного стану. Вплив діаметра випускного жиклера двоступінчатого регулятора при тиску в ресивері 0,7 МПа показане кривою 5 для діаметра 0,8 мм і кривою 4 для діаметра 1, 5 мм. При діаметрі випускного жиклера 1,5 мм динамічна висота балона відповідає статичній висоті при тиску в пневматичного балона 0, 28 МПа.

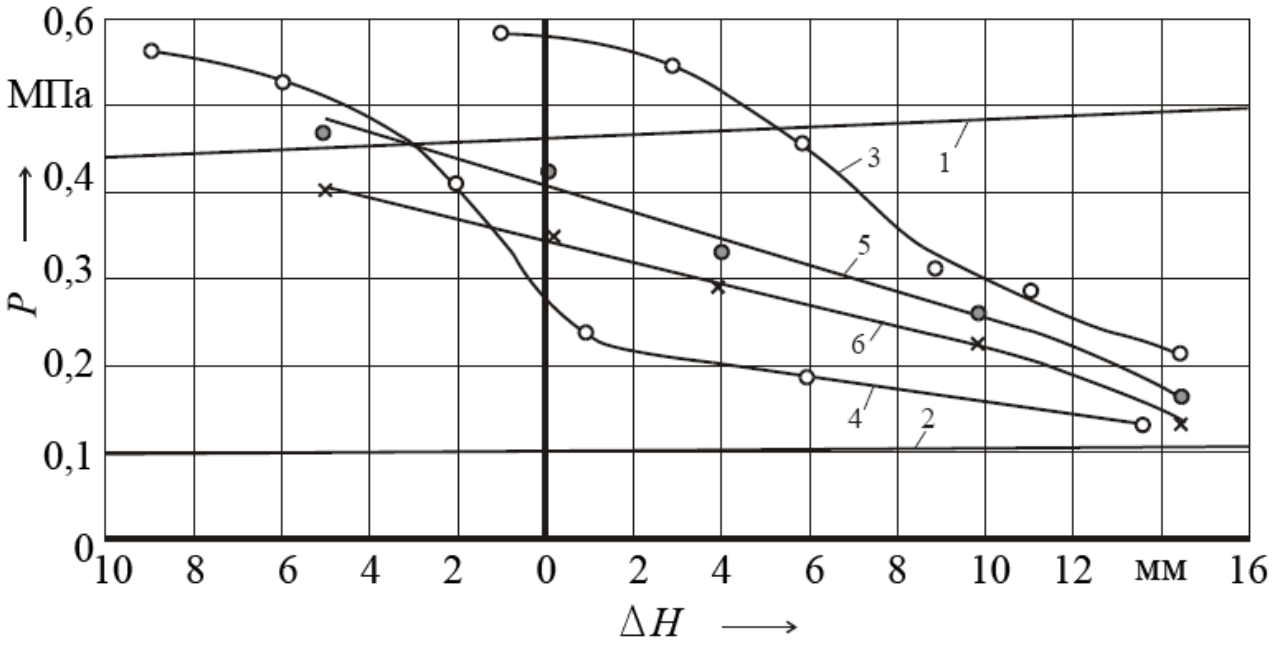


Рисунок 4.16 – Зміна висоти пневматичного балона в динамічних умовах залежно від конструкції РРП і тиску в пневматичному балоні (амплітуда коливань важеля ±30 мм, частота коливань 60 кол/хв)

При повному навантаженні рівноважний стан, тобто рівність динамічних витрат при впусканні і випусканні повітря регулятором, настане при зменшенні статичної висоти пневматичних балонів на 2,8 мм, оскільки в цій точці відбувається перетин кривої 1 максимального статичного навантаження і кривої 4 рівноважного стану. При мінімальному навантаженні висота пневматичного балона в динамічних умовах збільшиться приблизно на 16 мм.

Рівноважний стан визначається точкою перетину кривої 2 і кривої 4.

У регуляторах з меншою витратою при випуску висота пневматичних балонів в динамічних умовах збільшується значно, оскільки на графіку рівноважна крива зсунеться вправо. Наприклад, крива 3 відповідає двоступінчатому регулятору з діаметром випускного жиклера 0,8 мм. В цьому випадку при максимальному навантаженні висота пневматичного балона в динамічних умовах збільшиться на 5,5 мм, а при мінімальному навантаженні – значно більшою мірою, тобто приблизно на 22 мм (рівноважний стан визначається приблизно як точка перетину кривих 2 і 3 (рис. 4.16)). Очевидно, що регулятор з таким випускним жиклером застосовувати не можна. Криві 5 і 6 отримані при випробуваннях одноступінчатого регулятора при тисках у ресивері 0,7 МПа (крива 5) і 0,6 МПа (крива 6).

Аналізуючи наведені на рис. 4.16 результати, можна зробити висновок, що бажано забезпечити круте протікання кривої рівноважного стану. В цьому випадку за динамічних умов висота пневматичного балона міняється незначно і мало залежить від навантажень на пневматичний балон. Крива рівноважного стану повинна проходити так, щоб при середній величині навантаження і заданих амплітудах динамічне нейтральне положення не відрізнялося від статичного.

4.1.5. Огляд і аналіз математичних моделей пневматичної підвіски. Процеси стискання і розширення повітря в пневматичному пружному елементі для спрощення моделі прийнято вважати адіабатними [211, 218].

Щоб отримати диференціальне рівняння, що зв’язує термодинамічні параметри для змінних мас стисненого повітря з геометричними, застосовують наступне початкове характеристичне рівняння термодинаміки для довільної кількості газу :

$$p \cdot V = G \cdot R \cdot T, \qquad (4.1)$$

де p – абсолютний тиск, Н/м^2;

V – абсолютний об’єм, м^3;

R – газова постійна, R = 8, 31451 Дж/(моль·К);

T – абсолютна температура, К;

G – маса газу, кг.

Враховуючи залежність між тиском і температурою:

$$T = T_0 \cdot \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}, \tag{4.2}$$

де T_0 , p_0 – відповідно абсолютна температура і тиск у початкових умовах;

γ – коефіцієнт адіабати, отримуємо залежність:

$$p \cdot V = G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}, \tag{4.3}$$

Якщо при постійному робочої речовини (повітря) представлення термодинамічних процесів у координатах $p - \upsilon$, $p - V$ призводить до однакових результатів, то в разі змінної кількості речовини робота визначається в координатах $p - V$, а дослідження процесу здійснюється в координатах $p - V/G$ [236].

Візьмемо похідну за прогином від виразу (4.3), допускаючи, що γ постійна величина:

$$\frac{dp}{df} \cdot V + \frac{dV}{df} \cdot p = \frac{dG}{df} \cdot R \cdot T_0 \cdot \frac{p^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{p_0^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} + G \cdot R \cdot T_0 \cdot \frac{p^{\frac{\gamma-1}{\gamma}-1}}{p_0^{\frac{\gamma-1}{\gamma}-1}} \cdot \frac{\gamma-1}{\gamma} \cdot \frac{dp}{df}, \tag{4.4}$$

звідси:

$$\frac{dG}{df} = \frac{V \cdot p_0^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{R \cdot T_0 \cdot p^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \cdot \frac{dp}{df} + \frac{p \cdot p_0^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{R \cdot T_0 \cdot p^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \cdot \frac{dV}{df} - \frac{G \cdot R \cdot T_0 \cdot p^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - p_0^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{p_0^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \cdot R \cdot T_0 \cdot p^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \cdot \frac{\gamma-1}{\gamma} \cdot \frac{dp}{df}, \tag{4.5}$$

З іншого боку, *dG* визначається з умови витікання і залежить від впускного і випускного отворів регулятора, від перепадів тисків між атмосферним і всередині пружного елемента при відбої і від перепаду тисків між ресивером пневматичної підвіски і всередині пружного елемента при стисненні:

$$dG = u \cdot f \cdot dt, \tag{4.6}$$

де *u* – секундна витрата, кг/(м^2·с);

f – площа сопла, м^2 (живий переріз);

dt – час витікання, с.

Для визначення секундної витрати *u* використовується формула [236]:

$$u = \sigma_A \cdot \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{v}{m}} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot N \cdot \frac{(p_0 - p) \cdot p}{R \cdot T}}, \tag{4.7}$$

де σ_A – коефіцієнт витрати для сопла круглої форми, рівний 0,65;

m – середній показник політропи витікання, *m* = 1,4;

p – тиск середовища, куди відбувається витікання;

p_0 – початковий тиск;

N – коефіцієнт, визначений з виразу $N = \frac{1}{n-1} \cdot \frac{m-1}{m}$, у якому *n* – показник політропи;

ν – показник витікання з граничними значеннями 0,75 ÷ 1,0, що відноситься до стабільних термодинамічних величин.

Формула (4.7) отримана шляхом перетворення основних виразів масовою і лінійною швидкостями витікання нестисливих рідин і введення в розрахунок середнього значення питомого об'єму рідини υ, а також відповідного показника витікання ν. Процес витікання газів, пари і стисливих рідин, теоретично розглядають як адіабатичний процес. Оскільки кількість повітря, що впускається, і повітря, що випускається, пропорційна перерізів отворів

регулятора, тобто мірі його відкриття, запишемо значення перерізів залежно від переміщення поршня. Для впускного і випускного отворів регулятора:

$$f_1 = f_{0\text{вп}} + a_1 \cdot (h - h_0), \tag{4.8}$$

$$f_2 = f_{0\text{вип}} + a_2 \cdot (h_1 - h_0), \tag{4.9}$$

де $f_{0\text{вп}}$, $f_{0\text{вип}}$ – живі перерізи відповідно до впускного і випускного отворів регулятора в початковий момент роботи регулятора;

a_1, a_2 – коефіцієнти;

h_0 – положення поршня регулятора, що відповідає певній висоті пружного елемента під статичним навантаженням;

h, h_1 – поточні положення поршня регулятора.

Підставивши в рівність (4.6) значення виразів (4.7), (4.8) і (4.9), отримаємо два рівняння, що відповідають стискуванню і відбою від статичного положення:

$$dG_1 = \sigma_A \cdot \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{v}{m}} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot N \cdot \frac{(p_0 - p) \cdot p}{R \cdot T}} \cdot \left[f_{0\text{вп}} + a_1 \cdot (h - h_0)\right] \cdot dt, \tag{4.10}$$

$$dG_2 = \sigma_A \cdot \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{v}{m}} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot N \cdot \frac{(p_0 - p) \cdot p}{R \cdot T}} \cdot \left[f_{0\text{вип}} + a_2 \cdot (h_1 - h_0)\right] \cdot dt. \tag{4.11}$$

Спростимо завдання, прийнявши $\frac{df}{dt} = f(p) = const$, тоді:

$$\frac{dG_1}{df} = \frac{\sigma_A \cdot \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{v}{m}} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot N \cdot \frac{(p_0 - p) \cdot p}{R \cdot T}} \cdot \left[f_{0\text{вп}} + a_1 \cdot (h - h_0)\right]}{f(p)}, \tag{4.12}$$

$$\frac{dG_2}{df} = \frac{\sigma_A \cdot \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{v}{m}} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot N \cdot \frac{(p_0 - p) \cdot p}{R \cdot T}} \cdot \left[f_{0\text{вип}} + a_2 \cdot (h_1 - h_0)\right]}{f(p)}. \tag{4.13}$$

Підставивши значення *dG/df* з формул (4.12), (4.13) у (4.5) і розв'язавши її відносно *dp/df* , відповідно отримаємо для процесу стискання:

$$\frac{dp_1}{df}=\frac{\gamma\cdot p\cdot\sigma_A\cdot\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{v}{m}}\cdot\sqrt{2\cdot g\cdot N\cdot\frac{(p_0-p)\cdot p}{R\cdot T}}\cdot\left[f_{0\text{вп}}+a_1\cdot(h-h_0)\right]}{G\cdot f(p)}-\frac{\gamma\cdot p\cdot dV}{V\cdot df},\quad(4.14)$$

$$\frac{dp_2}{df}=\frac{\gamma\cdot p\cdot\sigma_A\cdot\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{v}{m}}\cdot\sqrt{2\cdot g\cdot N\cdot\frac{(p_0-p)\cdot p}{R\cdot T}}\cdot\left[f_{0\text{вип}}+a_2\cdot(h_1-h_0)\right]}{G\cdot f(p)}-\frac{\gamma\cdot p\cdot dV}{V\cdot df}.\quad(4.15)$$

Жорсткість пружного пневматичного елемента визначається похідною від сили P , рівної добутку тиску p на ефективну площу S [211]:

$$c=(p-1)\cdot\frac{dS}{dx}+S\cdot\frac{dp}{dx}=\frac{dP}{dx}.\quad(4.16)$$

Враховуючи спрацьовування регулятора при зміні висоти балона і допускаючи, що навантаження діє безпосередньо на пружний елемент, а опір у шарнірах направляючого пристрою відсутній, отримано вирази для визначення жорсткості пневматичної підвіски в процесі стискання:

$$c_{\text{ст}}=(p-1)\cdot\frac{dS}{dx}+S\cdot\frac{dp_1}{dx};\quad(4.17)$$

і в процесі відбою:

$$c_{\text{відб}}=(p-1)\cdot\frac{dS}{dx}+S\cdot\frac{dp_2}{dx}.\quad(4.18)$$

Поточний тиск може бути визначений з виразу:

$$p=\frac{G_0RT}{V_0+V_P\left(1\pm\frac{\Delta V}{V_0+V_P}\right)^{\gamma}},\quad(4.19)$$

де V_p – об'єм додаткового резервуара.

Розкладаючи вираз в дужці у біноміальний ряд і використовуючи перших двох членів, можна спростити формулу і уникнути розрахунків із статечними функціями:

$$p = \frac{G_0 \cdot R \cdot T}{V_0 + V_P + \gamma \cdot \Delta V}. \qquad (4.20)$$

За виведеними формулами можна визначити жорсткість одинарних, подвійних і потрійних балонів, рукавних і діафрагмових елементів, в яких поршень або напрямна не мають циліндричної форми, а також поршневих пневматичних пружних елементів.

При визначенні жорсткості пружних елементів, що характеризуються постійністю ефективної площі (поршневих), перший член у цих формулах стає рівним 0. У пневматичних підвісках, забезпечених регуляторами з уповільнювачем, вираз для визначення жорсткості спроститься через випадання другого члена.

4.2. Аналіз експлуатаційних властивостей пневматичних підвісок з різними регуляторами рівня підлоги

Розробка критеріїв регулювання пневматичною підвіскою в процесі руху АТЗ вимагає аналізу параметрів коливань підресореної і непідресореної мас у разі нерегульованої пневматичної підвіски, для чого потрібне створення відповідної математичної моделі. Отримані критерії реалізуються в алгоритмі функціонування системи керування. Електронні системи керування дозволяють реалізувати досить складні алгоритми, побудовані на принципі зворотного зв’язку. Рух коливальної системи в цьому випадку залежить від швидкості реакції системи керування на зміну контрольованого параметра.

Вплив механічної системи керування на параметри коливань підресореної і непідресореної мас у процесі руху вивчено недостатньо повно і вимагає

додаткових досліджень. Рівень розвитку обчислювальної техніки нині дозволяє створювати і досліджувати досить складні математичні моделі, рішення яких аналітичними методами неможливий. До таких моделей можна віднести і модель регульованої пневматичної підвіски з механічною системою керування.

Нині механічні системи керування широко розповсюджені, що пояснюється їх простотою, надійністю і меншою вартістю в порівнянні з електронними.

Справжній розділ присвячений математичному моделюванню нерегульованої і регульованої пневматичних підвісок, виявленню недоліків існуючих механічних систем регулювання, розробці критеріїв керування пневматичною підвіскою в разі електронної і механічної систем керування.

4.2.1. Математичне моделювання пневматичної підвіски.

4.2.1.1. Розрахункова схема коливальної системи. Для оцінки впливу регулятора рівня підлоги на положення динамічної нейтралі пропонується використати двомасову коливальну систему, яка складається з непідресореної $m_{нп}$ і підресореної $M_п$ мас, пов'язаних між собою пневматичним пружним елементом 1 і амортизатором 2 з коефіцієнтом опору $k_р$ (рис. 4.17). Непідресорена частина обпирається на дорогу через шину, яка в моделі представлена пружним елементом 2 з жорсткістю $C_ш$ і амортизатором 4 з коефіцієнтом опору $k_ш$, що характеризують радіальну жорсткість шини і загасання в ній.

Пневматичний пружний елемент 1 через регулятор рівня підлоги 5 пов'язаний з ресивером. Регулятор встановлений на підресореній масі. З непідресореною масою регулятор пов'язаний за допомогою важеля. Залежно від відстані між підресореною і непідресореною масами регулятор впускає або випускає повітря з пружного елемента. Ця система має два рівня свободи.

Перший рівень свободи – вертикальне переміщення підресореної маси $M_п$, положення якої визначається узагальненою координатою X.

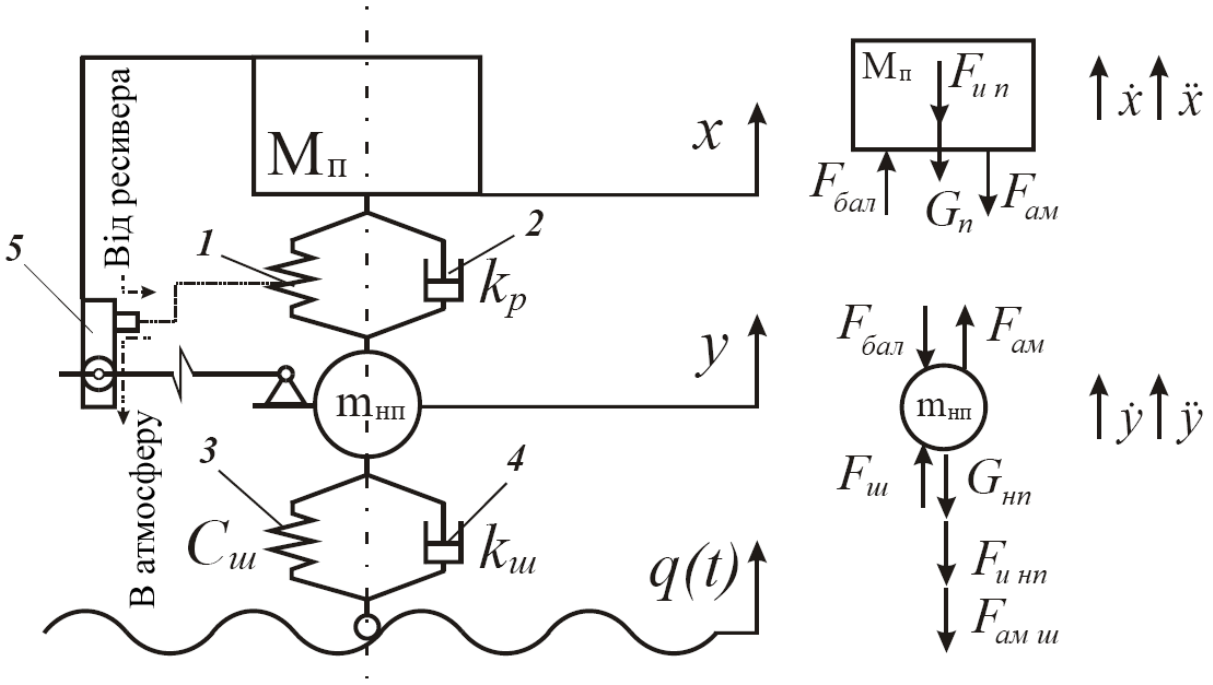


Рисунок 4.17 – Розрахункова схема коливальної системи

Другий рівень свободи – вертикальне переміщення непідресореної маси $m_{\text{нп}}$, положення якої визначається узагальненою координатою Y .

Рух цієї системи розглядатимемо в інерціальній системі координат, пов’язаній із землею. Координату x будемо відраховувати від положення статичної рівноваги підресореної маси $M_{\text{п}}$, а координату y – від положення статичної рівноваги непідресореної маси $m_{\text{нп}}$.

Система рухається під дією кінематичного збурення, обумовленого профілем дороги.

Мікропрофіль дороги описується функцією:

$$q = q(t), \tag{4.21}$$

де t – час в с.

Для дослідження коливальної системи застосуємо принцип Д’Аламбера.

Рівняння, що описують цю систему (рис. 4.17), отримають вигляд:

$$\begin{cases} -F_{\text{ип}} - G_{\text{п}} + F_{\text{бал}} - F_{\text{ам}} = 0; \\ -F_{\text{инп}} - G_{\text{нп}} - F_{\text{бал}} + F_{\text{ам}} - F_{\text{амш}} + F_{\text{ш}} = 0.' \end{cases} \tag{4.22}$$

де $F_{\text{ип}}$ – сила інерції підресореної маси;

$G_{п}$ – сила тяжіння підресореної маси;

$F_{бал}$ – сила, що створюється пружним елементом;

$F_{ам}$ – сила, що створюється амортизатором;

$F_{инп}$ – сила інерції непідресореної маси;

$G_{нп}$ – сила тяжіння непідресореної маси;

$F_{амш}$ – сила, що імітує амортизуючи властивості шини;

$F_{ш}$ – сила, що імітує пружні властивості шини.

4.2.1.2. Нерегульована пневматична підвіска. При визначенні сили, що створюється пружним елементом, приймемо наступні допущення:

1) стінки балона абсолютно нерозтяжні;

2) повітря вважається ідеальним газом.

Припущення про нерозтяжність стінок пневматичного балона дозволяє припустити, що геометричні характеристики пневматичного пружного елемента не залежать від температури і тиску повітря усередині балона. Це припущення значно спрощує математичне моделювання, оскільки об’єм і ефективна площа балона визначаються тільки залежно від його деформації.

Для того, щоб урахувати деформацію стінок балона потрібне створення математичної моделі, яка також вимагає експериментального підтвердження. Це питання детальніше досліджене в роботах [211, 218, 237 – 239]. Враховуючи, що характеристика пневматичного пружного елемента значною мірою може бути змінена за рахунок зміни його геометричних параметрів [211, 218, 239], а також те, що ця робота присвячена вдосконаленню процесу керування пневматичною підвіскою, припущення про нерозтяжність стінок пневматичного балона є цілком обґрунтованим.

Допущення про те, що повітря є ідеальним газом, дозволяє вважати його теплоємність незалежної від зміни температури.

Залежність навантаження на пружний елемент від деформації представлена на рис. 4.18.

Ця залежність має три ділянки. Значення зусилля в підвісці по ділянках характеристики:

$$F(h)=\begin{cases} P\cdot S(h)+C_{\text{ст}}\cdot(h_{\text{ст}}-h) & \text{при } h\le h_{\text{ст}};\\ P\cdot S(h) & \text{при } h_{\text{ст}}<h\le h_{\text{відб}};\\ P\cdot S(h)+C_{\text{відб}}\cdot(h-h_{\text{відб}}) & \text{при } h\ge h_{\text{відб}}, \end{cases} \qquad (4.23)$$

де $h = x - y$ – поточне значення висоти пневматичного балона, м;

$C_{\text{ст}}$ – жорсткість гумового буфера стиснення, Н/м;

$C_{\text{відб}}$ – жорсткість гумового буфера відбою, Н/м;

P – тиск повітря всередині пневматичного балона, Па;

$S(h)$ – ефективна площа пневматичного балона залежно від деформації h, м^2.

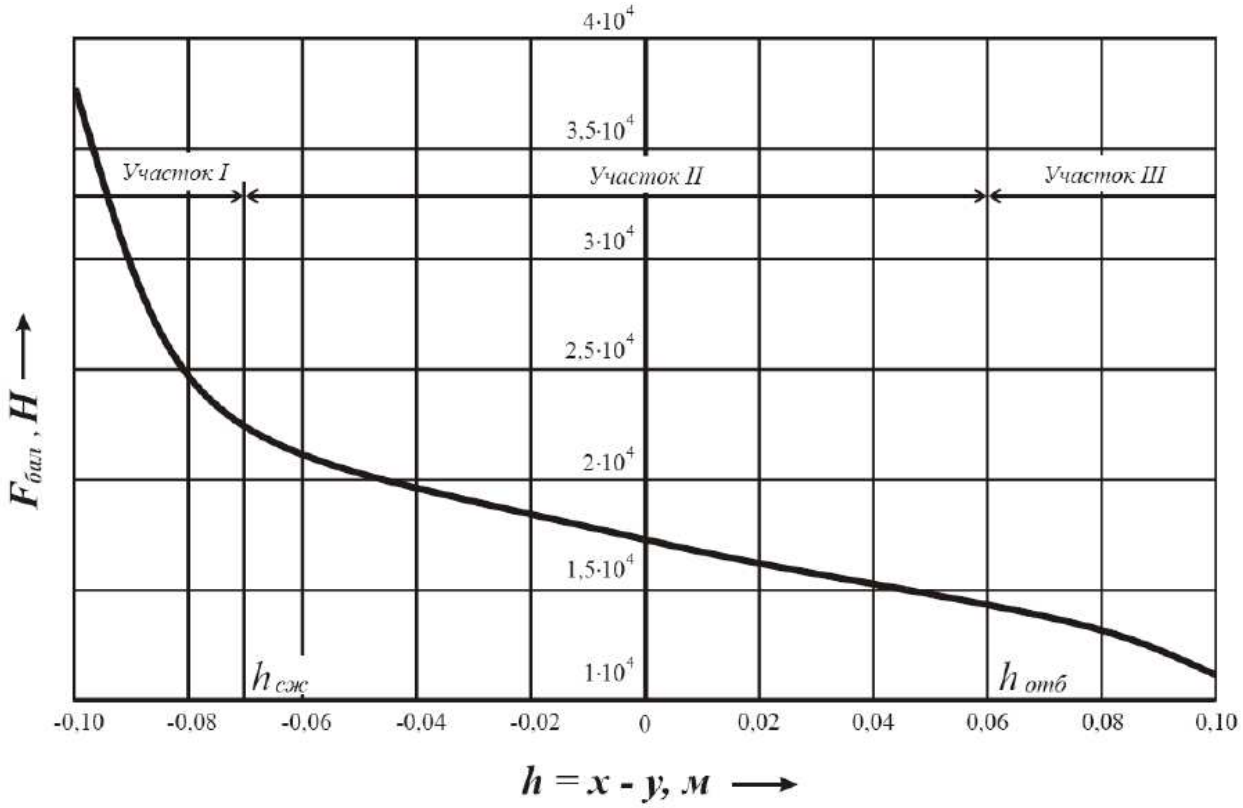


Рисунок 4.18 – Статична характеристика пружного елемента $H-48$

Тиск повітря визначається з рівняння Менделеева-Клапейрона для G кг газу [235, 240] в Па:

$$P=\frac{G\cdot R\cdot T}{V(h)}, \qquad (4.24)$$

де R – універсальна газова постійна для повітря, Дж/(кг·К);

G – маса повітря, кг;

T – температура повітря всередині пневматичного балона, К;

$V(h)$ – об'єм пневматичного балона залежно від деформації h, м^3 .

Як було зазначено вище, з першого припущення про нерозтяжність стінок пневматичного балона витікає, що значення ефективної площі й об'єму не залежать від температури і тиску повітря в ньому, а залежать тільки від деформації балона. Ці залежності легко визначаються із статичної характеристики балона аналогічно тому, як це зроблено в роботі [241]. Статична характеристика є залежністю навантаження на пневматичний балон від деформації при ізотермічному процесі стиснення [211, 218].

Статична характеристика пневматичного пружного елемента типорозміру H − 48 320 × 200 із вбудованим повітряним демпфером представлена в табл. 4.1.

Таблиця 4.1

Статична характеристика пневматичного пружного елемента типорозміру H − 48 320 × 200 із вбудованим повітряним демпфером

Висота балона h, мм	Навантаження F, Н	Надлишковий тиск P, Па
-100	$3{,}92 \cdot 10^4$	$6{,}74 \cdot 10^5$
-90	$3{,}155 \cdot 10^4$	$6{,}48 \cdot 10^5$
-80	$2{,}725 \cdot 10^4$	$6{,}23 \cdot 10^5$
-70	$2{,}49 \cdot 10^4$	$5{,}96 \cdot 10^5$
-60	$3{,}355 \cdot 10^4$	$5{,}72 \cdot 10^5$
-50	$2{,}275 \cdot 10^4$	$5{,}5 \cdot 10^5$
-40	$2{,}21 \cdot 10^4$	$5{,}27 \cdot 10^5$
-30	$2{,}14 \cdot 10^4$	$5{,}06 \cdot 10^5$
-20	$2{,}08 \cdot 10^4$	$4{,}86 \cdot 10^5$
-10	$2{,}025 \cdot 10^4$	$4{,}66 \cdot 10^5$
0	$1{,}965 \cdot 10^4$	$4{,}47 \cdot 10^5$
10	$1{,}905 \cdot 10^4$	$4{,}28 \cdot 10^5$
20	$1{,}84 \cdot 10^4$	$4{,}08 \cdot 10^5$
30	$1{,}795 \cdot 10^4$	$3{,}92 \cdot 10^5$
40	$1{,}75 \cdot 10^4$	$3{,}78 \cdot 10^5$
50	$1{,}705 \cdot 10^4$	$3{,}61 \cdot 10^5$
60	$1{,}655 \cdot 10^4$	$3{,}47 \cdot 10^5$
70	$1{,}595 \cdot 10^4$	$3{,}35 \cdot 10^5$
80	$1{,}53 \cdot 10^4$	$3{,}23 \cdot 10^5$
90	$1{,}435 \cdot 10^4$	$3{,}13 \cdot 10^5$
100	$1{,}315 \cdot 10^4$	$3{,}03 \cdot 10^5$

Значення ефективної площі в м^2 :

$$S = \frac{F}{P}. \tag{4.25}$$

Значення об’єму пневматичного балона визначимо за формулою:

$$V = V_0 \cdot \frac{P_0}{P}, \tag{4.26}$$

де V_0 – об’єм пневматичного балона при h = 0 мм, V_0 = 12,6 м^3;

P_0 – тиск повітря в пневматичному балоні при h = 0 мм, $P_0 = 4{,}47 \cdot 10^5$ Па;

Р – поточне значення тиску повітря в пневматичному балоні, Па.

Залежності ефективної площі й об’єму балона від деформації представлені на рис. 4.19 і рис. 4.20.

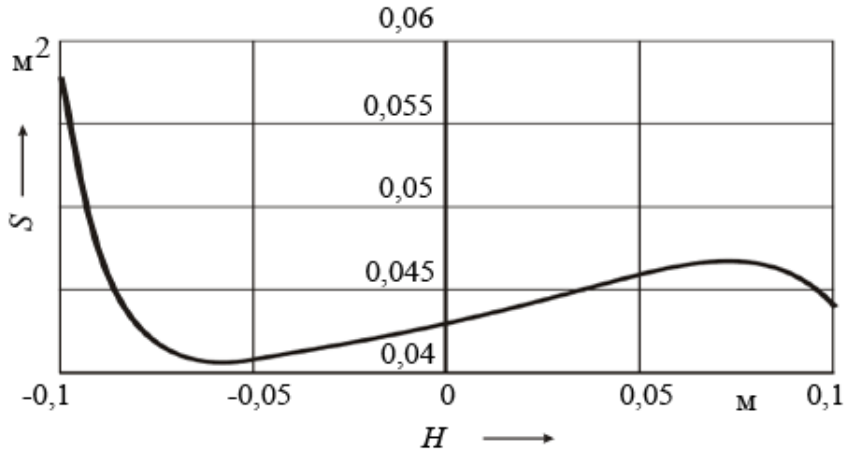


Рисунок 4.19 – Залежність ефективної площі від деформації

Температуру повітря визначимо з першого закону термодинаміки (див. рівняння (1.70)) в диференціальній формі [236, 240]:

$$\frac{dT}{dt} = \frac{k_t \cdot \frac{S}{b} \cdot \left(T - T_{\text{нар}}\right) - P \cdot \frac{dV}{dh} \cdot \frac{dh}{dt}}{G \cdot C_V}, \tag{4.27}$$

де k_t – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К);

S – площа поверхні пневматичного балона, м^2 ;

b – товщина стінки пневматичного балона, м;

$T_{\text{нар}}$ – температура довкілля, К;

$\frac{dV}{dh}$ – похідна пневматичного балона по деформації, м^3/м (рис. 4.21).

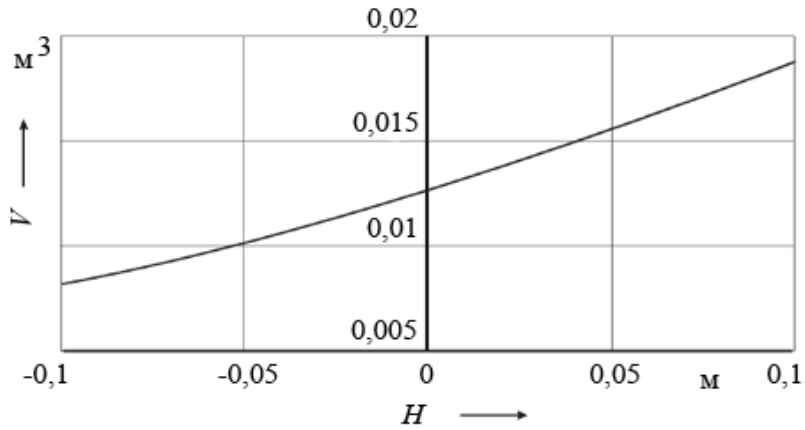


Рисунок 4.20 – Залежність об’єму від деформації

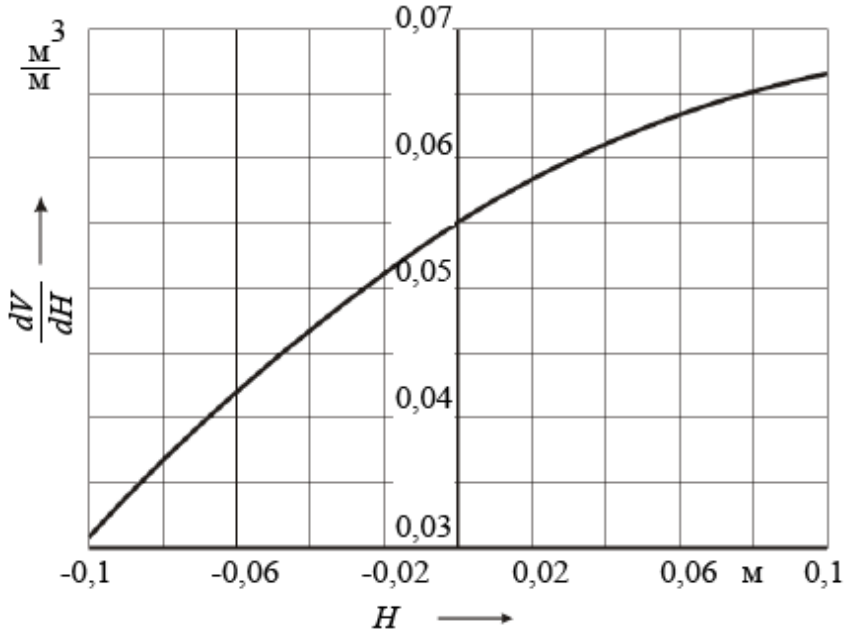


Рисунок 4.21 – Залежність *dV/dh* пневматичного пружного елемента типорозміру *H* − 48 320 × 200 із вбудованим повітряним демпфером

Характеристику амортизатора (рис. 4.22) приймемо лінійною, несиметричною. Тоді сила опору амортизатора визначається за залежністю:

$$F_{\text{ам}}\left(\frac{dx}{dt},\frac{dy}{dt}\right)=\begin{cases}k_{\text{відб}}\cdot\left(\dfrac{dx}{dt}-\dfrac{dy}{dt}\right) & при\ \dfrac{dx}{dt}>\dfrac{dy}{dt}\\ k_{\text{ст}}\cdot\left(\dfrac{dx}{dt}-\dfrac{dy}{dt}\right) & при\ \dfrac{dx}{dt}<\dfrac{dy}{dt}\end{cases}, \tag{4.28}$$

де $k_{\text{відб}}$ і $k_{\text{ст}}$ – коефіцієнт опору амортизатора відповідно при відбої і при стискуванні, кг/с.

Коефіцієнти визначаються методом енергетичної лінеаризації.

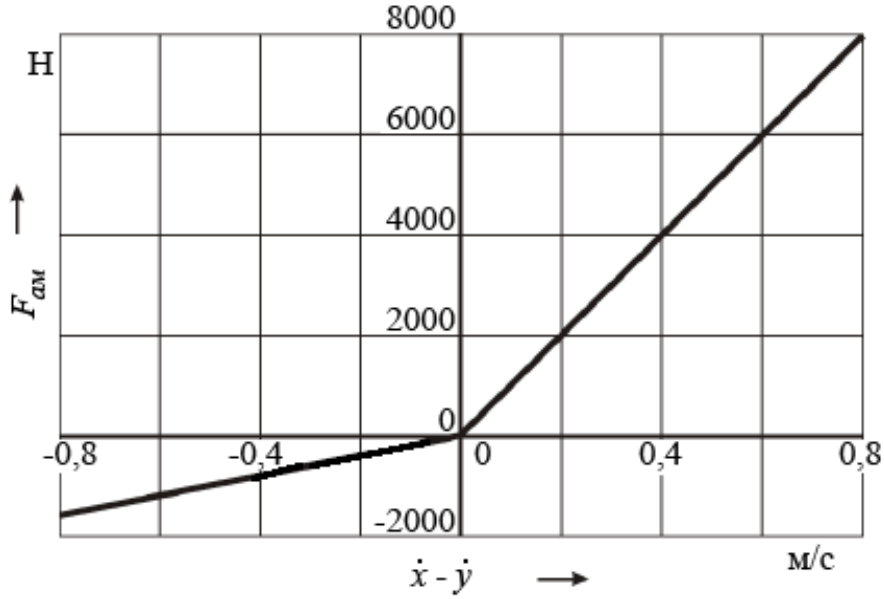


Рисунок 4.22 – Характеристика амортизатора

Пружна характеристика шини (рис. 4.23) описується наступною залежністю:

$$F_{ш}(y,q)=\begin{cases}0 \text{ при } (y-q)>f_{ш_о},\\ C_{ш}\cdot\left(f_{ш_о}-(y-q)\right) \text{ при } f_{ш_{max}}\le(y-q)\le f_{ш_о},\\ C_{ш}\cdot\left(f_{ш_о}-f_{ш_{max}}\right)+C_{об}\cdot\left(f_{ш_{max}}-(y-q)\right) \text{ при } (y-q)<f_{ш_{max}},\end{cases} \quad (4.29)$$

де $f_{ш0}$ – початкова деформація шини;

q – висота нерівностей дороги, м;

$C_{ш}$ – жорсткість шини, Н/м;

$f_{шmax}$ – мінімальна висота шини до упору в обід колеса, м;

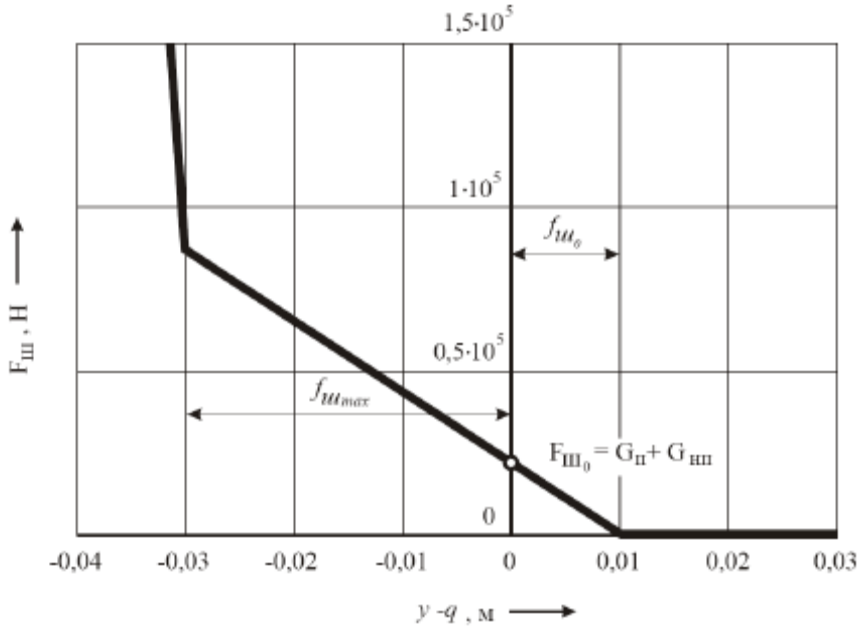
C_0 – жорсткість обода колеса, Н/м.

Слід зазначити, що подібне представлення пружної характеристики шини дозволяє враховувати відрив колеса від дороги.

Амортизувальні властивості шини імітуються силою, пропорційно залежною від швидкості деформації шини:

$$F_{амш}(\frac{dy}{dt},\frac{dq}{dt})=k_{ш}\cdot(\frac{dy}{dt}-\frac{dq}{dt}) \quad \text{при} \quad (y-q)<f_{Ш_0}, \quad (4.30)$$

де $k_{ш}$ – коефіцієнт амортизації шини, кг/с.



$F_{ш0}$ - навантаження на шину в положенні статичної рівноваги

Рисунок 4.23 – Пружна характеристика шини

Сили тяжіння підресореної $G_п$ і непідресореної $G_{нп}$ мас в Н:

$$G_П = m_П \cdot g\,, \tag{4.31}$$

$$G_{НП} = m_{НП} \cdot g\,, \tag{4.32}$$

де $m_п$, $m_{нп}$ – відповідно підресорена та непідресорена маси, кг

Сили інерції підресореної $F_{іп}$ і непідресореною $F_{інп}$ мас в Н:

$$F_{іп} = m_п \cdot \frac{d^2x}{dt^2}\,, \tag{4.33}$$

$$F_{інп} = m_{нп} \cdot \frac{d^2y}{dt^2}\,. \tag{4.34}$$

Після підстановки виразів (4.23) – (4.34) у систему рівнянь (4.22) отримаємо:

$$\begin{cases} -m_п \cdot \dfrac{d^2x}{dt^2} - m_п \cdot g + F(x,y,T) - F_{ам}(\dfrac{dx}{dt}, \dfrac{dy}{dt}) = 0, \\ -m_{нп} \cdot \dfrac{d^2y}{dt^2} - m_{нп} \cdot g - F(x,y,T) + F_{ам}(\dfrac{dx}{dt}, \dfrac{dy}{dt}) + \\ +F_ш(y, q(t)) - F_{амш}(\dfrac{dy}{dt}, \dfrac{dq(t)}{dt}) = 0, \\ \dfrac{dT}{dt} = \dfrac{1}{G \cdot C_V} \cdot (k_t \cdot \dfrac{S}{b} \cdot (T - T_{нар}) - P \cdot \dfrac{dV}{d(h)} \cdot \dfrac{d(h)}{dt}). \end{cases} \tag{4.35}$$

Розв'язання системи рівнянь (4.35) можна здійснити чисельним методом Рунге-Кутта другого порядку. Розрахунок робився для пневматичної підвіски автобуса ЛАЗ-5259, необхідні параметри якої наведені в табл. 4.2 [211].

Таблиця 4.2

Початкові дані для вирішення диференціальних рівнянь, що описують пневматичну підвіску автобуса ЛАЗ-5259

Найменування	Позначення	Значення
1. Жорсткість гумового буфера стиснення, Н/м	$C_{сж}$	65000
2. Жорсткість гумового буфера відбою, Н/м	$C_{отб}$	20000
3. Тиск повітря в балоні в положенні статичної рівноваги, МПа	P_0	0,447
4. Об'єм балона в положенні статичної рівноваги, м^3	V_0	0,0126
5. Температура повітря в балоні в положенні статичної рівноваги, К	T_0	293
6. Універсальна газова постійна для повітря, Дж/кг·К	R	287
7. Маса повітря, кг	G	0,0599
8. Початок включення буфера стискання, м	$h_{ст}$	-0.07
9. Початок включення буфера відбою, м	$h_{відб}$	0,06
10. Коефіцієнт опору амортизатора, кг/с:		
під час стиснення	$k_{ст}$	2000
під час відбою	$k_{відб}$	10000
11. Підресорена маса, кг	$m_{п}$	1745
12. Непідресорена маса, кг	$m_{нп}$	400
13. Жорсткість шини, Н/м	$C_{ш}$	$2{,}2\cdot10^6$
14. Максимальна деформація шини, м	$f_{ш_{max}}$	-0,03
15. Коефіцієнт теплопровідності стінок балона, Вт/м·К	k_t	0,2
16. Товщина стінок балона, м	b	0,006
17. Площа теплообміну, м^2	S	0.05
18. Температура навколишньої середи, К	$T_{нар}$	293
19. Теплоємність повітря, Дж/кг·К	c_v	1005

Нерівності дороги були задані синусоїдальним профілем:

$$q = q_0 \cdot \sin\left(\frac{2\pi \cdot V_a}{l_b}\right), \tag{4.36}$$

де q_0 – амплітуда висоти нерівностей, м;

V_a – швидкість руху автомобіля, м/с;

l_b – довжина нерівностей, м.

Частота збурювальної дії в $с^{-1}$:

$$\omega_b = \frac{V_a}{l_b}. \tag{4.37}$$

Приклад рішення наведений на рис. 4.24.

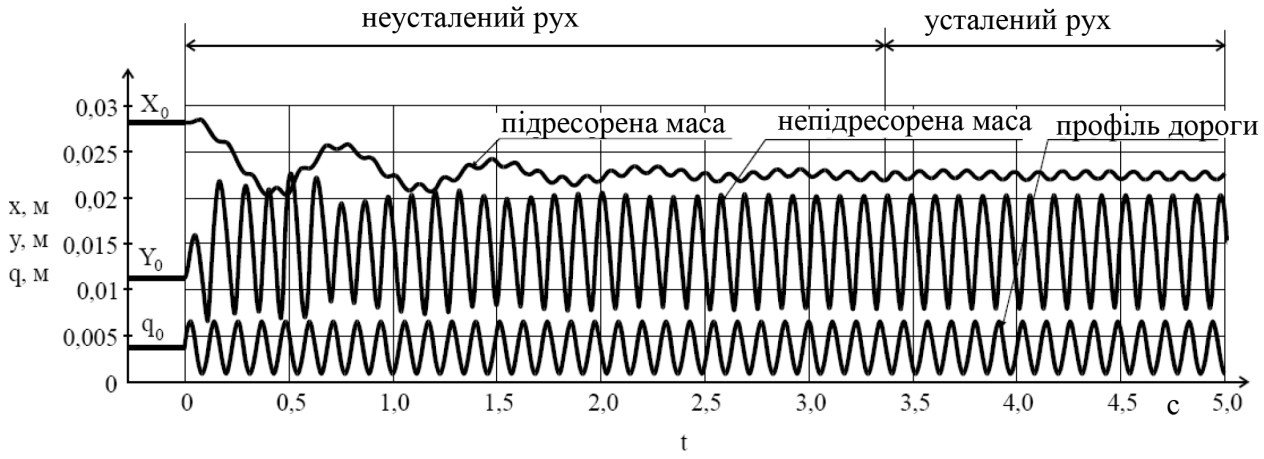


Рисунок 4.24 – Коливання підресореної маси під час руху по дорозі синусоїдального профілю

На початку руху коливання підресореної маси обумовлені двома гармонійними складовими: власна частота коливань підвіски і частота збурення від нерівностей дороги. У міру загасання низькочастотної гармоніки, обумовленої власною частотою підвіски, коливання переходять у режим усталеного руху. При цьому підресорена маса здійснює коливання з частотою збурювальної дії.

В ході розрахунку руху коливальної системи фіксувалися наступні показники:

1) амплітуда коливань підресореної маси під час усталеного руху;

2) амплітуда коливань швидкості і прискорення підресореної маси під час усталеного руху;

3) мінімальна відстань до буфера відбою;

4) мінімальна відстань до буфера стиснення;

5) зміщення динамічної нейтралі відносно статичної;

6) показники стабільності усталеного руху:

– частота коливання підресореної маси (повинна співпадати з частотою збурювальної дії);

– відношення максимальних відхилень у двох суміжних періодах коливань повинно дорівнювати 1;

7) пробій підвіски при стисненні в % від усього часу руху;

8) пробій підвіски при відбої в % від усього часу руху;

9) відрив колеса від дороги в % від усього часу руху;

10) пробій підвіски при стискуванні за один період коливань під час усталеного руху, в % від часу періоду;

11) амплітуда коливань висоти пневматичного балона.

12) відрив колеса від дороги за один період коливань під час усталеного руху, в % від часу періоду;

13) пробій підвіски при відбої за один період коливань під час усталеного руху, в % від часу періоду.

Пробій підвіски визначався за коливаннями висоти пневматичного балона (рис. 4.25). Удар у буфер стиснення відбувається в мить, коли висота балона ставала нижче зони вмикання буфера стиснення, а удар у буфер відбою – в момент, коли висота балона ставала вище зони вмикання буфера відбою.

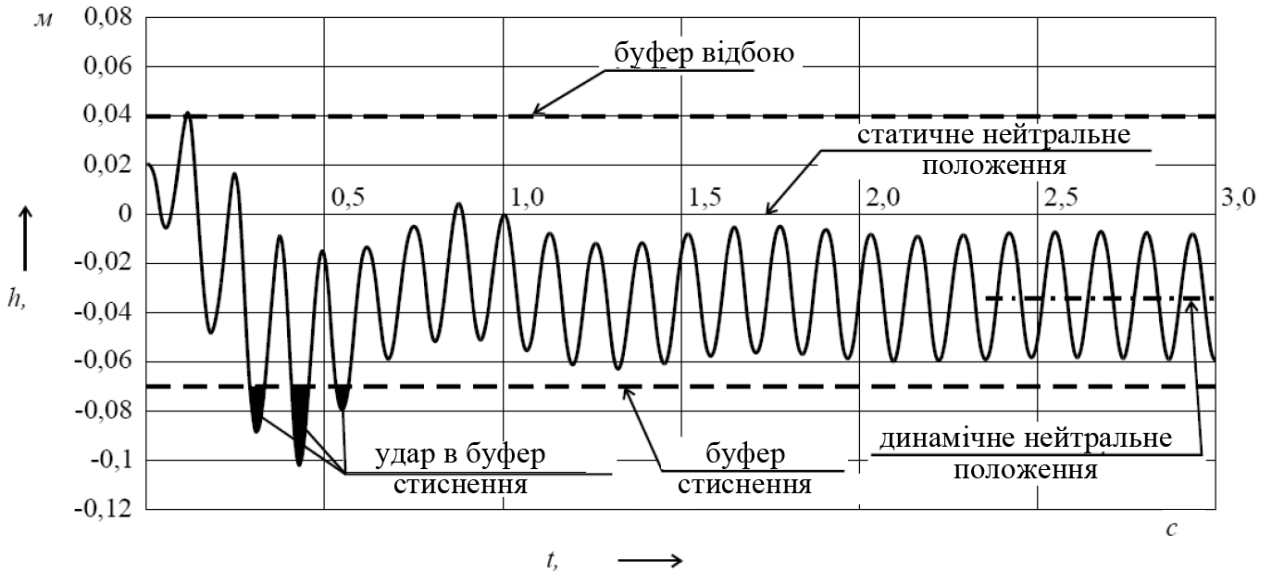


Рисунок 4.25 – Коливання висоти пневматичного пружного елемента

Відрив колеса від дороги фіксувався за величиною сили стиснення шини $F_{ш}$. Якщо значення сили ставало рівним 0, то відбувався відрив колеса від дороги (рис. 4.26).

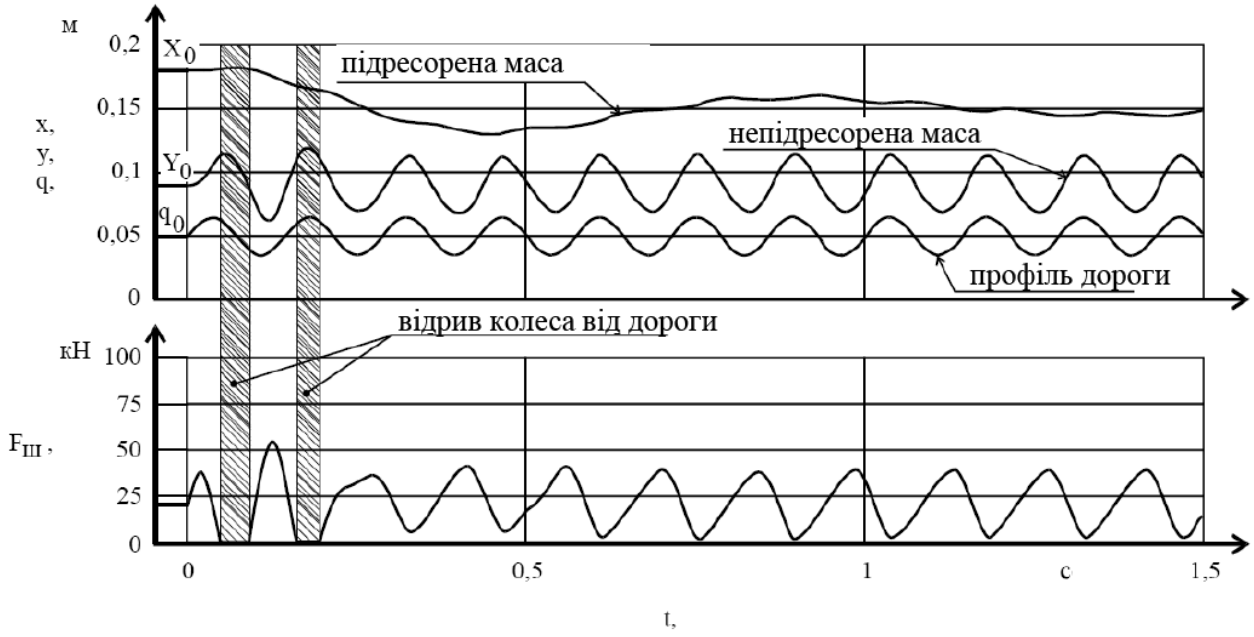


Рисунок 4.26 – Рух коливальної системи з відривом колеса від дороги

У роботах [211, 212, 237, 242 – 244] Р. А. Акопяна при моделюванні пневматичної підвіски зроблено припущення, що процеси стиснення і розширення повітря всередині пневматичного балона відбуваються без теплообміну з довкіллям, тобто носять адіабатний характер.

У цих роботах враховується відведення тепла через стінки балона, що дещо ускладнює математичну модель.

Порівняльний аналіз розрахунків руху коливальної системи з урахуванням тепловідведення через стінки балона і без нього показав, що такі параметри коливань, як амплітуда коливань, швидкість і прискорення підресореної маси залишаються абсолютно ідентичними. В той же час середнє положення підресореної маси і висоти пневматичного пружного елемента при розрахунку з урахуванням тепловідведення мають дещо менші значення (рис. 4.27 і рис. 4.28). Це пояснюється втратами тепла через стінки балона. Чим нижче температура довкілля, тим нижче розташовується підресорена маса.

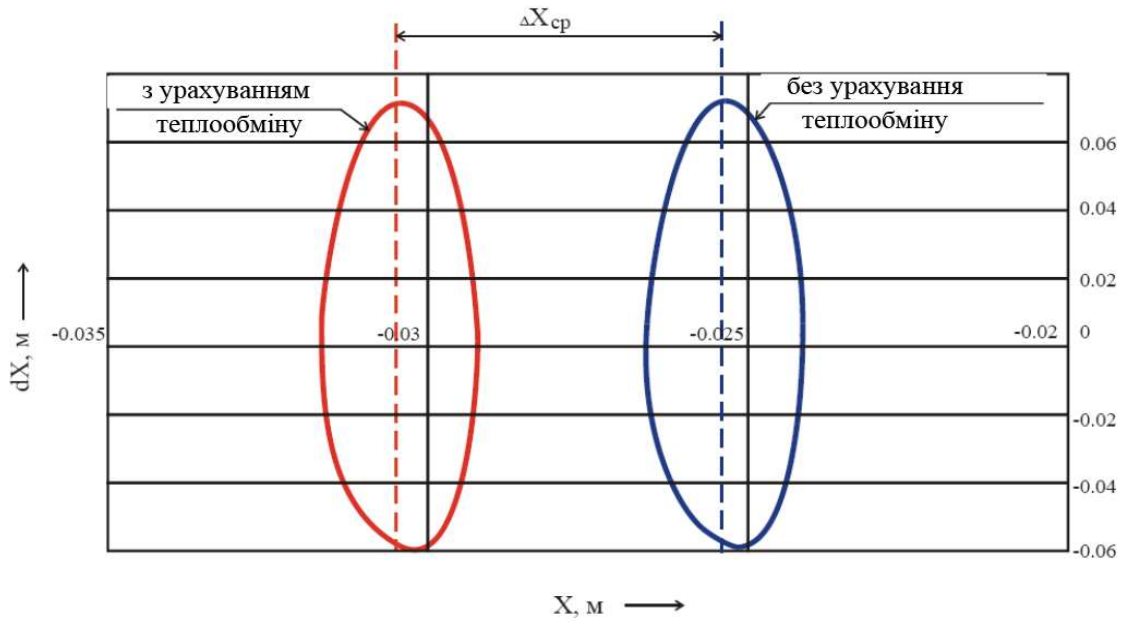


Рисунок 4.27 – Фазова діаграма коливань підресореної маси

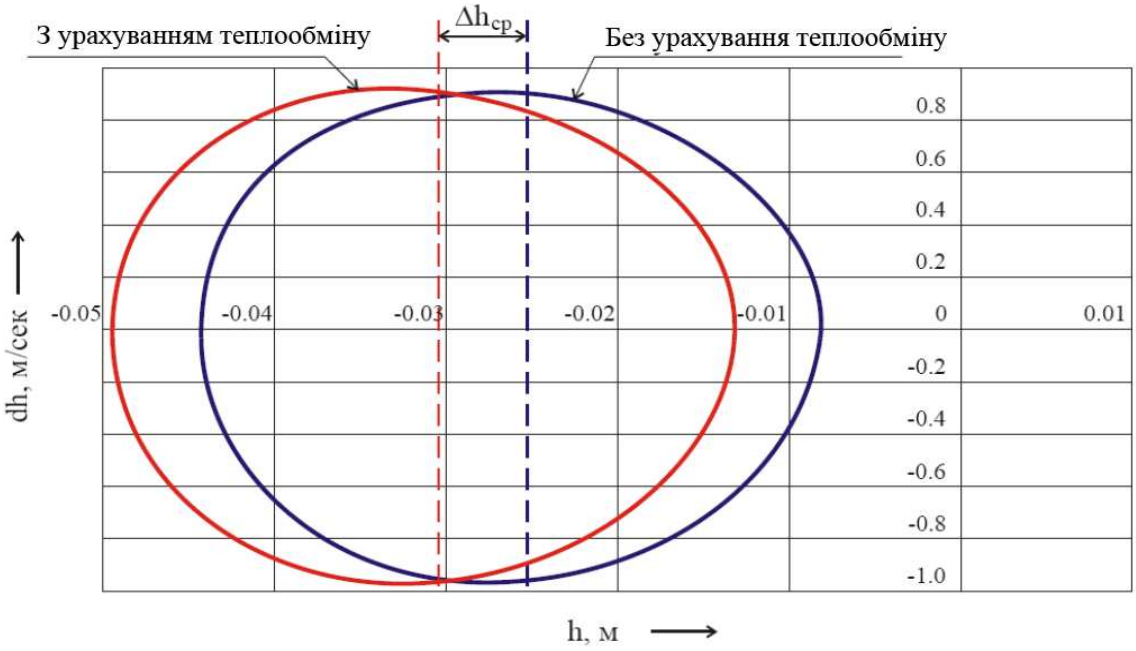


Рисунок 4.28 – Фазова діаграма коливань висоти пневматичного пружного елемента

Різниця у висоті пневматичного пружного елемента складає величину, порівнювану із зоною нечутливості регулятора. Крім того, температура повітря всередині балона чинить значний вплив на витратні характеристики регулятора рівня підлоги. У зв'язку з цим можна зробити висновок про необхідність врахування теплообміну з довкіллям під час дослідження регульованої пневматичної підвіски.

4.2.1.3. Регульована пневматична підвіска. В результаті аналізу робіт [84, 102, 103, 126, 131, 132, 136, 137, 189, 190, 194, 211, 212, 214, 216, 218, 238, 239, 243 – 263], присвячених теоретичному й експериментальному дослідженню динамічних характеристик елементів пневматичного привода, можна зробити висновок, що аналітичне моделювання пневматичних апаратів пов'язане зі значними труднощами і вимагає обов'язкової перевірки отриманих результатів експериментальними дослідженнями.

Миттєва витрата повітря через місцевий опір в кг/с [103]:

$$\frac{dG}{dt} = f_c \cdot v_1 \cdot \rho_1, \tag{4.38}$$

де f_c – площа поперечного перерізу струменя, м^2;

ν_1 – швидкість струменя у вихідному перерізі каналу, м/с;

ρ_1 – щільність повітря у вихідному перерізі каналу, кг/м^3.

Щільність повітря у вихідному перерізі каналу [103]:

$$\rho_1 = \rho_0 \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{1}{k}}, \tag{4.39}$$

де ρ_0 – щільність повітря на вході каналу дроселя, кг/м^3;

p_1 – тиск у порожнині за дроселем, у яку поступає повітря, Па;

p_0 – тиск у порожнині перед дроселем, звідки витікає повітря, Па;

k – показник адіабати;

R – газова постійна для повітря, м^2/с^2 · К;

T – абсолютна температура повітря перед дроселем, К.

Швидкість струменя у вихідному перерізі каналу [103]:

$$v_1 = v_{1\max} \cdot u(\sigma), \tag{4.40}$$

де ν_{1max} – максимальна величина швидкості струменя ν_1 на виході з дроселя;

$u(\sigma)$ – функція швидкості потоку (струменя);

$\sigma = p_1 / p_0$ – відношення тиску на виході до тиску на вході.

Для регулятора рівня підлоги формула витрати повітря (А.15) з урахуванням формули (А.4) набере вигляду:

$$\frac{dG}{dt}=\begin{cases} f_{\text{вп}}(x-y)\cdot\sqrt{k\cdot R\cdot T_{\text{атм}}}\cdot\dfrac{p_{\text{рес}}}{R\cdot T_{\text{атм}}}\cdot\sqrt{\dfrac{1-\sigma^2}{2k\left(\zeta-\ln\sigma\right)}} \text{ при } (x-y)<0 \text{ і } p_{\text{рес}}>p_{\text{бал}}, \\ -f_{\text{вип}}(x-y)\cdot\sqrt{k\cdot R\cdot T}\cdot\dfrac{p_{\text{бал}}}{R\cdot T}\cdot\sqrt{\dfrac{1-\sigma^2}{2k\left(\zeta-\ln\sigma\right)}} \text{ при } (x-y)>0. \end{cases} \quad (4.41)$$

Система диференціальних рівнянь, що описують регульовану пневматичну підвіску набуде вигляду:

$$\begin{cases} -m_{\text{п}}\cdot\dfrac{d^2x}{dt^2}-m_{\text{п}}\cdot g+F(x,y,T,G_v)-F_{\text{ам}}(\dfrac{dx}{dt},\dfrac{dy}{dt})=0, \\ -m_{\text{нп}}\cdot\dfrac{d^2y}{dt^2}-m_{\text{нп}}\cdot g-F(x,y,T,G_v)+F_{\text{ам}}(\dfrac{dx}{dt},\dfrac{dy}{dt})+ \\ +F_{\text{ш}}(y,q(t))-F_{\text{амш}}(\dfrac{dy}{dt},\dfrac{dq(t)}{dt})=0, \\ \dfrac{dT}{dt}=\dfrac{1}{G_v\cdot c_V}\cdot(k_t\cdot\dfrac{S\cdot(T-T_{\text{нар}})}{b}-P\cdot\dfrac{dV}{d(h)}\cdot\dfrac{d(h)}{dt}), \\ \dfrac{dG_v}{dt}=dG_v(x,y,T). \end{cases} \quad (4.42)$$

Випадковий профіль дороги може бути представлений у вигляді випадкової функції $q(t)$, синтез якої можна реалізувати аналогічно тому, який реалізований у додатку А.3 роботи [241].

4.2.1.4. Застосування теорії функціональних перетворень при моделюванні пневматичної підвіски. Припущення абсолютної нерозтяжності стінок пружного елемента дозволяє застосувати для вирішення диференціальних рівнянь, що описують пневматичну підвіску, методи операційного обчислення.

Для спрощення системи рівнянь (4.35) приймемо наступні припущення:

1) у пневматичному пружному елементі відсутні гумові буфери стиснення і відбою;

2) характеристика амортизаторів лінійна, симетрична;

3) процеси стиснення і розширення повітря в пневматичних пружних елементах відбуваються без теплообміну з довкіллям;

4) рух коливальної системи відбувається без відриву від дороги.

Тоді зусилля в підвісці можна визначити, використовуючи формулу вигляду:

$$F = p_0 \cdot V_0^k \cdot \frac{S(h)}{(V(h))^k}. \tag{4.43}$$

Залежності S (h) і V (h) є геометричними характеристиками пневматичного пружного елемента. Виконаємо апроксимацію відношення залежності $S\,(h)$ до $(V\,(h))^k$ залежністю вигляду :

$$\frac{S(h)}{(V(h))^k} \approx a_0 + e^{a_1 h} \cdot h + a_2 h - e^{a_3 h} \cdot h, \tag{4.44}$$

де a_0 , a_1 , a_2 , a_3 – коефіцієнти апроксимації.

Точність виконаної апроксимації для пневматичного балона типорозміру H − 48 320 × 200 представлена на рис. 4.29. Значення коефіцієнтів апроксимації підбираються методом найменших квадратів аналогічно методиці в роботі [241].

Система диференціальних рівнянь, що описують пневматичну підвіску, має вигляд:

$$\begin{cases} -m_{\text{п}} \cdot \dfrac{d^2x}{dt^2} - m_{\text{п}} \cdot g + p_0 \cdot V_0^k \cdot \dfrac{S(h)}{\left(V(h)\right)^k} - k_p \cdot \left(\dfrac{dx}{dt} - \dfrac{dy}{dt}\right) = 0, \\ -m_{\text{нп}} \cdot \dfrac{d^2y}{dt^2} - m_{\text{нп}} \cdot g + k_p \cdot \left(\dfrac{dx}{dt} - \dfrac{dy}{dt}\right) - p_0 \cdot V_0^k \cdot \dfrac{S(h)}{\left(V(h)\right)^k} + \\ +c_{\text{ш}} \cdot (f_0 - (y-q)) - k_{\text{ш}} \cdot (\dfrac{dy}{dt} - \dfrac{dq}{dt}) = 0. \end{cases} \tag{4.45}$$

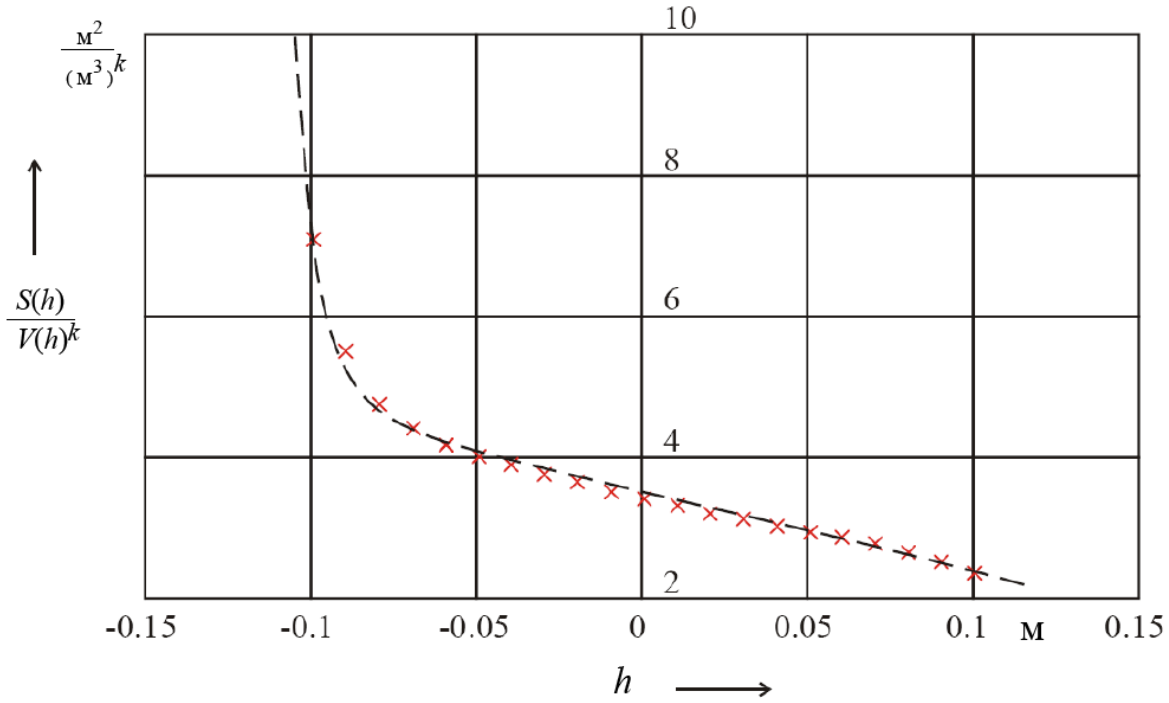


Рисунок 4.29 – Апроксимація характеристики балону типорозміру $H-48$

Підставивши вираження (4.43) і замінивши $p_0\ V_0^k$ величиною b і застосувавши до отриманої системи перетворення Лапласа, можна записати:

$$\begin{cases} (-m_{\text{п}}\cdot s^2 - k_p\cdot s + b\cdot a_2 + \dfrac{b}{(s+a_1)^2} - \dfrac{b}{(s+a_3)^2})\cdot x(s) - m_{\text{п}}\cdot s^2\cdot y(s) = \\ = \dfrac{m_{\text{п}}\cdot g - b\cdot a_0}{s}, \\ (k_p\cdot s - b\cdot a_2 - \dfrac{b}{(s+a_1)^2} + \dfrac{b}{(s+a_3)^2})\cdot x(s) + (-m_{\text{нп}}\cdot s^2 - k_{\text{ш}}\cdot s - c_{\text{ш}})\cdot y(s) = \\ = \dfrac{q_0\cdot\omega\cdot s\cdot(k_{\text{ш}}\cdot s + c_{\text{ш}}) + (s^2+\omega^2)(c_{\text{ш}}\cdot f_0 - m_{\text{нп}}\cdot g - b\cdot a_0)}{s\cdot(s^2+\omega^2)}. \end{cases} \tag{4.46}$$

Розв’язуючи отриману систему рівнянь відносно $x(s)$ і $y(s)$, нескладно отримати рішення, які можна використати в передатних функціях:

$$W(x) = \frac{X(S)}{q(S)} = \frac{X(S)}{q_0\cdot\omega}\cdot(S^2+\omega^2); \tag{4.47}$$

$$W(y) = \frac{Y(S)}{q(S)} = \frac{Y(S)}{q_0\cdot\omega}\cdot(S^2+\omega^2). \tag{4.48}$$

Отримані рішення дозволять заздалегідь оцінювати такі параметри пневматичної підвіски як амплітуда коливань підресореної і непідресореної мас, швидкість і прискорення переміщення підресореної і непідресореної мас, а також проводити аналіз впливу параметрів пневматичної підвіски на вище вказані величини. Проте складність і незручність отриманих рішень, а також неможливість оцінити пробої підвіски і відрив колеса від дороги, роблять переважним використання математичних моделей, що ґрунтуються на чисельних методах.

4.2.2. Порівняльний аналіз нерегульованої і регульованої пневматичних підвісок. Виконаємо порівняльний аналіз пневматичної підвіски автобуса ЛАЗ-5259 без регулятора рівня підлоги і пневматичної підвіски з регулятором рівня підлоги, конструкція якої була запропонована фахівцями кафедри автомобілів ХНАДУ і нині впроваджена в серійне виробництво на Вовчанському агрегатному заводі (рис. 4.30).

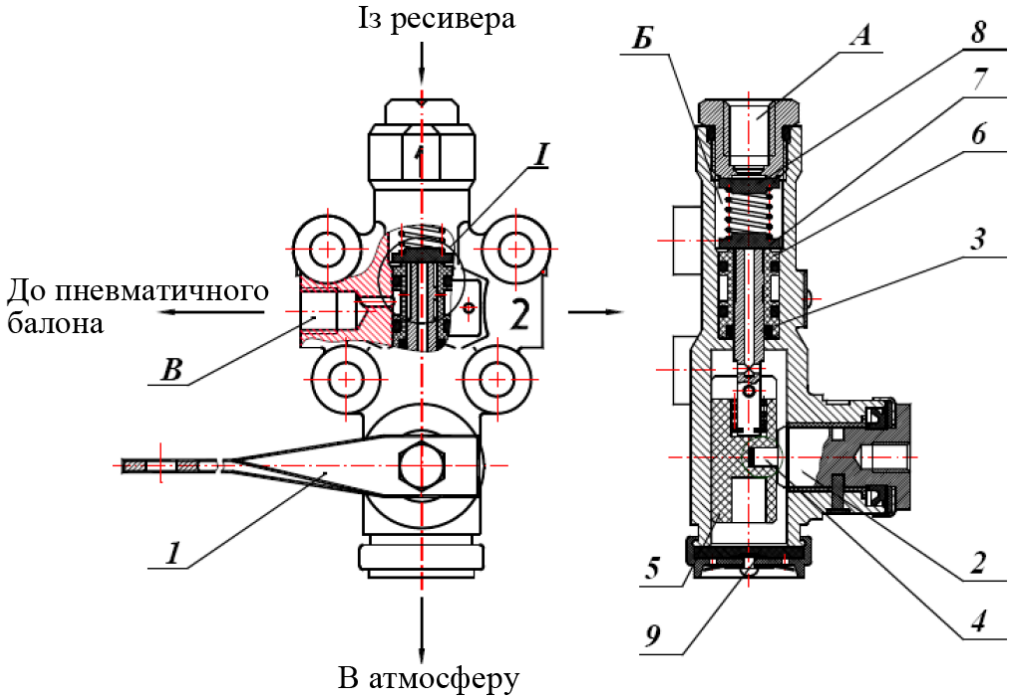


Рисунок 4.30 – Регулятор рівня підлоги ХНАДУ

Порожнина А регулятора з’єднана з ресивером, а порожнина В – з пневматичним балоном підвіски. Важіль 1 кінематично пов’язаний з плунжером 3 за допомогою вала 2, ексцентрика 4 і поршня 5. У нейтральному

положенні кузова важіль 1 розташований горизонтально, що відповідає положенню плунжера 3, при якому клапан 7 обпирається і на сідло гільзи 6, і на сідло плунжера 3.

Якщо навантаження на АТЗ збільшується, то кузов і разом з ним РРП опускаються відносно моста. Практично важіль 1 по відношенню до нерухомому РРП обертається у верхнє положення. За рахунок ексцентрика 4 поршень 5 з плунжером 3 переміщається вгору і піднімає клапан 7 над сідлом гільзи 6. Повітря з порожнини А (ресивер) через зворотний клапан 8, порожнина Б, відкритий клапан 7, радіальні отвори в гільзі 6 надходить у порожнину В (пневматичні балони підвіски). Кузов починає підніматися, важіль 1 і плунжер 3 займають початкове положення. Клапан 7 обпирається на сідло гільзи 6 і подальше подання повітря в пневматичні балони підвіски припиняється.

Якщо навантаження на АТЗ зменшується, то кузов і разом з ним РРП піднімається відносно моста. Важіль 1 по відношенню до нерухомого РРП обертається в нижнє положення. За рахунок ексцентрика 4 поршень 5 з плунжером 3 переміщається вниз і сідло плунжера 3 відривається від клапана 7. Повітря з порожнини В через радіальні отвори в гільзі 6, осьовий отвір в плунжері 3 і випускне вікно 9 поступає в атмосферу. Кількість повітря в пневматичному балоні зменшується, і кузов починає опускатися, важіль 1 і плунжер 3 займають початкове положення. Плунжер 3 спирається на клапан 7 і подальший вихід повітря з пневматичних балонів підвіски припиняється.

Клапан 8 призначений для того, щоб запобігти виходу повітря з пневматичних балонів підвіски під час переходу регулятора на режим наповнення у випадку ушкодження живлячої мережі (порожнина А).

РРП містить конструктивні елементи плунжера 3 і гільзи 6, що забезпечують його двоступінчату роботу. У гільзі 6 виконані два отвори 10 і 11 різного діаметра (рис. 4.31). Навпроти отвору більшого діаметра 11 на поверхні плунжера є поясок 12, який розташований таким чином, що в нейтральному положенні плунжера 3 (впускне і випускне сідло клапана 7 закриті) поясок 12

перекриває отвір 11. Під час роботи першого рівня РРП наповнення і розвантаження пневматичного балона підвіски здійснюється через отвір 10 з малим прохідним перерізом.

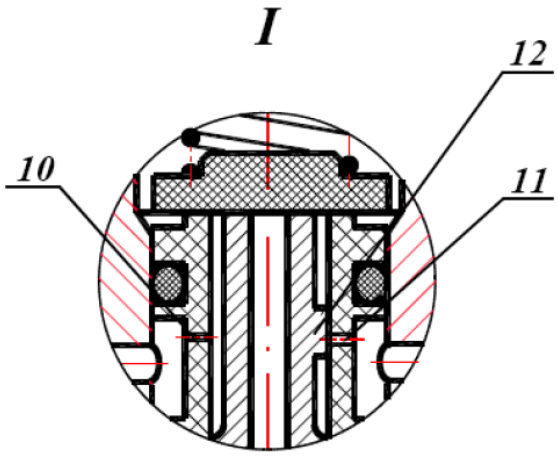


Рисунок 4.31 – Елементи РРП, що забезпечують його двостпінчату роботу

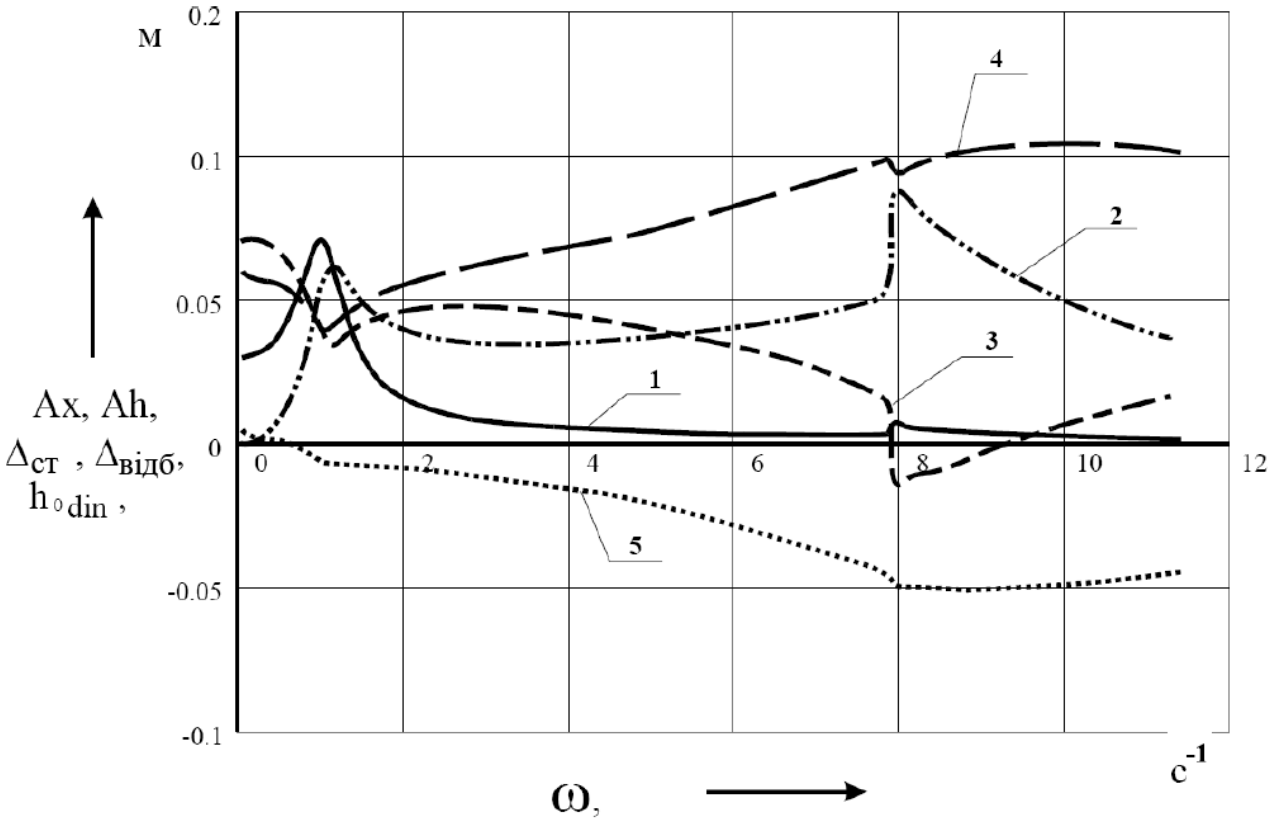
При великих переміщеннях плунжера 3 поясок 12 відкриває отвір 11, тому наповнення і розвантаження пневматичного балона відбувається через обидва отвори 10 і 11. Така конструкція регулятора запобігає підвищеній витраті повітря під час руху АТЗ і забезпечує вирівнювання кузова АТЗ при зміні статичного навантаження за необхідний час.

4.2.3. Аналіз впливу регулятора рівня підлоги на експлуатаційні властивості пневматичної підвіски. Амплітудно-частотна характеристика нерегульованої пневматичної підвіски (рис. 4.32) має в робочому діапазоні частот два резонансних сплески: низькочастотний і високочастотний.

У міру підвищення частоти збурювальної дії відбувається збільшення відстані до буфера відбою і зменшення відстані до буфера стискування (рис. 4.32, криві 4 і 3). При цьому середнє положення висоти пневматичного пружного елемента при підвищенні частоти збурювальної дії знижується (рис. 4.32, крива 5).

Уведемо поняття динамічного нейтрального положення. Динамічним нейтральним положенням підресореної маси x_{odin} називається математичне очікування висоти підресореної маси під час руху автомобіля. Динамічним

нейтральним положенням висоти пневматичного пружного елемента h_{odin} називається математичне очікування висоти пневматичного пружного елемента під час руху автомобіля.



1 – амплітуда коливань підресореної маси; 2 – амплітуда коливань висоти пневматичного пружного елемента; 3 – відстань до буфера стиснення; 4 – відстань до буфера відбою; 5 – динамічне нейтральне положення висоти пневматичного пружного елемента

Рисунок 4.32 – Амплітудно-частотна характеристика нерегульованої пневматичної підвіски

У разі безперервної випадкової величини [264]:

$$x_{odin} = \lim_{T\to\infty} \frac{1}{2\cdot T} \cdot \int_{-T}^{T} x(t)dt\,; \tag{4.49}$$

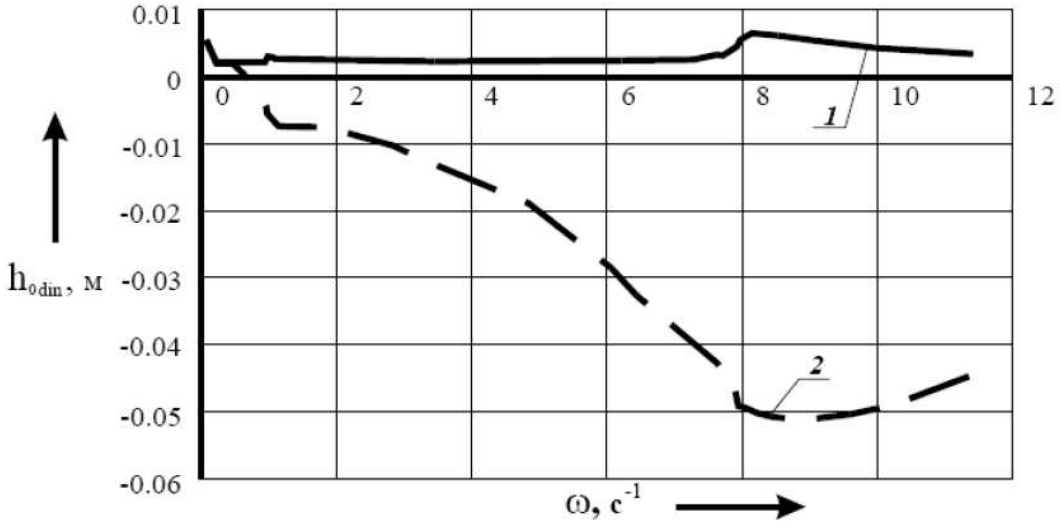
$$h_{odin} = \lim_{T\to\infty} \frac{1}{2\cdot T} \cdot \int_{-T}^{T} h(t)dt\,; \tag{4.50}$$

У разі дискретної випадкової величини [264]:

$$x_{odin} = \frac{\sum_{i=1}^{n} x_i}{n}; \tag{4.51}$$

$$h_{odin} = \frac{\sum_{i=1}^{n} h_i}{n}; \tag{4.52}$$

Режим усталеного руху можна вважати стаціонарним випадковим процесом, тому величини x_{odin} і h_{odin} змінюватися в часі не будуть. Аналіз впливу параметрів підвіски на значення динамічного нейтрального положення висоти пневматичного пружного елемента показав, що положення кривої h_{odin} (рис. 4.32, крива 5) повністю залежить від симетричності характеристики амортизатора. При підвищенні частоти збурювальної дії несиметрична характеристика амортизатора сприяє зниженню h_{odin}. У разі симетричної характеристики амортизатора (що є припущенням у більшості аналітичних моделей підвісок, заснованих на спектральній теорії підресорювання і статистичної динаміки транспортних машин) зменшення h_{odin} не відбувається (рис. 4.33).

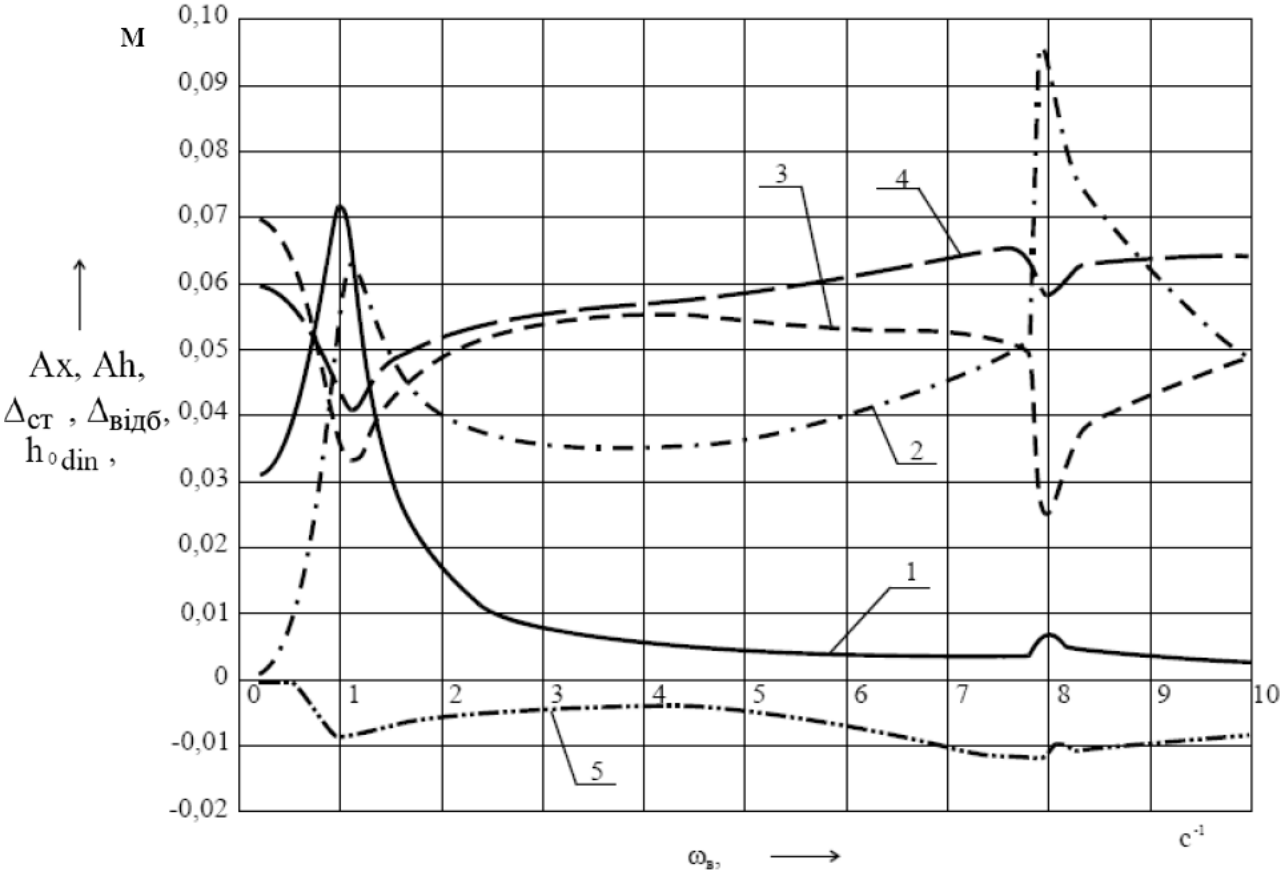


1 – симетрична характеристика; 2 – несиметрична характеристика

Рисунок 4.33 – Вплив несиметричної характеристики амортизатора на динамічне нейтральне положення висоти пневматичного пружного елемента

Слід зазначити, що несиметрична характеристика амортизатора обумовлена різницею швидкостей стиснення та відбою і сприяє гасінню високочастотного резонансу. Прискорення коливань, кузова, обумовлені високочастотним резонансом, неможливо зменшити зміною опори амортизаторів з лінійною і симетричною характеристикою [233].

Регульована підвіска дозволяє компенсувати зниження динамічного нейтрального положення і зменшити вірогідність пробою (рис. 4.34).



1 – амплітуда коливань підресореної маси; 2 – амплітуда коливань висоти пневматичного пружного елемента; 3 – відстань до буфера стиснення; 4 – відстань до буфера відбою; 5 – динамічне нейтральне положення висоти пневматичного пружного елемента

Рисунок 4.34 – Амплітудно-частотна характеристика регульованої пневматичної підвіски

Математична модель регульованої пневматичної підвіски з описаним вище регулятором рівня підлоги реалізована в додатку А.5 роботи [241].

Отримані за допомогою розробленої моделі амплітудно-частотні характеристики коливальної системи в різних умовах руху наведені в додатку А.6 роботи [241]. Величина зміщення динамічного нейтрального положення відносно статичного в цьому випадку залежить тільки від конструкції регулятора рівня підлоги.

Параметри коливань під час руху АТЗ з нерегульованою і регульованою підвісками є практично ідентичними (рис. 4.35 – рис. 4.45). Незначні відхилення можна відмітити поблизу резонансних частот, що обумовлено деяким підвищенням при стискуванні і зниженням при відбої жорсткості пружного елемента за рахунок регулятора рівня підлоги, а також прогресивною характеристикою пневматичного пружного елемента. Чим більше площа прохідних перерізів регулятора, тим більше помітний вплив регулятора на параметри коливань.

Аналіз параметрів коливань за один період усталеного руху, в міжрезонансних частотах показав, що регульована підвіска забезпечує нижчі швидкості і прискорення підресореної маси (рис. 4.46 – рис. 4.48).

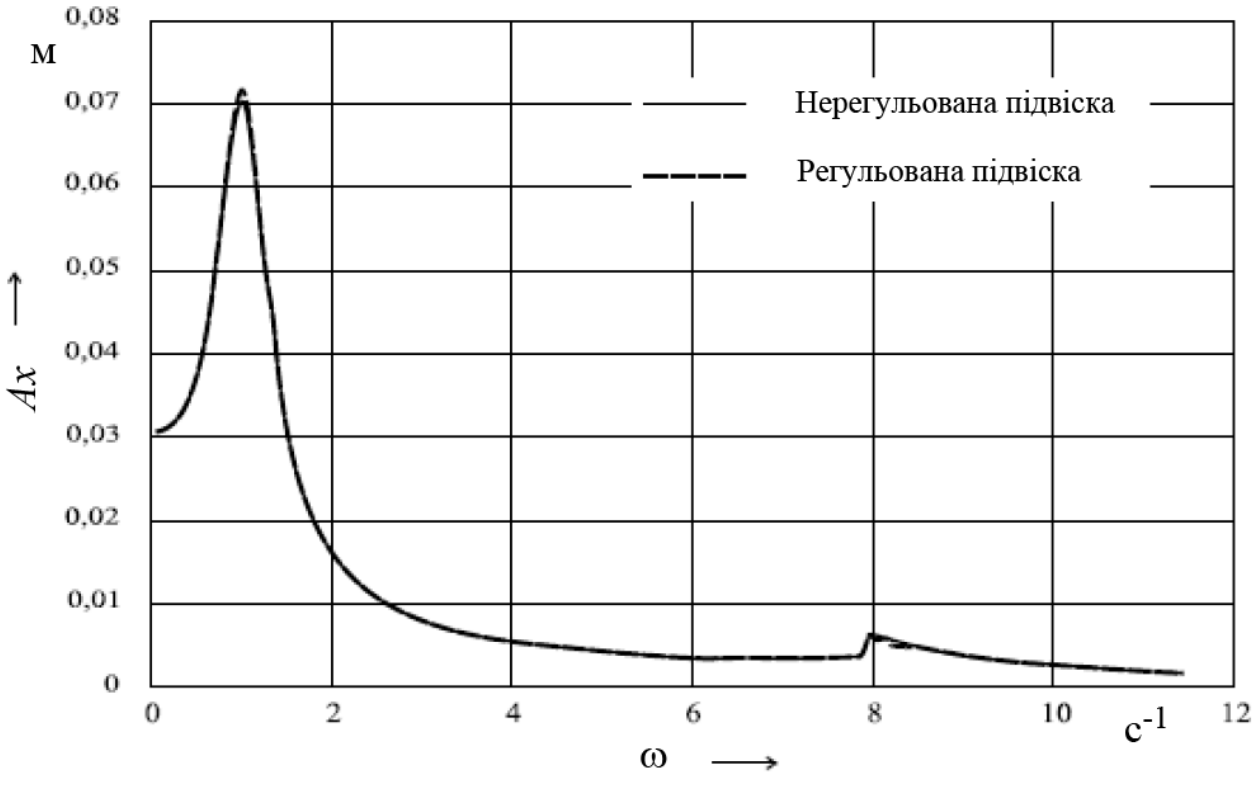


Рисунок 4.35 – АЧХ коливань підресореної маси



Рисунок 4.36 – АЧХ швидкості підресореної маси

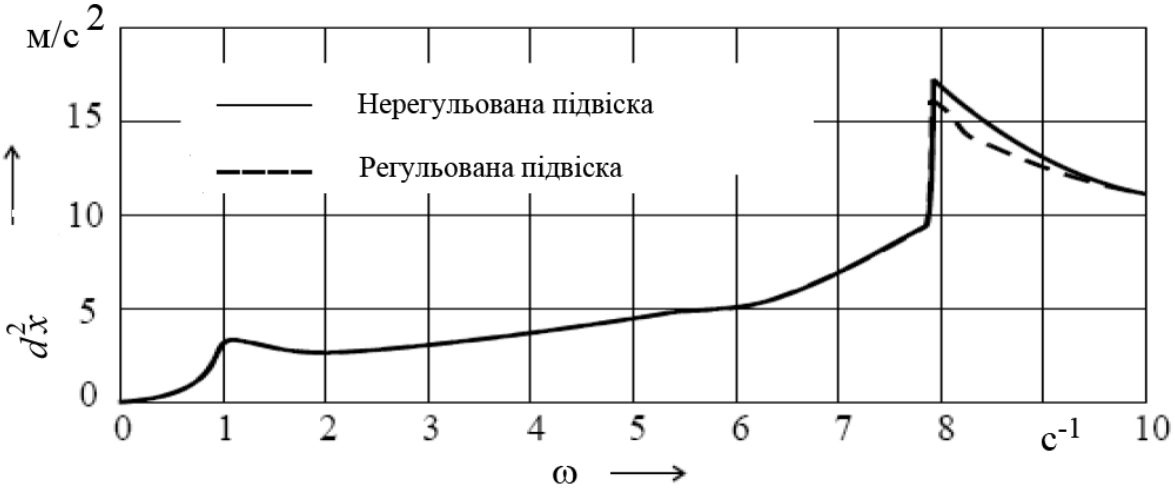


Рисунок 4.37 – АЧХ прискорення підресореної маси

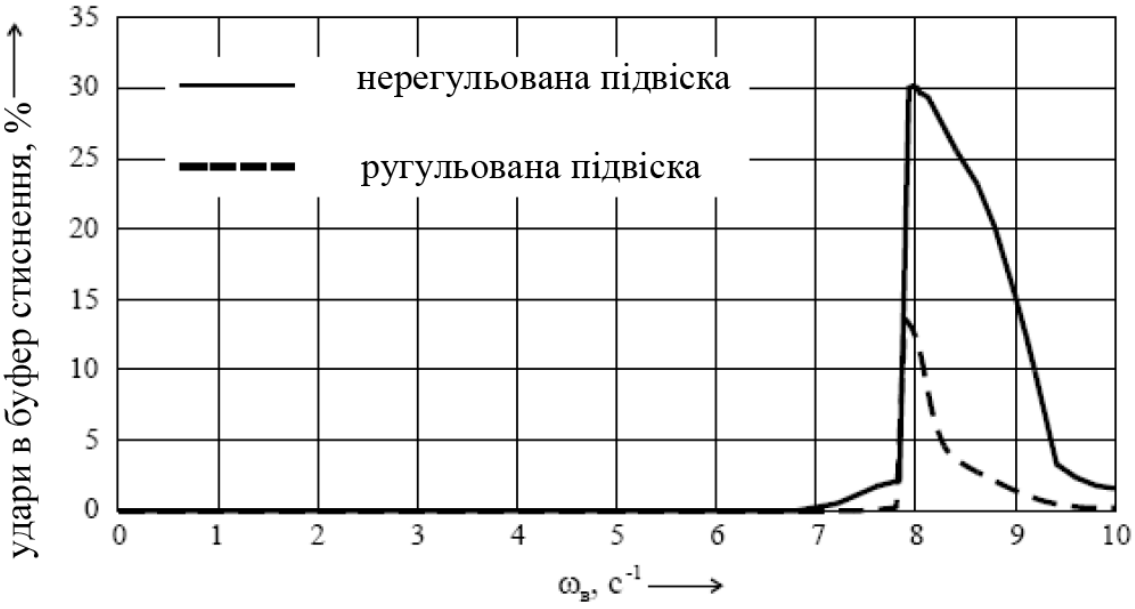


Рисунок 4.38 – Пробої підвіски в буфер стиснення за весь час руху

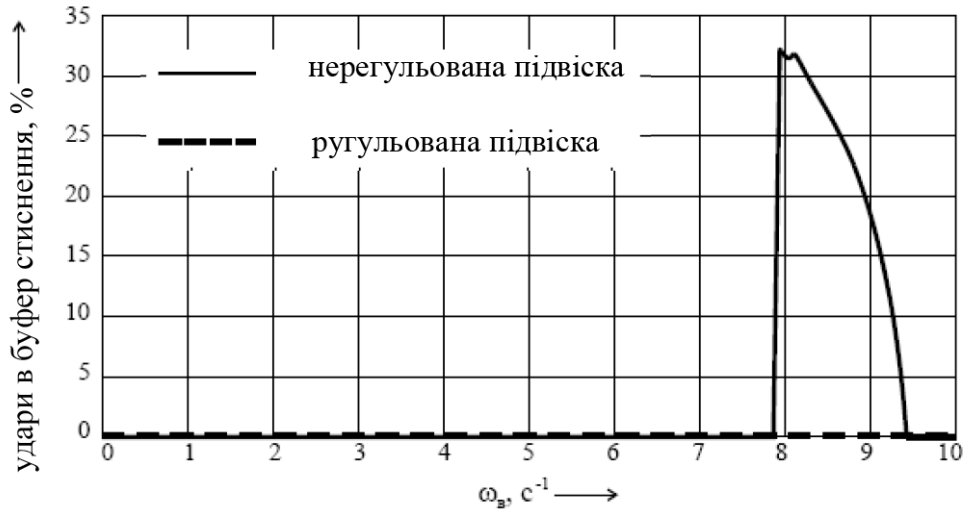


Рисунок 4.39 – Пробій підвіски в буфер стиснення за один період усталеного руху

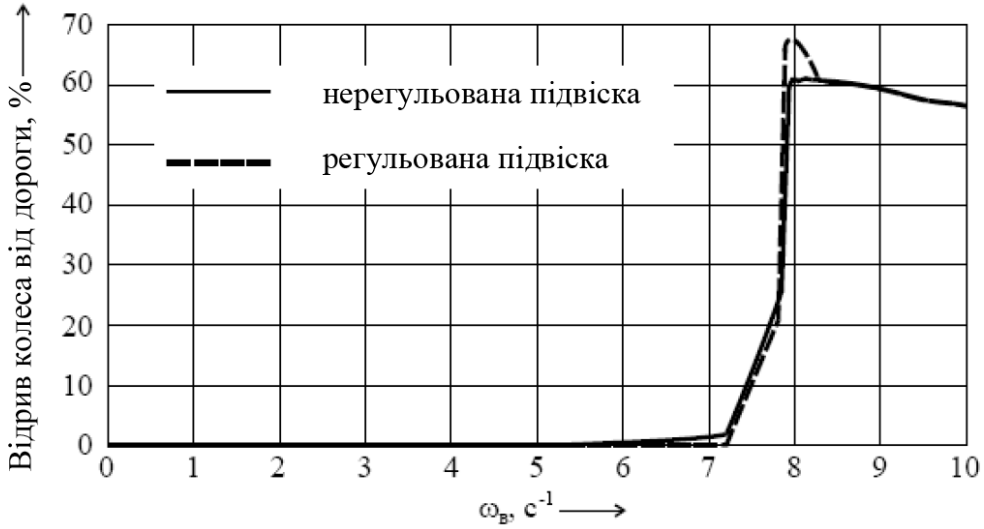


Рисунок 4.40 – Відрив колеса від дороги за весь час руху

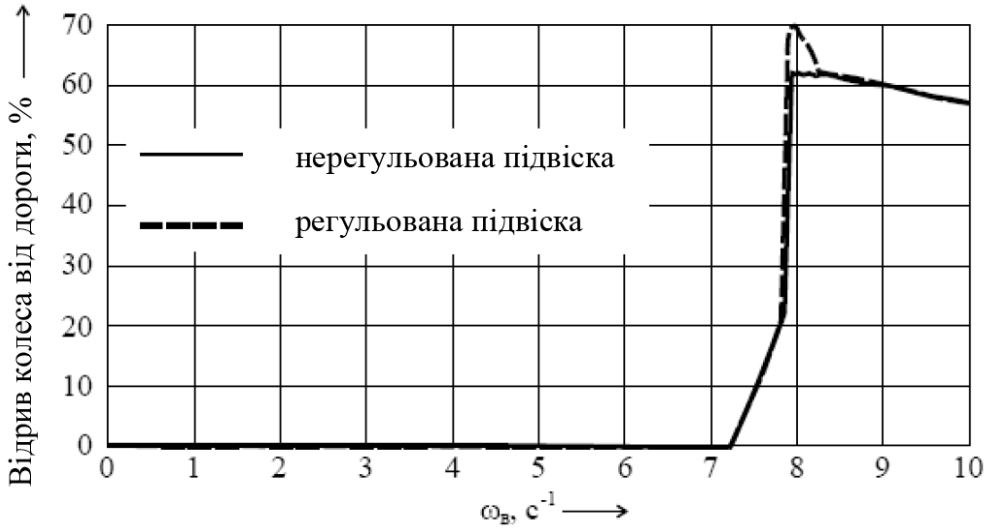


Рисунок 4.41 – Відрив колеса від дороги за один період усталеного руху

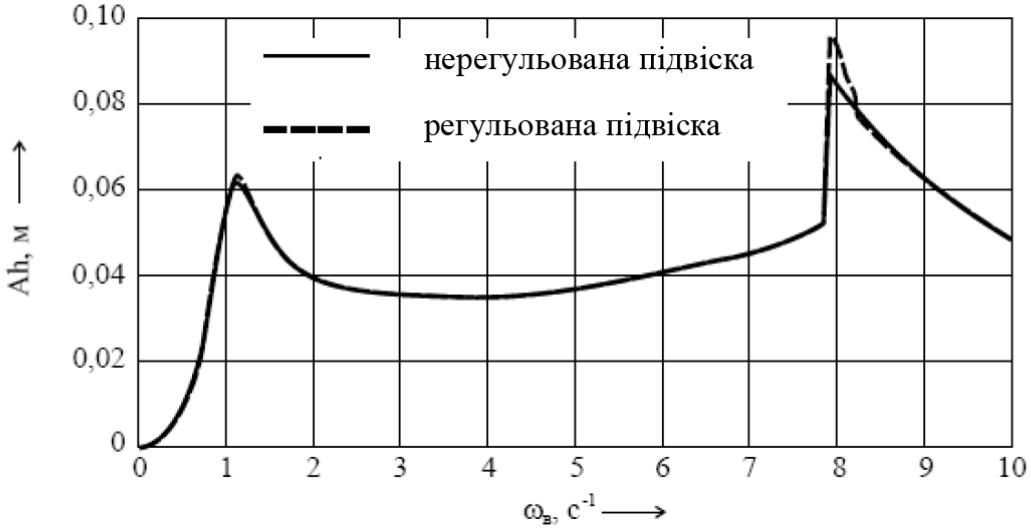


Рисунок 4.42 – АЧХ коливань пневматичного пружного елемента

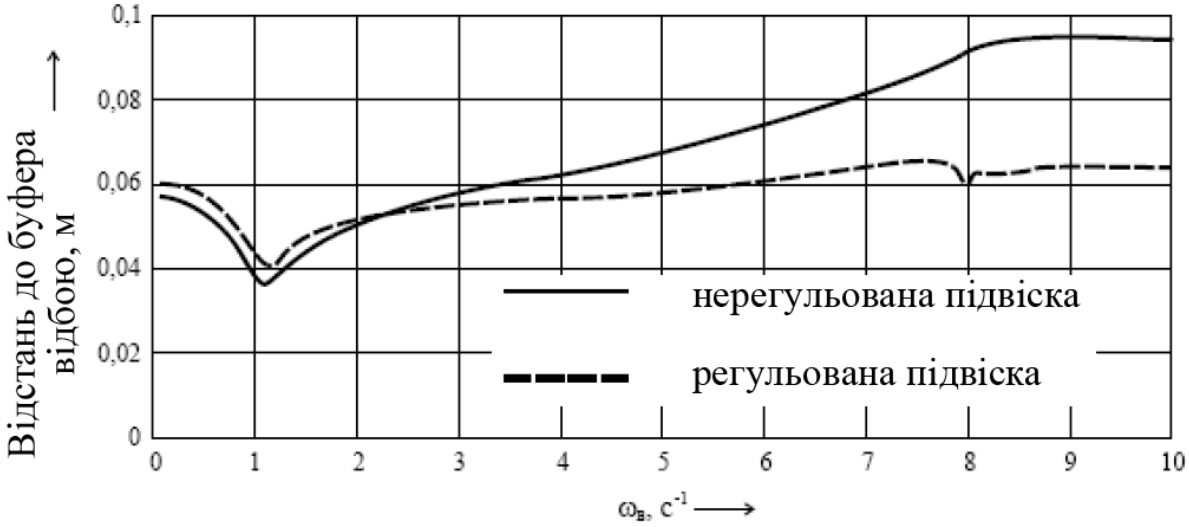


Рисунок 4.43– Відстань до буфера відбою

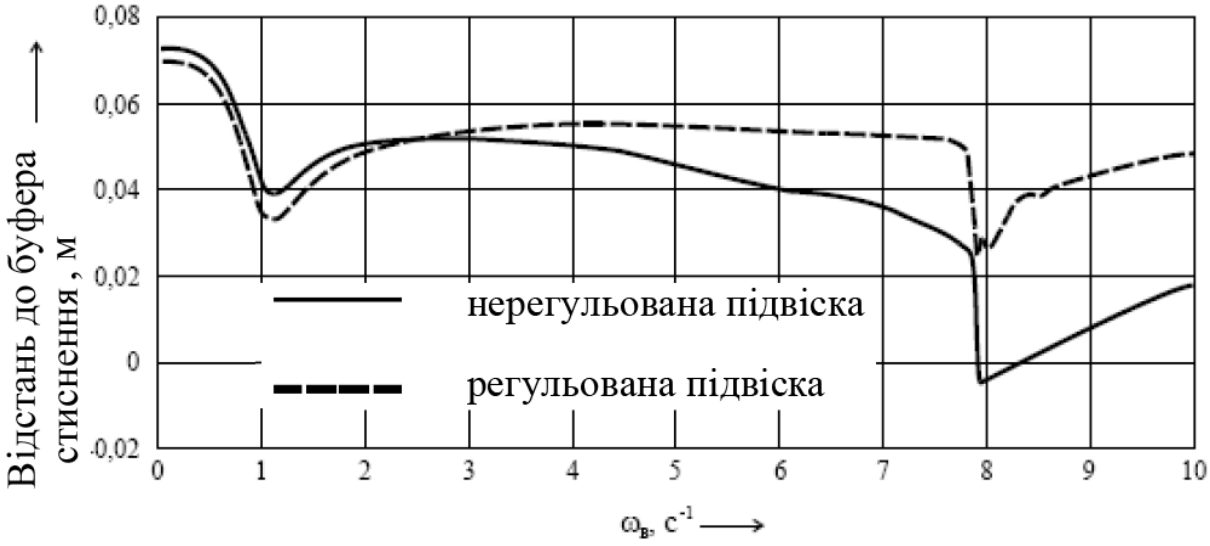


Рисунок 4.44 – Відстань до буфера стискування

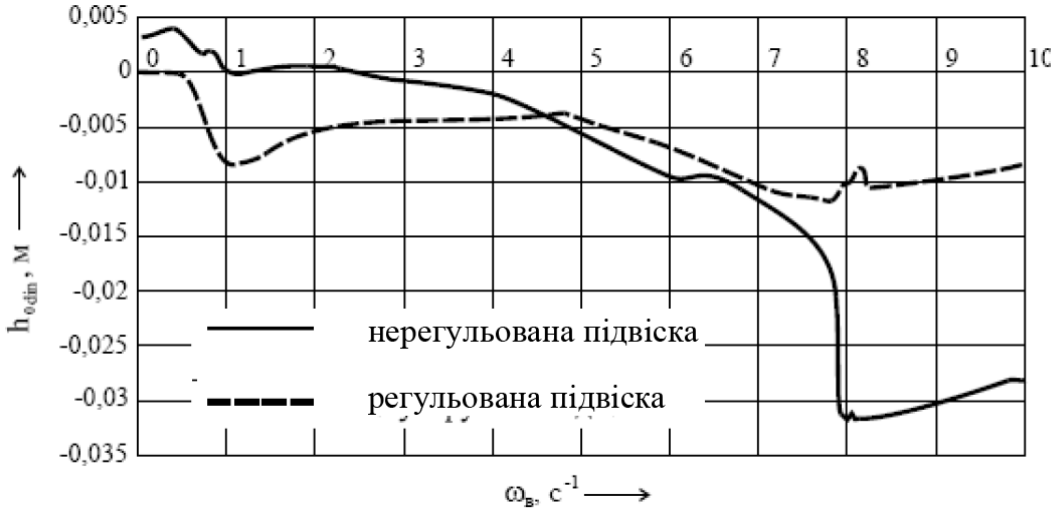
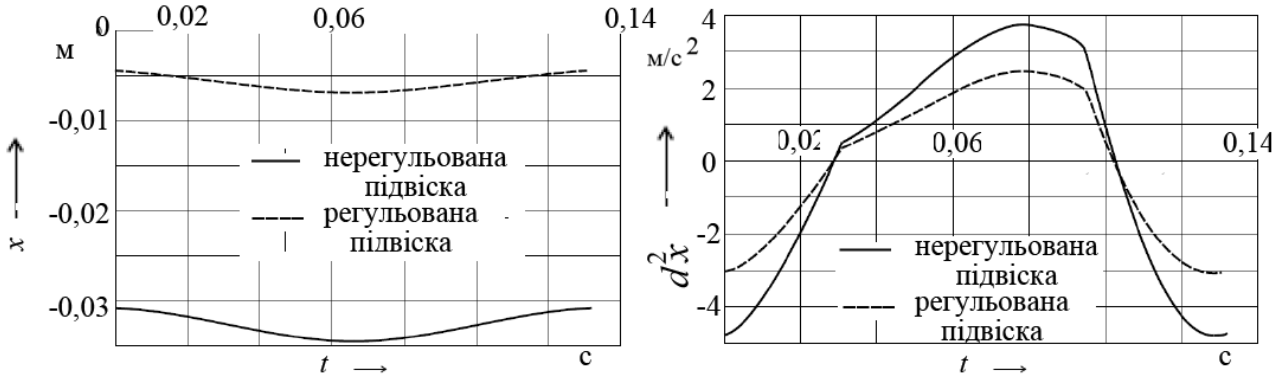


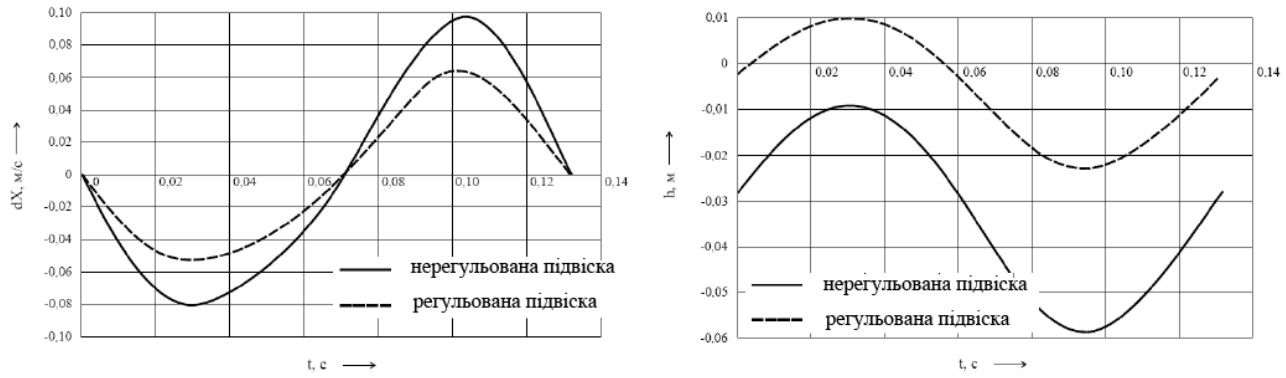
Рисунок 4.45 – Динамічне нейтральне положення висоти пневматичного пружного елемента

Це пояснюється тим, що коливання відбуваються поблизу статичного нейтрального положення, де характеристика пневматичного пружного елемента менш прогресивна. Поблизу резонансних частот посилюється вплив регулятора рівня підлоги на жорсткість пружного елемента і при регульованій підвісці може спостерігатися збільшення вірогідності відриву колеса від дороги. З цього можна зробити висновок, що площа прохідних перерізів регулятора рівня підлоги має бути як можна меншою.



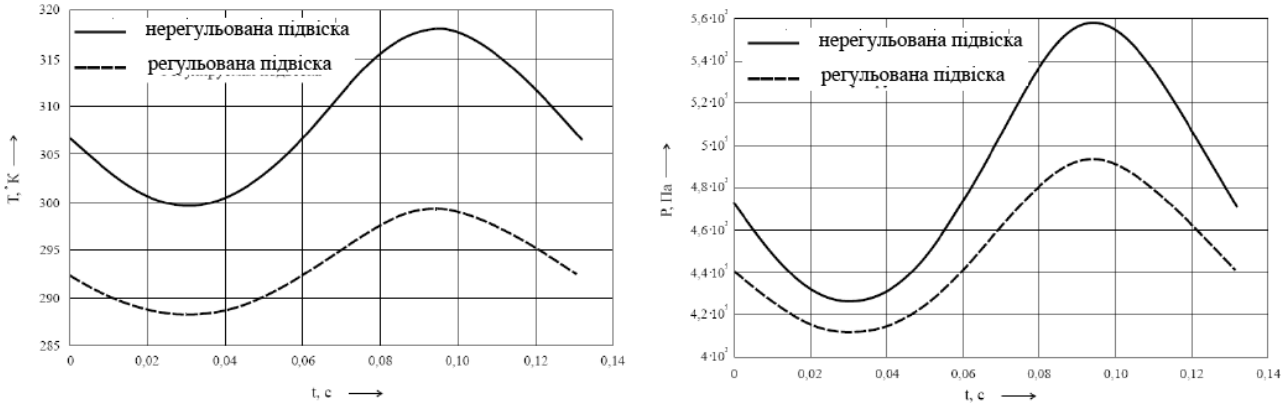
а) б)

Рисунок 4.46 – Коливання (а) і зміна прискорення (б) підресореної маси за один період усталеного руху



а) б)

Рисунок 4.47 – Зміна швидкості підресореної маси (а) і коливання висоти пружного елемента (б) за один період усталеного руху



а) б)

Рисунок 4.48 – Зміна температури повітря (а) і зміна тиску повітря (б) за один період усталеного руху

Кількість повітря у балоні під час руху з регульованою пневматичною підвіскою спочатку збільшується, а потім дещо зменшується, що пов’язано із загасанням гармонійної складової власних коливань підресореної маси (рис. 4.49).

Витрата повітря підвіскою під час руху АТЗ в кг/с:

$$Q = \frac{1}{T} \cdot \int_0^T dG_{\text{вип}}(t) \cdot dt; \qquad (4.53)$$

де T – тривалість періоду усталених коливань, с;

$G_{\text{вип}}(t)$ – витрата повітря на випуску залежно від часу, кг/с.

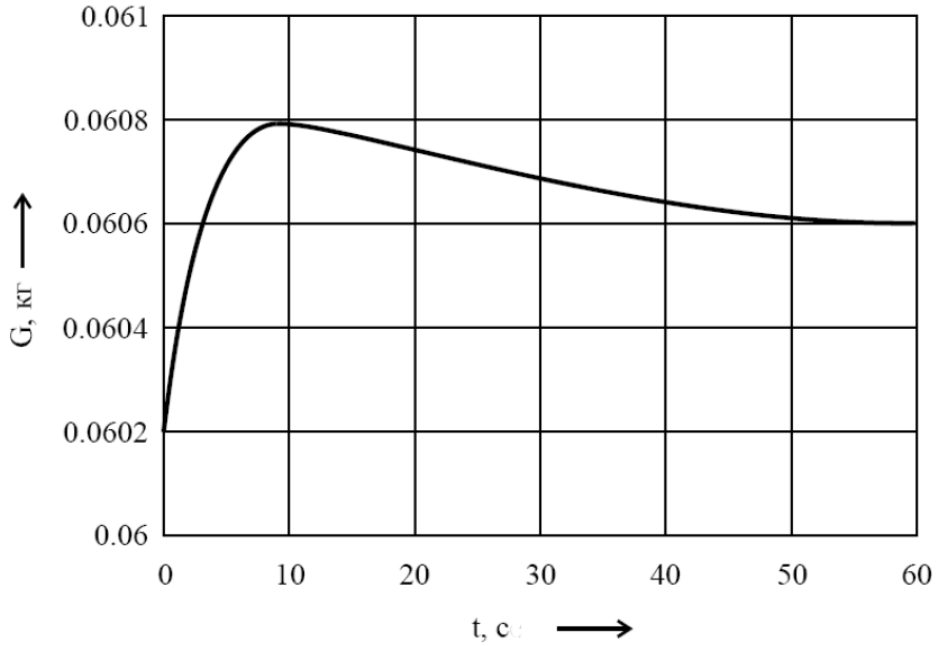


Рисунок 4.49 – Динаміка зміни кількості повітря в пневматичному пружному елементі під час руху по дорозі синусоїдального профілю

Характер зміни кількості повітря і витрата повітря в пневматичному пружному елементі за один період коливань того, що встановилося рухи показаний на рис. 4.50 і 4.51.

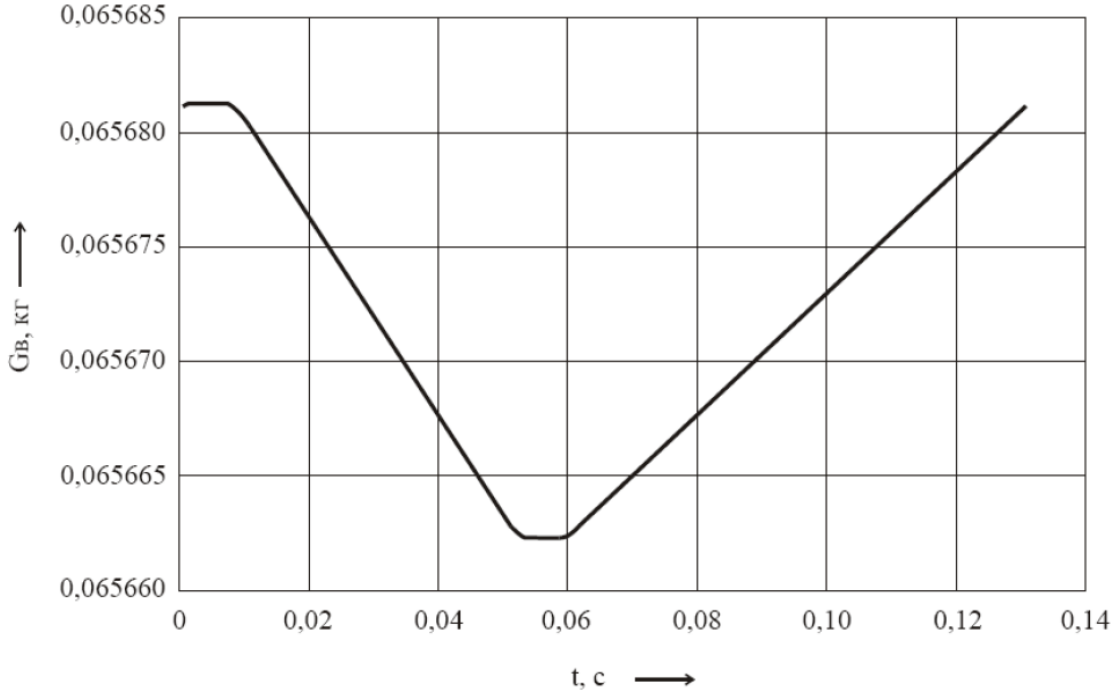


Рисунок 4.50 – Зміна кількості повітря в пневматичному пружному елементі за один період коливань усталеного руху

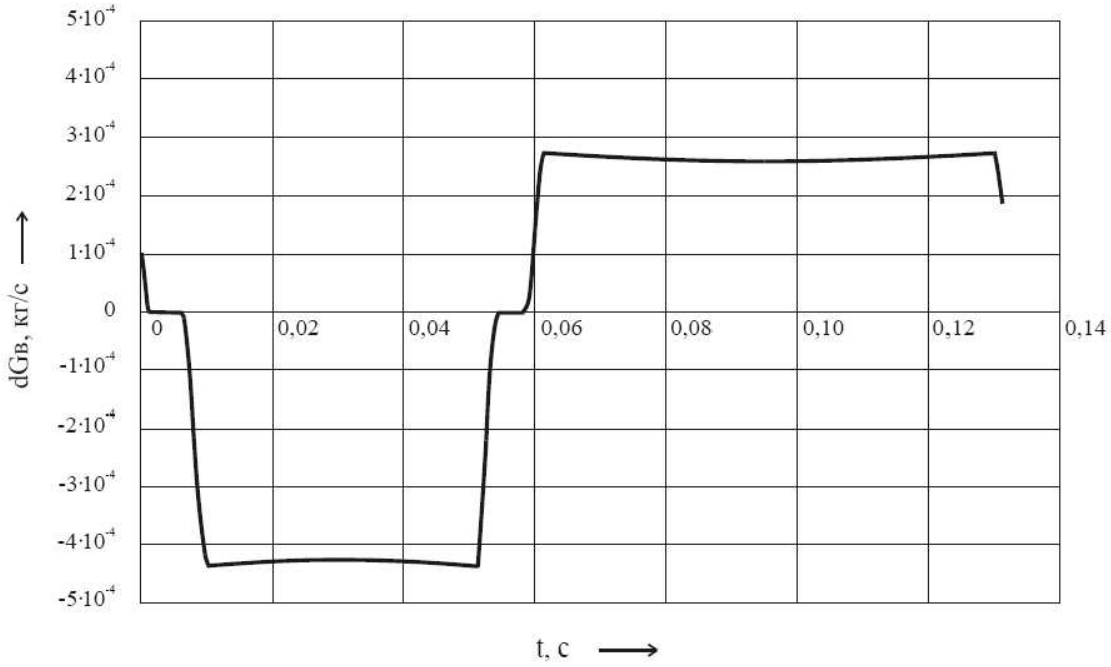


Рисунок 4.51 – Витрата повітря регулятором рівня підлоги за один період коливань усталеного руху

Підінтегральний вираз у формулі (4.53) є кількістю повітря, що випускається, за один період коливань.

Витрата повітря підвіскою залежно від частоти обурюальної дії представленої на рис. 4.52.

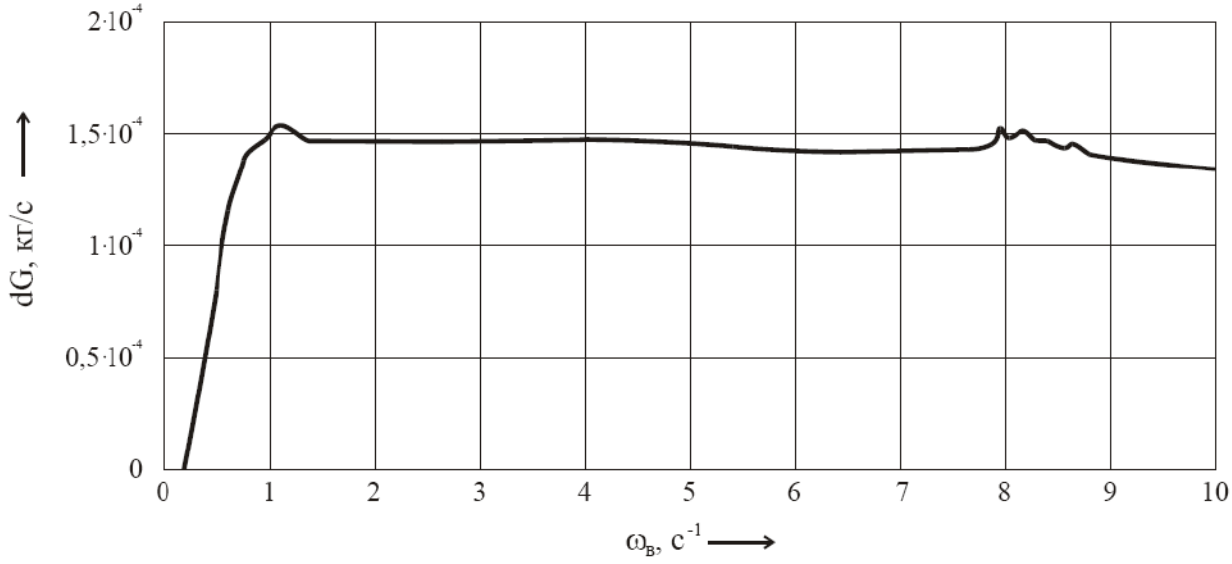


Рисунок 4.52– Витрата повітря підвіскою

4.3. Визначення раціональних функціональних параметрів регулятора рівня підлоги

Нині в пневматичних підвісках широкого розповсюдження набули механічні системи керування безпосередньої дії. У таких системах при кожному коливанні кузова регулятор витрачає повітря.

При визначенні площі прохідних перерізів РРП в залежності від висоти пневматичного пружного елемента в механічних системах керування необхідно виконати дві основні суперечливі вимоги:

1. забезпечення мінімального часу вирівнювання кузова АТЗ при зміні статичного навантаження;

2. забезпечення мінімальної витрати повітря під час руху АТЗ.

Час вирівнювання кузова АТЗ при зміні статичного навантаження залежить від діаметра прохідних отворів регулятора і легко визначається.

Завдання забезпечення мінімальної витрати повітря підвіскою під час руху автомобіля є складнішим. Як було встановлено раніше, щоб забезпечити мінімальну витрату повітря підвіскою під час руху АТЗ, необхідно прагнути найбільш близького розташування динамічного і статичного нейтральних положень. Для того, щоб забезпечити збіг динамічного і статичного нейтральних положень, необхідно певним чином змінювати площу прохідних перерізів регулятора в міру відхилення важеля регулятора. Тому завдання забезпечення мінімальної витрати повітря підвіскою зводиться до визначення площі прохідних перерізів регулятора залежно від відхилення важеля з умови збігу динамічного і статичного нейтрального положень.

Залежність площі прохідних перерізів регулятора від висоти пневматичного пружного елемента включає зону нечутливості регулятора і робочу зону, яка може містити декілька рівнів витрати.

4.3.1. Зона нечутливості регулятора. Зона нечутливості регулятора значно впливає на витрату повітря пневматичною підвіскою під час руху АТЗ. Чим більша величина зони нечутливості, тим менше витрата повітря підвіскою. Як показали попередні розрахунки за допомогою розробленої математичній

моделі, за умови, що амплітуда коливань висоти пневматичного пружного елемента виходить за межі зони нечутливості, динамічне нейтральне положення залишається практично незмінним, в той час як витрата повітря підвіскою може бути знижена на 30 %.

З іншого боку, надмірне підвищення зони нечутливості може призвести до перекосів кузова АТЗ на стоянці. Тому величина зони нечутливості повинна обмежуватися вимогою до зовнішнього вигляду АТЗ на стоянці, яке виражається в прийнятому степені точності за ГОСТ і кутом Δα (рис. 4.53).

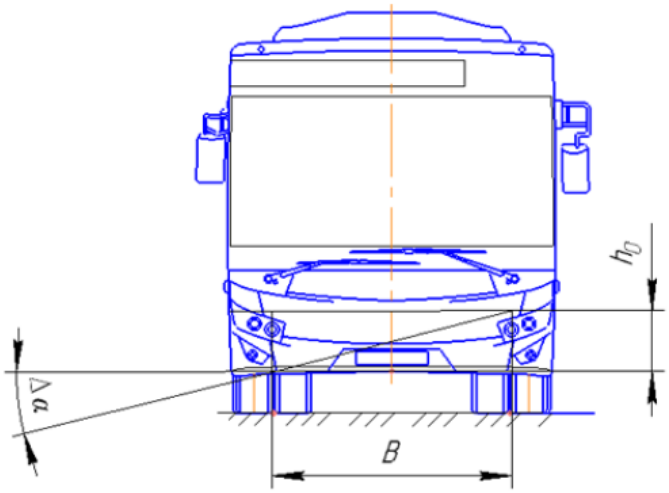


Рисунок 4.53 – Визначення зони нечутливості регулятора за зовнішнім виглядом АТЗ на стоянці

Тоді величина зони нечутливості в м:

$$h_0 = \Delta\alpha \cdot B, \tag{4.54}$$

де Δα – допуск на відхилення кута, рад;

B – відстань між точками розташування регуляторів, м.

4.3.2. Залежність динамічного нейтрального положення від амплітуди коливань пневматичного пружного елемента. Оскільки регулятор рівня підлоги відстежує коливання висоти пневматичного пружного елемента, то як початкові дані для розрахунку площ прохідних перерізів регулятора необхідно прийняти залежність динамічного нейтрального положення від амплітуди

коливань пневматичного пружного елемента. Ця залежність може бути визначена з двох умов:

1. мінімальна вірогідність пробою підвіски;

2. мінімальна витрата повітря підвіскою.

Залежність динамічного нейтрального положення, визначена з умови мінімальної вірогідності пробою підвіски, зображена на рис. 4.54. При цьому динамічне нейтральне положення визначається за відстанню до буфера стиснення, яка забезпечила б відсутність пробоїв при наїзді на одиничну нерівність, висота якої на 20 − 30 % перевищує середню висоту нерівностей. Слід зазначити, що в середньому інтервал амплітуд динамічне нейтральне положення залежить від частоти збурювальної дії.

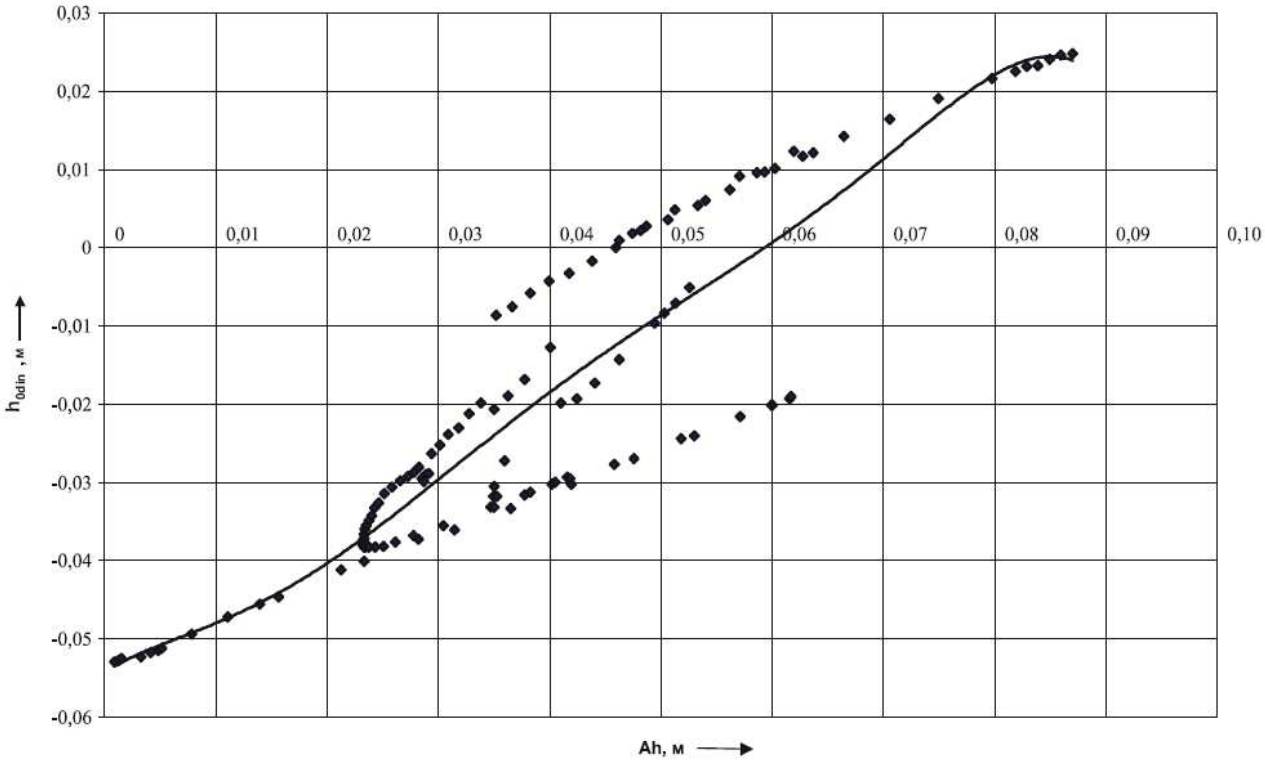


Рисунок 4.54 – Динамічне нейтральне положення висоти пневматичного пружного елемента за умови мінімальної вірогідності ударів у буфер стиснення під час руху АТЗ

В області низьких частот (низькочастотний резонанс) динамічне нейтральне положення повинне знаходитися нижче, ніж в області високих частот (високочастотний резонанс). Тому, для більш точного визначення

зміщення динамічного нейтрального положення відносно статичного, необхідно знати як мінімум амплітуду і частоту коливань пневматичного пружного елемента. Реалізація цього алгоритму дозволить підвищити стійкість руху на рівних дорогах за рахунок нижчого розташування центра мас, а також знизити вірогідність пробою підвіски під час руху по нерівних дорогах. Як наслідок, при проектуванні підвіски можна реалізовувати менший динамічний хід, а значить знизити рівень підлоги АТЗ, що важливо для міських автобусів.

Реалізація цього алгоритму в механічних системах керування безпосередньої дії через підвищені витрати повітря не можливий. Тому в таких системах необхідно визначати динамічне нейтральне положення з умови мінімальної витрати повітря під час руху АТЗ, що має на увазі збіг динамічного і статичного нейтральних положень.

Реальні конструкції регуляторів в механічних системах керування не дозволяють отримати точного збігу динамічного і статичного нейтрального положень в усьому діапазоні збурювальних частот. Так, для двоступінчатого регулятора рівня підлоги ХНАДУ залежність динамічного нейтрального положення від амплітуди коливань висоти пневматичного пружного елемента, отримана при розрахунку амплітудно-частотної характеристики, має два екстремуми, які обумовлені наявністю двох рівнів витрати на впусканні і на випусканні (рис. 4.55).

Очевидно, що, змінюючи параметри другого рівня витрати регулятора (початок спрацьовування другого рівня, співвідношення площ прохідних перерізів впускних і випускних отворів регулятора другого рівня) можна розташувати динамічне нейтральне положення поблизу статичного. При цьому при роботі регулятора на першому рівні витрати динамічне нейтральне положення буде знаходитися нижче статичного, а при роботі регулятора на другому рівні витрати – вище за статичний (рис. 4.56). Така залежність динамічного нейтрального положення дозволить мінімізувати витрату повітря підвіскою, а неминучу витрату повітря спрямувати на підвищення чутливості дороги підвіскою.

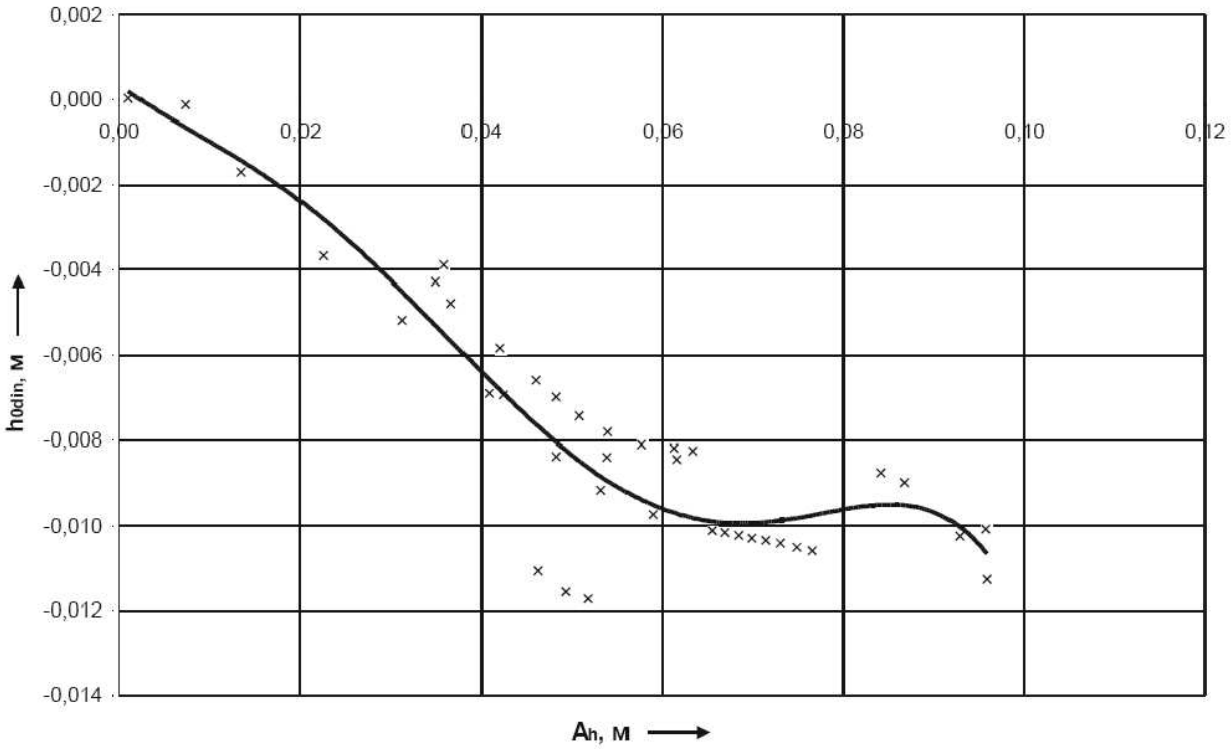


Рисунок 4.55 – Динамічне нейтральне положення висоти пневматичного пружного елемента, що забезпечується двоступінчатим регулятором ХНАДУ

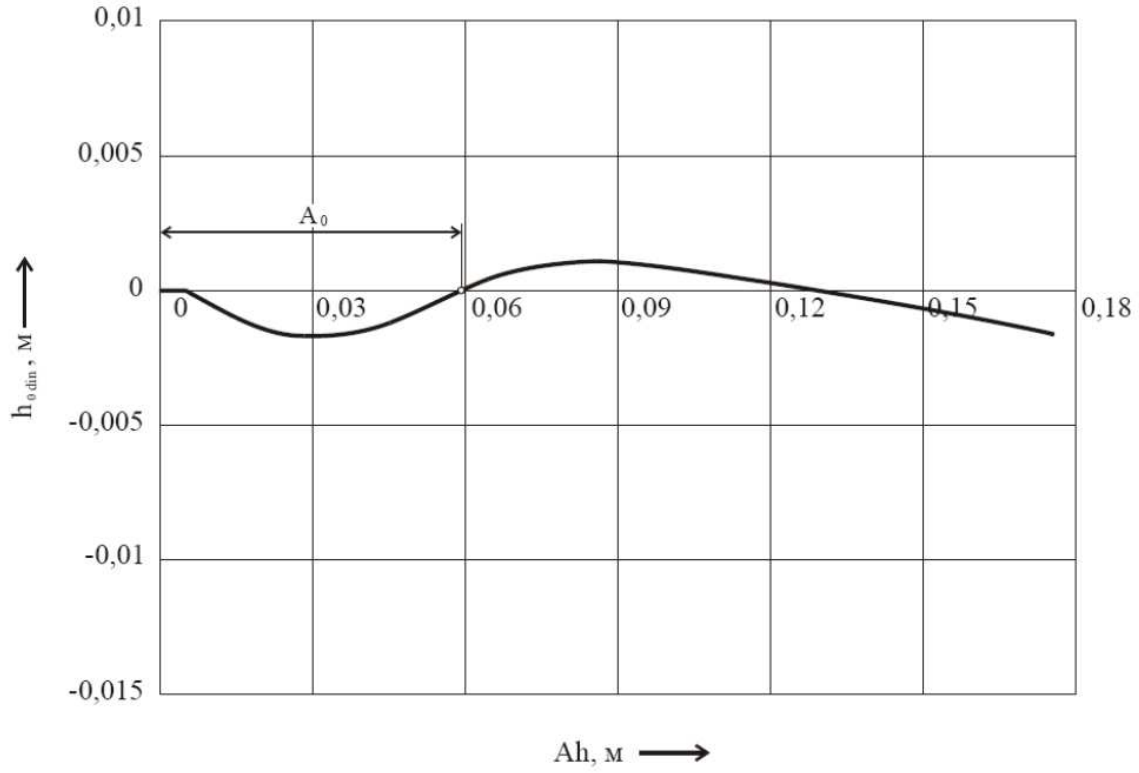


Рисунок 4.56 – Динамічне нейтральне положення висоти пневматичного пружного елемента, що забезпечується двоступінчатим регулятором, за умови мінімальної витрати повітря підвіскою під час руху АТЗ

Значення амплітуди коливань важеля регулятора A_0 (рис. 4.56), при якій спостерігається збіг статичного і динамічного нейтральних положень, вибирається з урахуванням умов експлуатації АТЗ. Для цього будуються амплітудно-частотні характеристики висоти пневматичного пружного елемента під час руху АТЗ по дорогах з різною висотою нерівностей (рис. 4.57).

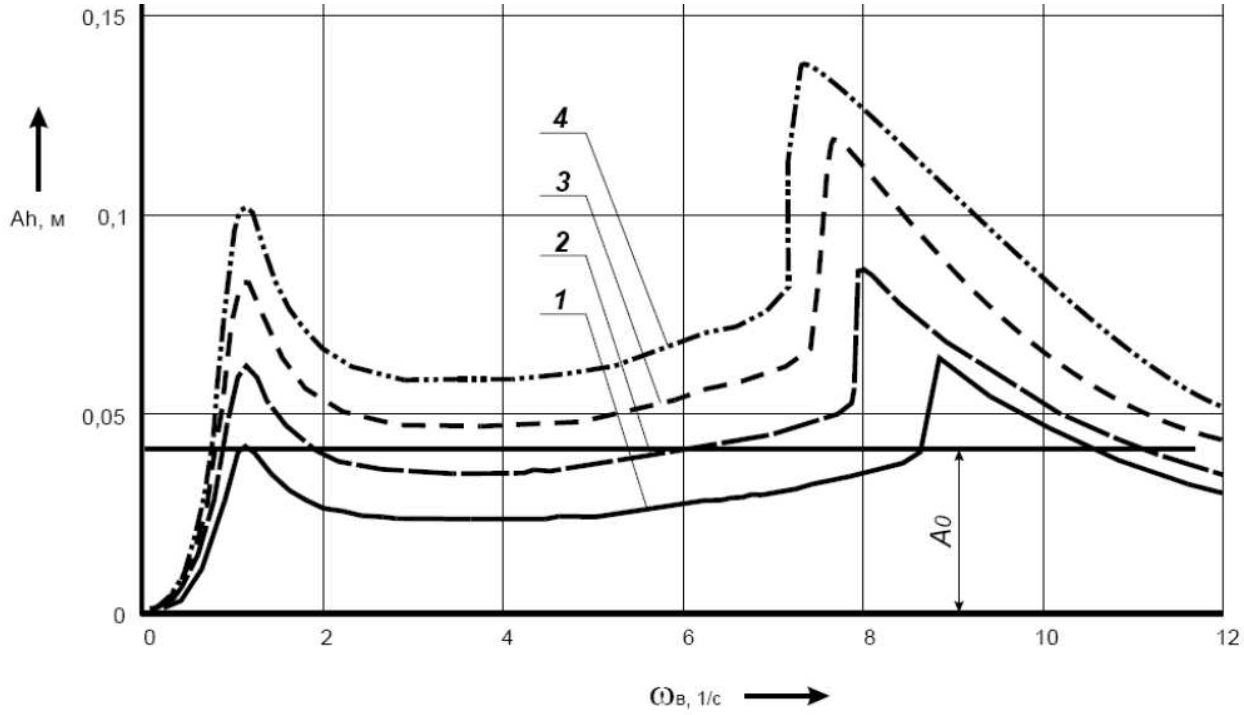
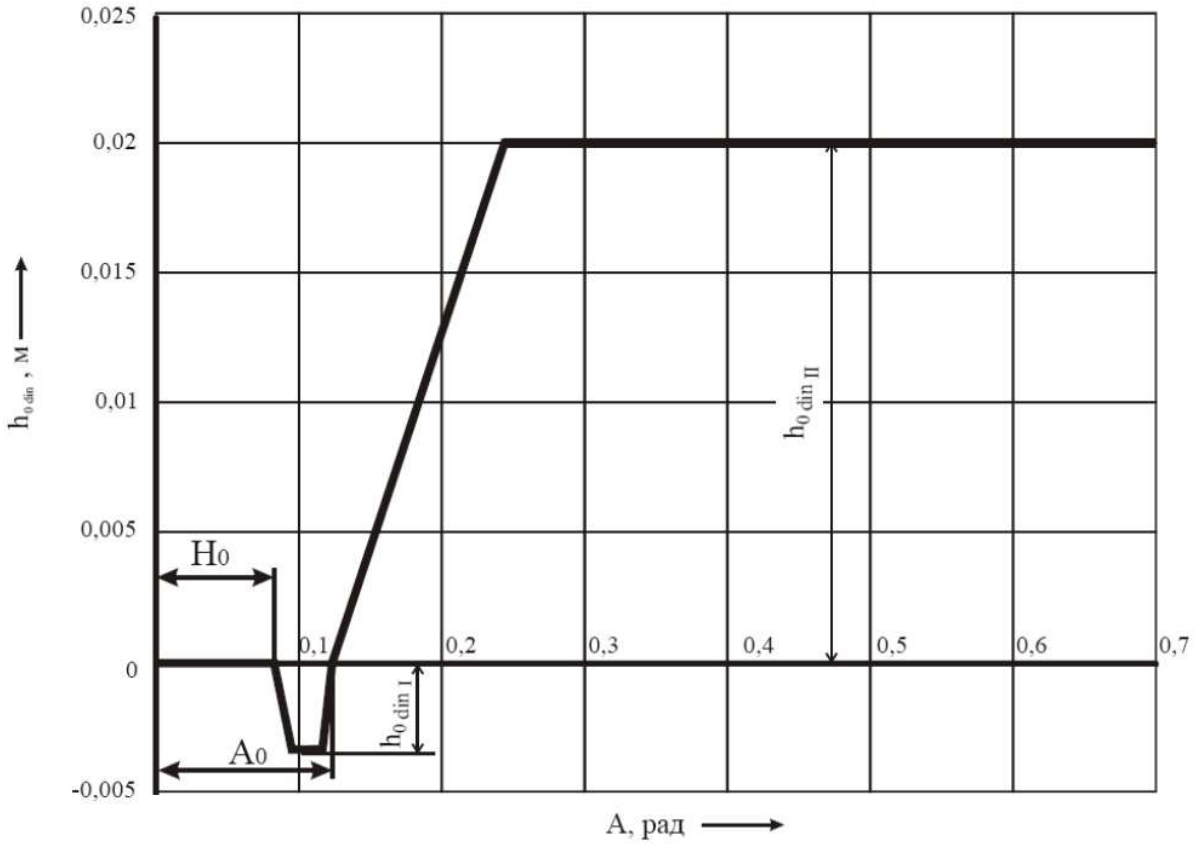


Рисунок 4.57 – Амплітудно-частотна характеристика висоти пневматичного пружного елемента автобуса ЛАЗ-5259 під час руху по дорогах з різною висотою нерівностей : 1 – 0,01 м; 2 – 0,015 м; 3 – 0,02 м; 4 – 0,025 м

У міру підвищення висоти нерівностей в зоні високочастотного резонансу спостерігається пробій підвіски. Наприклад, під час руху по дорозі з висотою нерівностей 0,01 м в зоні високочастотного резонансу в пневматичній підвісці автобуса ЛАЗ-5259 починають спостерігатися удари в буфер стиснення. Значення A_0 має бути не більше амплітуди, що відповідає початку високочастотного резонансу під час руху по дорозі з висотою нерівностей 0,01 м.

Для спрощеного представлення залежності динамічного нейтрального положення, яка надалі буде використана для розрахунку площ прохідних перерізів регулятора, рекомендується репрезентувати її так, як на рис. 4.58.



h_0 – зона нечутливості регулятора; A_0 – значення амплітуди, при якій динамічна нейтраль співпадає з статичною; h_{0dinI} – зміщення динамічного нейтрального положення відносно статичного при роботі першого рівня витрати регулятора; h_{0dinII} – зміщення динамічного нейтрального положення відносно статичного при роботі другого рівня витрати регулятора

Рисунок 4.58 – Динамічне нейтральне положення залежно від амплітуди коливань важеля регулятора

Для побудови цієї залежності потрібні наступні параметри:

1) величина зони нечутливості регулятора h_0;

2) зміщення динамічного нейтрального положення відносно статичного при роботі першого ступеня регулятора h_{0dinI} ;

3) зміщення динамічного нейтрального положення відносно статичного при роботі другого ступеня регулятора h_{0dinII} ;

4) значення амплітуди коливань важеля A_0, при якій динамічне нейтральне положення співпадає із статичним.

Прийнята залежність динамічного нейтрального положення використовується як початкові дані для визначення раціональною площі прохідних перерізів регулятора рівня підлоги.

4.3.3. Діаграма сумарної витрати повітря регулятором. Сумарна витрата повітря при відхиленні важеля регулятора на кут Δα є інтегралом миттєвих витрат у діапазоні від нульового відхилення важеля до Δα. Іншими словами, ця кількість повітря, що проходить через регулятор при відхиленні важеля на кут Δα.

Регулятор при коливанні важеля з амплітудою *A* підтримуватиме задане зміщення динамічного нейтрального положення $\Delta\alpha_{ст}$ за умови, що кількість повітря, що випускається, при відхиленні на кут $\Delta\alpha_{вип}$ дорівнюватиме кількості повітря, що впускається, при відхиленні важеля на кут $\Delta\alpha_{вп}$ (рис. 4.59).

Для побудови діаграми сумарної витрати необхідно скористатися законом його наростання, який залежить від типу регулятора (одноступінчатий, двоступінчатий, безступінчатий й тощо). Приклади законів наростання сумарної витрати зображені на рис. 4.60.

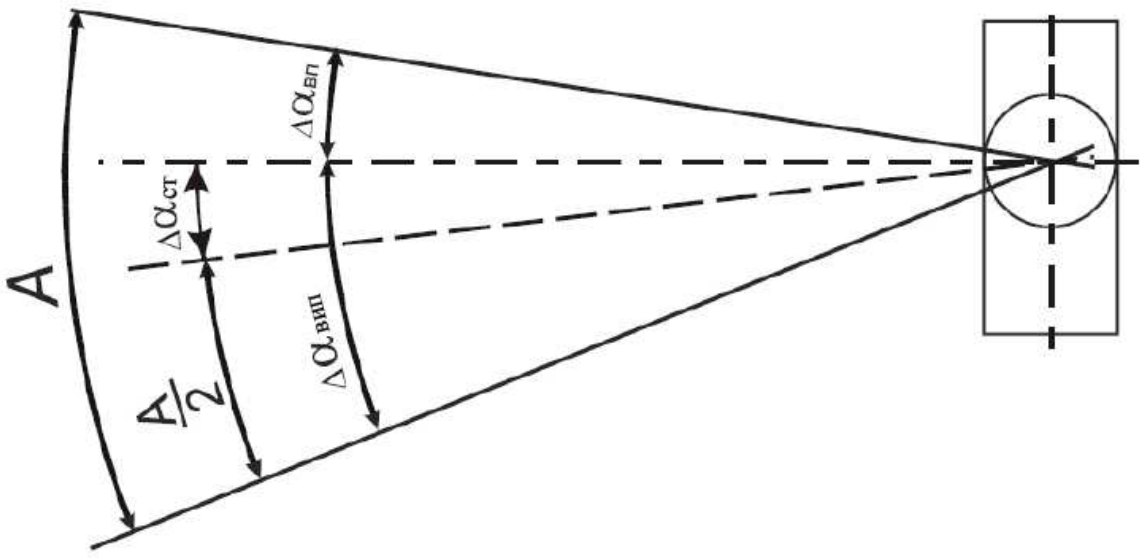
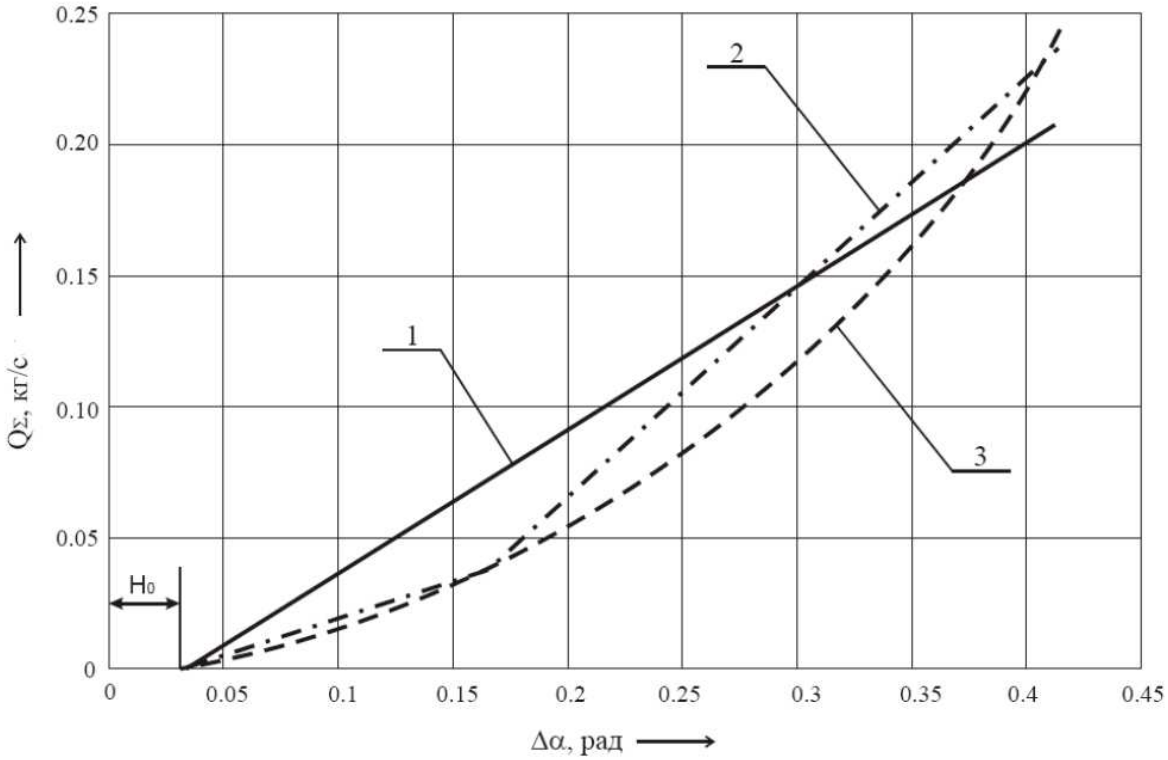


Рисунок 4.59 – Межі коливань важеля регулятора з амплітудою *A* і зміщенням динамічної нейтралі $\Delta\alpha_{ст}$



1 – одноступінчатий регулятор; 2 – двоступінчатий регулятор;
3 – безступінчатий регулятор

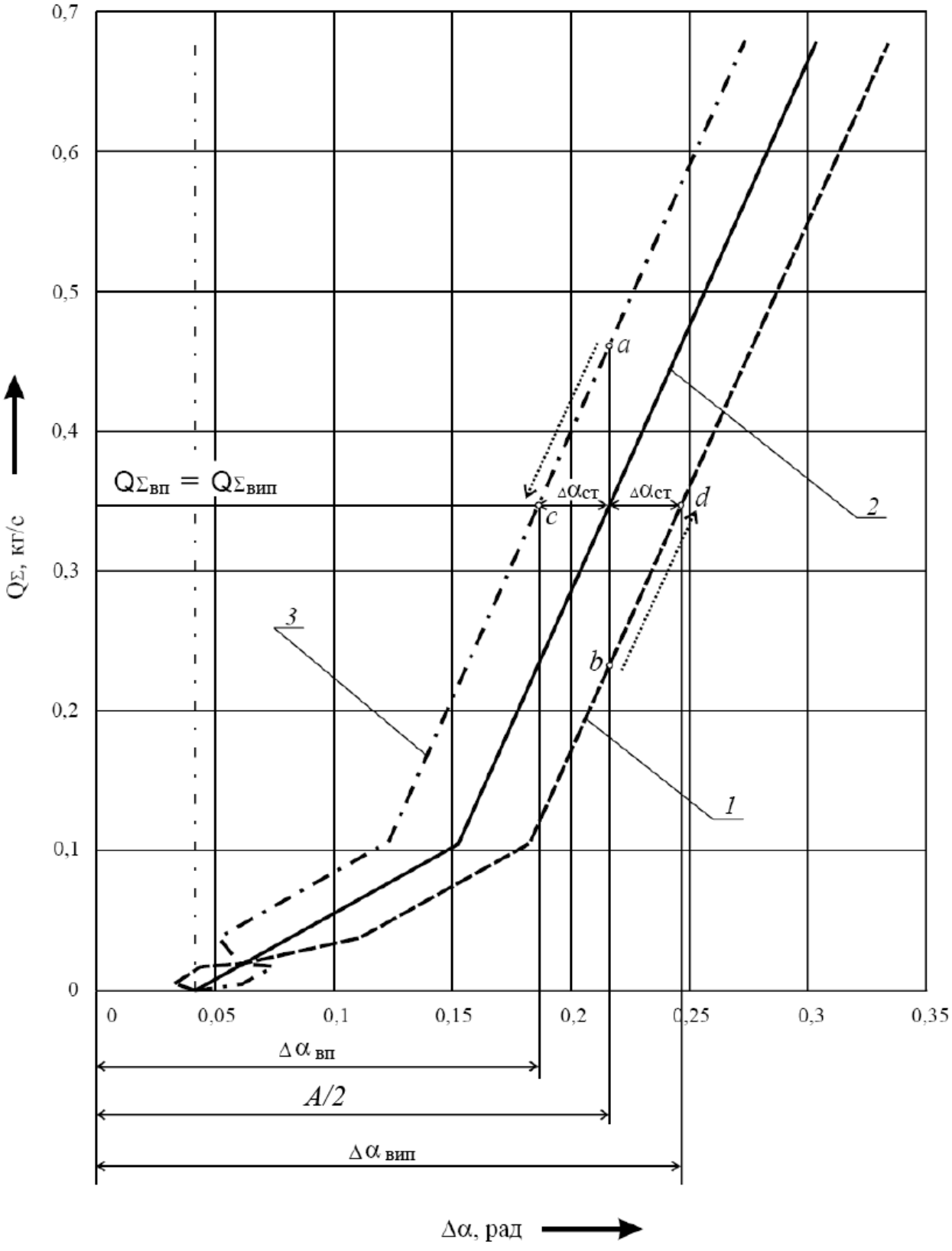
Рисунок 4.60 – Закони наростання сумарної витрати

Від кожної точки кривої закону наростання сумарної витрати повітря в лівий та правий бік уздовж осі абсцис відкладається значення зміщення динамічної нейтралі $\Delta\alpha_{ст}$, виражене в радіанах кута повороту важеля регулятора і відповідне половині амплітуди $A/2$ з діаграми на рис. 4.58. Отримані точки з'єднують і отримують криві сумарної витрати регулятором на впусканні та на випусканні, які забезпечують задане положення динамічної нейтралі (рис. 4.61).

Граничні кути відхилення важеля на впусканні $\Delta\alpha_{вп}$ і на випусканні $\Delta\alpha_{вип}$ при коливаннях з амплітудою A і зміщення $\Delta\alpha_{ст}$ визначаються за формулами:

$$\alpha_{вп} = \frac{A}{2} - \alpha_{ст} \tag{4.55}$$

$$\alpha_{вип} = \frac{A}{2} + \alpha_{ст} \tag{4.56}$$



1 – сумарна витрата при випуску; 2 – закон наростання сумарної витрати; 3 – сумарна витрата при впусканні

Рисунок 4.61 – Діаграма сумарної витрати повітря регулятором при впусканні і при випусканні

Припустимо, що під час усталеного руху транспортного засобу важіль регулятора коливається з амплітудою *A*. При цьому при впусканні і випусканні важіль відхиляється на кут A/2 і впускає в балон кількість повітря, що відповідає т. a, а випускає – кіль повітря, що відповідає т. b.

Оскільки кількість повітря, що впускається, більша, ніж що випускається, відбувається поступове підвищення динамічного нейтрального положення до тих пір, поки кіль повітря, що впускається, не зрівняється з кількістю того, що випускається (т. c і d).

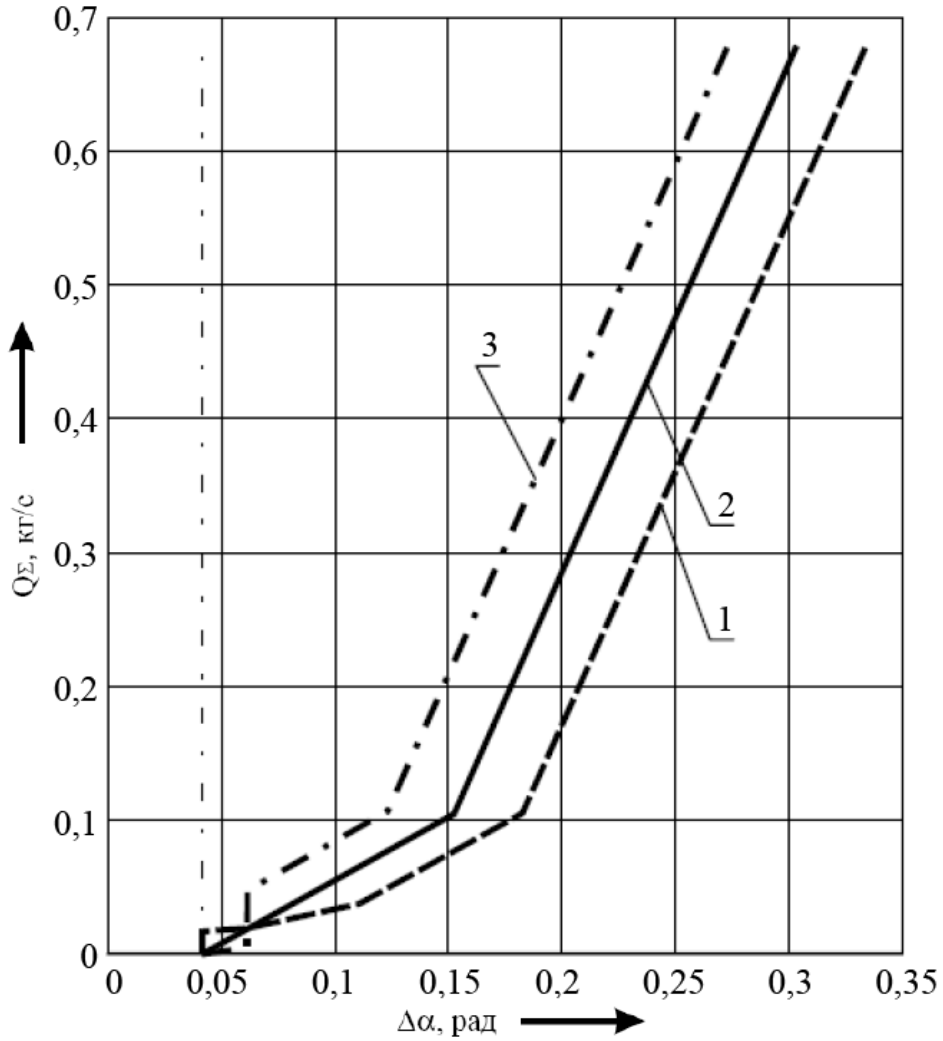
При цьому граничний кут відхилення важеля на впусканні $\Delta\alpha_{вп}$ зменшиться на $\Delta\alpha_{ст}$, а граничний кут відхилення важеля на випуску $\Delta\alpha_{вип}$ збільшиться на $\Delta\alpha_{ст}$. В результаті динамічне нейтральне положення зміститься вниз на кут $\Delta\alpha_{ст}$. Отримана діаграма сумарної витрати (рис. 4.61) потребує коригування, оскільки для одного значення Δα має бути тільки одне значення Q_{Σ}. Скорегована діаграма зображена на рис. 4.62, а залежність динамічного нейтрального положення, що відповідає скорегованій діаграмі, – на рис. 4.63.

4.3.4. Діаграма миттєвої витрати повітря регулятором. Діаграмою миттєвої витрати повітря називається залежність витрати повітря регулятором від кута відхилення його важеля. Якщо розбити криві впускання і випускання на діаграмі сумарної витрати на елементарні ділянки *d*α, то значення миттєвого витрати повітря при куті відхилення α складе в кг/с:

$$dG(\alpha) = Q_{\Sigma}(\alpha) - Q_{\Sigma}(\alpha - d\alpha), \qquad (4.57)$$

де $Q_{\Sigma}(\alpha)$ і Q_{Σ} $(\alpha - d\alpha)$ – значення сумарної витрати повітря відповідно при куті відхилення важеля (α) і $(\alpha - d\alpha)$.

Витратна діаграма регулятора рівня підлоги, площі прохідних перерізів якого відповідають діаграмі сумарної витрати рис. 4.62, представлена на рис. 4.64.



1 – сумарна витрата при випускання; 2 – закон наростання сумарної витрати; 3 – сумарна витрата при впусканні

Рисунок 4.62 – Скорегована діаграма сумарної витрати повітря

4.3.5. Діаграма площі прохідних перерізів регулятора залежно від кута відхилення важеля. При відхиленні важеля на кут α витрата повітря регулятором в кг/с визначається згідно з виразом (4.41). Звідки площа прохідного перерізу регулятора, що відповідає куту відхилення α на впусканні визначається як:

$$f_{\text{вп}}(\alpha)=\frac{\frac{dG}{dt}(\alpha)\cdot R\cdot T_{\text{атм}}}{v_{\text{кр}}\cdot P_{\text{рес}}\cdot\sqrt{\frac{1-\sigma(\alpha)^2}{2\cdot k\cdot\left(\zeta(\alpha)-\ln\sigma(\alpha)\right)}}}, \qquad (4.58)$$

і на випуску:

$$f_{\text{вип}}(\alpha)=\frac{\frac{dG}{dt}(\alpha)\cdot R\cdot T(\alpha)}{\sqrt{k\cdot R\cdot T(\alpha)}\cdot P_{\text{бал}}\cdot\sqrt{\frac{1-\sigma(\alpha)^2}{2\cdot k\cdot\left(\zeta(\alpha)-\ln\sigma(\alpha)\right)}}}. \qquad (4.59)$$

Температура повітря T і відношення тисків σ визначаються з умови адіабатного протікання процесів стиснення і розширення повітря у пневматичному пружному елементі. Як вже зазначалося вище, адіабатний процес є найбільш близьким до реальних процесів стиснення і розширення.

Температура повітря в пружному елементі залежно від кута відхилення важеля регулятора α при адіабатному процесі у К [236, 240]:

$$T(\alpha)=T_0\cdot\left(\frac{V_0}{V(\alpha)}\right)^{k-1}, \qquad (4.60)$$

де T_0 , V_0 – відповідно температура повітря в К і об’єм пневматичного пружного елемента в м^3 в положенні статичної рівноваги;

$V(\alpha)$ – об’єм пневматичного пружного елемента залежно від кута відхилення важеля регулятора, м^3.

Тиск повітря в пружному елементі залежно від кута відхилення важеля регулятора α при адіабатному процесі в Па:

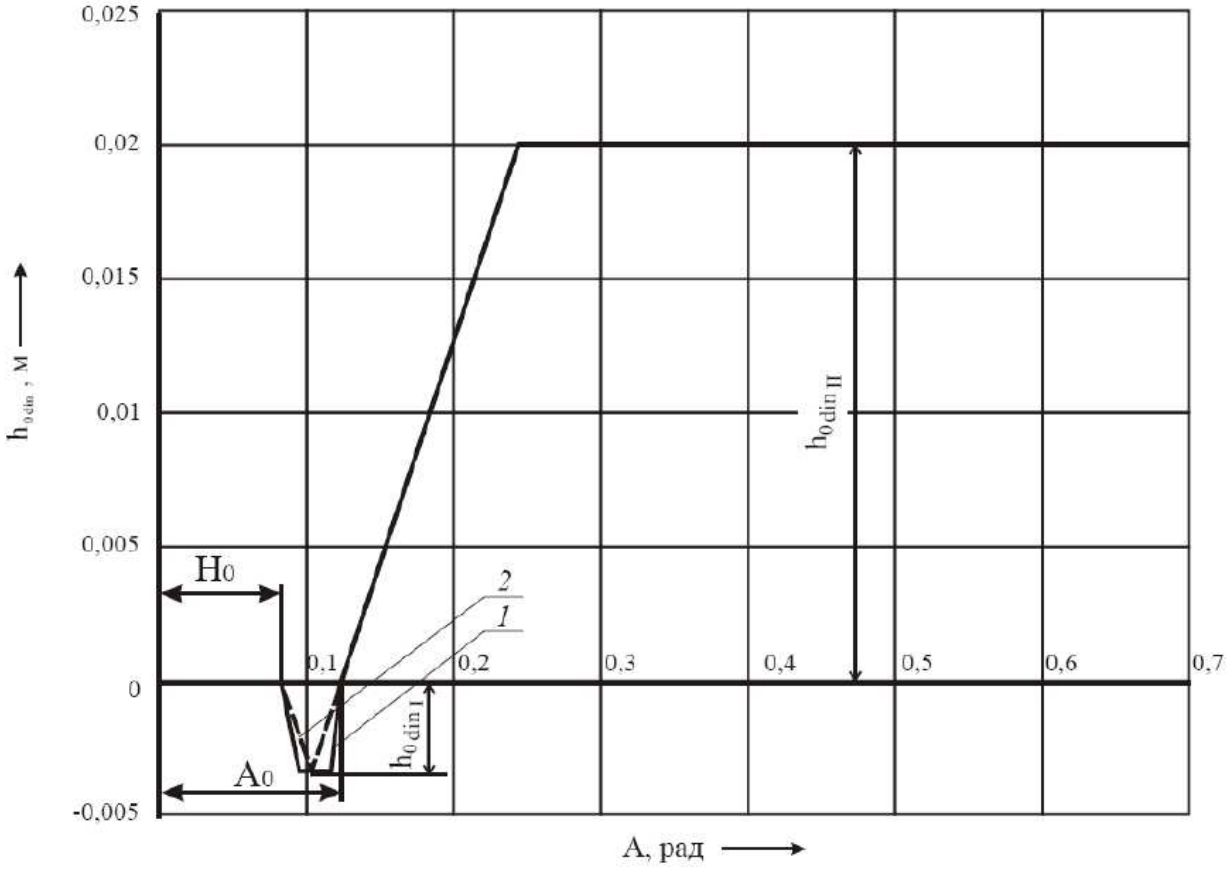
$$P(\alpha)=P_0\cdot\left(\frac{V_0}{V(\alpha)}\right)^{k}. \qquad (4.61)$$

де P_0 – тиск повітря в пневматичному пружному елементі в положенні статичної рівноваги, Па.

Діаграма площі прохідних перерізів регулятора залежно від кута відхилення важеля представлена на рис. 4.65.

Величину площі прохідних перерізів можна пропорційно змінювати за рахунок масштабного коефіцієнта закону сумарної витрати (рис. 4.60). При

цьому зміщення динамічного нейтрального положення завжди відповідатиме заданому (рис. 4.58), а час вирівнювання кузова при зміні статичного навантаження змінюватиметься.



1 – не скоректоване положення, 2 – скореговане положення

Рисунок 4.63 – Динамічне нейтральне положення, що відповідає скорегованій діаграмі сумарної витрати

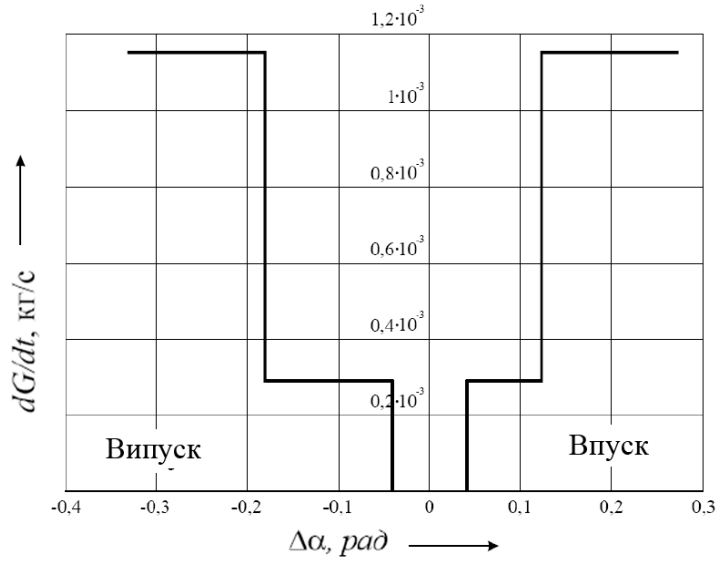


Рисунок 4.64 – Діаграма миттєвої витрати повітря регулятором

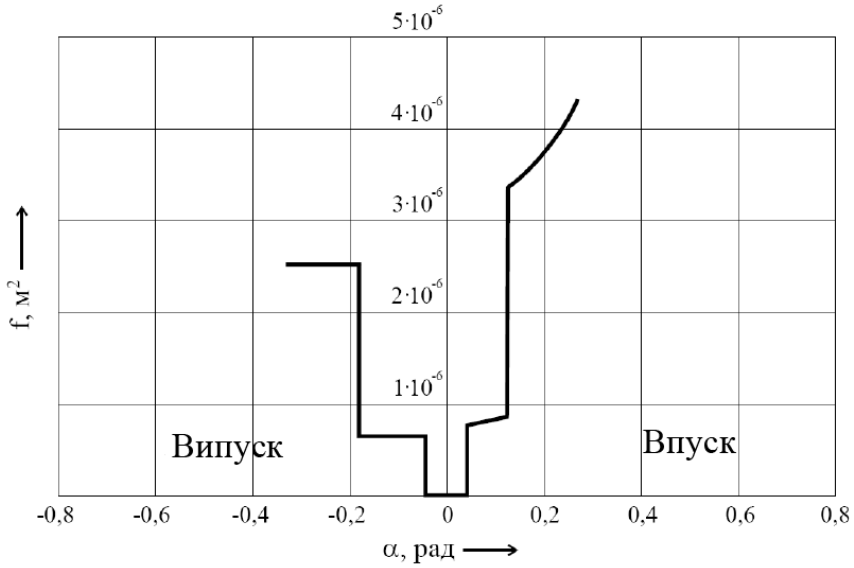


Рисунок 4.65 – Діаграма площі прохідних перерізів впускних і випускних отворів двоступінчатого регулятора залежно від відхилення важеля

Слід зазначити, що найбільш прийнятним є безступінчатий регулятор, який забезпечує оптимальне поєднання часу вирівнювання кузова в статичному положенні і витрати повітря під час руху АТЗ (рис. 4.66). Проте, конструкції існуючих регуляторів переважно не дозволяють реалізувати безступінчатий закон наростання сумарної витрати.

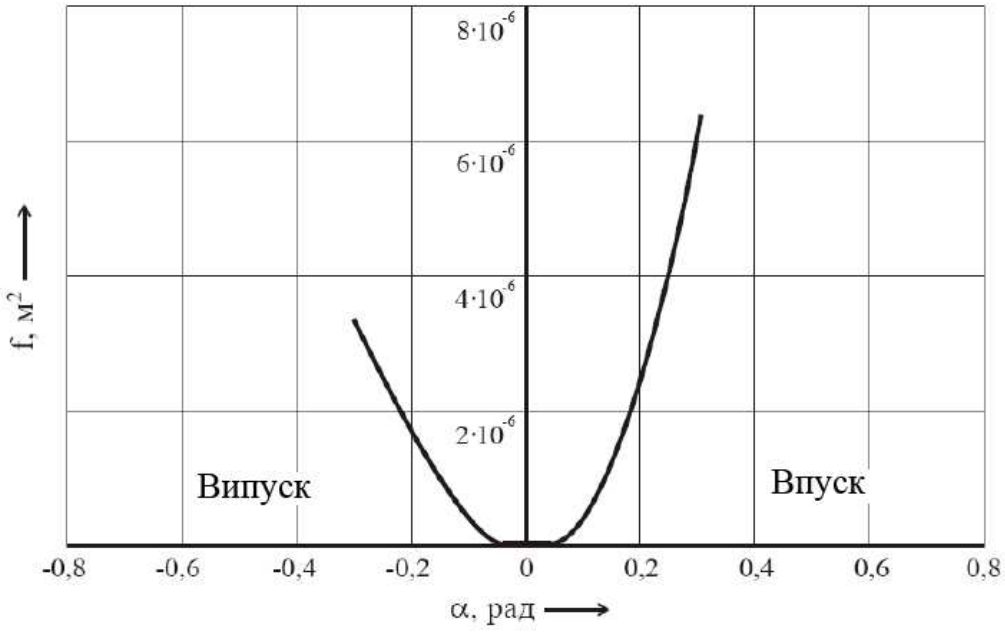


Рисунок 4.66 – Діаграма площі прохідних перерізів впускних і випускних отворів безступінчатого регулятора залежно від відхилення важеля

Залежність площ прохідних перерізів двоступінчатого регулятора вдається наблизити до зображеної на рис. 4.65 за рахунок зміни випускного отвору і зміщення зони ввімкнення другого рівня витрати (рис. 4.67).

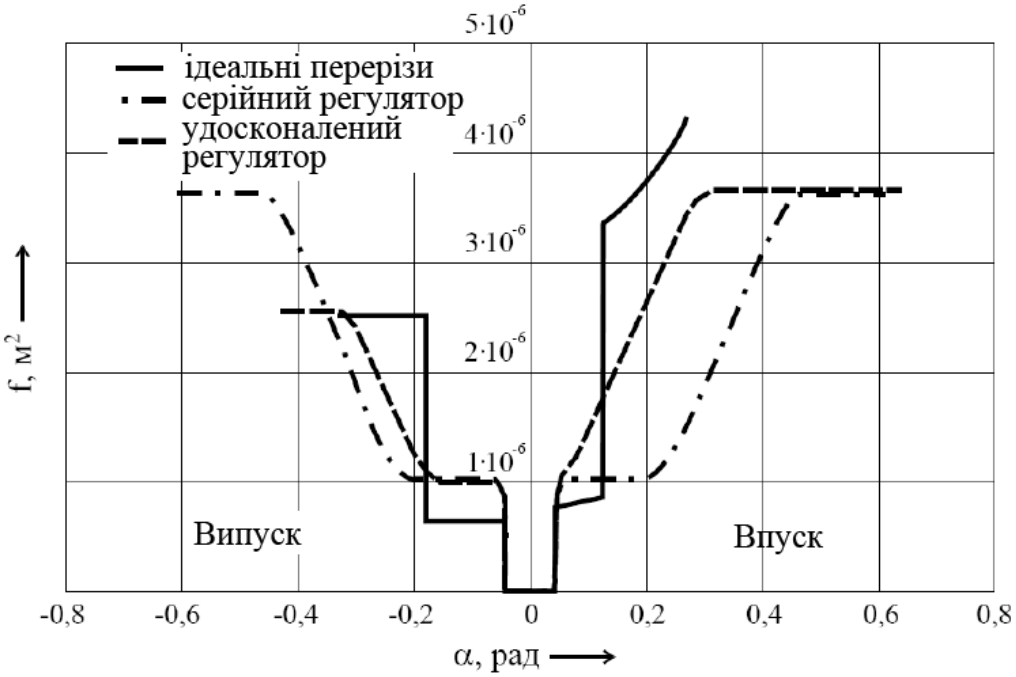


Рисунок 4.67 – Площа прохідних перерізів серійного і вдосконаленого регуляторів

У реальній конструкції регулятора ХНАДУ модифікації піддається всього лише одна деталь: плунжер, що дозволяє в мінімальні терміни перейти на виробництво модифікованого регулятора, а також розширити модельний ряд регуляторів, що випускаються, для різних типів АТЗ.

Описана методика реалізована в додатку А.7 роботи [241]. Розроблена програма дозволяє визначати залежність площі прохідних перерізів регулятора від кута повороту його важеля з умови забезпечення певного закону зміщення динамічного нейтрального положення.

Можливий також розв’язок оберненої задачі: за відомою залежністю площі прохідних перерізів регулятора визначити зміщення динамічного нейтрального положення (додаток А.8 роботи [241]). Залежність динамічного нейтрального положення від кута відхилення важеля регулятора для серійного і вдосконаленого регуляторів зображена на рис. 4.68.

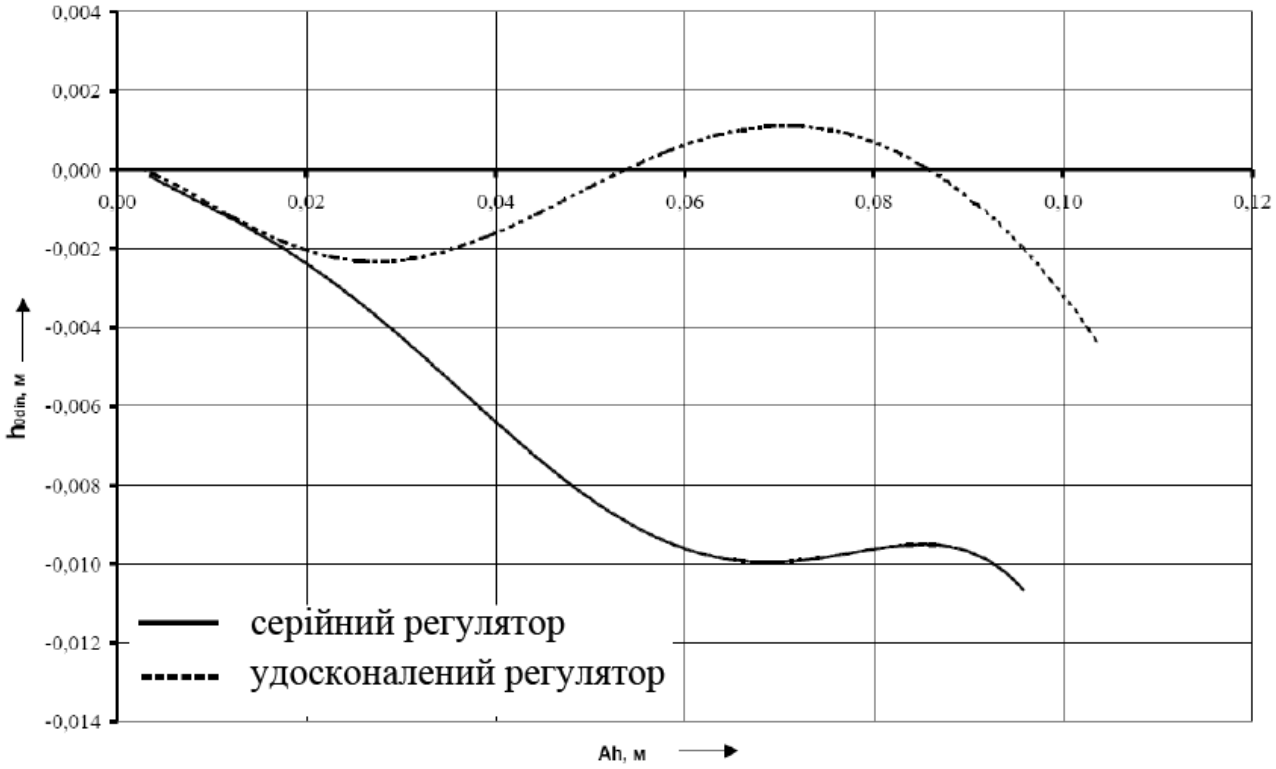


Рисунок 4.68 – Зміщення динамічного нейтрального положення, що забезпечується серійним і вдосконаленим регуляторами

Побудовані амплітудно-частотні характеристики регульованої пневматичної підвіски з серійним і вдосконаленим регуляторами підтверджують правильність запропонованого методу. Залежність зміщення нейтрального положення для вдосконаленого регулятора рівня підлоги, отримана в результаті розрахунку АЧХ, зображена на рис. 4.69.

Витрата повітря пневматичною підвіскою в результаті удосконалення регулятора рівня підлоги ХНАДУ за розрахунками за допомогою математичної моделі вдалося зменшити в середньому на 14% (рис. 4.70), в області низькочастотного і високочастотного резонансу відповідно на 28% і на 40%.

На підставі вищевикладеного можна рекомендувати наступну методику розрахунку площі прохідних перерізів регуляторів рівня підлоги в механічних системах керування пневматичною підвіскою:

1. Визначення зони нечутливості регулятора з умови відсутності кренів кузова АТЗ в положенні статичної рівноваги. Величина зони нечутливості не повинна перевищувати 70% середнього значення амплітуди коливань висоти

пневматичного пружного елемента, яка спостерігається в режимі руху, характерному для умов експлуатації АТЗ.

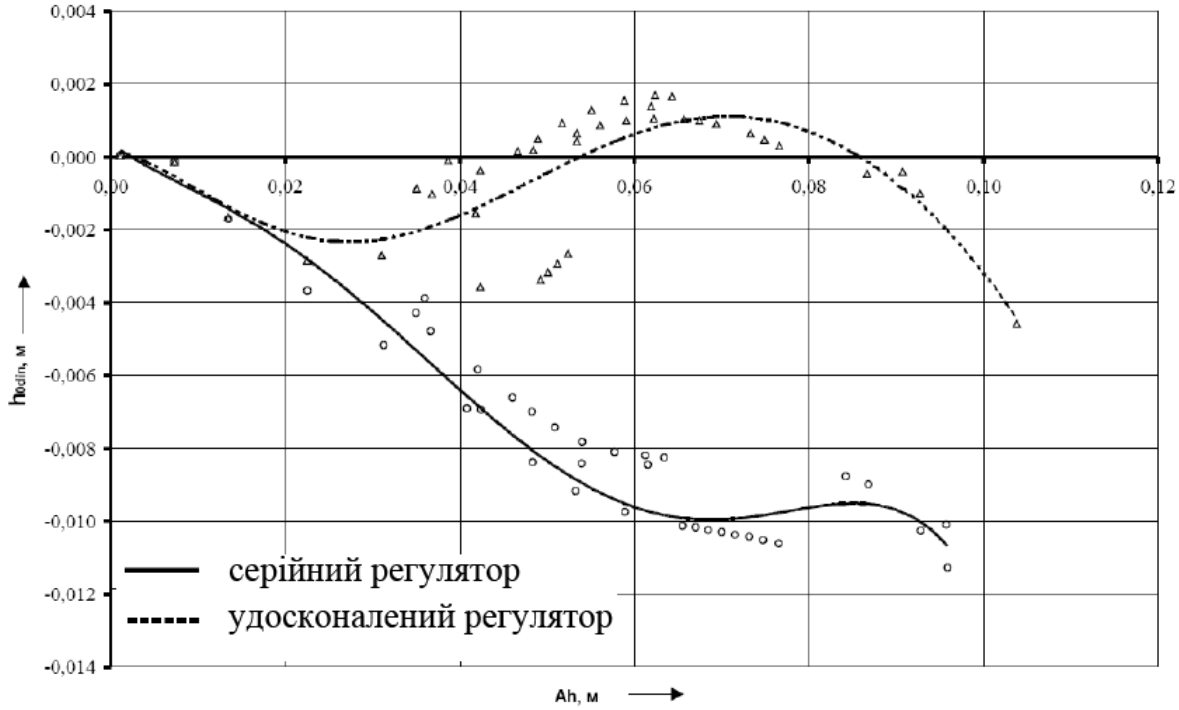


Рисунок 4.69 – Залежність зміщення динамічної нейтралі від амплітуди коливання важеля регулятора, отримана при розрахунку АЧХ для серійного і вдосконаленого регуляторів

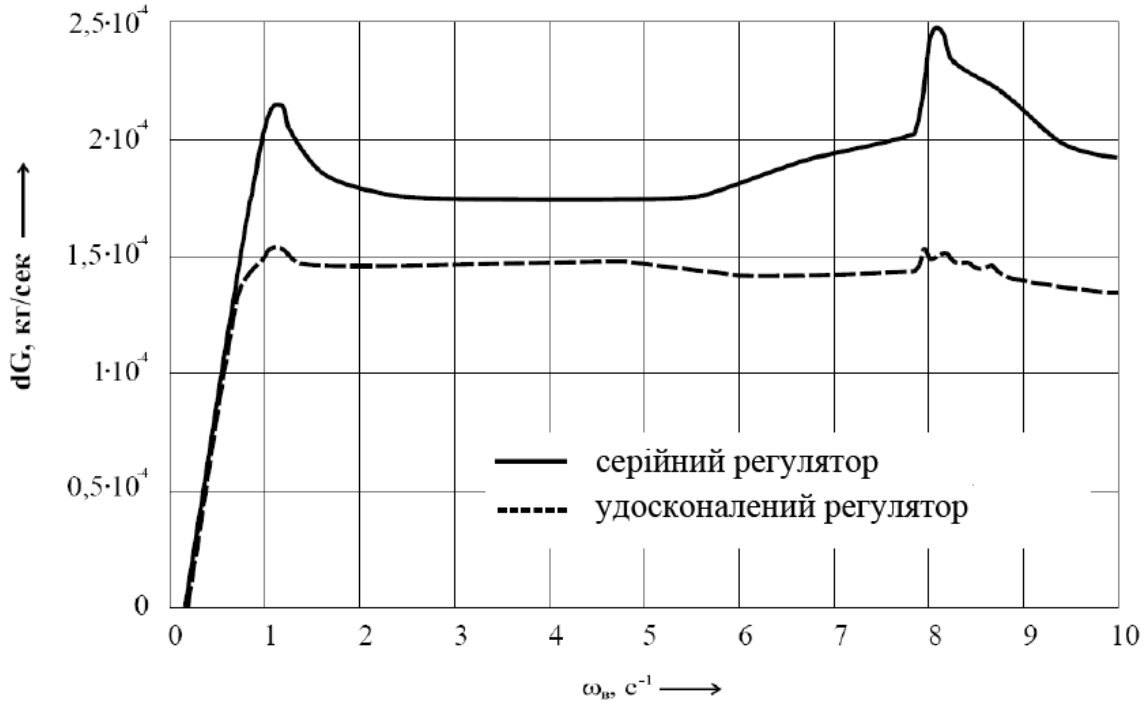


Рисунок 4.70 – Витрата повітря серійним і вдосконаленим регуляторами залежно від частоти обурювальної дії

2. Побудова діаграми сумарної витрати повітря регулятором з умови збігу динамічного і статичного нейтральних положень. Закон наростання сумарної витрати залежить від конструкції регулятора (одноступінчатий, двоступінчатий, безступінчатий). За умови збігу динамічного і статичного нейтральних положень в усьому діапазоні амплітуд діаграма сумарної витрати регулятора на впусканні і на випусканні співпадає із законом наростання сумарної витрати.

3. Побудова діаграми миттєвої витрати повітря регулятором.

4. Визначення залежності площі прохідних отворів регулятора від кута відхилення його важеля.

5. Побудова за рахунок зміни параметрів регулятора реальної залежності площ, яка максимально наближається до залежності, отриманої в п.4.

6. Визначення реального зміщення нейтрального положення.

7. Якщо реальне динамічне нейтральне положення в усьому діапазоні амплітуд не співпадає із статичним, будується бажана діаграма зміщення динамічного нейтрального положення відносно статичної залежно від амплітуди коливань пневматичного пружного елемента. При цьому необхідно враховувати наступні рекомендації:

а) при незначних амплітудах коливань бажане зниження динамічного нейтрального положення, а при значних – підвищення, що дасть можливість направити неминучу витрату повітря на підвищення чутливості дороги підвіскою;

б) значення амплітуди A_0 , після якого регулятор працює на підвищення, визначається з урахуванням умов експлуатації АТЗ і не повинне перевищувати значення амплітуди в зоні високочастотного резонансу, при якому спостерігається пробій нерегульованої підвіски.

8. За отриманою в п.7 залежністю будується діаграма сумарної витрати повітря на впусканні і на випусканні.

9. Повторюються пункти 3-6 до отримання позитивного результату.

10. Змінюючи масштабний коефіцієнт на кривій сумарної витрати, досягають необхідного часу вирівнювання кузова АТЗ при зміні маси АТЗ від

спорядженої до повної. При цьому досягнутий закон зміщення динамічного нейтрального положення відносно статичного мінятися вже не буде. При виборі масштабного коефіцієнта слід враховувати, що чим менше час вирівнювання кузова, тим більше витрата повітря підвіскою під час руху АТЗ.

4.4. Експериментальні дослідження

4.4.1. Опис конструкції вдосконаленого регулятора. На основі теоретичних досліджень впливу РРП на експлуатаційні властивості пневматичної підвіски пропонується удосконалити розроблений раніше на кафедрі автомобілів ХНАДУ РРП, який нині впроваджений у серійне виробництво на Вовчанському агрегатному заводі. У розробці запропонованої конструкції регулятора, окрім автора, брали участь В. О. Богомолов, І. Н. Новомлинський і В. Б. Пільгуй.

РРП призначений для установки на АТЗ, що мають пневматичну підвіску мостів, і служить для підтримки постійного рівня підлоги незалежно від величини статичного навантаження.

Регулятор встановлюється на кузові АТЗ на стаціонарний кронштейн. Кількість встановлюваних регуляторів рівня підлоги має бути достатнім для підтримки горизонтального положення підлоги АТЗ або його ланок.

Конструкція вдосконаленого регулятора наведена на рис. 4.71. Звичайне монтажне положення важеля 1 – горизонтальне. При ході важеля вгору повинне відбуватися наповнення балонів підвіски, вниз - випуск повітря в атмосферу. Верхній штуцер (вхід) з’єднується з повітряним балоном, що живить пневматичний балон. Бічні штуцери (вихід) з’єднуються з пневматичними балонами підвіски.

РРП містить конструктивні елементи плунжера 3 і гільзи 6, що забезпечують його двоступінчату роботу. У гільзі 6 виконані два отвори 10 і 11 різного діаметра (рис. 4.72). Навпроти отвору більшого діаметра 11 на поверхні плунжера є поясок 12, який розташований таким чином, що в нейтральному

положенні плунжера 3 (клапан 7 обпирається на сідла гільзи 6 і плунжера 3) поясок 12 перекриває отвір 11.

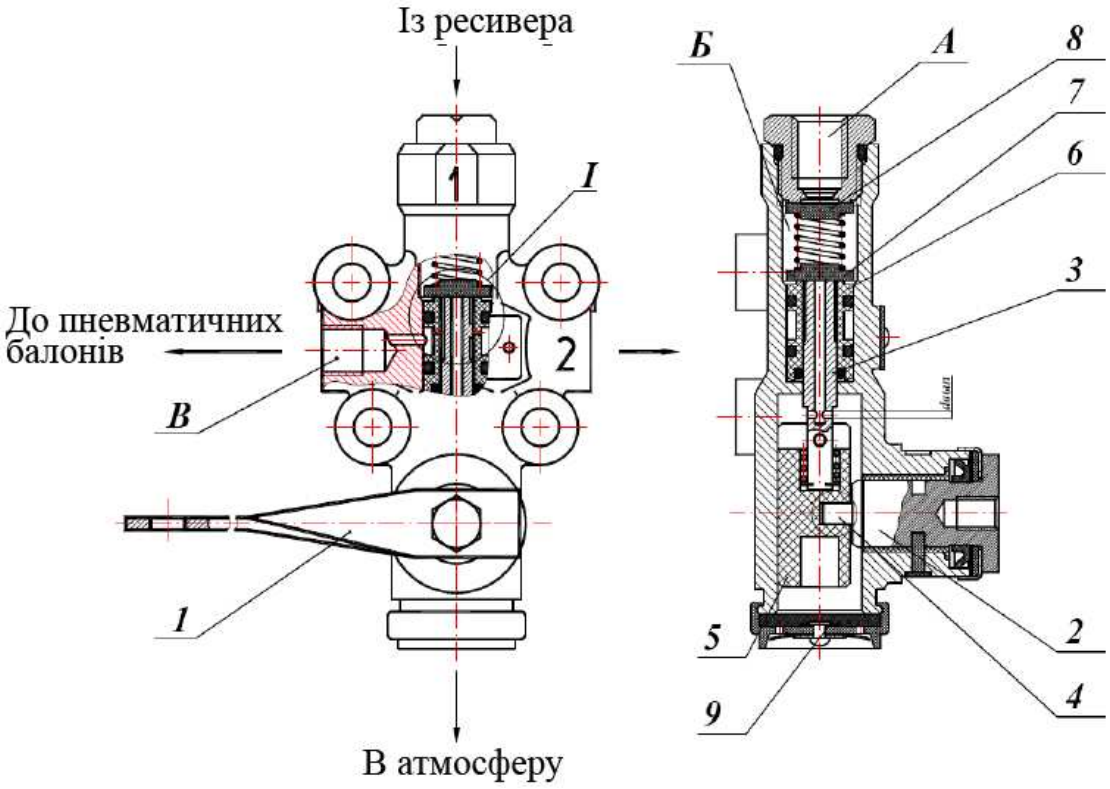


Рисунок 4.71 – Вдосконалений регулятор рівня підлоги ХНАДУ

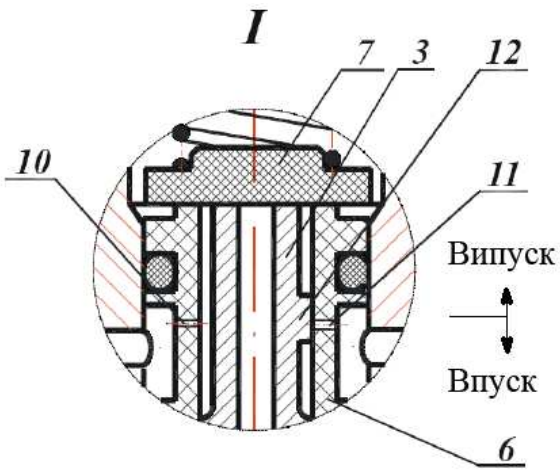


Рисунок 4.72 – Елементи РРП, що забезпечують його двоступінчату роботу

При роботі першого рівня РРП наповнення і спорожнення пневматичному балоні підвіски здійснюється через отвір 10 з малим прохідним перерізом. При великих переміщеннях плунжера 3 поясок 12 відкриває отвір 11, тому наповнення і спорожнення пневматичних балонів відбувається через обидва отвори 10 і 11.

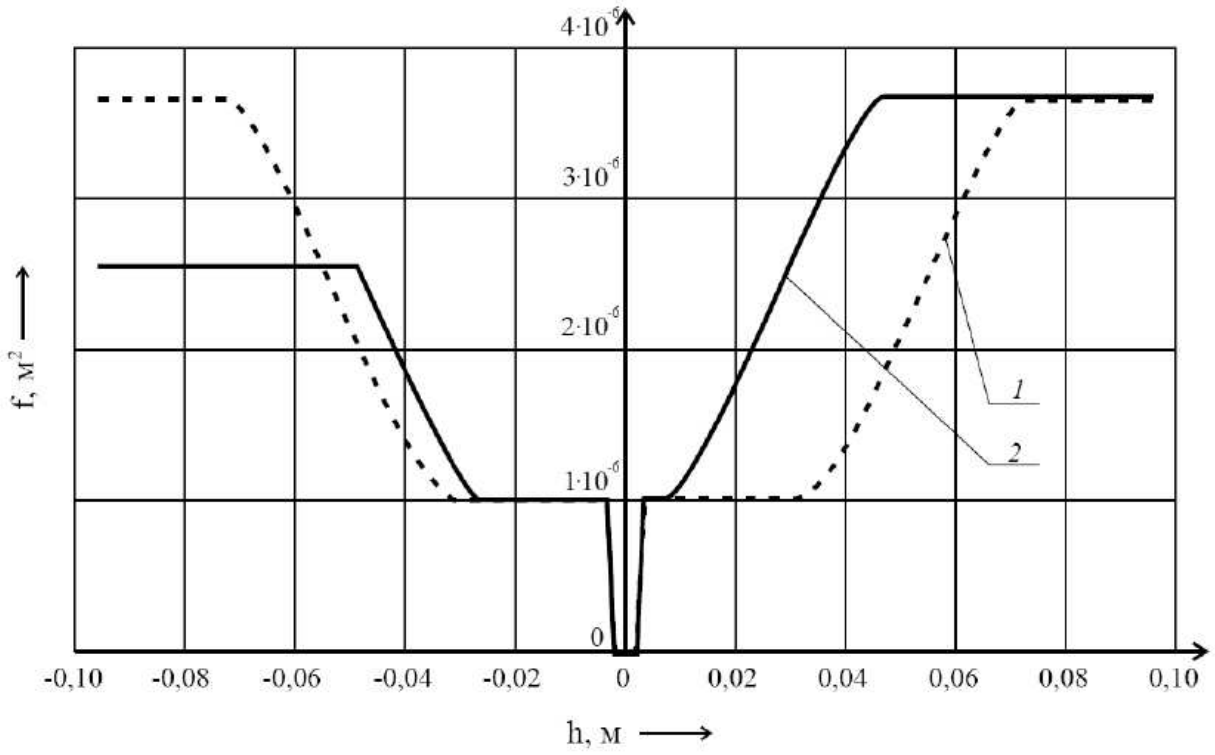
Завдяки такій конструкції РРП у результаті його модифікації вдалося наблизити залежність площі його прохідних перерізів до ідеальної залежності, визначеної раніше для двоступінчатого регулятора.

В результаті удосконалення РРП були змінені наступні конструктивні елементи:

1) діаметр випускного отвору в плунжері (див. рис. 4.71);

2) розташування поясок на плунжері відносно отворів другого рівня в положенні статичної рівноваги (див. рис. 4.72).

В результаті була змінена залежність площі прохідних перерізів регулятора (рис. 4.73).

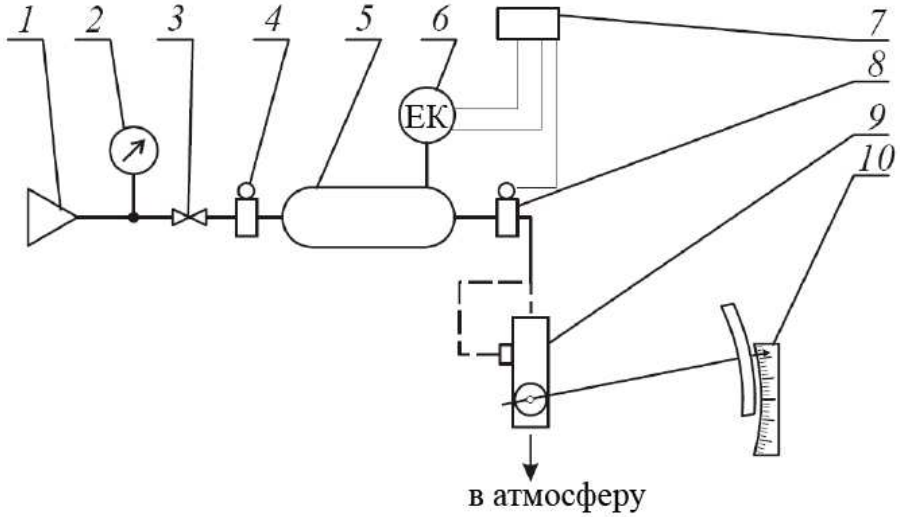


1 – серійний регулятор; 2 – удосконалений регулятор

Рисунок 4.73 – Площа прохідних перерізів регулятора залежно від висоти пневматичного пружного елемента

4.4.2. Стендові випробування. Стендові випробування регуляторів рівня підлоги дозволяють визначити статичну характеристику витрати повітря, довговічність, час вирівнювання кузова при зміні статичного навантаження від спорядженої маси АТЗ до повної маси АТЗ.

4.4.2.1. Контрольно-вимірювальний комплекс. Дослідження проводилися в експериментальній лабораторії Вовчанського агрегатного заводу. На рис. 4.74 представлена принципова схема стенду для випробувань регуляторів рівня підлоги, а на рис. 4.75 – його загальний вигляд.



1 – компресорна станція; 2 – манометр; 3 – витратний вентиль;
4, 8 – електропневматичний клапан; 5 – ресивер; 6 – манометр електроконтакта;
7 – електронний секундомір; 9 – регулятор рівня підлоги;
10 – пристрій для вимірювання кута відхилення важеля

Рисунок 4.74 – Принципова схема стенда для випробувань регуляторів рівня підлоги

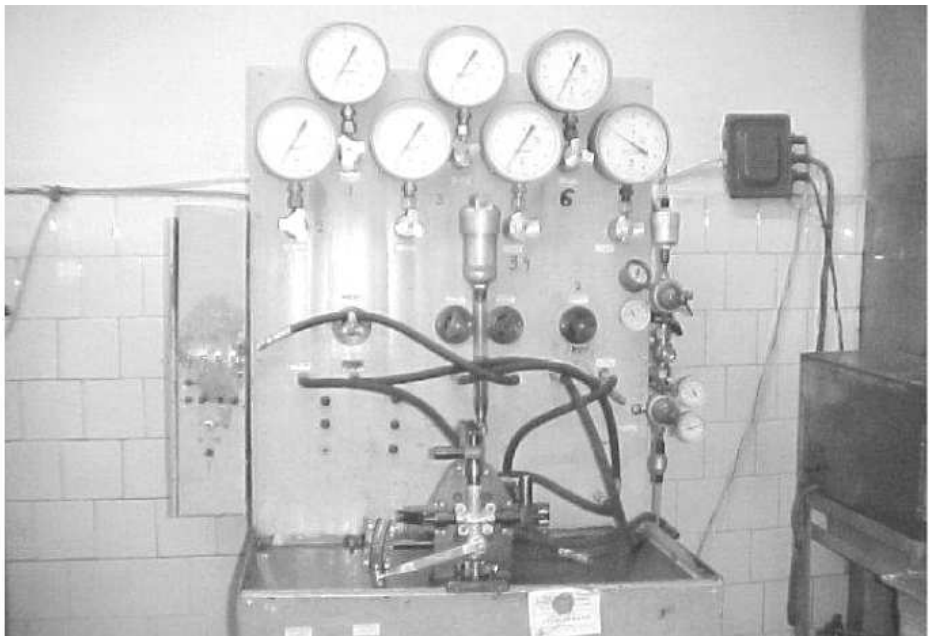


Рисунок 4.75 – Стенд для випробувань регуляторів рівня підлоги

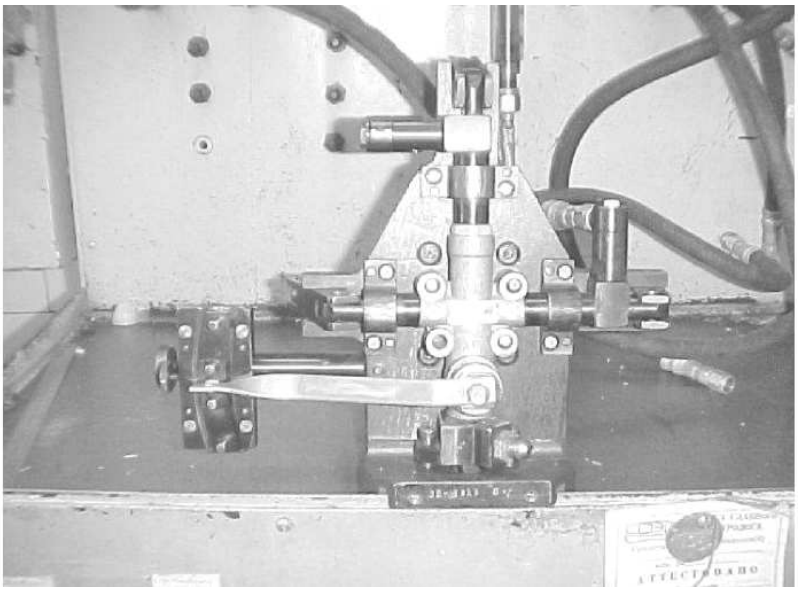
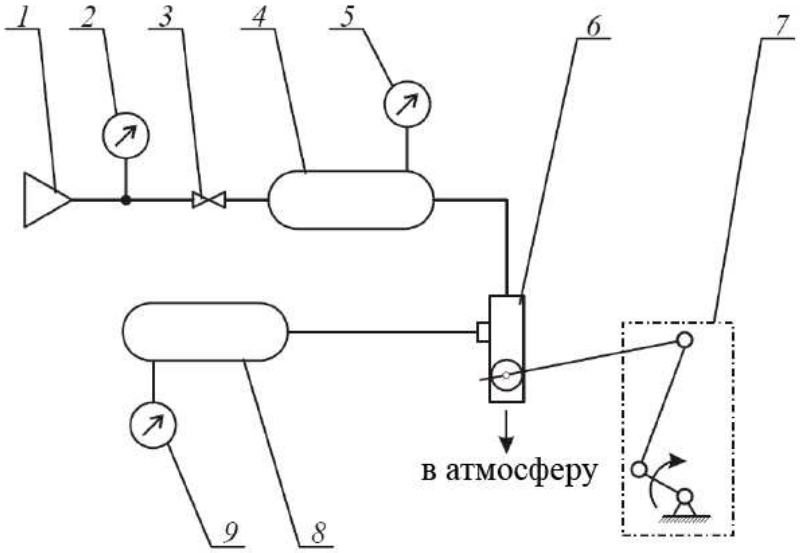


Рисунок 4.76– Кріплення РРП на стенді

Стенд влаштований таким чином. Стиснене повітря від компресорної станції 1 через витратний вентиль 3 і електропневматичний клапан 4 поступає до ресивера 5. Тиск повітря, що надходить від компресорної станції 1 фіксується манометром 2. Тиск повітря в ресивері 5 вимірюється за допомогою манометра електроконтакта 6, який під'єднаний до електронного секундоміра 7. Стиснене повітря з ресивера 5 надходить до регулятора рівня підлоги 9, кут відхилення важеля якого вимірюється пристрій 10. Ресивер 5 може бути приєднаний до регулятора через штуцер або через штуцер пневматичного балона. Манометри стенда стрілкові, типу МТИ, клас точності 0,6, ціна ділення 0,05 МПа, межа виміру 1,0 МПа. Точність електронного секундоміра 0,001 с.

Принципова схема стенда, призначеного для випробувань регулятора рівня підлоги на довговічність, представлена на рис. 4.77, загальний вигляд стенда – на рис. 4.78.

Стиснене повітря з компресорної станції 1 через витратний вентиль 3 надходить у ресивер 4, тиск повітря у якому вимірюється манометром 5. Важіль регулятора приводиться в дію від електродвигуна. При коливанні важеля повітря з ресивера 4 через впускні отвори регулятора надходить у ресивер 8, тиск повітря в якому контролюється манометром 9. Через випускні отвори регулятора повітря з ресивера 8 виходить в атмосферу.



1 – компресорна станція; 2, 5, 9 – манометр; 3 – витратний вентиль; 4, 8 – ресивер; 6 – регулятор рівня підлоги; 7 – привід важеля регулятора

Рисунок 4.77 – Принципова схема стенду для випробувань регуляторів рівня підлоги на довговічність

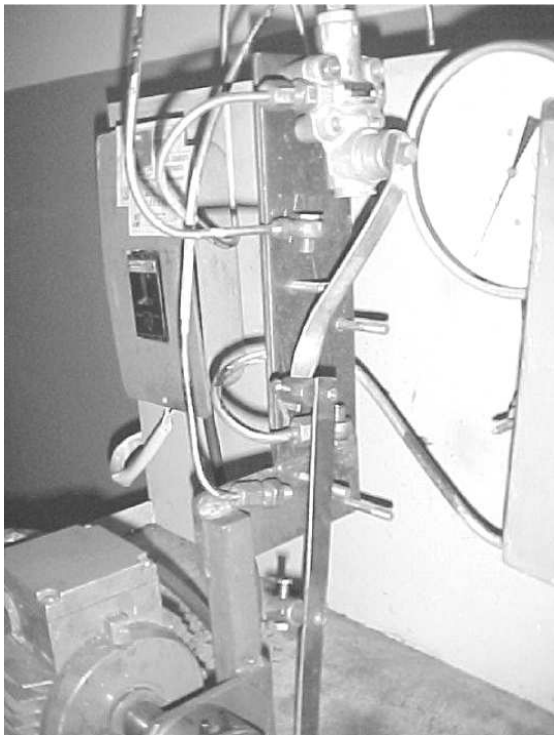


Рисунок 4.78 – Стенд для випробувань регуляторів рівня підлоги на довговічність

Під час випробувань замірялася кількість циклів, що відповідає зносу клапана регулятора.

4.4.2.2. Статична характеристика регулятора рівня підлоги. Статична характеристика РРП є залежністю витрати повітря від кута відхилення важеля при постійному перепаді тисків на вході і виході з регулятора.

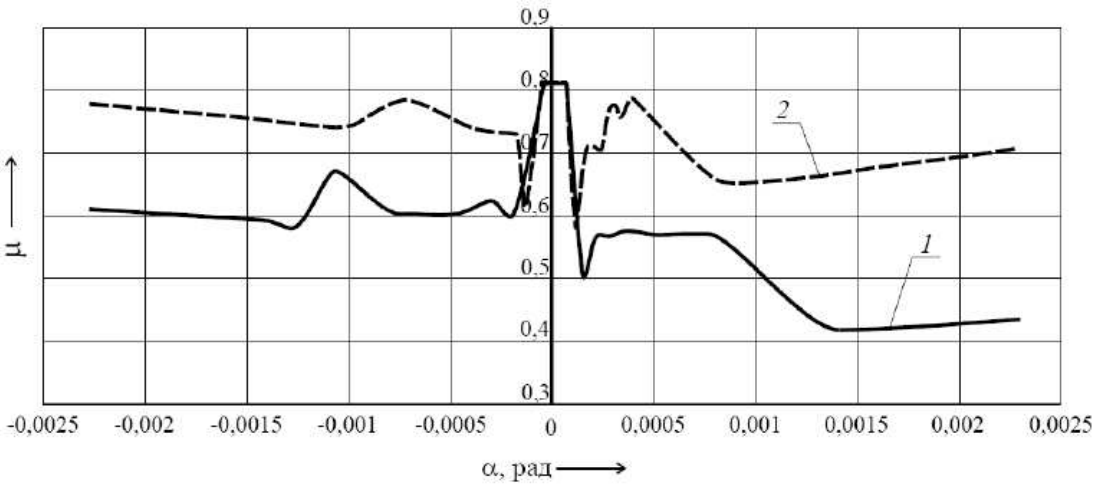
Методика отримання статичної характеристики РРП за допомогою стенда, зображеного на рис. 4.74, полягає в наступному.

Під час знімання статичної характеристики на впусканні повітря необхідно під'єднати трубопровід від електропневматичного клапана 8 до штуцера регулятора. Потім в ресивері 5 встановлюється тиск 0,8 МПа і закривається електропневматичний клапан 4. З допомогою пристрою 10 встановлюється кут відхилення важеля регулятора (при впусканні повітря важіль відхиляється вгору). Під час включення електромагнітного клапана 8 при в дію електронний секундомір 7 і повітря з ресивера 5 через штуцер РРП, призначений для під'єднування до пневматичних балонів, починає виходити в атмосферу. Тиск повітря в ресивері 5 починає падати і при певному значенні тиску манометр електроконтакта 6 зупиняє секундомір 7. Час падіння тиску заміряється для положень важеля регулятора від положення статичної рівноваги до повного відкриття отворів другого рівня.

При знятті статичної характеристики на випуску повітря необхідно під'єднати трубопровід від електропневматичного клапана 8 до одного з штуцерів пневматичних балонів. Другий штуцер має бути заглушений. Порядок дій аналогічний описаному вище. При спрацьовуванні електропневматичного клапана 8 повітря з ресивера через випускне вікно регулятора виходитиме в атмосферу.

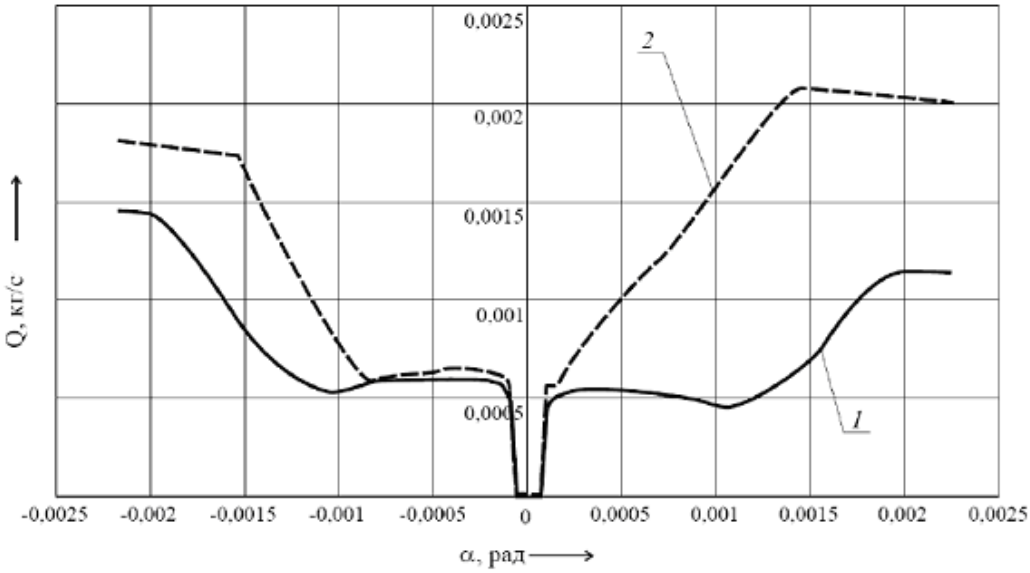
Залежності коефіцієнта витрати повітря для серійного і вдосконаленого регуляторів зображені на рис. 4.79. Статичні характеристики серійного і вдосконаленого регуляторів наведені на рис. 4.80.

Довговічність РРП склала більше 1 млн. циклів, що перевищує середнє значення циклів коливань при пробігу до капітального ремонту. Час вирівнювання кузова при зміні від спорядженої маси до повної склав 33,3 с.



1 – серійний регулятор; 2 – удосконалений регулятор

Рисунок 4.79 – Залежність коефіцієнта витрати повітря



1 – серійний регулятор; 2 – удосконалений регулятор

Рисунок 4.80 – Статична характеристика регулятора рівня підлоги

4.4.3. Дорожні випробування. Метою дорожніх випробувань є перевірка теоретичних передумов про вплив регулятора рівня підлоги на параметри коливань підресореної і непідресореною мас, зокрема на зміщення динамічного нейтрального положення відносно статичного. Для цього проводився запис коливань пневматичних пружних елементів за висотою в регульованій пневматичній підвісці з серійними і вдосконаленими регуляторами. Для проведення випробувань була вибрана пневматична підвіска автобуса.

4.4.3.1. Основні технічні параметри автобуса категорії M_3. В якості автобуса категорії M_3 випробовувався автобус «Харків'янин» - 52591, технічні характеристики якого наведені в табл. 4.3, а зовнішній вигляд на рис. 4.81.

Таблиця 4.3

Основні параметри автобуса «Харків'янин» – 52591

Найменування параметра	Значення
1. Місткість:	
кількість місць для сидіння	24
загальна кількість місць	117
2. Споряджена маса, кг:	9600
у тому числі:	
на передню вісь	2900
на задню вісь	6700
3. Повна маса, кг:	17630
у том числі:	
на передню вісь	6308
на задню вісь	11322
4. Максимальна швидкість, км/год	70
5. Маса, що припадає на один пружний елемент, кг:	
у спорядженому стані:	
на передню вісь	1046
на задню вісь	1833
у завантаженому стані:	
на передню вісь	1791
на задню вісь	2867
6. Тиск повітря у пружних елементах, МПа:	
у спорядженому стані:	
на передню вісь	0,255
на задню вісь	0,425
у завантаженому стані:	
на передню вісь	0,414
на задню вісь	0,690
7. Частота власних коливань, Гц:	
у спорядженому стані:	
на передню вісь	1,46
на задню вісь	1,32
у завантаженому стані:	
на передню вісь	1,30
на задню вісь	1,25

Спеціальне вимірювально-реєстраційне обладнання забезпечило фіксацію всіх основних параметрів коливання кузова під час руху автобуса.



Рисунок 4.81 – Автобус «Харків'янин»–52591

4.4.3.2. Вимірювальна апаратура. В процесі випробувань вимірювалися наступні величини:

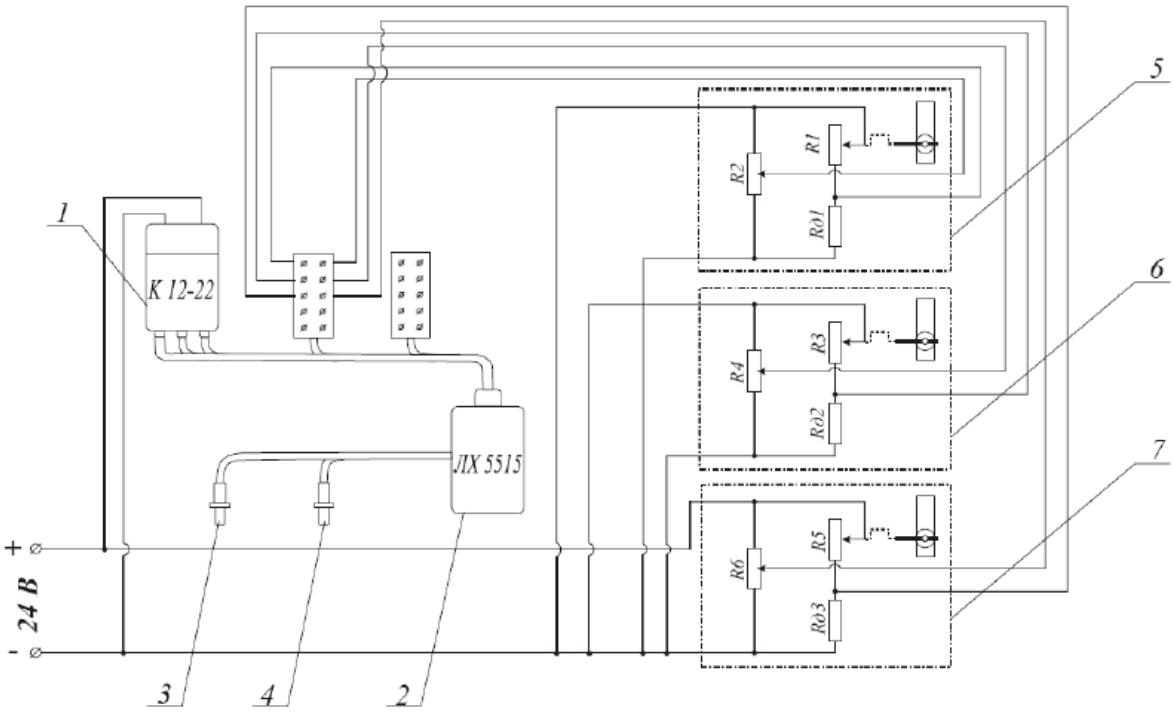
1. Висота пневматичного пружного елемента передньої підвіски і пружних елементів лівого та правого бортів задньої підвіски;

2. Тиск повітря в пневматичних пружних елементах передньої і задньої підвіски.

Вимірювально-реєстраційне обладнання встановлювалося в салоні автобуса. Електрична схема вимірювально-реєстраційного обладнання представлена на рис. 4.82, його зовнішній вигляд зображений на рис. 4.83 і 4.84.

Вимірювально-реєстраційне обладнання включає два датчики тиску повітря 3 і 4 (рис. 4.82), які встановлюються відповідно у пневматичному балоні передньої підвіски і задньої підвіски, три датчики кута повороту важеля регулятора 5, 6 і 7, підсилювач ЛХ-5515 2 і осцилограф К −12−22 1. Живлення комплексу здійснювалося від двох акумуляторів 12 В, з'єднаних паралельно.

Датчик кута повороту важеля регулятора є потенціометром, підключеним за мостовою схемою до осцилографа.



1 – осцилограф К − 12 − 22; 2 – підсилювач ЛХ-5515; 3, 4 – тензодатчики тиску повітря ЛХ-415 відповідно у пневматичних балонах передньої і задньої підвісок; 5, 6, 7 – датчики кута повороту важеля регуляторів відповідно переднього, лівого заднього і правого заднього балонів

Рисунок 4.82 – Принципова електрична схема вимірювально-реєстраційне обладнання для дорожніх випробувань

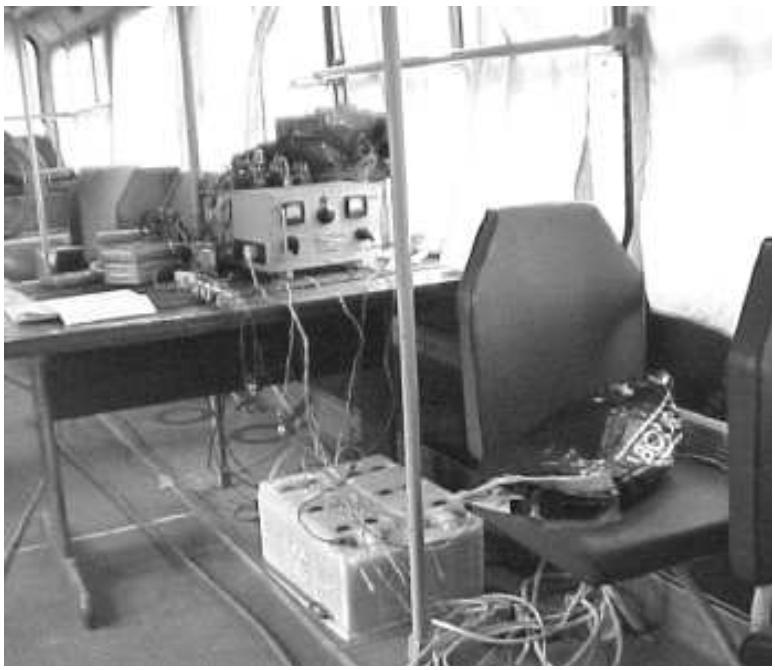


Рисунок 4.83 – Розміщення вимірювально-реєстраційне обладнання в автобусі



Рисунок 4.84 – Розміщення вимірювально-реєстраційне обладнання в автобусі

Нульове положення сигналу регулюється реостатами R_2, R_4, R_6, а максимальне відхилення сигналу – реостатами $R_{д1}$, $R_{д2}$, $R_{д3}$. При стоянці автобуса, коли тиск повітря в системі досягне номінальної величини, за допомогою реостатів R_2, R_4, R_6 сигнали від датчиків виставляються в нульове положення.

4.4.3.3. Результати випробувань. Зважаючи на теоретичні передумови, було встановлено, що найбільший вплив на параметри коливань РРП робить поблизу резонансних частот. Тому однією з вимог проведення дорожніх експериментальних досліджень було забезпечення збурювальної частоти, близькою до резонансної.

Для проведення дорожніх випробувань була вибрана бруківка з середньою довжиною нерівностей 150 ÷ 200 мм (рис. 4.85). Під час руху по такій дорозі із швидкістю 15 ÷ 20 км/год середнє значення збурювальної частоти складає близько 1,2 ÷ 1, 5 $с^{-1}$, яке є близьким до значення частоти першого резонансного сплеску. Протяжність вибраної ділянки бруківки склала 350 ÷ 400 м, що відповідало часу руху автобуса із швидкістю 15 ÷ 20 км/год, рівному 60 с.



Рисунок 4.85 – Місце проведення дорожніх експериментальних досліджень

Для досягнення усталеного руху, при якому вже не відбувається зміщення динамічного нейтрального положення, потрібно 20−30 с. Тому такі умови проведення дорожніх випробувань можна вважати задовільними.

Типові осцилограми коливань пневматичних пружних елементів задньої підвіски під час руху автомобіля із серійним регулятором рівня підлоги показані на рис. 4.86, а з удосконаленим – на рис. 4.87. Як видно з отриманих осцилограм, удосконалений регулятор забезпечує коливання пружного елемента поблизу статичного нейтрального положення, тоді як серійний регулятор сприяє нижчому розташуванню динамічного нейтрального положення.

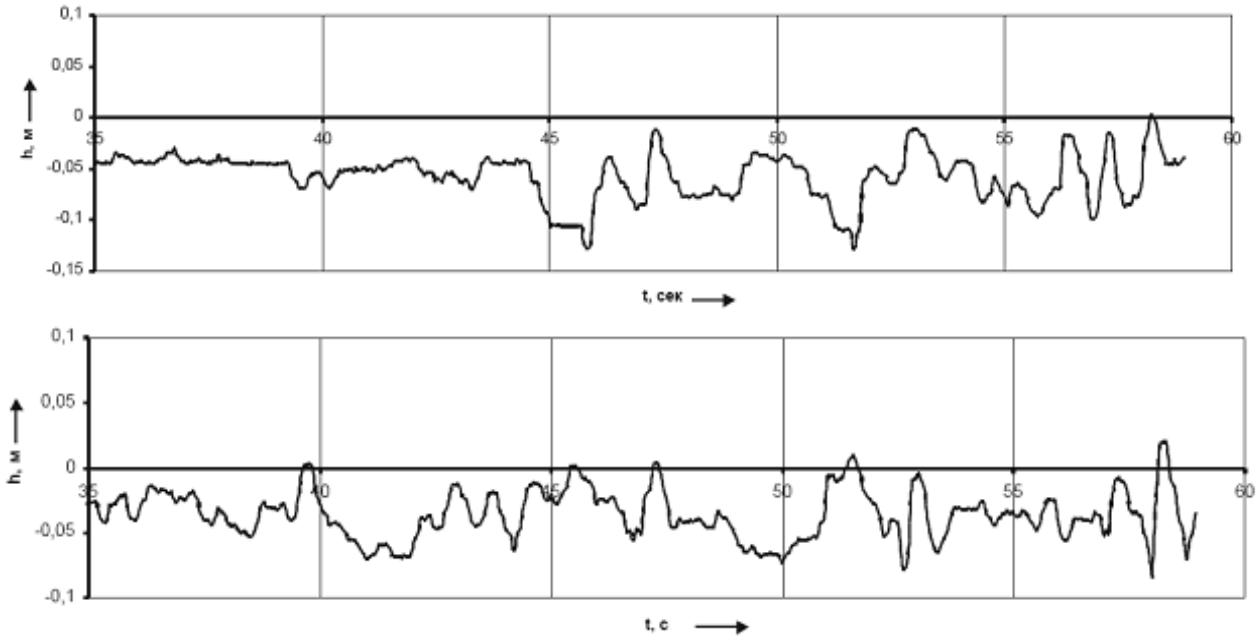


Рисунок 4.86 – Коливання пневматичного пружного елемента за висотою в підвісці з серійним регулятором рівня підлоги

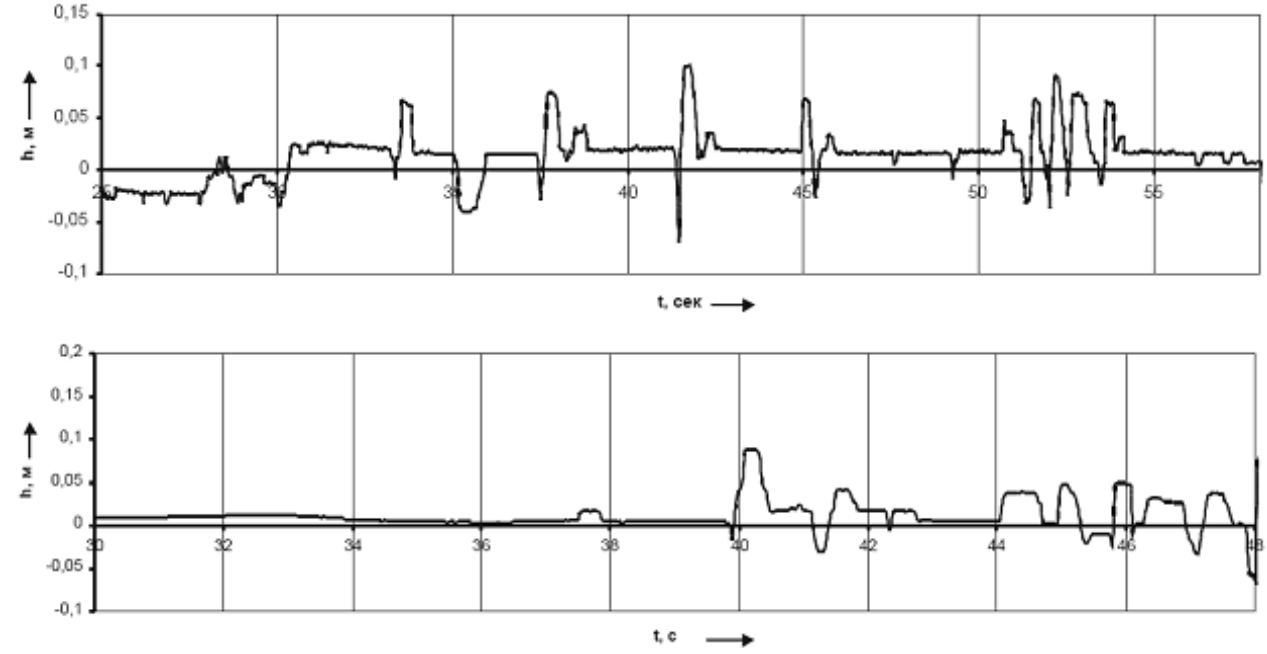


Рисунок 4.87 – Коливання пневматичного пружного елемента за висотою в підвісці з удосконаленим регулятором рівня підлоги

На підставі отриманих осцилограм можна зробити висновок про відповідність результатів теоретичних досліджень експериментальним даним. Осцилограми коливання висоти пневматичного пружного елемента були піддані кореляційному аналізу, на основі якого було визначено середнє значення частоти збурення.

Кореляційна функція визначає залежність випадкової величини ($t + \tau$) в момент часу $t + \tau$ від попереднього значення (t) в момент часу t.

У разі безперервної випадкової величини кореляційна функція визначається за формулою [264]:

$$R(\tau) = \lim_{T \to \infty} \frac{1}{2T} \int_{-T}^{T} x(t) \cdot x(t + \tau) \cdot dt \,, \tag{4.62}$$

де τ – інтервал часу між попереднім і подальшим значеннями випадкової функції, с;

t – поточне значення часу, с.

Значення кореляційної функції для дискретної випадкової величини:

$$R(\tau) = \frac{1}{n - \tau} \sum_{i=1}^{n-\tau} x_i \cdot x_{i+\tau} \,, \tag{4.63}$$

Кореляційна функція коливань висоти пневматичного пружного елемента представлена на рис. 4.88.

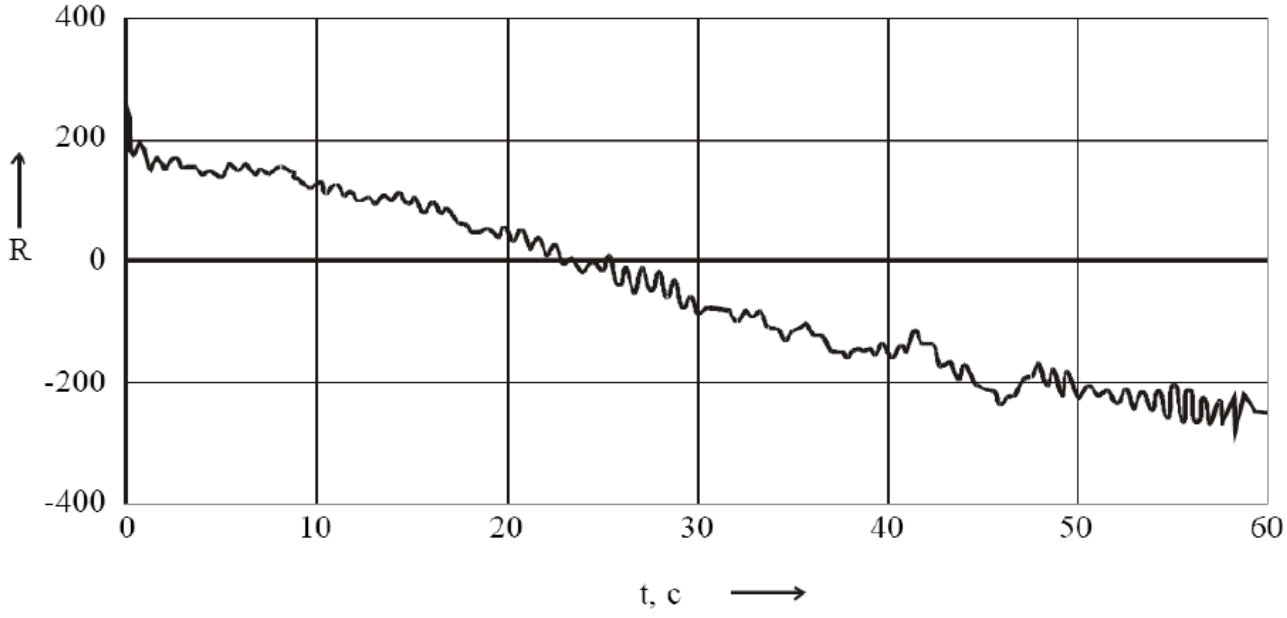


Рисунок 4.88 – Кореляційна функція коливань висоти пневматичного пружного елемента

Для того, щоб визначити середню частоту збурювальної дії, необхідно побудувати залежність кореляційної функції частоти, яка є величиною, обернено пропорційною τ (рис. 4.89).

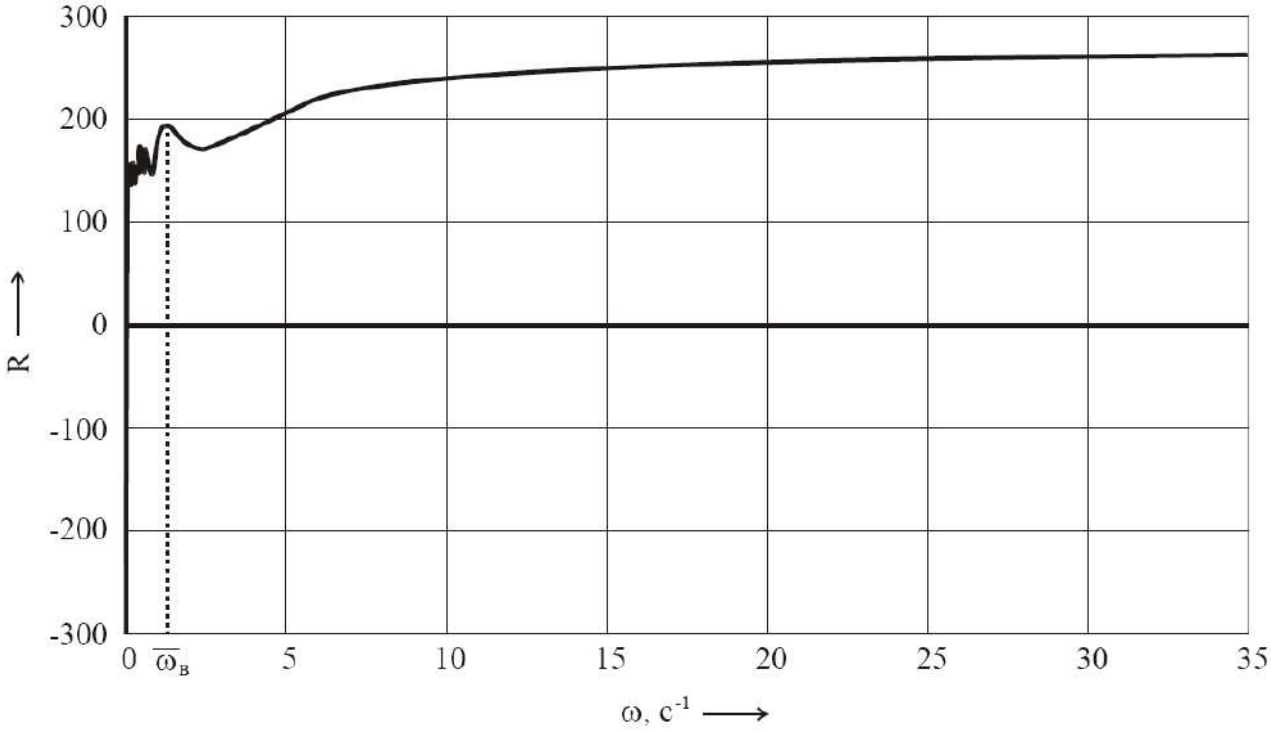


Рисунок 4.89 – Визначення середньої частоти збурювальної дії по кореляційною функцією

Для того, щоб провести статистичний аналіз отриманих осцилограм, було виконано їх оцифрування за допомогою програми Graph Digitizer (автор Микола Родіонов, rodionov@desse.phys.spbu.ru, розповсюджується безкоштовно за згодою автора). В результаті для кожної осцилограми була отримана матриця значень висоти пневматичного пружного елемента залежно від часу.

Результати статистичного аналізу осцилограм коливань по заїздах представлені в табл. 4.4, а відповідність експериментальних даних теоретичним відображена на рис. 4.90.

З табл. 4.4 можна побачити, що вдосконалений регулятор рівня підлоги в порівнянні з серійним має більш високі показники середньої частоти збурювальної дії і менші зміщення динамічного нейтрального положення важеля регулятора.

Таблиця 4.4

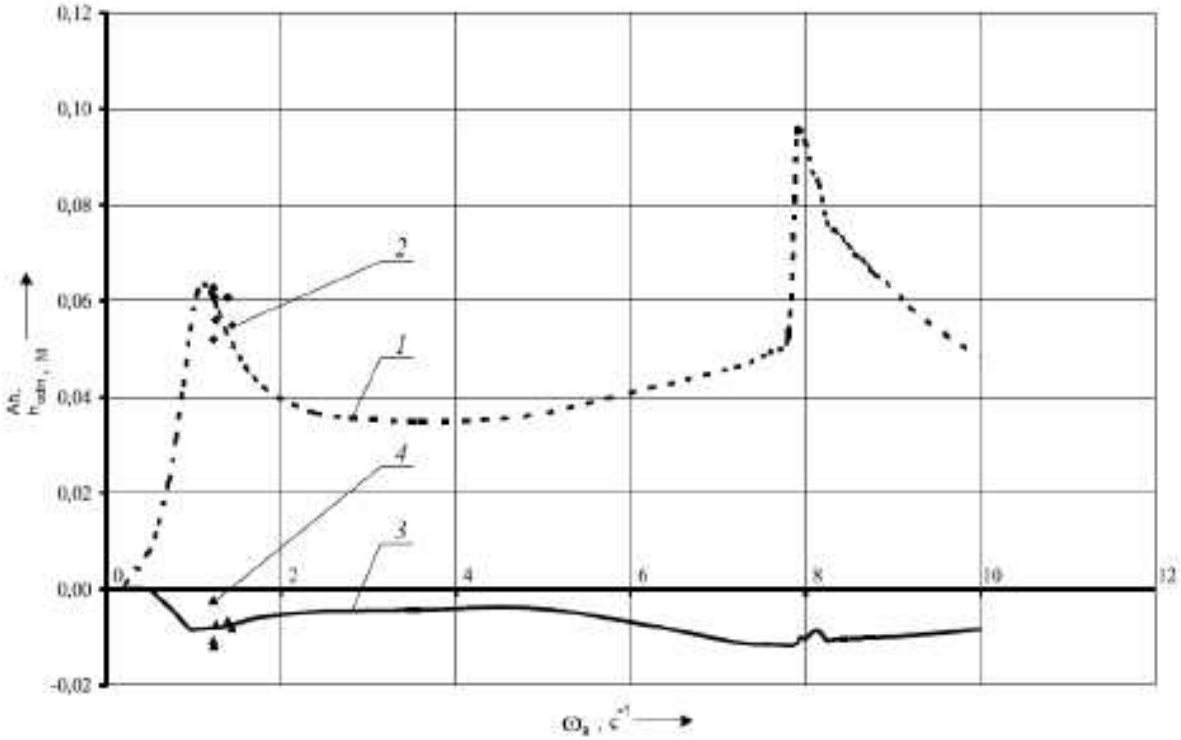
Результати статистичного аналізу осцилограм коливань висоти пневматичного пружного елемента автобуса «Харків'янин» – 52591

№ осцило-грами	Середня частота збурювальної дії $\omega_в$, $с^{-1}$	Зміщення динамічного нейтрального положення, м	Амплітуда коливань, м
Серійний регулятор			
1	1,387	-0,00667	0,060725
2	1,227	-0,00227	0,05195
3	1,23	-0,01186	0,060845
4	1,256	-0,00744	0,05604
5	1,225	-0,01077	0,062775
6	1,443	-0,00808	0,054905
Удосконалений регулятор			
1	1,369	0,0003658	0,0421365
2	1,574	0,0013755	0,0408205
3	1,749	0,0017054	0,053781
4	1,665	-0,0007805	0,048433
5	1,107	-0,00007376	0,0658175
6	1,861	-0,0000732	0,045031
7	1,672	-0,0001706	0,04697
8	1,868	0,0011234	0,0585095
9	1,588	0,0004875	0,0540085

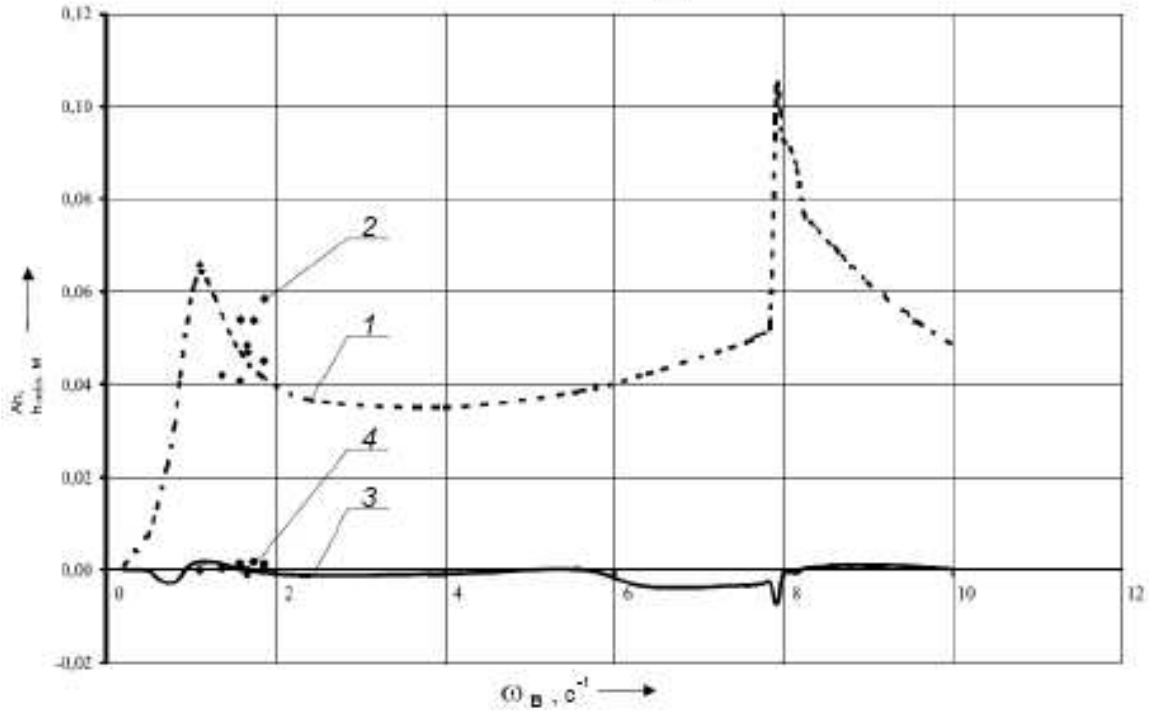
З табл. 4.4 також видно, що амплітуда коливань кузова при використанні вдосконаленого регулятора дещо нижча ніж у серійного.

Отримані осцилограми коливань висоти пневматичного пружного елемента показали задовільну збіжність результатів експериментальних і теоретичних досліджень у зоні першого резонансного сплеску амплітудно-частотної характеристики (похибка 6 − 11%), що дає можливість розроблену математичну модель пневматичної підвіски вважати правильною.

Отримані осцилограми підтверджують поліпшення експлуатаційних властивостей підвіски в результаті раціоналізації залежності площі прохідних перерізів РРП, що дає підгрунтя розроблену методику розрахунку площ прохідних перерізів РРП вважати правильною.



а)



б)

1 – висота пневматичного пружного елемента; 2, 4 – результати експерименту; 3 – зміщення нейтрального положення важеля

Рисунок 4.90 – Порівняння теоретичних даних і результатів експерименту для серійного регулятора а) і удосконаленого б)

Висновки за розділом 4

У результаті дослідження процесу удосконалення керування пневматичною підвіскою можна зробити наступні висновки:

1. Запропонована методика визначення площі прохідних перерізів, яка на стадії проектування дозволяє оцінити вплив регулятора рівня підлоги на параметри коливань підресореної маси і визначити раціональну залежність площі прохідних перерізів залежно від кута відхилення його важеля. Використання запропонованої методики дозволяє при проектуванні пневматичної підвіски точніше визначити необхідний динамічний хід підвіски, що сприяє зниженню рівня підлоги кузова на 5 − 10 %.

2. У результаті виконаних досліджень доведено, що регулятор рівня підлоги під час руху автотранспортного засобу компенсує зниження динамічного нейтрального положення і дозволяє зменшити динамічний хід підвіски на 20 − 30%.

3. При використанні електронних систем керування пневматичною підвіскою критерієм керування необхідно вибрати умову мінімальної вірогідності пробою підвіски, що виражається в підтриманні певної відстані до буфера стиснення під час руху автотранспортного засобу. Виконання цього критерію дозволяє зменшити динамічний хід підвіски на 10 − 15 %.

4. Проведені дослідження дозволили розробити конструкцію регулятора рівня підлоги, яка впроваджена в серійне виробництво на Вовчанському агрегатному заводі, і за останні роки їх зроблено більше 120 000 штук.

5. Експериментально підтверджена справедливість розробленої математичної моделі і методики вибору раціональних параметрів регулятора рівня підлоги. Похибка розрахунків відхилення динамічного нейтрального положення й амплітуди коливань знаходиться в межах 6 − 11 %.

Основні результати дослідження з данного розділу опубліковані в наукових роботах [1, 2, 5, 7, 8, 25, 29, 36, 37, 54, 56 – 58].

РОЗДІЛ 5
УДОСКОНАЛЕННЯ ПРОЦЕСУ КЕРУВАННЯ ПНЕВМОГІДРАВЛІЧНИМ ПІДСИЛЮВАЧЕМ ПРИВОДА КЕРУВАННЯ ЗЧЕПЛЕННЯМ

5.1. Аналіз існуючих приводів керування зчепленням

5.1.1. Основні вимоги, що пред'являються до приводів зчеплення. Зв'язок між ногою водія і вилкою виключення зчепленням здійснюється за допомогою приводу. Виконавчий орган і група апаратів, призначених для накопичення і передачі енергії робочого середовища (повітря або рідини) і з'єднаних між собою трубопроводами в певній послідовності, називається приводом.

Під час формування вимог до будь-якого виду привода, необхідно чітко представляти основні режими роботи керованого пристрою або агрегату, в нашому випадку, зчеплення. Основним експлуатаційним режимом зчеплення є процес з'єднання двигуна з трансмісією під час рушання автомобіля з місця і перемиканні передач. Під час перемикання передач зчеплення повинне швидко і повністю вимкнутися. Максимальний час вимкнення не повинен перевищувати 0,2 − 0,25 с [213, 265]. Увімкнення зчеплення після закінчення процесу перемикання передач, повинно відбуватися досить плавно, щоб у трансмісії автомобіля не з'являлося значних навантажень, що викликають у водія і пасажирів відчуття різкого сповільнення або прискорення автомобіля.

До основних вимог, що пред'являються до приводів зчеплення, відносяться [266]:

– зручність і легкість керування;

– високий коефіцієнт корисної дії;

– наявність слідкуючої дії;

– надійність, довговічність і простота в обслуговуванні.

Зручність забезпечується вибором допустимих зусиль на педалі зчеплення і її ходом. Встановлено, що зусилля, що розвивається водієм для виключення зчеплення, повинно знаходиться в межах $P_{\text{п}} = 150 \div 250$ Н, а хід педалі зчеплення $S_{\text{п}} = 150 \div 180$ мм, при цьому нижнє значення відноситься до легкових автомобілів, верхнє - до вантажних. Для вантажного автомобіля ГОСТ 21398 − 89 встановлює зусилля на педалі зчеплення не більше 147 Н за наявності підсилювача і 245 Н без підсилювача.

Зазначені обмеження щодо зусилля і переміщення, а також ряд експлуатаційних, технологічних і економічних чинників, що враховують перевагу того або іншого конструктивного рішення, визначають тип привода зчеплення. Приводи керування зчепленням діляться на механічні, гідравлічні, пневматичні, електричні і комбіновані. На потужних тракторах, автобусах і вантажних автомобілях великої вантажопідйомності встановлюються приводи з підсилювачами, які керуються від педалі зчеплення з підведенням енергії до них від різних пристроїв. Так, гідравлічні і пневматичні підсилювачі застосовуються на тих машинах, на яких є гідравлічні і пневматичні системи, що обслуговують інші органи керування. Такі підсилювачі створюють необхідні зусилля для вимкнення зчеплення і мають слідкуючу дію. Підсилювач повинен складатися з двох основних частин: виконавський елемент (пневмоциліндр) і клерувальний пристрій (слідкуючий механізм).

У зв’язку з тим, що підсилювач зчеплення встановлюють для полегшення керування зчепленням, основною вимогою до нього слід вважати забезпечення розрахункового коефіцієнта посилення, необхідного для виключення зчеплення. Крім того, бажане забезпечення широкого діапазону зусиль і переміщень, що розвиваються для використання його на автомобілях з різними умовами експлуатації.

Керуюча дія від педалі зчеплення передається на слідку вальний пристрій підсилювача, тому величина максимального зусилля на педалі характеризується конструктивними особливостями слідкуючого пристрою й елементами привода, що забезпечують вхідну дію. При проектуванні слідкуючого пристрою

підсилювача треба прагнути зменшення зусилля на педалі зчеплення. Водночас необхідно пам’ятати, що надмірне полегшення керування може призвести до спотворення інформації, що отримується водієм, для контролю над поточними процесами при ввімкненні зчеплення. Порушення зворотного зв’язку, якості регулювання, коли водій може лише візуально (за прискоренням автомобіля) контролювати момент замикання поверхонь тертя, ускладнює керування і призводить до аварійних ситуацій. Тому доцільно додати до вище перерахованих вимог обмеження мінімального зусилля на педалі зчеплення, яке для автомобілів з підсилювачем привода зчеплення рекомендується приймати не менше 60 Н.

У зв’язку з тим, що ввімкнення і вимкнення зчеплення відноситься до основних режимів роботи сервопривода, і відбуваються вони за короткий час, можна вважати, що сервопривід зчеплення працює в перехідних режимах [55, 265, 267]. Отже, вибирати принципову схему підсилювача зчеплення треба, передусім, з умови забезпечення стійкості регулювання і можливості отримання мінімальних динамічних помилок у перехідних процесах.

Статичні характеристики окремих ланок підсилювача й усього привода в цілому, мають бути лінійні, і мати малу петлю гістерезису. Як статичні, так і динамічні характеристики підсилювача мають бути стабільними в різних умовах експлуатації і не змінюватися з пробігом автомобіля. Підсилювач привода зчеплення є досить складним вузлом автомобіля, надійність якого визначається ймовірнісною надійністю кожного елемента, що входить до нього.

До найбільш ненадійних деталей привода зчеплення слід віднести манжети ущільнювачів і діафрагми, що мають значні перегини під час роботи. Слід мати на увазі, що через велику кількість вживаних рухливих гумових ущільнень збільшується тертя на деталях, що переміщаються, що, як правило, призводить до появи значної петлі гістерезису в статичній характеристиці сервопривода, що погіршує його чутливість. Конструкція привода повинна забезпечувати збереження можливості керування зчепленням при відмовах

елементів (гідравлічного привода, підсилювача, відсутність у ресивері повітря під тиском), що утворюють привід.

В експлуатації не повинні проводитися систематичні регулювання сервопривода, а його технічне обслуговування має бути простим. Бажано, щоб розроблений підсилювач можна було встановити на ряд моделей автомобілів без погіршення статичних і динамічних показників, а вживані в ньому деталі були уніфіковані з тими, що серійно випускаються.

Рівень досконалості конструкції підсилювача залежить від повноти і якості виконання вимог, описаних вище. На початковому етапі проектування необхідно вибрати тип підсилювача і його привід, обґрунтувати принципову схему, а потім розробити конструкцію.

Для виконання поставленого завдання, необхідно:

– провести огляд і класифікувати існуючі приводи зчеплення і використовувані спільно з ними підсилювачі;

– обґрунтувати вибір типу привода і підсилювача, прийнятого до розробки;

– на підставі порівняльного аналізу класифікувати конструктивні й експлуатаційні особливості аналогів і вибрати принципову схему підсилювача;

– розробити конструкцію підсилювача і привода зчеплення, які відповідають сформованим вимогам.

5.1.2. Аналіз існуючих приводів зчеплення транспортних засобів. Як зазначалося вище, приводи керування зчепленням розділяються на автоматичні і неавтоматичні [265, 268, 269]. Неавтоматичні приводи здійснюють безпосереднє керування зчепленням. В автоматичному приводі зчеплення є його зв’язок з іншими органами керування автомобіля, завдяки чому з елементів керування може бути вилучена педаль зчеплення, що полегшує керування зчепленням. Проте на вантажних автомобілях і автобусах автоматичні приводи практично не застосовуються, у зв’язку з причинами, розглянутими вище.

Розглянемо конструктивні схеми приводів керування зчепленням, що набули найбільшого розповсюдження в автомобілебудуванні. Класифікація приводів зчеплення, представлена на рис. 5.1.



Рисунок 5.1 – Класифікація приводів зчеплення автотранспортних засобів

Конструкція механічного привода автомобільного зчеплення є найбільш простою і надійною в експлуатації. На сучасних автомобілях встановлюється два типи механічних приводів : тросовий і важільний [266]. Сучасний тросовий привід має мінімальну масу, пристосований до дистанційного керування, простий в обслуговуванні. Його жорсткість і коефіцієнт корисної дії знаходяться практично на рівні гідравлічного привода, а можливість герметизації кузова така ж, як у гідропривода. Основними недоліками цього привода є ускладнення, що виникають при установленні зчеплення на значній відстані від органів керування, і поява значних зусиль на педалі при вимкненні зчеплення важких машин. Важільний механічний привід має порівняно невеликий коефіцієнт корисної дії, і через нього передаються вібрації від двигуна на ногу водія.

Гідравлічний привід зчеплення, що набув останнім часом широкого розповсюдження, аналогічний за принципом дії і конструктивному виконанню гідравлічного привода гальм.

Застосування гідравлічного привода обумовлене рядом переваг, які можна отримати при використанні передачі зусилля за допомогою енергії рідини. До переваг гідропривода слід віднести наступні показники [55, 255, 267, 270, 271]:

– кращу, в порівнянні з пневматичними системами, статичну точність регулювання;

– незначне запізнювання у роботі завдяки практично повній нестискуваності рідини;

– кращі динамічні показники виконавчих пристроїв через малі приведені рухливі маси;

– добре змащування робочих поверхонь рухливих елементів, що збільшує довговічність привода;

– більш високий ККД (у порівнянні з пневматичним приводом);

– зручність компонування на автомобілі;

– простота обслуговування завдяки невеликій кількості точок змащування і регулювання;

– плавніше ввімкнення зчеплення (порівняно з механічним приводом).

До істотних недоліків необхідно віднести високу залежність характеристик гідропривода від умов експлуатації (температури) і можливість зовнішніх витоків робочої рідини.

Пневматичні приводи в чистому вигляді для керуванням зчепленням автомобілів мають обмежене застосування і на сьогодення практично не застосовуються. Фірмою BOSCH був випущений пневматичний привід зчеплення, який придатний для дистанційного керування [12, 249, 269]. Привід працює при зусиллі на педалі зчеплення 120 − 150 Н. По суті, ця конструкція дуже близька до гальмового привода з односекційним гальмовим краном. До основних недоліків слід віднести невідповідність привода основним вимогам,

що пред’являються до зчеплення, а також низьку чутливість слідкувального елемента і відсутність слідкування за переміщенням. При включенні привода в загальну пневматичну систему автомобіля у випадку будь-якої несправності в ній припиняється робота привода. Тому бажане встановлення окремого повітряного балона із зворотним клапаном, при якому створюється автономний пневматичний контур, що живить привід. В описаній схемі в разі відмови пневматичної системи передбачений аварійний гідравлічний привід, що складається з насоса, який діє від педалі, при цьому для вимкнення зчеплення потрібно близько десяти натиснень на педаль.

Основні переваги пневматичних і гідравлічних приводів керування перед механічними і електричними приводами наступні:

1. Поєднання великої вихідної потужності з малими габаритами і масою. Питомі сили гідравлічних виконавчих пристроїв у 10 − 20 і більше разів перевищують питомі сили електромагнітів.

2. Зручність перетворення робочого тіла в механічну енергію.

3. Точніше і простіше керування приводом, особливо при великій вихідній потужності.

4. Простота конструкції і відносно мала вартість системи.

5. Відведення тепла, виділеного в результаті втрат енергії, разом з потоком повітря або рідини, що дає можливість підвищувати питому потужність виконавчих органів.

Завдяки використанню стисненого повітря пневмоприводи в порівнянні з гідроприводами мають конструктивні, експлуатаційні й екологічні переваги, що полягають в простоті будови пневматичних елементів привода, повній пожежебезпеці і відсутності забруднення довкілля [255]. Проте через стиснення робочого середовища тиск у них обмежений (до 0, 8 МПа) умовою безпеки.

Загальний недолік цих приводів – менше значення ККД (до 0,8), порівняно з механічним приводом (більше 0,9).

5.1.3. Аналіз і класифікація пневмогідравлічних підсилювачів. На сучасних вітчизняних і зарубіжних автобусах і вантажних автомобілях середньої і великої вантажопідйомності широкого розповсюдження набули пневматичні підсилювачі, які працюють у складі гідравлічного привода (надалі пневмогідравлічні підсилювачі), зважаючи на ряд явних переваг що вигідно відрізняють їх від інших типів підсилювачів [6].

Конструкції приводів зчеплення з пневмогідравлічним підсилювачем досить різноманітні (рис. 5.2), тому виникає необхідність класифікувати їх і вибрати найбільш прийнятні рішення.



Рисунок 5.2 – Основні класифікаційні ознаки пневмогідравлічних підсилювачів

Пневмогідравлічні підсилювачі відповідно до рис. 5.2 можуть бути класифіковані **за типом слідкуючого елемента**: з діафрагмовими слідкуючим елементами [4, 5, 273], з поршневими [274 – 277]. Основними недоліками діафрагмового слідкуючого елемента є зміна активної площі залежно від переміщення і низька довговічність, основною перевагою – незначна сила тертя при переміщенні. Проте при вживанні заходів зі зменшення тертя в поршневих ущільненнях (застосування манжет спеціальної форми [275], мастильних матеріалів, що забезпечують низький коефіцієнт тертя) поршневі слідкуючі елементи виявляться більш переважними [115, 278]. Цим пояснюється майже повним витісненням діафрагмових слідкувальних елементів поршневими.

За типом клапанного вузла: з конічними клапанами [4], сферичними [260, 269], плоскими [274 – 277, 279, 280]. Основною перевагою конічних і сферичних клапанів є здатність до само центрування при перекосах. До недоліків варто віднести велике переміщення (особливо у конічних клапанів) при відкритті і наявності активної площі (впускний клапан притискається до сідла тиском у системі, через що статична характеристика залежить від величини цього тиску), незручність розміщення випускних вікон внизу апарату, що створює передумови скупчення конденсату. Конічні клапани широко застосовувалися раніше. Нині найбільш часто в конструкції підсилювача ПГ застосовуються плоскі клапана з однією робочою поверхнею. Перевагу необхідно віддавати плоским клапанам, які не мають тертьових поверхонь [257].

За способом регулювання клерувальної дії: з регулюванням за переміщенням [274 – 276], з регулюванням за зусиллям і швидкістю його зміни [178, 265, 269] з комбінованим регулюванням [277, 280, 281]. З усіх вищеперерахованих способів перевагу слід віддавати комбінованому регулюванню. В цьому випадку здійснюється найбільш якісне слідкування і висока точність регулювання.

За наявністю елементів, що забезпечують плавність увімкнення: з гідравлічними дроселями [257, 269, 274, 275, 280, 281], пневматичними дроселями і комбінованими елементами, що передбачають наявність як пневматичних, так і гідравлічних дроселів. Регулювання процесів керування за допомогою дроселювання досить добре досліджене і вивчене [270, 282, 283]. На практиці в приводах керування зчепленням пригнічуюче поширення отримали гідравлічні дроселі, проте питання про доцільність їх застосування в пневмогідравлічному приводі зчеплення підлягає дослідженню. Наявність гідравлічних дроселів негативно позначається на динаміці ввімкнення зчеплення, тоді як правильний вибір місця встановлення пневматичного дроселя виключає цей вплив, отже, його застосування прийнятніше. Враховуючи, що пневматичні дроселі раніше не застосовувалися в конструкції існуючих пневмогідравлічних підсилювачів, необхідно досліджувати доцільність їх застосування в конструкції підсилювача, що розробляється.

За способом компонування основних елементів: (головний циліндр, робочий циліндр, пневмоциліндр і слідкуючий механізм), можуть бути виконані за наступними схемами:

1. Підпедальна. Головний циліндр, пневмоциліндр і слідкуючий механізм виконані в одному корпусі і розташовуються під педаллю зчеплення, робочий циліндр розташований окремо [284];

2. Рознесена. Головний циліндр і слідкуючий механізм виконані окремо, робочий циліндр і пневмоциліндр в одному корпусі [269];

3. Телескопічна. Телескопічний робочий циліндр і слідкуючий механізм виконані в одному корпусі, а пневмоцилиндр з головним циліндром встановлюються окремо [275];

4. У вигляді моноблока. Пневмоциліндр, слідкуючий механізм і робочий циліндр виконані у вигляді моноблока, головний циліндр встановлюється окремо [274].

5.1.4. Існуючі методики розрахунків динамічних процесів при ввімкненні зчеплення. В основі вибору моделей для розрахунків динамічних процесів лежать дві суперечливі вимоги: максимальна достовірність опису досліджуваних явищ і мінімальна складність моделі [38 – 41, 261, 266]. Перша вимога забезпечується в результаті аналізу відомих розрахункових і експериментальних досліджень, а також цілеспрямованими додатковими дослідженнями даного об’єкта. Для забезпечення другої вимоги розрахункові моделі спрощуються на підставі аналізу парціальних систем [268] з подальшою ідентифікацією на основі експериментальних даних.

Розробка динамічних моделей, призначених для розрахунків процесів, викликаних увімкненням зчеплення, йшла за двома напрямками:

1) моделювання і розрахунок процесів буксування зчеплення, які визначають його довговічність;

2) моделювання і розрахунок динамічних процесів у трансмісії, які характеризують якість функціонування зчеплення і визначають довговічність трансмісії.

Створення динамічних моделей для розрахунків процесів буксування зчеплення розпочалося з двомасової моделі. Основні труднощі в розв'язку рівнянь руху мас у такій моделі пов'язана із законами зміни граничних моментів у процесі буксування, законами зміни моменту двигуна і моменту опору. Закони зміни моментів тертя визначаються притискними зусиллями до поверхні тертя і фрикційними характеристиками пар тертя.

Перші динамічні моделі для дослідження поступального руху веденого і натискного дисків при різкому ввімкненні зчеплення були побудовані П. П. Лукіним і І. С. Луньовим [285, 286]. І. С. Цитович [287] запропонував модель, що враховує буксування зчеплення і ведучих коліс, а також поступальний рух дисків зчеплення. Врахування піддатливості трансмісії в цій моделі дозволив розрахувати низькочастотні коливання трансмісії. Зіставлення цих коливань з високочастотними поздовжніми коливаннями дисків зчеплення дозволило І. С. Цитовичу [287] зробити висновок про відсутність зв'язку між поздовжніми коливаннями дисків і кутовими коливаннями трансмісії. Це положення довгий час визначало розвиток моделей для дослідження динамічних процесів у зчепленні.

У подальших роботах [277, 287, 288] використали різні ланцюгові моделі для дослідження динамічних процесів у трансмісії машин при ввімкненні зчеплення. У цих роботах автори задавалися різними законами зміни граничного моменту тертя на поверхнях дисків зчеплення. В. М. Семенов [289] звернув увагу на необхідність враховувати при розрахунках динамічних процесів у моделях реактивних зв'язків трансмісії з чесучею системою.

Розроблені на основі цих моделей методи розрахунків динамічних процесів дозволяли лише якісно оцінювати явища в цілому. Вони не мали високої точності. Дослідження динамічних процесів у складних системах стало можливим на ЕОМ при використанні чисельних методів математичного моделювання.

При вимкненому зчепленні між ведучими і веденими частинами існує проміжок, що забезпечує чистоту вимкнення зчеплення. Натискний диск утримується у стані рівноваги силою, яка прикладена водієм до педалі привода виключення зчеплення. При зменшенні цієї сили натискний диск (ведуча частина зчеплення) переміщається під дією натискних пружин і притискує ведений диск (ведену частину зчеплення) до привалкової поверхні маховика двигуна. Граничний момент тертя є функцією переміщення натискного диска в осьовому напрямі, коефіцієнта тертя і радіуса тертя. Під час буксування момент, що передається зчепленням, може дорівнювати або не дорівнювати граничному моменту тертя.

З найбільшою швидкістю момент тертя змінюється при різкому ввімкненні зчеплення. В цьому випадку ведучи частини наштовхуються на ведені з великими швидкостями. В результаті на поверхнях тертя виникають значні динамічні навантаження.

Як показує аналіз динамічних процесів, від поздовжніх переміщень дисків при ввімкнені зчеплення залежить передаваний ним момент. Момент двигуна, передаваний на трансмісію, і граничний момент тертя визначають два можливі режими руху ведучих і ведених частин: їх відносне проковзування, якщо момент, що передається на трансмісію, дорівнює граничному моменту тертя; чи їх відносний спокій, якщо момент, що передається на трансмісію, менше граничного моменту тертя. Записи крутного моменту, на валах трансмісії, отриманих при ввімкненні зчеплення автомобілів, показали, що разом з низькочастотними крутильними коливаннями виникають високочастотні коливання, частоти яких сумірні з власними частотами поздовжніх коливань дисків зчеплення. Це послужило приводом для розробки більше досконалих динамічних моделей зчеплення і його привода.

Практично всі вище наведені дослідження відносяться до роботи зчеплення з механічним приводом, тому основним завданням подальших досліджень є вивчення впливу пневмогідравлічного підсилювача на перехідні процеси керування зчепленням.

5.1.5. Динамічні навантаження в трансмісії і причини їх виникнення. Фрикційне зчеплення автомобіля дуже відповідальний і не завжди досить надійний вузол. Воно розташоване між двигуном і коробкою передач, тому його обслуговування і ремонт пов'язаний зі значними трудовитратами. Щоб підвищити ресурс зчеплення, а значить, і автомобіля в цілому, потрібний і якісно новий рівень їх проектування.

Дослідження, що проводяться різними авторами, показали, що паралельно з властивостями матеріали фрикційних пар, використовуваних у зчепленні, при їх проектуванні, особливу увагу слід звертати на динамічну завантаженість пар тертя.

У традиційних методах розрахунку [265, 266, 279] усі особливості динамічного навантаження враховуються коефіцієнтом запасу зчеплення β і роботою тертя L_T, хоча зчеплення при ввімкненні динамічно взаємодіє з приводом його керування, трансмісією, та іншими вузлами автомобіля. Інакше кажучи, якщо на автомобіль діють навантаження або вони виникають в ньому, то їх тією чи іншою мірою сприймає зчеплення.

За останні 30 років проведені дослідження причин і умов виникнення динамічних навантажень в автомобілях і тракторах. Виявлений зв'язок динамічних навантажень з міцністю, зношуванням, ходовими якостями, шумом і комфортабельністю [287 – 302]. Усі перераховані характеристики зі збільшенням динамічних навантажень погіршуються.

Динамічні навантаження в трансмісії можуть бути одиничними (піковими) і періодичними. Періодичні навантаження виникають у результаті нерівномірності крутного моменту двигуна. Вони є одним з джерел шуму в зубчастих передачах, підвищеної напруги в елементах трансмісії, а часто – причиною виходу з ладу деталей у результаті втоми, особливо при резонансі. Для гасіння крутильних коливань трансмісії в зчепленні встановлюють гаситель крутильних коливань.

Пікові навантаження виникають у наступних випадках: при різкій зміні швидкості руху (наприклад, при різкому гальмуванні з не вимкненим зчепленням); при різкому включенні зчеплення; при наїзді на нерівність.

Динамічні навантаження в трансмісії автомобіля при ввімкненні зчеплення визначаються величиною моменту тертя фрикційних накладок, темпом її ввімкнення, а також пружно – інерційними характеристиками трансмісії, тобто її властивостями як коливальної системи. Дослідження [292] показали, що пікові динамічні навантаження в трансмісії автомобіля можуть більш ніж в два рази перевищувати значення, визначені за статичним моментом тертя зчеплення. За характером дії ці навантаження наближаються до ударних, оскільки час їх дії обчислюється частками секунди.

При проектуванні і доведенні привода керування зчепленням необхідно ясно уявляти механізм виникнення пікових динамічних навантажень і чинники, що визначають їх величини. Це дозволить обґрунтовано підійти до вибору компонувальної схеми і конструктивних параметрів привода, а також обмежити рівень динамічних навантажень.

Проте до теперішнього часу була відсутня єдина думка про механізм виникнення пікових навантажень. Низка авторів [286, 290, 291] виходить з того, що інерційна дія натискного диска при ударі об ведений диск у момент увімкнення зчеплення підвищує момент тертя, що й обумовлює, на їх думку, появу пікових динамічних навантажень у силовій передачі. У роботі [289] висловлена пропозиція, що причина виникнення пікових динамічних навантажень криється в швидкому прикладенні моменту тертя до пружної системи. Деякі автори досі вважають, що пікові динамічні навантаження, завдяки малому часу їх дії, взагалі можуть не враховуватися.

Дослідженню природи пікових динамічних навантажень і виявленню ефективних шляхів їх зменшення присвячена робота [293]. У ній розглянутий значний за об’ємом експериментальний матеріал, отриманий при тензометруванні силових передач ряду моделей автомобілів. Всього було оброблено більше 3000 осцилограм, записаних при різкому (ударному) увімкненні зчеплення. Проведений аналіз дозволив уточнити механізм виникнення пікових динамічних навантажень, а отримані результати можуть бути використані під час проектування зчеплення транспортних засобів.

Обробка осцилограм включала визначення початкових обертів двигуна в момент увімкнення зчеплення, максимального значення крутного моменту (тобто максимуму динамічного навантаження), часу наростання моменту тертя до максимуму, а також частоти коливань моменту тертя при буксуванні.

В процесі дослідження було встановлено, що при різкому увімкненні зчеплення виникає імпульс, що збуджує в трансмісії крутильні коливання низької та високої частоти. Низькочастотні коливання (близько 2 ÷ 20 Гц) поширюються по усій довжині трансмісії, а високочастотні (близько 100 ÷ 150 Гц) сприяють швидкому гасінню коливань у міру віддалення їх від джерела збудження.

На рис. 5.3 показані криві пружних моментів на півосі ведучого моста автобуса ПАЗ - 652 при різкому включенні зчеплення.

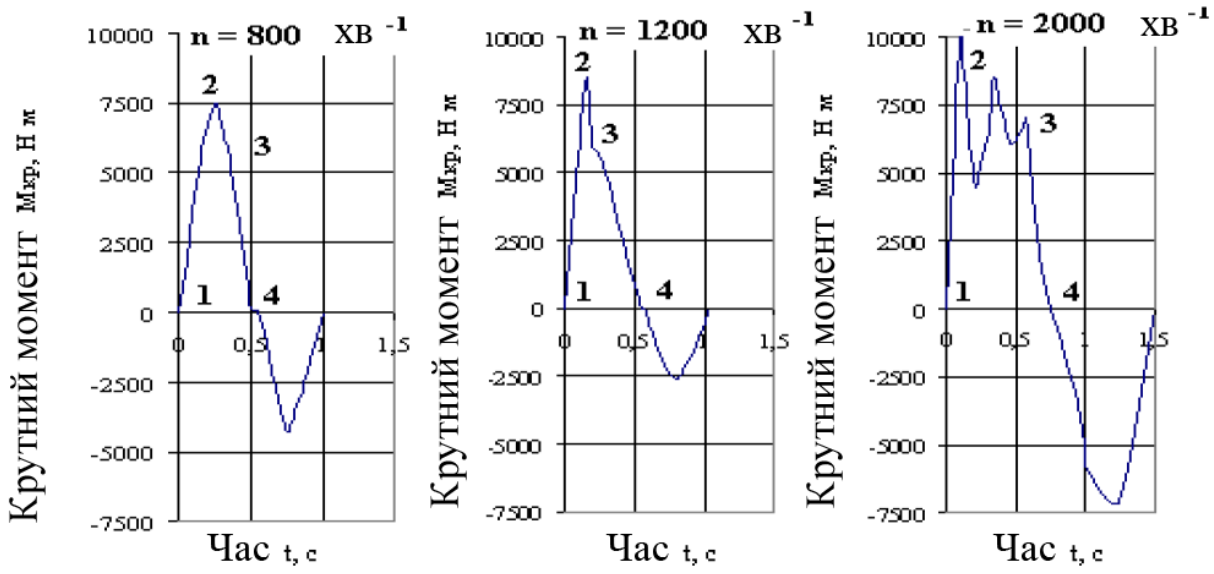


Рисунок 5.3 – Характер зміни пружних моментів на півосі ПАЗ - 652 [293]

Крива пружного моменту на 2-й передачі має наступні особливості: на першому етапі (ділянка 1 – 2) спостерігається інтенсивне наростання моменту пружних сил, причому зі збільшенням початкових обертів двигуна скорочується час, за який навантаження досягає максимального значення. На другому етапі (ділянка 2 – 3) спостерігаються коливальні процеси відносно деякого середнього значення моменту пружних сил. Час дії цих коливань росте

зі збільшенням початкових обертів двигуна, а частота постійна для кожної з передач. Точка 3 характеризується перегином кривої, де коливання одного виду переходять в коливання іншого виду. У цей момент припиняється буксування зчеплення.

Починаючи від точки 3, спостерігаються низькочастотні коливання, причому частота цих коливань залишається незмінною для кожної з передач. На кривих помітні горизонтальні ділянки під час переходу їх через нуль, що характеризує величину проміжків у трансмісії. У час наростання навантаження на ділянці 1 – 2 швидкість двигуна практично залишається незмінною. На ділянці 2 – 3 спостерігається падіння обертів двигуна з мінімумом у точці 3. Суб'єктивно удар у зчепленні на нижчих передачах відчувається як кидок, після якого автомобіль має значні поздовжні коливання і рушає з місця.

Аналізуючи представлені криві крутних моментів при різних початкових обертах можна зробити висновок про те, що зі збільшенням початкових обертів двигуна, пікові динамічні навантаження швидко досягають своїх максимальних значень і зберігають свою величину незмінною по мірі росту обертів двигуна. Інтенсивність наростання моменту пружних сил на поверхні тертя в цьому випадку визначається часом замикання поверхонь тертя. Проведені експериментальні дослідження показали, що при ударі для однодискового, постійно замкненого зчеплення з механічним приводом цей час становить, близько 0,01 с. Тривалість дії збуджувальної сили мала в порівнянні з періодом вільних крутильних коливань і відхилення системи від положення рівноваги визначається величиною імпульсу сили за повний час її дії.

У зв'язку з цим, вважаємо доцільним оцінити з цих позицій деякі заходи, які робляться з метою зменшення пікових динамічних навантажень у силових передачах, а також показати можливості ефективнішої дії на ці навантаження.

Пружні гумові муфти, які можуть бути встановлені в різних ланках трансмісії, мають здатність розсіювати енергію коливань і, крім того, змінюють крутильну жорсткість силової передачі. Випробування, що проводилися раніше, показали, що при вдалому виборі параметрів пружної муфти і місця її

встановлення, можливе зменшення пікових динамічних навантажень на 10 – 15 % при різкому увімкненні зчеплення. Проте, оцінка ефективності пружних муфт у трансмісії повинна робитися не лише при різкому увімкненні зчеплення, але і при характерних для експлуатації режимів рушання і перемикання передач.

Гасителі крутильних коливань, установлювані у ведених дисках зчеплення, не чинять істотної дії на пікові динамічні навантаження, але є засобом для зменшення високочастотних крутильних коливань на первинному валу коробки передач [279, 293].

Ефективним способом зменшення пікових динамічних навантажень є обмеження максимальної швидкості наростання моменту тертя при увімкненні зчеплення. Експериментальна перевірка цього заходу була зроблена на автомобілі УАЗ - 451Д, обладнаним гідравлічним приводом керування зчепленням [295]. Можливість регулювання швидкості включення зчеплення забезпечувалася дроселюванням гідравлічного привода. На рис. 5.4 наведені криві моментів пружних сил на півосі ведучого моста автомобіля УАЗ - 451Д на 1-й передачі.

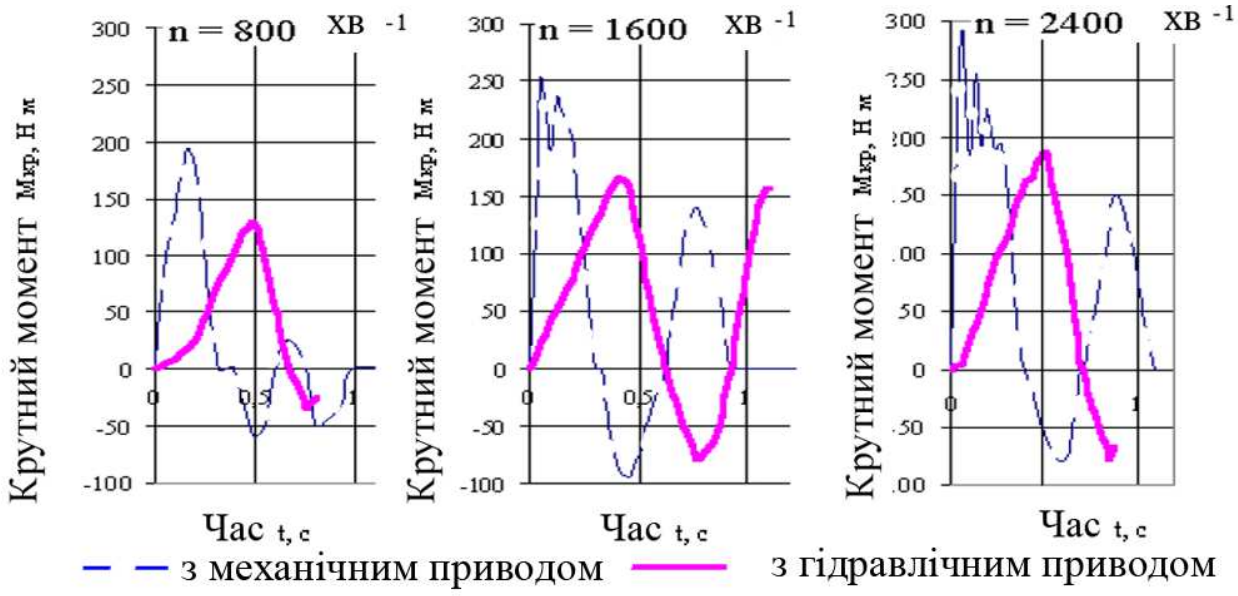


Рисунок 5.4 – Характер зміни пружних моментів на півосі УАЗ - 451Д

Були проведені порівняльні дослідження пікових динамічних навантажень на стандартному механічному приводі керування зчепленням

автомобіля і при встановленні гідравлічного привода з дроселем. В останньому випадку швидкість прикладення навантаження визначається на усіх передачах регулюванням привода, тобто встановленням дроселів, що збільшують час увімкнення зчеплення.

Регулювання привода дозволяє значно зменшити високочастотні коливання, а максимальні значення пікових динамічних навантажень не перевищують величини, визначеної за статичним моментом тертя зчеплення. Ґрунтуючись на вищевикладеному матеріалі, необхідно детальніше розглянути процес замикання поверхонь тертя.

Для аналізу причин виникнення пікових динамічних навантажень в трансмісії автомобіля необхідно розглянути час замикання поверхонь зчеплення, що труться, від моменту початку руху натискного диска до повного увімкнення при ударі по педалі зчеплення, і оцінити вплив основних параметрів зчеплення і привода на величину нормальних навантажень на поверхнях тертя, а також залежність наростання моменту тертя зчеплення від часу дії цих навантажень.

5.2. Теоретичне обґрунтування вибору параметрів підсилювача пневмогідравлічного привода керування зчепленням

На основі аналізу існуючих конструкцій привода зчеплення з підсилювача ПГ можна зробити висновок, що найбільше відповідає вимогам сучасності є привід керування зчеплення з підсилювачем ПГ, який виконано за компонувальною схемою у вигляді моноблока.

5.2.1. Моделювання статичних характеристик підсилювача.

5.2.1.1. Вибір параметрів пневмогідравлічного привода зчеплення. Для вирішення поставленого завдання були розглянуті методики розрахунку, запропоновані авторами [265, 284] і на підставі їх досліджень надана удосконалена методика, основний зміст якої викладений нижче.

Розрахункова схема до вибору основних параметрів підсилювача ПГ, представлена на рис. 5.5, розроблена відповідно до переважних класифікаційних ознак, визначених у підрозділі 5.1.3.

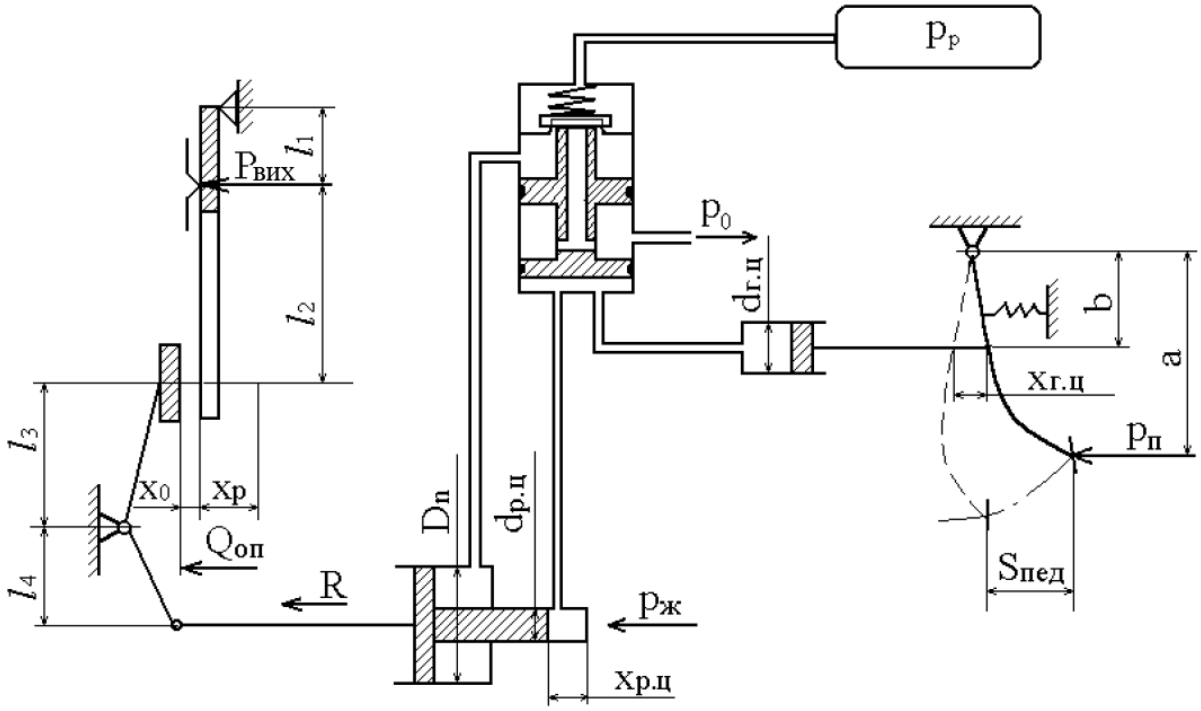


Рисунок 5.5 – Розрахункова схема привода з пневмогідравлічним підсилювачем

Для вибору основних параметрів підсилювача ПГ необхідно мати початкові дані відносно яких робиться розрахунок підсилювача :

– тип зчеплення;

– максимальна сила натискних пружин при повністю вимкненому зчепленні $P_{вим}$;

– максимальна сила відтискних пружин на вилці зчеплення $Q_{оп}$;

– робочий хід натискного підшипника зчеплення X_p ;

– хід педалі зчеплення $S_{пед}$;

– передатне число вилки зчеплення i_y ;

– холостий хід натискного підшипника X_0 ;

– передатне число педалі зчеплення $i_п$;

– передатне число важелів або діафрагмової пружини i;

– тиск повітря в ресивері $P_р$.

Умовну роботу підсилювача ПГ, що витрачається для вимкнення зчеплення L, можна підрахувати за рівнянням

$$L = \left(\frac{P_{\text{вик}}}{i_y \cdot i \cdot \eta_c} + Q_{\text{оп}} \right) \cdot X_{\text{п}} \cdot i_y, \qquad (5.1)$$

де $\eta_{\text{с}}$ – коефіцієнт корисної дії, що враховує втрати на тертя в зчепленні і його приводі;

$X_{\text{п}} = X_0 + X_p$ – повний хід натискного підшипника.

Величину зусилля $P_{\text{вик}}$ необхідно вибирати з умови застосування підсилювача ПГ для керування сучасними однодисковими діафрагмовими зчепленнями великовантажних вантажних автомобілів.

Максимальна сила на кінці вилки в момент повного виключення зчеплення

$$R = \frac{L}{X_{\text{р.ц}}}, \qquad (5.2)$$

де $X_{\text{р.ц}} = X_p \cdot i$ – максимальний хід поршня робочого циліндра підсилювача ПГ.

Так, максимальне зусилля R на штоку підсилювача ПГ від однодискового зчеплення з діафрагмовою пружиною "втягуваного" типу, розроблене фахівцями ЯМЗ, відповідає величині 4000 Н.

Робота при увімкненні зчеплення, здійснювана головним циліндром, буде рівна (1, 2 ÷ 1, 25) · L. Зазначене зростання роботи пояснюється потребою збільшення ходу головного циліндра, що необхідно для перекриття компенсаційного отвору і для подання певного об’єму рідини у слідкуючу систему з метою забезпечення переміщення золотникового поршня слідкуючої системи.

Максимальна сила на педалі зчеплення, необхідна для повного вимкнення зчеплення

$$P_{\text{п}} = \frac{(1,2...1,25) \cdot L}{S_{\text{пед}}}. \qquad (5.3)$$

Якщо розрахункове зусилля на педалі зчеплення перевищує регламентоване ГОСТ 21398 − 89, необхідно повторити розрахунок, варіюючи вхідними параметрами в допустимих межах.

Хід поршня головного циліндра можна визначити за формулою

$$X_{\text{г.ц}} = \frac{S_{\text{пед}}}{i_{\text{п}}} - \Delta_{\text{м}}, \qquad (5.4)$$

де $\Delta_{\text{м}}$ = 0, 5...1 мм – проміжок між штоком і поршнем головного циліндра.

Вибір діаметра виконавчого гідропоршня підсилювача ПГ ґрунтується на сумісності роботи з головним циліндром привода зчеплення. Аналіз конструктивних розмірів гідравлічних приводів [279] показує, що найчастіше діаметр головного циліндра менше або дорівнює діаметру робочого циліндра $d_{\text{г.ц}} < d_{\text{р.ц}}$ (рис. 5.5). Це пояснюється тим, що в гідравлічних приводах зчеплення без підсилювачів (легкові і вантажні автомобілі малої і середньої вантажопідйомності) доцільно збільшувати передатне число привода, знижуючи зусилля на педалі зчеплення. Проте зниження зусилля сприяє збільшенню ходу педалі зчеплення, що прийнятно для легкових і вантажних автомобілів малої і середньої вантажопідйомності. Обмеження ходу педалі зчеплення, а також застосування дводискових зчеплень не дозволяє на автобусах і вантажних автомобілях великої вантажопідйомності виконувати конструктивні параметри циліндрів за запропонованою схемою. Тому при розрахунку статичних характеристик гідравлічного привода з пневматичним підсилювачем [266] пропонується приймати $d_{\text{г.ц}} > d_{\text{р.ц}}$.

При рівності діаметрів $d_{\text{г.ц}} = d_{\text{р.ц}}$ необхідно забезпечити виконання умови $X_{\text{г.ц}} = (1{,}2 \div 1{,}25) \cdot X_{\text{р.ц}}$. Якщо ця умова не виконується, доцільно зменшувати діаметр робочого циліндра. При цьому необхідно враховувати, що при значному зменшенні $d_{\text{р.ц}}$ збільшується зусилля на педалі зчеплення при непрацюючому пневматичному підсилювачі.

Максимальна сила на штоку підсилювача ПГ, що розвивається пневматичним циліндром підсилювача для повного вимкнення зчеплення

$$F_{\text{п.ц}} = R - P_{\text{п}} \cdot i_{\text{п}} \cdot \frac{f_{\text{р.ц}}}{f_{\text{г.ц}}}, \qquad (5.5)$$

де $f_{\text{р.ц}}$ і $f_{\text{г.ц}}$ – відповідно площі робочого і головного циліндрів.

Відповідно до вимог розділу 5.1.3, розрахунковий діаметр пневматичного циліндра повинен забезпечувати широкий діапазон зусилля, що розвивається, тому доцільно збільшити цей діаметр ($D_{\text{п}}$) на 15 − 20 % від отриманого за розрахунком.

5.2.1.2. Розрахунок і вибір основних параметрів слідкуючої системи. Від правильності вибору параметрів слідкуючої системи залежать не лише статичні характеристики підсилювача ПГ, але і динамічні показники, тому в процесі розрахунку (рис. 5.6) необхідно прагнути зменшувати кількість припущень і враховувати найбільше число чинників, що впливають на процес увімкнення зчеплення.

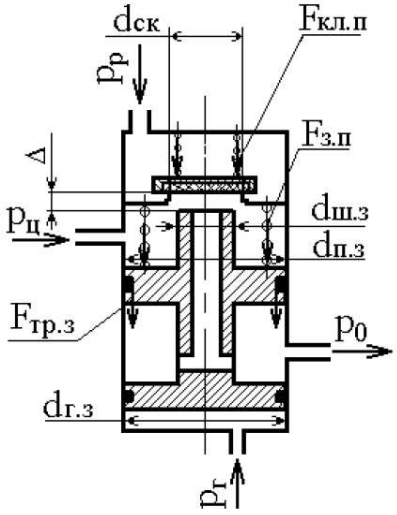


Рисунок 5.6 – Розрахункова схема слідкуючої системи підсилювача ПГ

Слідкуючий механізм повинен мати низький гістерезис, тобто високу чутливість до приводного зусилля, одночасно повинна виконуватися умова забезпечення допустимого зусилля на педалі зчеплення (вимога ергономіки).

В першому випадку вимагається збільшувати діаметр $d_{\text{п.з}}$ слідкуючого поршня, в другому його зменшувати. Оскільки варіантів співвідношення розмірів елементів слідкуючої системи багато, необхідно зробити їх раціоналізацію. Критеріями раціоналізації є: гістерезис слідкуючого механізму, зусилля на педалі зчеплення і габаритні розміри. Параметри раціоналізації: геометричні розміри елементів слідкуючої системи : співвідношення діаметрів $d_{\text{п.з}}$, $d_{\text{ш.з}}$ і $d_{\text{ск}}$ (рис. 5.6) характеристики пружин слідкуючого золотника і клапана.

З точки зору стратегії пошуку раціонального співвідношення параметрів, досить застосувати ітераційний метод лінійного програмування, заснований на пошуку раціонального значення вподовж довільно вибраного напряму. Цей метод безпосереднього пошуку раціонального значення включає операції вибору напряму пошуку і довжини кроку [303].

Для вибору параметрів секції необхідно створити модель її статичної характеристики. Перш ніж почати моделювання статичної характеристики слідкуючої системи, доцільно визначити ті параметри, які не залежать від зусилля на педалі зчеплення (тиску рідини).

Мінімально необхідний проміжок між клапаном і золотником визначається з умови забезпечення мінімального прохідного перерізу системи. У свою чергу мінімальний прохідний переріз системи має бути більшим або дорівнювати перерізу підвідного трубопроводу, від ресивера до підсилювача ПГ.

Силу тертя між ущільненнями золотника і стінками корпусу знаходимо за емпіричною залежністю, запропонованою фахівцями Полтавського автоагрегатного заводу:

$$F_{\text{тр.з}} = \left(\frac{d_{\text{г.з}}}{2} - d_{\text{ц}} \right) \cdot k_n, \qquad (5.6)$$

де $k_n = 981$ кг/с^2 – перевідний коефіцієнт;

$d_{\text{г.з}}$ і $d_{\text{ц}}$ – розміри кільця ущільнювача, м.

Для вибору вихідних параметрів слідкуючої системи підсилювача ПГ доцільно проводити розрахунок декількох проміжних показників, значення яких можна рекомендувати як результати попереднього розрахунку. Надалі ці показники можуть бути уточнені.

Для розрахунку основних параметрів слідкуючої системи необхідно скласти рівняння сил, що діють на золотник у момент вступання підсилювача в роботу і при подальшому збільшенні тиску в гідравлічному приводі зчеплення від $P_{г.min}$ до $P_{г.max}$.

Наявність пружини клапана $F_{кл.п}$, неурівноваженої площі клапана $f_{кл.н}$ і сили тертя $F_{тр.з}$ призводять до появи в статичній характеристиці слідкуючої системи ($P_ц = f(P_г)$) петлі гістерезису.

На рис. 5.7 представлена типова статична характеристика слідкуючої системи. Для отримання хорошої слідкуючої дії ширина петлі гістерезису має бути мінімальною [265].

Проведені дослідження статичних характеристик слідкуючої системи показали, що величина петлі гістерезису, є непостійною величиною, яка змінюється разом із тиском повітря в пневматичній порожнині підсилювача. Це явище спостерігається для слідкуючих систем, що мають нерозвантажені клапани. У такому випадку оцінювати величину гістерезису необхідно не лише при $P_ц = 0$, але і при $P_ц = max$.

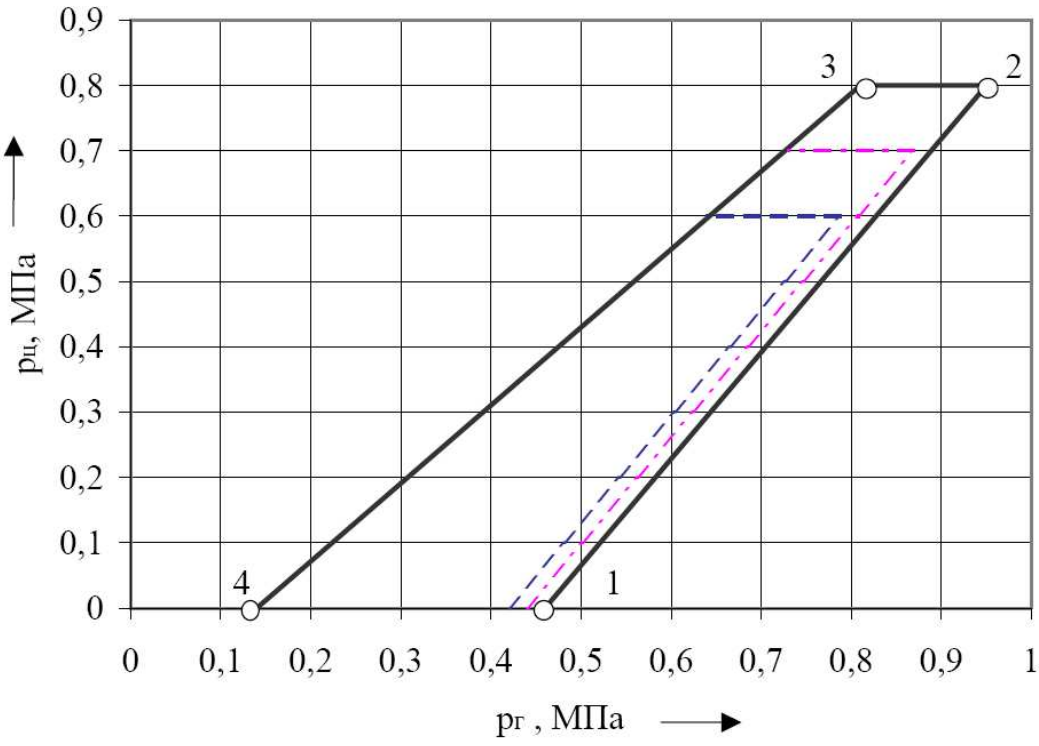


Рисунок 5.7 – Розрахункова схема слідкуючої системи підсилювача ПГ

При цьому відчути вплив гістерезису на якість слідкуючої дії підсилювача ПГ в умовах експлуатації можливо тільки при переміщенні штока, коли тиск повітря $P_{ц}$ у пневмоциліндрі досягає величини, необхідної для подолання зусилля навантаження натискних пружин. Для однодискового зчеплення автомобіля КрАЗ $P_{ц} = 0{,}51$ МПа.

Враховуючи, що при вимкненні зчеплення на всьому переміщенні штока підсилювача ПГ тиск повітря $P_{ц}$ змінюється не надто ($P_{ц} = 0{,}51...0{,}53$ МПа), величину гістерезису можна прийняти постійною в цьому проміжку тисків і залежною не лише від сил тертя, але і зусилля натискних пружин, а також тиску повітря в ресивері. Оцінити величину гістерезису залежно від тиску повітря в ресивері можна за допомогою розрахункової характеристики представленої на рис. 5.7.

При знаходженні мінімального тиску спрацьовування підсилювача $P_{г.min}$ на ділянці 1 – 2 необхідно розглянути процес вантаження золотника слідкуючої системи, який визначає величину $P_{г}$. При плавному збільшенні $P_{г}$ золотник починає рух, якому перешкоджають у початковий момент сила тертя $F_{тр.з}$ і сила золотникової пружини $F_{з.п}$. Після вибору проміжку Δ (рис. 5.6) шток золотника стикається з повітряним клапаном і не відкриваючи його долає зусилля, що забезпечує герметизацію клапана ($F_{гер} = f_{кл.н} \cdot P_{p}$), викликану пневматичним підпором. Внаслідок цього клапан і сідло залишаються герметичними під дією зусилля пружини клапана $F_{кл.п}$. Це явище викликане тим, що гума клапана має осьову податливість і утворення проміжку між сідлом і клапаном відбувається не миттєво (у разі жорсткого клапана), а з деяким запізнюванням, яке залежить від жорсткості гуми клапана. Тому збільшення жорсткості гуми клапана спричиняє збільшення і мінімальної сили герметизації $F_{min.гер}$, при цьому сила $f_{кл.н} \cdot P_{p}$ на золотнику зменшується. При подальшому збільшенні тиску до $P_{г.max}$ відбувається впускання стислого повітря. При зупинці педалі зчеплення на золотнику з’являється сила $(f_{п.з} - f_{н}) \cdot P_{ц}$, яка закриває клапан, створюючи на ньому зусилля $F_{min.гер}$. Якщо ширина петлі гістерезису виходить досить широкою (більше 0,2 МПа), то необхідно провести повторний розрахунок, при цьому доцільно прагнути до зменшення сили тертя $F_{тр.з}$ і неурівноваженої площі клапана, тобто збільшувати площу f_{y} .

Збільшуючи або зменшуючи діаметр сідла клапана $d_{ск}$, можна варіювати статичною точністю роботи слідкуючої системи. Проте може виявитися, що слідкуюча система не забезпечує необхідну швидкість зміни тиску в робочій порожнині пневматичного циліндра підсилювача при швидких вимкненнях зчеплення, тобто система матиме погану динамічну характеристику. Тому зменшення $d_{ск}$ обмежується величиною мінімального прохідного перерізу (d_0) системи.

Рекомендоване попереднє стискування пружини клапана $F_{кл.п}$ визначається, виходячи з умови забезпечення герметизації впускного клапана в процесі відстежування тиску. Найбільш несприятливий режим для герметизації клапана за умови $P_p = P_ц$, коли повітряний підпор мінімальний. Для забезпечення хорошої слідкуючої дії силу попереднього стиснення пружини клапана не слід брати вище 10 Н [266].

Вибору величини пневматичного діаметру золотника $d_{п.з}$, що забезпечує достатню точність і чутливість слідкуючого механізму, відводиться особливе значення. Від правильного вибору площі слідкуючого елементу $f_{п.з}$ залежить не лише величина тиску рідини $P_г$, що характеризує зміну зусилля на педалі зчеплення, але і динамічні показники системи в цілому.

Попереднє стискування пружини золотника $F_{з.п}$ вибирають з урахуванням забезпечення високих динамічних якостей підсилювача при $P_ц$ близьких до нуля, коли відсутнє зусилля на слідкуючій пневматичній площі золотника $f_{з.пн}$. Виходячи з цих позиції $F_{з.п}$ повинна відповідати умові $F_{з.п} > 2 \cdot F_{тр.з}$. Проте, при збільшенні $F_{з.п}$, збільшується і тиск рідини у приводі $P_г$, що сприяє збільшенню зусилля на педалі зчеплення. Зазвичай $F_{з.п}$ вибирають [266] у широких межах 40 − 150 Н, залежно від вимог, що пред’являються до слідкуючої системи підсилювача.

5.2.1.3. Розрахунок статичних характеристик підсилювача ПГ. Основною статичною характеристикою підсилювача ПГ є залежність корисного навантаження, що долається на штоку підсилювача від вхідної дії в клерувальній частині підсилювача ПГ (тиску рідини).

Розрахункова характеристика $R = f(P_г)$, залежно від тиску повітря на вході в систему P_p, представлена на рис. 5.8.

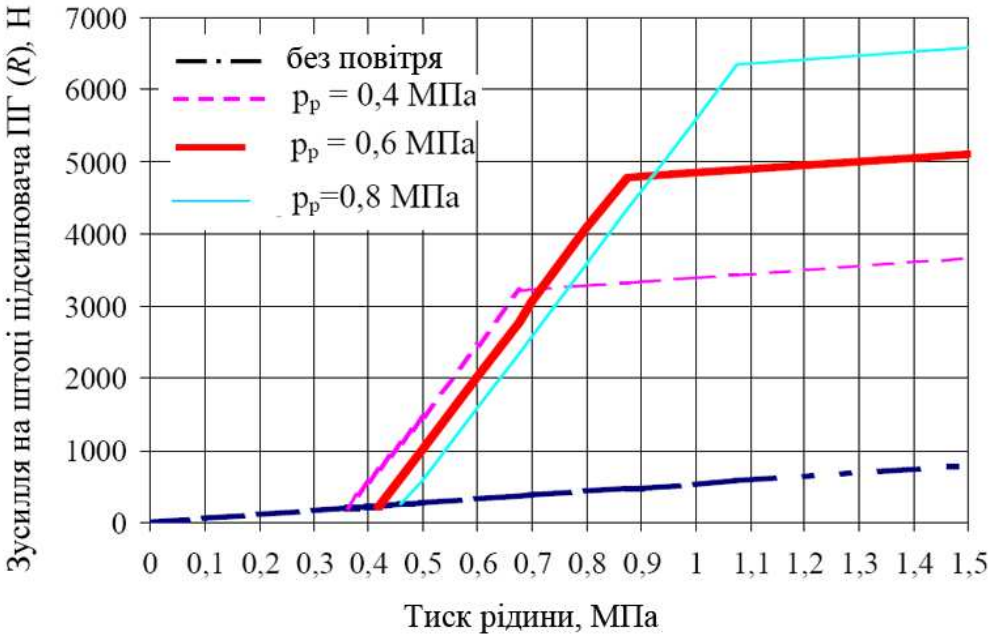


Рисунок 5.8 – Розрахункова статична характеристика підсилювача ПГ

Відповідно до вибраних вище параметрів, зусилля на штоку підсилювача ПГ, враховуючи вираз (5.5), обчислювалося за формулою:

$$R = F_{п.ц} + F_{р.ц} - F_{тр}, \qquad (5.7)$$

де $F_{п.ц}$ – зусилля на штоку підсилювача ПГ, що створюється пневмоциліндром підсилювача;

$F_{р.ц}$ – зусилля на штоку підсилювач ПГ, що створюється робочим циліндром підсилювача;

$F_{тр}$ = 65 Н – сила тертя від переміщення штока підсилювача ПГ визначалася експериментально за допомогою консольного динамометра ДОСМ 3 − 0,2.

При $P_ц = 0$, $R = F_{р.ц} - F_{тр}$ в цьому випадку для створення розрахункового зусилля на штоку підсилювача ПГ необхідно значно збільшувати тиск рідини в системі. Початок спрацьовування підсилювача відбувається при $P_{p.min}$ залежно від тиску повітря P_p.

Статичні характеристики пневмогідравлічних підсилювачів "Wabco" модель 970051 і "Knorr - Bremse" представлені на рис. 5.9 і рис. 5.10 відповідно.

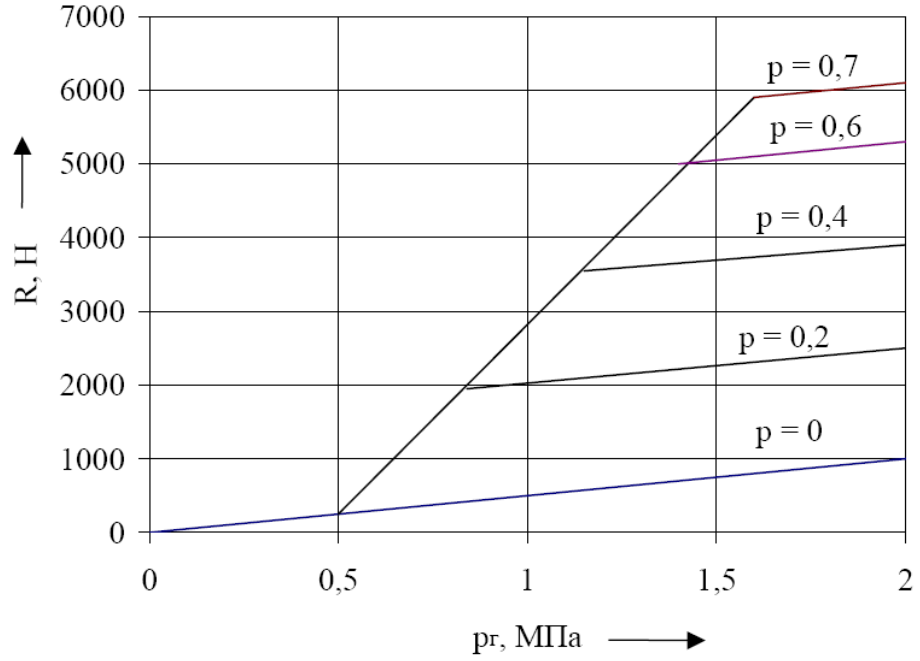


Рисунок 5.9 – Статична характеристика підсилювача ПГ "Wabko" 970051

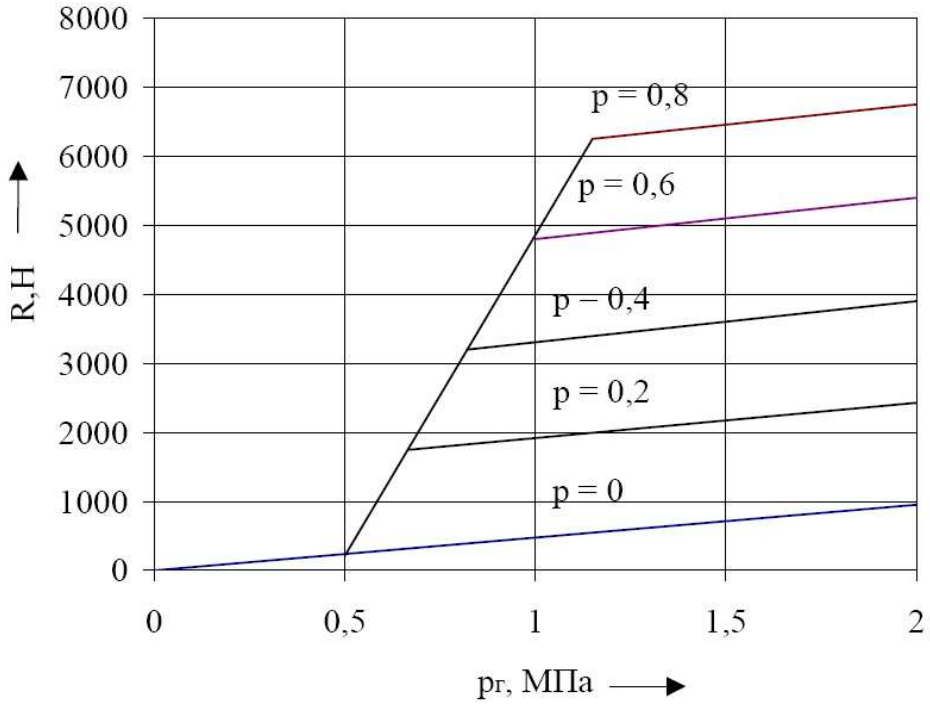


Рисунок 5.10 – Статична характеристика підсилювача ПГ "Knorr - Bremse"

Порівнюючи основні параметри характеристик існуючих підсилювачів ПГ світових лідерів у виробництві пневмогідравлічної апаратури і характеристики розробленого підсилювача ПГ, можна зробити висновок про те, що зусилля на штоку підсилювача ПГ при фіксованому тиску повітря на вході в систему сумірно, а в більшості випадків перевершує аналоги за цим параметром.

Крім того, тиск у гідравлічному ланцюзі привода у розробленого підсилювача ПГ нижче ніж у аналогів при рівності зусиль на штоку підсилювача ПГ. Тому за відсутності стисненого повітря в системі ($P_{ц} = 0$) та інших рівних умовах зусилля на педалі зчеплення з одним і тим же передатним числом механічної частини привода з розробленим підсилювачем ПГ менше на 10 − 15 % ніж в аналогів.

5.2.2. Підвищення працездатності привода зчеплення на аварійних режимах роботи. Визначена тенденція застосування однодискових зчеплень для вантажних автомобілів великої вантажопідйомністю призвела до значного росту зусилля на педалі зчеплення при непрацюючому підсилювачі. Тому виникає проблема збереження керованості зчеплення за відсутності стисненого повітря або несправності пневматичної системи автомобіля.

Розроблений підсилювач ПГ, на відміну від відомих пневматичних підсилювачів гідравлічного привода зчеплення, має ряд переваг, що дозволяють підвищити комфортабельність роботи водія. Проте залишаються і недоліки, усунення яких дозволило б підвищити надійність і простоту керування приводом зчеплення. Ці недоліки здебільшого відносяться до аварійних режимів роботи привода зчеплення. У традиційному приводі зчеплення з підсилювачем ПГ при виході з ладу пневматичного ланцюга керування зчепленням значно ускладнюється, а при виході гідравлічного ланцюга стає неможливим, що сприяло створенню принципово нової схеми привода керування зчепленням, представленої на рис. 5.11.

На рис. 5.11 позначено: 1 – педаль зчеплення; 2 – подвійний головний циліндр; 3, 4 – секції головного циліндра; 5 – золотниковий розподільник; 6, 12 – пневматичні трубопроводи; 7 – ресивер; 8, 9 – гідравлічні трубопроводи; 10 – підсилювач ПГ; 11 – електропневматичний клапан; 13 – вимикач, 14 – слідкуючий механізм підсилювача ПГ; 15 – вилка виключення зчеплення; 16 – акумуляторна батарея.

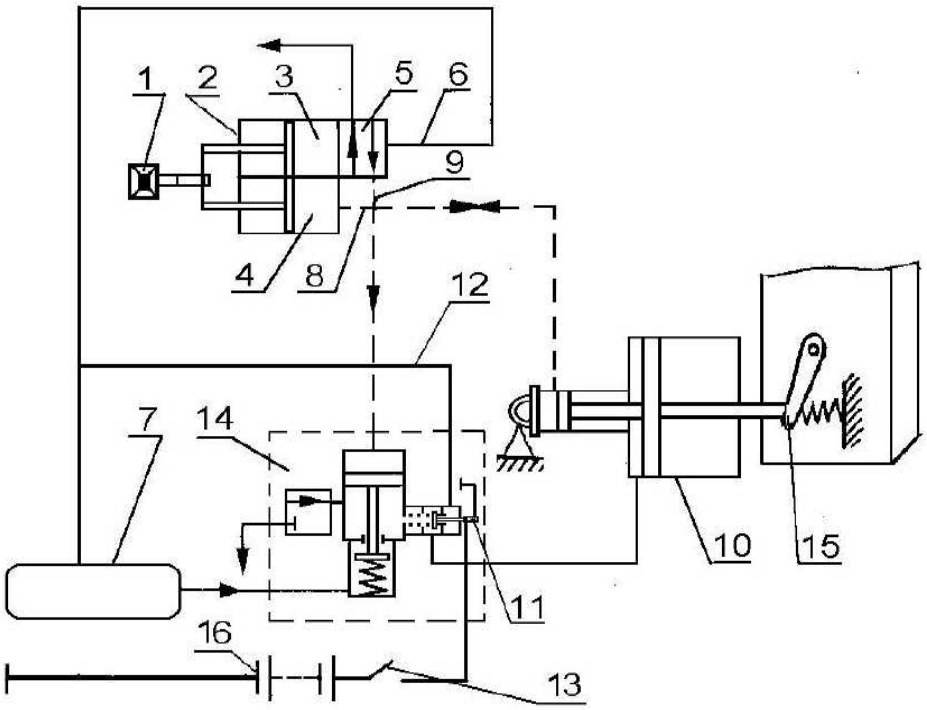


Рисунок 5.11 – Схема пневмогідравлічного привода керування зчепленням підвищеної надійності

При виході з ладу пневматичного ланцюга для вимкнення зчеплення до педалі необхідно додати значних зусиль. Для полегшення керування зчепленням в аварійних умовах розроблена конструкція двосекційного головного циліндра зчеплення, що істотно знижує зусилля, що прикладається.

Розроблений головний циліндр 2 складається з двох паралельно розташованих секцій 3 і 4, а також золотникового розподільника 5. На золотник з одного боку діє стиснуте повітря, з іншого – зусилля зворотної пружини. За нормальних умов роботи, коли обидва ланцюги справні, золотник під дією стиснутого повітря, що надходить з ресивера 7 через магістраль 6, займає таке положення, за якого обидві секції 3 і 4 працюють як одне ціле. Робоча рідина по магістралях 8 і 9 надходить у гідравлічну систему привода зчеплення, при цьому робочий тиск рідини в системі лежить у межах 1−1, 5 МПа, максимальний тиск рідини, що створюється головним циліндром 4,5 МПа. При виході з ладу пневмосистеми тиск повітря в магістралі 6 зникає і золотник під дією пружини займає положення, за якого рідина з секції 3 головного циліндра

повертається в резервуар для рідини. Максимальний тиск у гідравлічній частині привода зростає до 9 МПа завдяки зменшенню робочої площі поршня головного циліндра (працює тільки одна секція 4). Тому вже при зусиллі на педалі зчеплення, рівному 300 − 350 Н, водій має можливість керувати приводом зчеплення.

Недоліком представленого технічного рішення головного циліндра, є те, що для повного вимкнення зчеплення водієві потрібно 2 − 4 рази натиснути на педаль зчеплення, оскільки робочий об’єм рідини головного циліндра, що надходить до виконавчого поршня підсилювача ПГ 10, скорочується в два рази в порівнянні з первинним. Для підвищення уніфікації гідравлічні поршні головного циліндра запозичені з головного циліндра зчеплення автомобіля АЗЛК-2140.

Другий аварійний режим – вихід з ладу гідравлічного ланцюга привода. При цьому керування приводом зчеплення за допомогою педалі стає неможливим. Для вирішення цієї проблеми пропонується електропневматичний ланцюг, в який входить електропневматичний клапан 11, з’єднаний своєю пневматичною частиною з робочою порожниною підсилювача ПГ 10 і за допомогою магістралі 12 з ресивером 7, і електричною частиною з вимикачем 13, розташованим в кабіні водія.

При несправності гідравлічного ланцюга керування підсилювача ПГ 1 за допомогою клапана 14 неможливе, оскільки слідкуючий поршень клапана 14 керується гідравлікою. Для вимкнення зчеплення водій замикає електричний ланцюг за допомогою вимикача 13, пневматичний клапан 11 відкривається, і в робочу порожнину підсилювача ПГ 10 надходить стиснуте повітря з ресивера 7, при цьому пневматичний поршень переміщає шток, вимикаючи зчеплення. Для плавного рушання автомобіля з місця в пневматичному клапані 11 передбачено дросельний отвір. До недоліків цього способу керування слід віднести відсутність слідкуючої дії. Крім того, запропоновані технічні рішення ускладнюють конструкцію привода зчеплення і застосування їх доцільне тільки в тому випадку, якщо параметри звичайного привода не дозволяють забезпечувати керування зчепленням.

5.2.3. Вплив параметрів системи «зчеплення – привід»на нормальні навантаження при вмиканні зчеплення. Для аналізу причин виникнення пікових динамічних навантажень необхідно розглянути роботи, в яких досліджений процес замикання поверхонь тертя при різкому ввімкненні зчеплення.

У роботі [295] експериментально досліджений процес замикання поверхонь тертя. Характер зміни переміщення натискного диска в часі представлений на рис. 5.12.

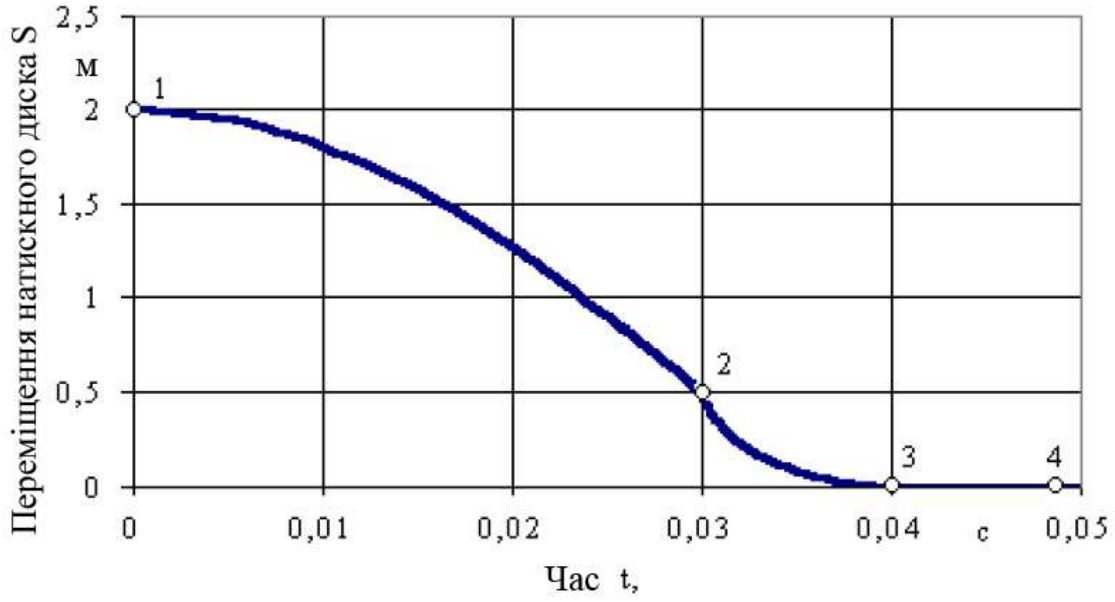


Рисунок 5.12 – Процес замикання поверхонь тертя

Неважко помітити, що в перший період увімкнення зчеплення на ділянці 1 – 2 натискний диск переміщається прискорено (кут нахилу дотичної до кривої збільшується). У точці 2 швидкість осьового переміщення натискного диска набуває максимального значення. До цього моменту був вибраний проміжок між поверхнями тертя в зчепленні. На ділянці 2 - 3 рух натискного диска сповільнюється. У це час відбувається збільшення натиснення на поверхнях тертя, ріст моменту тертя зчеплення від 0 до максимального значення. Як видно з графіка, цей процес має тривалість за часом 0,008 с. За даними проведеного експерименту «відскоку» натискного диска після замикання зчеплення не відбувається, тому автори [295] вважають, що на ділянці 3 – 4 коливальний процес відсутній.

Проте твердження про те, що коливальний процес на цьому етапі відсутній, помилкове [9]. Це твердження суперечить загальній теорії коливань. У разі, коли на пружну систему впродовж невеликого проміжку часу діє швидко наростаюча сила, коливання цієї системи неминучі. Питання полягає в тому, який характер і частота цих коливань. Можливо, ці коливання мають дуже високу частоту і швидко затухають через високу жорсткість натискних пружин і значних сил тертя, дисків зчеплення, що виникають при переміщення, тому вимірювальні прилади, використовувані при випробуваннях, не змогли їх зареєструвати.

На підставі викладеного вище можна припустити, що прискорення натискного диска сприяє появі інерційної сили, яка, складаючись із зусиллям натискних пружин, утворює нормальне динамічне навантаження на поверхні тертя, що і викликає, зрештою, появу пікових динамічних навантажень в агрегатах трансмісії.

На підтвердження цих висновків можна навести результати експериментальних досліджень параметрів процесу замикання зчеплення при його різкому ввімкненні [304]. Випробуванню піддавалася трансмісія автомобіля ГАЗ-51. Сумарна величина осьового зусилля натискних пружин зчеплення склала $P_{нж}$ = 6400 Н. Максимальна величина стискаючого зусилля (динамічного навантаження) в момент удару натискного диска зчеплення по фрикційних накладках веденого диска, отримана шляхом різкого ввімкнення зчеплення дорівнювала N_{max} = 16400 Н, через 0,025 с після зіткнення контактних поверхонь. Після удару відбувається роз’єднання поверхонь тертя, «відскік». При непрацюючому двигуні «відскік» відбувається настільки інтенсивно, що між поверхнями тертя втрачається силовий контакт (упродовж приблизно 0,03 с). Після цього починається другий період коливального процесу ввімкнення зчеплення, при цьому величина N_{max} зменшується до 12000 Н, досягаючи свого максимуму через 0,14 с після початку процесу ввімкнення зчеплення. Зважаючи на наявність сухого тертя в коливальній системі зчеплення величина розмахів починає різко зменшуватися, і процес затухає.

Для оцінки нормального динамічного навантаження був уведений коефіцієнт динамічного посилення навантаження [266] як відношення максимальної динамічного нормального навантаження $N_{\text{т.max}}$ на поверхні тертя до статичного навантаження $P_{\text{нж}}$, що розвивається натискними пружинами:

$$K_y = \frac{N_{\text{т.max}}}{P_{\text{нж}}}. \tag{5.8}$$

Фрикційне зчеплення автомобіля може розглядатися як запобіжна, перевантажувальна муфта трансмісії. Проте ця уява міняється при розгляді динаміки ввімкнення зчеплення. У роботах [285, 286, 294] говориться про динамічний момент тертя, який значно перевищує статичний і обумовлює величину максимального динамічного моменту в трансмісії автомобіля.

Таким чином, автори [294] вважають, що максимальний момент у трансмісії автомобіля може визначатися максимальним динамічним моментом тертя зчеплення або, що теж саме, значенням динамічного коефіцієнта запасу зчеплення $\beta_{\text{д}}$

$$M_{\text{Д}} = \beta_{\text{Д}} \cdot M_{e\max}, \tag{5.9}$$

де $M_{\text{д}}$ – максимальний динамічний момент тертя зчеплення;

$\beta_{\text{д}}$ – динамічний коефіцієнт запасу зчеплення;

$M_{e\,\max}$ – максимальний крутний момент двигуна.

Перевищення максимальних динамічних моментів над статичними моментами тертя зчеплення оцінюється коефіцієнтом динамічності :

$$K_{\text{Д}} = \frac{\beta_{\text{Д}}}{\beta_{\text{с}}}, \tag{5.10}$$

де $\beta_{\text{с}}$ – величина статичного коефіцієнта запасу зчеплення.

Для трансмісії певного автомобіля вибір коефіцієнта запасу зчеплення $\beta_{\text{с}}$ обумовлює не лише надійну передачу крутного моменту двигуна, але і величину максимальних динамічних навантажень, які є розрахунковими при визначенні статичної міцності вузлів і деталей трансмісії. Очевидно, що для зменшення $\beta_{\text{д}}$ необхідно знижувати темп увімкнення зчеплення.

Одним з важливих показників завантаженості трансмісії автомобіля є коефіцієнт динамічності. Між тим, про його допустимі величини до теперішнього часу єдиної думки немає. Так, у роботі [292], присвяченій експериментальному дослідженню динамічних навантажень у трансмісії автомобіля при швидкому ввімкненні зчеплення з механічним приводом, показано, що максимальні експериментальні коефіцієнти динамічності завжди більше 2, про це ж вказується і в роботах [289, 294, 295]. У роботах [287, 297, 304], навпаки, доводиться, що величини максимальних коефіцієнтів динамічності трансмісії сучасних автомобілів, визначені розрахунковим шляхом за величиною, завжди меншою 2.

Ці суперечливі результати мають важливе значення для розрахунків на міцність деталей трансмісії : якщо неправильний перший висновок, то це означає, що при розрахунках на міцність динамічний крутний момент, а отже і маса трансмісії, виявляться завищеними. Якщо ж помилковий другий висновок, трансмісія буде недостатньо міцною.

Головна причина в розбіжності отримуваних результатів криється у використанні різних формул для визначення $\beta_д$ [9]. У роботі [294] коефіцієнт динамічності визначається за виразом (5.10) і залежить від динамічного коефіцієнта запасу зчеплення $\beta_д$. Експериментальні дані [294], отримані для різних автомобілів, дозволили отримати лінійну залежність:

$$\beta_Д = 6,3 \cdot \beta - 4,9 . \qquad (5.11)$$

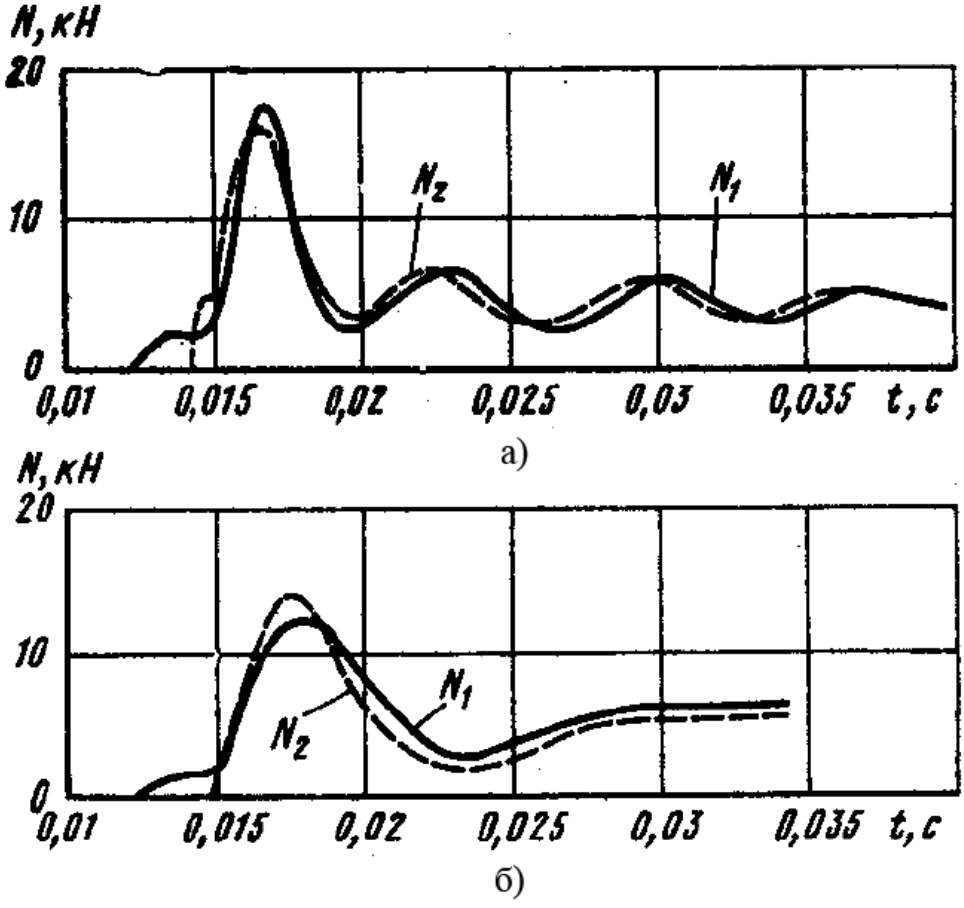
Аналізуючи цю формулу, можна зробити висновок, що $K_д > 3$ вже при значенні статичного коефіцієнта запасу $\beta = 1, 5$.

Порівняльний аналіз отриманих значень коефіцієнта динамічності в роботах [289, 297, 299, 305] говорить про те, що головна причина в значному розкиді коефіцієнта, визначеного за різними методиками – це різні величини в знаменнику формул.

Підсумовуючи проведені вище дослідження, необхідно зазначити, що для якісної оцінки динамічної навантаженості трансмісії неприпустимо

використати $K_д$ без ретельного аналізу складових виразу по яких він був отриманий. Зважаючи, що на величину $K_д$ при фіксованому значенні знаменника у виразі (5.10) основний вплив здійснює величина нормального навантаження на поверхні тертя [266], необхідно розглянути причини і характер зміни цих навантажень.

Як зазначалося раніше, при ввімкненні зчеплення «кидком», темп увімкнення не залежить від дій людини і відповідає максимальним динамічним навантаженням у зчепленні. Типові криві зміни нормальних сил на поверхнях тертя веденого диска (рис. 5.13) показують, що вантаження поверхонь тертя залежить від осьової жорсткості веденого диска і може бути періодичним або аперіодичним.



а) – нормальні навантаження при ввімкненні зчеплення «кидком» з жорстким веденим диском; б) – те ж з податливим веденим диском

Рисунок 5.13 – Криві зміни нормальних сил на поверхнях тертя з механічним приводом зчеплення [266]

У процесі ввімкнення зчеплення нормальні навантаження N_1 і N_2 на другій поверхні тертя дещо відрізняються.

Найбільш сприятливим є аперіодичний закон зміни нормальних сил N_1 і N_2 і однакове завантаження обох поверхонь. Для оцінки завантаження k-ї поверхні тертя був уведений коефіцієнт завантаження, який є відношенням діючого навантаження $N_т$ на поверхні тертя, що розглядається, до середнього навантаження (на обох поверхнях).

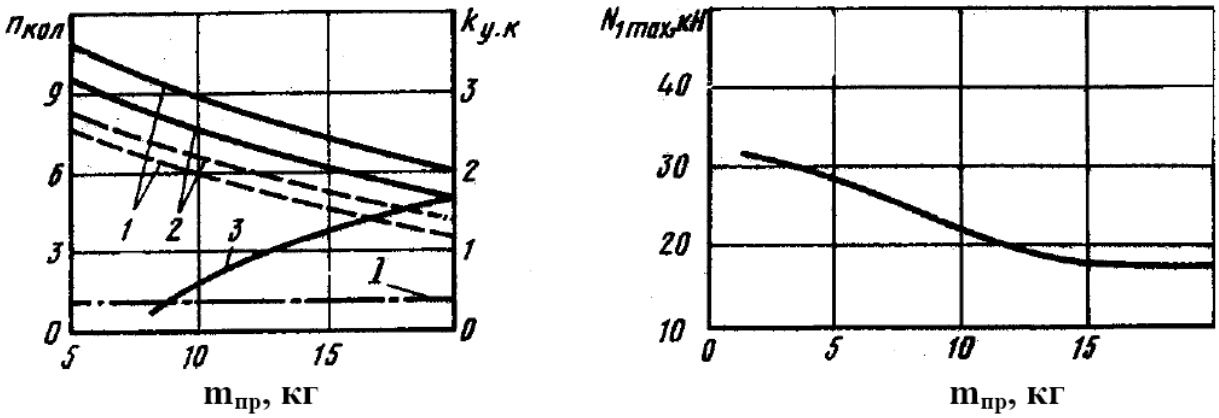
$$k_3 = \frac{2 \cdot N_т}{N_1 + N_2}. \qquad (5.12)$$

Коефіцієнти k_3 і K_y, визначені раніше за виразом (5.8), дозволяють порівнювати динамічні процеси, що відбуваються на поверхнях тертя. Дослідження динамічної моделі колісного трактора $T - 40$ дозволили авторам [266] зробити висновок про те, що динамічні навантаження на поверхнях тертя і характер їх зміни значною мірою залежать від приведеної маси педалі $m_{пр}$ зчеплення. Значення маси може змінюватися в широких межах, зменшуватися і збільшуватися по відношенню до середнього номінального значення. Збільшуючи її у багато разів, можна імітувати вплив затримки ноги водія на педалі зчеплення і дати рекомендації щодо зниження навантажень у зчепленні при будь-якому характері ввімкнення.

Дослідження показують, що цілком реальний закон зміни пружного моменту відтворюється на валу зчеплення, коли зберігаються і низька і більш високі частоти його коливань. Це досягається шляхом збільшення маси чи педалі зчеплення в 8 ÷ 15 разів залежно від того, який час затримки ввімкнення зчеплення треба відтворити при миттєвому знятті сили $P_п$.

На рис. 5.14 представлені криві, що характеризують динаміку різкого ввімкнення зчеплення залежно від приведеної маси педалі зчеплення.

Зі збільшенням $m_{пр}$ число періодів коливань $n_{кілок}$ навантаження збільшується (крива 3). Максимальне число $n_{кілок} < 12$ було зареєстровано для жорсткого диска при значних $m_{пр}$.



а) б)

а) – на показники навантаженості; б) – на величину максимального навантаження $N_{т\,max}$ 1, 2 – поверхні тертя (суцільні криві) – зміна K_y при жорсткому веденому диску; (штрихові лінії) – зміна K_y при піддатливому веденому диску; 3 – крива зміни періоди коливань навантаження; I – межа аперіодичних і періодичних режимів коливань

Рисунок 5.14 – Вплив приведеної маси педалі зчеплення

При жорстких ведених дисках зі збільшенням маси педалі коефіцієнт динамічного посилення навантаження K_y (суцільні криві 1 і 2) знижується, причому для першої поверхні тертя він більший, ніж для другої. При піддатливому веденому диску коефіцієнт посилення K_y (штрихові лінії 1 і 2) для другої поверхні більше, ніж для першої. Таким чином, уведення вісі піддатливості дозволяє отримати аперіодичний закон навантаження поверхонь тертя (нижче лінії *I*) і понизити коефіцієнт динамічного посилення навантаження K_y .

Частота коливань навантаження залежить здебільшого від $m_{пр}$ і пружної характеристики веденого диска, що лежать в межах від 20 до 80 Гц. При інших рівних умовах у зчеплень з піддатливими веденими дисками вони дещо нижчі, ніж з жорсткими.

Періодичні коливання навантаження – явище, небажане для передачі крутного моменту зчепленням, оскільки при буксуванні зчеплення з цією ж частотою може змінюватися і пружний момент в трансмісії. Інтенсивне

наростання моменту визначається великими нормальними зусиллями в початковий момент буксування, особливо при значній різниці кутових швидкостей ведучої і веденої частин зчеплення. Зниження нормальних навантажень N_1 і N_2 зменшує інтенсивність наростання моменту в трансмісії, а зростання нормального навантаження за аперіодичним законом практично виключає коливання моменту в трансмісії з частотою коливань нормального навантаження. Тому було приділено значну увагу умовам, за яких нормальне навантаження зростає за аперіодичним законом.

Сила тертя в приводі зчеплення може мінятися в широких межах. Дослідження впливу цієї сили на динамічні процеси показало, що як при різкому, так і при плавному ввімкненні зчеплення при малих значеннях сили тертя спостерігаються високочастотні віброударні процеси на поверхнях тертя. При цьому коефіцієнт динамічного посилення навантаження на поверхнях тертя змінюється в широких межах $K_y = 1{,}5 \div 4$ [266]. Зі збільшенням сили тертя зменшуються динамічні навантаження на поверхнях тертя при незмінному часі замикання дисків і часу стабілізації нормальних зусиль на поверхнях тертя. При плавному ввімкненні зчеплення збільшення сили тертя знижує нормальні навантаження на поверхнях тертя, що значно збільшує час буксування зчеплення.

З наведеного аналізу параметрів динамічної моделі, що впливають на нормальні навантаження на поверхнях тертя, витікає, що навантаження в значній мірі визначає приведена маса педалі зчеплення. Проте змінювати цей параметр ($m_{\text{пр}}$) в широких межах на автомобілі не можливо, доцільно обмежувати темп увімкнення зчеплення. Як указувалося раніше найбільш прийнятним способом обмеження максимального темпу ввімкнення – є застосування дроселів у складі гідравлічного або пневматичного ланцюгів привода зчеплення. Ввімкнення зчеплення відбувається за час, величина якого, за відсутності впливу з боку водія, залежить від типу привода. Тому в подальших дослідженнях необхідно оцінити вплив часу ввімкнення зчеплення на динамічні навантаження в трансмісії.

5.2.4. Аналіз впливу часу ввімкнення зчеплення на динамічну навантаженість трансмісії. Вважається, що пікові динамічні навантаження незалежно від їх походження, обмежуються пробуксовуванням зчеплення. З цієї причини коефіцієнт запасу зчеплення, що визначає максимальний момент, що передається трансмісії, не повинен перевищувати заданого значення. Проте дослідження пікових динамічних навантажень при різкому ввімкненні зчеплення показало, що головною причиною їх появи є миттєве збільшення коефіцієнта запасу зчеплення в результаті ударного імпульсу поступальних рухливих мас при різкому відпусканні педалі зчеплення, коли інерційна сила підсумовується із зусиллям натискних пружин.

Визначенню інерційних сил і подальшому їх урахуванню при розрахунку максимальних динамічних навантажень присвячена робота [290]. Результати проведених досліджень показали, що інерційні сили поступально рухомих деталей зчеплення і привода, можуть перевершувати зусилля натискних пружин у декілька разів. При цьому автори стверджують, що інерційні сили практично ніякого впливу на величину максимального динамічного моменту трансмісії не здійснюють, оскільки частота поступальних коливань натискного диска (0,015 ÷ 0,04 с – період коливань за відсутності гідравлічного привода зчеплення) значно вище, ніж частота власних коливань (0,08 ÷ 0,5 с). Наявність проміжків у системі призводить до того, що до початку закручування трансмісії момент тертя досягає своєї розрахункової величини.

Проте, проведені теоретичні дослідження показали, що час, необхідний для вибору проміжків в елементах трансмісії автомобіля, лежить у межах 0,0001−0,008 с, що значно менше часу інтенсивного наростання динамічного моменту тертя зчеплення. Тому наявність зазорів у трансмісії не виключає появи пікових динамічних навантажень, пов’язаних з дією інерційних сил з боку натискного диска і привода при інтенсивному включенні зчеплення.

У роботі [295] вказано, що для автомобілів з різними приводами зчеплення найбільш значного зниження динамічних навантажень можна досягти при застосуванні гідравлічного або пневматичного привода. Фізична

основа цього ефекту полягає в обмеженні максимальної швидкості наростання моменту тертя зчеплення при його ввімкненні.

Одним з найбільш дієвих способів обмеження швидкості наростання моменту тертя є установлення різноманітних роду дроселів у пневматичній чи гідравлічній частині привода. При цьому дросель не повинен служити причиною погіршення динамічних характеристик процесу вимкнення зчеплення.

У зв'язку з цим необхідно оцінити час замикання поверхонь тертя на підставі двох суперечливих вимог. Перша вимога – зниження динамічних навантажень у трансмісії, при цьому необхідно збільшувати час увімкнення зчеплення; друга вимога – забезпечення мінімально допустимої теплової навантаженості фрикційного зчеплення, при цьому необхідно знижувати час увімкнення зчеплення (час буксування).

Поняття часу увімкнення зчеплення, що зустрічається в літературних джерелах, досить різноманітне. Під часом увімкнення зчеплення автори роботи [265] мають на увазі час, упродовж якого відбувається буксування зчеплення, і кутова швидкість первинного вала коробки передач збільшується до кутової швидкості колінчастого вала двигуна. З достатньою мірою точності цей час можна визначити як час буксування зчеплення $t_б$. В іншій роботі [293] під часом увімкнення зчеплення мається на увазі наростання моменту тертя від нуля до максимального значення.

Зважаючи на проведений аналіз можна зробити висновок, що найбільш обґрунтовано під часом увімкнення зчеплення $t_{сц}$ слід розуміти проміжок часу від моменту зняття навантаження з педалі зчеплення, до закінчення переміщення натискного диска. Основною складовою часу $t_{сц}$, що являє найбільший інтерес з позиції впливу її на динамічні параметри процесу ввімкнення зчеплення є час наростання моменту тертя $t_с$ від нуля до максимального значення. Найбільші пікові динамічні навантаження виникають при "кидку" педалі зчеплення, коли час замикання поверхонь тертя не залежить від дій водія, а визначається пружними й інерційними властивостями зчеплення і його привода.

Час $t_с$ є складовою частиною часу замикання поверхонь тертя $t_з$, яке для зчеплення з механічним приводом можна прийняти рівним часу ввімкнення зчеплення $t_{сц}$. Ґрунтуючись на експериментальних даних [43, 293, 306], час $t_з$ можна розбити на два етапи:

$$t_з = t_1 + t_c, \tag{5.13}$$

де t_1 – час вибору зазорів між поверхнями тертя.

Експериментально встановлено [42, 43, 289, 295, 306 – 308], що час замикання поверхонь тертя $t_з$ при різкому ввімкненні зчеплення для різних автомобілів з механічним приводом зчеплень лежить у межах $t_з$ = 0,01 ÷ 0,04 с, час наростання моменту тертя для цих же умов $t_с$ = 0,001 ÷ 0,02 с. Час замикання поверхонь тертя залежить від багатьох чинників, що визначають конструкцію й умови роботи зчеплення, основними з яких є : приведена маса привода $m_{пр}$, жорсткість натискних пружин, кількість дисків і сили тертя в зчепленні.

На підставі проведених вище досліджень отримана залежність:

$$t_c = K_w \cdot t_з, \tag{5.14}$$

де K_w – коефіцієнт піддатливості веденого диска

$$K_w = \frac{w \cdot i}{n \cdot \Delta + w \cdot i}; \tag{5.15}$$

w – податливість диска (рис. 5.12);

i – число ведених дисків;

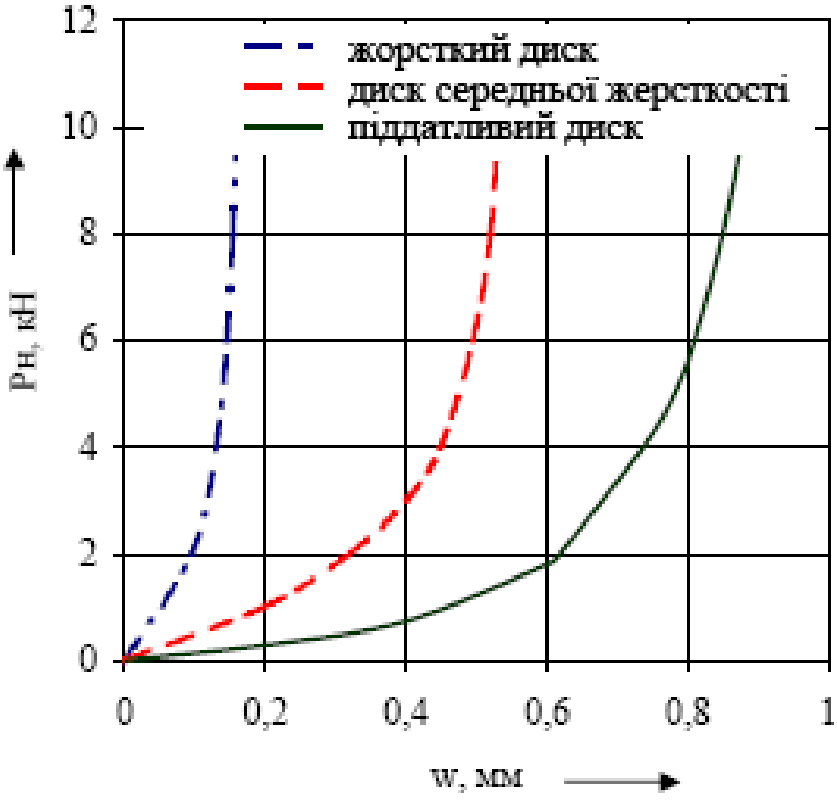
n – кількість поверхонь тертя;

Δ – проміжок між поверхнями тертя, Δ = 0,75 ÷ 1 мм.

Величина K_w = 0,1 ÷ 0,6. Менше значення відноситься до зчеплень, де застосовуються жорсткі ведені диски.

Типові характеристики піддатливості ведених дисків і характер зміни коефіцієнта K_w залежно від величини піддатливості представлені на рис. 5.15 і рис. 5.16. Отримана залежність враховує збільшення $t_с$, пов’язане з неминучою

наявністю зазорів у трансмісії і зменшенням швидкості натискного диска в результаті пружного демпфування податливого веденого диска в осьовому напрямі.



$P_н$ – зусилля натискних пружин зчеплення; w – осьова піддатливість.

Рисунок 5.15 – Пружні характеристики ведених дисків

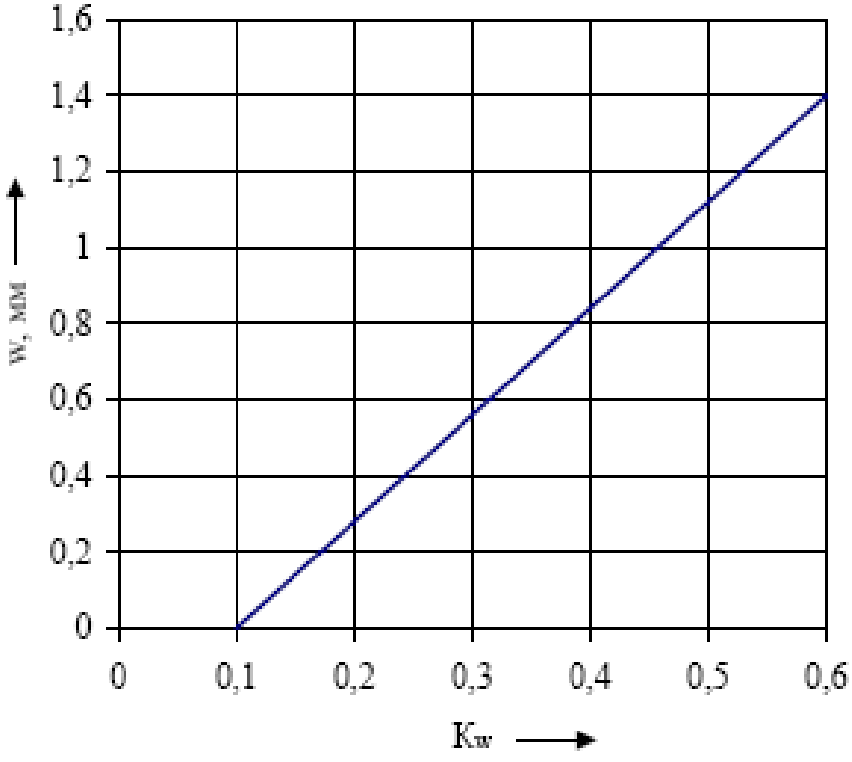


Рисунок 5.16 – Характеристика коефіцієнта піддатливості

Для оцінки впливу $t_с$ на величину пікових динамічних навантажень необхідно розглянути характер зміни моменту на поверхнях тертя для різних темпів увімкнення зчеплення.

Розглядаючи характер зміни моменту тертя M_T при увімкненні зчеплення, застосовують досить багато залежностей, що описують з тією або іншою мірою точності реальні процеси тертя, що відбуваються на поверхні. Характер зміни M_T досить різноманітний і залежить від великого числа початкових параметрів навантажень : моменту інерції автомобіля (характеристика автомобіля); приведеного моменту опору (характеристика дороги і машини); швидкості відпускання педалі зчеплення і початковою кутової швидкості колінчастого вала двигуна (параметри, що залежать від водія). Під їх дією формуються похідні параметри режиму навантаження : темп увімкнення зчеплення, швидкість буксування, натискне зусилля зчеплення, час буксування і температура деталей.

Залежно від темпу ввімкнення зчеплення τ на основі аналізу осцилограм приведених в роботі [266] характер зміни M_T може бути розбитий на три основні режими:

1. Плавне ввімкнення зчеплення, $t_з = 3 \div 5$ с;

2. Нормальний темп увімкнення, $t_з = 1{,}5 \div 2$ с;

3. Різке ввімкнення зчеплення, $t_з = 0{,}04 \div 0{,}5$ с.

Типовим випадком плавного ввімкнення зчеплення є ситуація, коли водій, чекаючи сигналу світлофора, що дозволяє рух, вже ввімкнув передачу і автомобіль починає рушати при неповній реалізації натискного зусилля.

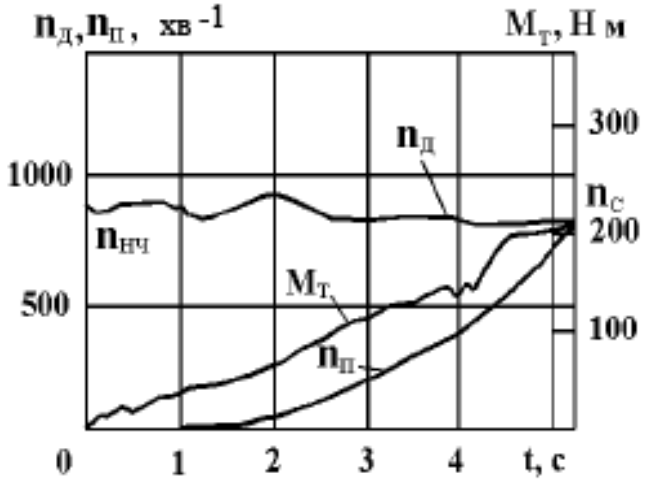
Осцилограма такого процесу буксування представлена на рис. 5.17.

Для першого режиму (плавне ввімкнення) зміни режиму M_T з достатньою мірою точності зміну моменту тертя M_T (t) в часі можна вважати лінійною залежністю, що описується простим виразом:

$$M_т = \tau \cdot t, \qquad (5.16)$$

де $t = 0...t_с$ – час наростання моменту тертя, при цьому $t_c \geq t_б$;

$\tau = \Delta M_T / \Delta t_б$ – темп увімкнення зчеплення.



$n_д$ – частота обертання колінчастого вала двигуна; $n_п$ – частота обертання первинного вала коробки передач; $n_{нч}$ – початкові оберти колінчастого вала; $n_с$ – частота обертання валів після завершення процесу буксування; M_T – момент тертя зчеплення

Рисунок 5.17 – Осцилограма процесу буксування при плавному ввімкненні зчеплення у момент рушання з місця автомобіля КамАЗ - 5320 [266]

Другий режим – звичайне ввімкнення зчеплення супроводжується плавним, без ривків, але досить енергійним рушанням автомобіля з місця (рис. 5.18). Таким чином, у процесі буксування безперервно змінюється характер M_T, що зумовлює нестаціонарний режим, описуваний експоненціальною залежністю [293]:

$$M_т = \beta \cdot M_{e\ \max}(1 - e^{-k \cdot t}), \qquad (5.17)$$

де k – константа характеризує темп включення зчеплення, $k = 3/t_с$;

Період увімкнення зчеплення від моменту появи M_T до точки A характеризується відносно швидким ростом зусилля натискних пружин. Другий період від точки A до моменту, коли $n_п = n_д$, відбувається майже при незмінному значенні зусилля натискних пружин, проте саме в цей період спостерігаються значні коливання моменту тертя.

Різке ввімкнення зчеплення (третій характерний режим) супроводжується значним прискоренням машини і застосовується в окремих випадках, наприклад, для «розгойдування» застряглого автомобіля. Типова осцилограма такого процесу ввімкнення зчеплення представлена на рис. 5.19.

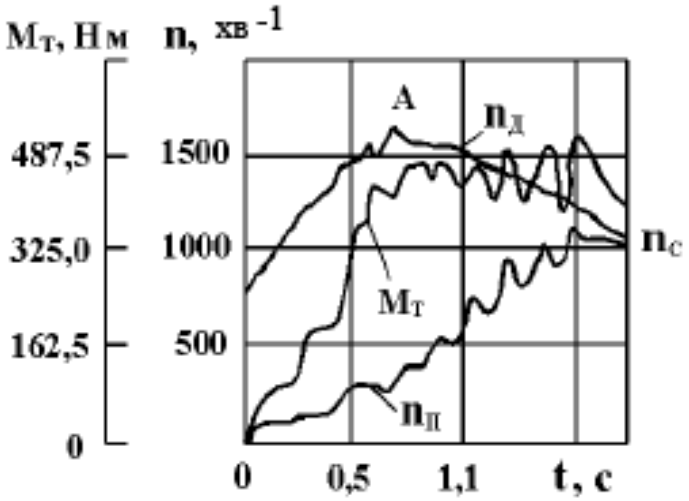


Рисунок 5.18 – Осцилограма процесу рушання автомобіля ЗіЛ - 431410 [266]

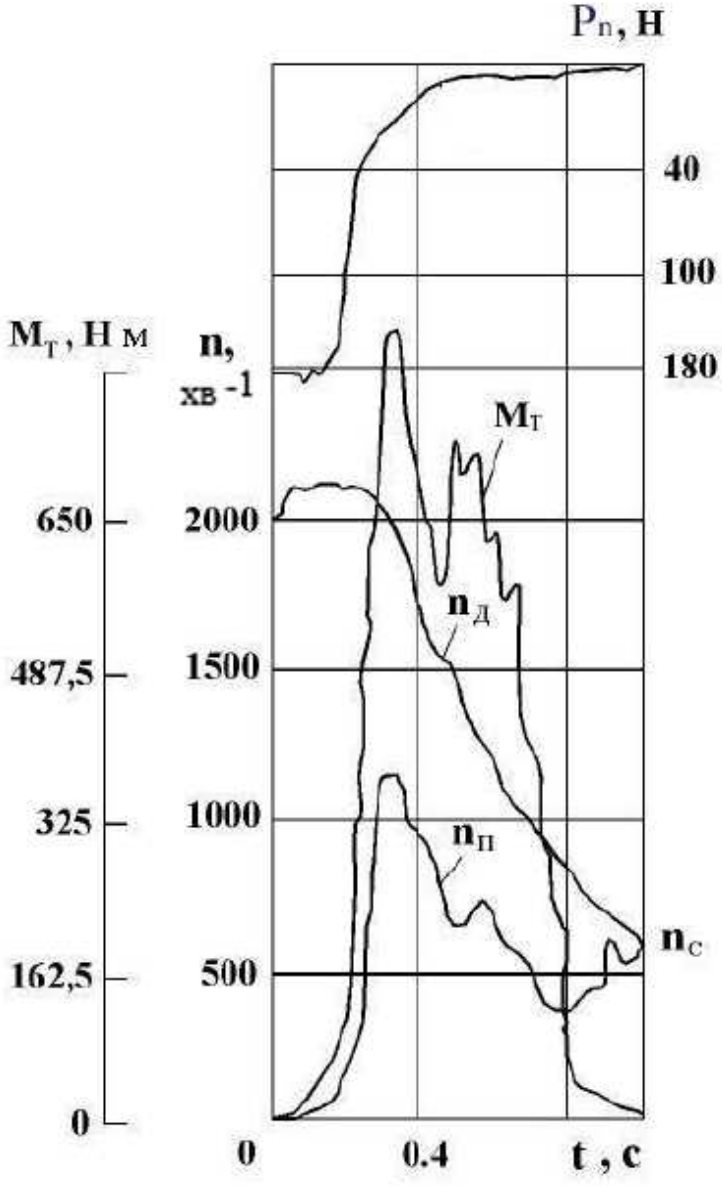


Рисунок 5.19 – Типова осцилограма процесу буксування зчеплення при різкому рушанні автомобіля ЗіЛ - 431410 [266]

Для збільшення крутного моменту, використовується кінетична анергія крутних та поступально рухомих частин двигуна, а для підвищення моменту тертя M_T використовується кінетична енергія швидко натискного рухомого диска. Характер зміни M_T значно відрізняється від звичайного і плавного ввімкнення зчеплення. Перший період супроводжується різким зниженням зусилля на педалі зчеплення $P_{\text{п}}$ і збільшенням натискного зусилля на поверхнях тертя, яке повністю реалізується до кінця періоду, що супроводжується майже миттєвим ростом M_T до максимального значення.

На другому етапі буксування M_T різко зменшується аж до негативних значень, а кутові швидкості ведучих і ведених частин зчеплення в кінці буксування зменшуються до значень, що дещо перевищують кутові швидкості, за яких двигун зупиняється. Характер зміни M_T у часі на цьому режимі є істотно нелінійним, тому його не можна описувати приведеними вище рівняннями (5.16), (5.17). У наближеному вигляді момент тертя при різкому ввімкненні зчеплення описується залежністю [269]:

$$M_{\text{т}} = 4 \cdot M_{\text{т max}} \cdot \frac{t}{t_б}\left(1 - \frac{t}{t_б}\right), \qquad (5.18)$$

де $M_{T\ \text{max}}$ – статичний момент повністю ввімкненого зчеплення.

Час включення зчеплення $t_{\text{сц}}$ на цьому етапі значно менше часу буксування $t_{\text{б}}$. Це є наслідком того, що після різкого замикання поверхонь тертя на першому коливанні системи виникає піковий динамічний момент $M_{\text{д}}$, і якщо цей момент за величиною більше моменту зчеплення коліс з дорогою, відбувається інтенсивна короткочасна пробуксовка ведучих коліс. Після цього спостерігаються подовжні коливання натискного диска, внаслідок чого натискне зусилля, що періодично змінюється, призводить до пробуксовки зчеплення. Буксування зчеплення триває до тих пір, поки коливання не затухають. Основний вплив на тривалість коливань робить приведена жорсткість трансмісії, жорсткість натискних пружин і початкова частота обертання колінчастого вала [268].

Для цього режиму визначення темпу ввімкнення зчеплення за виразом (5.16) дає спотворений результат, тому необхідно скористатися наступною залежністю:

$$\tau' = \frac{\Delta M_{\text{т}}}{\Delta t_c}. \qquad (5.19)$$

Зі збільшенням часу наростання моменту $t_{\text{с}}$ від 0,01 с до 1 с характер зміни M_T поступово набуває вигляду, що описується залежністю (5.17) для другого режиму ввімкнення, що забезпечує зниження пікових динамічних навантажень аж до розрахункового статичного моменту тертя. Проте збільшення $t_{\text{с}}$ до цієї величини спричиняє неприпустиме збільшення тепло напруженості і знос пара тертя при перемиканні передач, особливо під час руху повністю завантаженого автомобіля.

Як показують експериментальні дослідження [279], час, що витрачається на інтенсивне перемикання передачі ($t_{\text{п}}$) середньостатистичним водієм вантажного автомобіля, лежить у межах 0,7 ÷ 1,0 с. Після перемикання передачі водій досить швидко відпускає педаль зчеплення і практично одночасно натискає на педаль акселератора, при цьому, якщо поверхні тертя до початку натиснення не встигають замкнутися, відбувається ривок автомобіля, що супроводжується поздовжніми коливаннями й інтенсивним буксуванням зчеплення. Доля часу на ввімкнення зчеплення $t_{\text{сц}}$ від $t_{\text{п}}$ не повинна перевищувати 30 – 40 % ($t_{\text{сц}}$ = 0,25 ÷ 0,4 с). Менше значення часу $t_{\text{сц}}$ доцільно приймати для автомобілів підвищеної прохідності, що працюють у важких дорожніх умовах, коли часто доводиться прибігати до таких методів, як «розгойдування» застряглого автомобіля.

На підставі виразу (5.14) для ведених дисків з різною піддатливістю час $t_{\text{с}}$ має бути не більшим 0,025 ÷ 0,2 с, менше значення характерне для жорстких дисків. Отже, для забезпечення допустимої теплової навантаженості поверхонь тертя при інтенсивному розгоні автомобіля час $t_{\text{с}}$ наростання моменту тертя рекомендується приймати у визначених вище межах.

У результаті проведеного аналізу досліджень була розроблена методика (див. розділ 5.2.6), що дозволяє оцінити раціональний час увімкнення зчеплення для різних автомобілів з подальшою реалізацією цього часу в пневмогідравлічному підсилювачі.

5.2.5. Розробка математичної моделі динамічних процесів пневмогідравлічного підсилювача.

5.2.5.1. Опис динамічної моделі привода з підсилювачем ПГ. Динамічна схема пневмогідравлічного привода зчеплення великовантажного автомобіля для визначення перехідних процесів в підсилювачі ПГ, представлена на рис. 5.20.

Гідравлічний ланцюг у робочому режимі виконує функцію керуючої магістралі, а в аварійному режимі (при виході з ладу пневматичної) – функцію виконавчої магістралі, що з'єднує головний циліндр 2 з робочим гідравлічним циліндром 5 через проточну ємність слідку вального золотникового поршня площею S_2.

Динамічні процеси, що протікають в даному приводі, описуються системою нелінійних диференціальних рівнянь з урахуванням наступних нелінійностей:

– нелінійна характеристика піддатливості гідравлічного ланцюга;

– нелінійні елементи в гідравлічних і пневматичних ланцюгах;

– зона нечутливості в підсилювачі ПГ і головному циліндрі, обумовлена зазорами і силами тертя;

– нелінійна характеристика пневматичних дроселів;

– обмеження слідкуючої дії механізму керування підсилювачем ПГ.

При розгляді динамічних процесів і складанні математичної моделі привода прийнято наступні припущення:

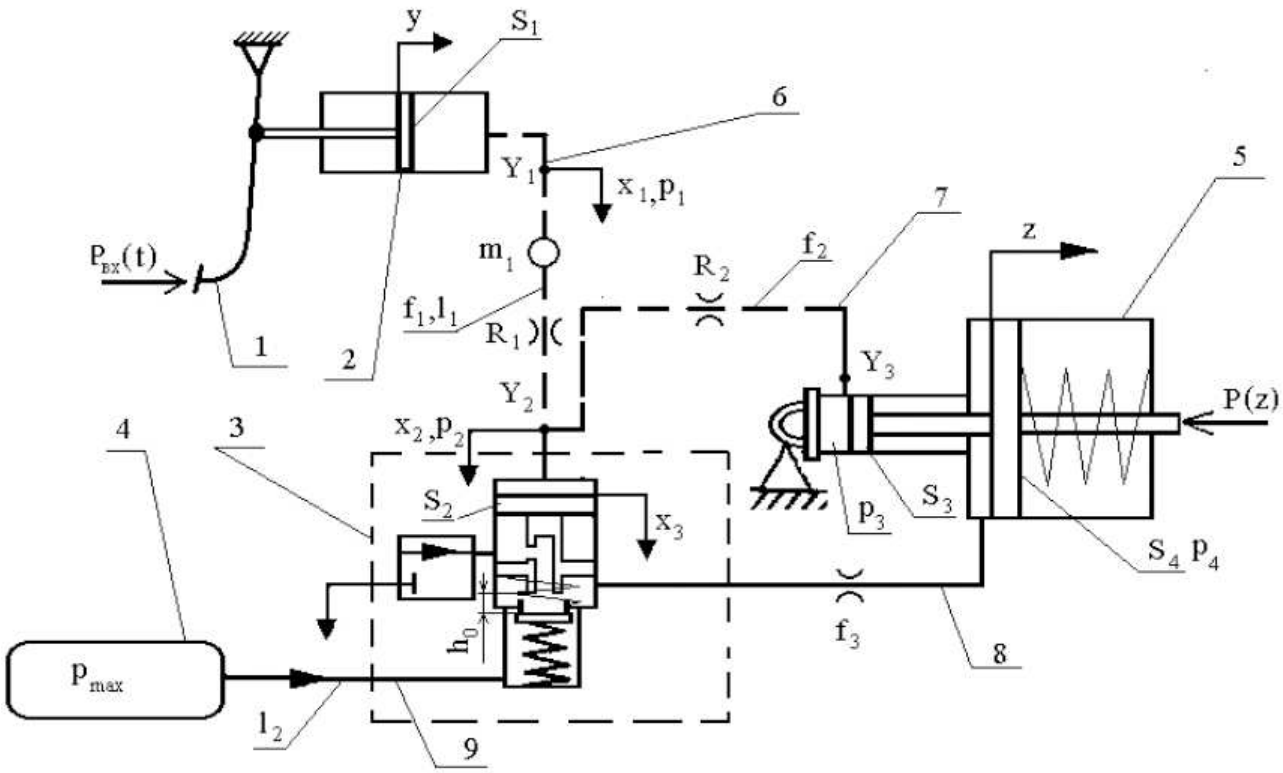
– властивості робочої рідини (температура, щільність, кількість нерозчиненого повітря) не змінюються впродовж перехідного процесу;

– витоки робочої рідини відсутній;

– впливом хвильових процесів у гідравлічних магістралях нехтуємо внаслідок порівняно малої їх довжини;

– тиск повітря в ресивері не змінюється за час перехідного процесу;

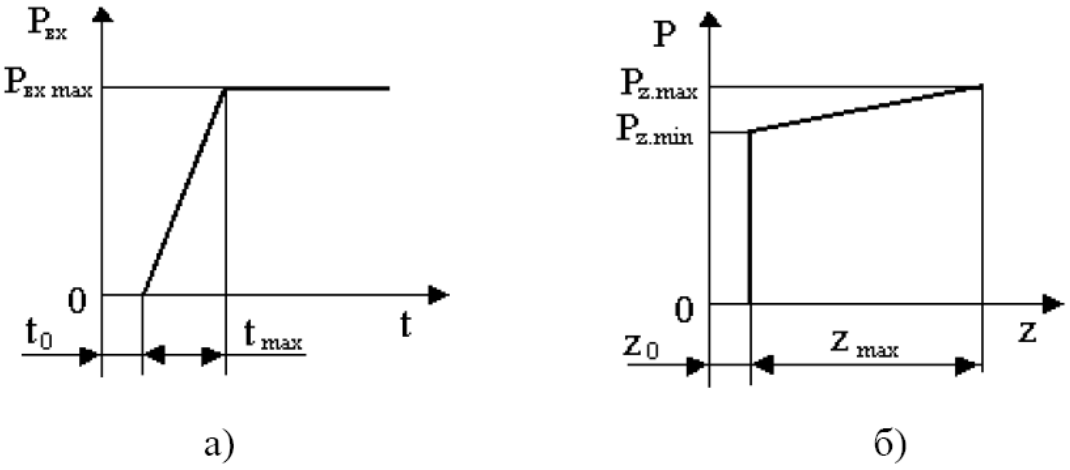
– податливість рідини і основних елементів гідравлічного ланцюга зосереджена біля головного циліндра, а коефіцієнт податливості є функцією тиску рідини.



1 – педаль зчеплення; 2 – головний циліндр; 3 – механізм керування пневмогідравлічного підсилювача; 4 – ресивер; 5 - виконавчі пневмо- і гідроциліндри; 6, 7 – гідравлічні трубопроводи; 8, 9 – пневматичні трубопроводи; Y_i – вузли гідравлічних ланцюгів; l_i і f_i – довжини і площі прохідних перерізів магістралей; P_i - тиск робочого середовища у відповідних вузлах ланцюгів; S_i – площі поршнів відповідних циліндрів; R_i – гідравлічний опір i-го дроселя гідроланцюга; m_1 - маса рідини в магістралі; x_i, y і z – узагальнені координати переміщень відповідних поршнів і перерізів трубопроводів; h_0 – величина зазору між клапаном і сідлом; $P(z)$ – зусилля від натискних пружин зчеплення приведене до штока підсилювача ПГ; $P_{вх}(t)$ – вхідна дія

Рисунок 5.20 – Динамічна схема зчеплення з пневмогідравлічним приводом

На рис. 5.21 представлені характеристики пневмогідравлічного привода зчеплення.



а) б)

а) – вхідної дії; б) – натискних пружин зчеплення; t_0 – запізнювання прикладання зусилля $P_{\text{вх.}}(t)$ внаслідок наявності зазорів в механічній частині привода; z_0 – вільний хід штока підсилювача ПГ; $P_{z.\max}$, $P_{z.\min}$ – відповідно максимальне і мінімальне зусилля натискних пружин зчеплення, приведене до штока підсилювача ПГ

Рисунок 5.21 – Характеристики пневмогідравлічного привода зчеплення

У загальному випадку система рівнянь, що описує динаміку гідравлічного привода, включає три типи рівнянь [103], які відповідають фізичним процесам в цьому приводі:

– диференціальні рівняння руху деталей (згідно з принципом Д'Аламбера), що переміщаються;

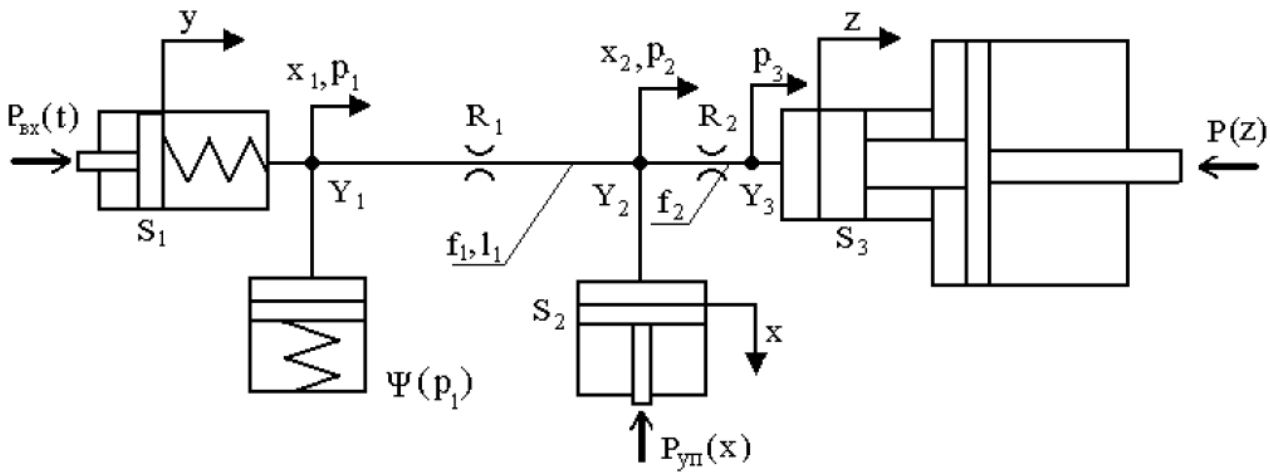
– рівняння течії робочої рідини в елементах гідравлічного привода;

– рівняння балансу миттєвих масових (об'ємних) витрат.

5.2.5.2. Математичне моделювання гідравлічної частини привода. Розрахункова схема для визначення динамічних характеристик гідравлічного ланцюга представлена на рис. 5.22. Даний гідравлічний ланцюг має дві піддатливості:

– перша – увесь об'єм рідини, зосереджений біля головного циліндра (вузол Y_1 рис. 5.22), а коефіцієнт піддатливості гідравлічного ланцюга є функцією тиску p_1 ;

– друга – зосереджена біля пневмогідроциліндра (вузол Y_2 рис. 5.22) і є наслідком переміщення золотника при виборі зазору між сідлом і клапаном слідкуючого механізму підсилювача ПГ.



y і z – переміщення поршнів головного і виконавчого циліндрів; x_1 і x_2 – переміщення стовпа рідини у відповідних вузлах без урахування піддатливості; x – переміщення золотника слідкуючого механізму; R_1 і R_2 – гідравлічні опори; P (z) – характеристика натискних елементів зчеплення приведена до осі підсилювача ПГ; $P_{уп}$ (x) – реакція золотника на керуючу дію; $\psi(p_1)$ – піддатливість рідини, зосереджена біля головного циліндра

Рисунок 5.22 – Розрахункова схема гідравлічного ланцюга привода

Вузол Y_3 порожнини робочого гідравлічного циліндра не має піддатливості. Отже, вузли Y_1 , Y_2 і Y_3 ділять гідравлічну магістраль на дві ділянки.

Рівняння балансу тисків на ділянці $Y_1 - Y_2$ гідравлічного ланцюга має вигляд [130]:

$$p_i + p_L + p_{м1} + p_2 = p_1. \qquad (5.20)$$

У рівнянні (5.20) позначено: p_i – інерційні втрати тиску рідини в трубопроводі; p_L – втрати тиску рідини по довжині трубопроводу [130, 189, 309]; $p_{м\ 1}$ – втрати тиску в місцевих опорах [103]; p_1, p_2 – тиск у вузлах відповідно Y_1 і Y_2.

Тиск на вході в магістраль p_1 визначається виходячи з урахуванням закону зміни вхідної дії $p_{вх}(t)$:

$$p_1 = \begin{cases} 0 \quad \text{при} \quad 0 < t \le t_0; \\ \dfrac{P_{\max} \cdot (t - t_0)}{S_1 \cdot t_{\max}} \quad \text{при} \quad t_0 < t \le t_{\max} + t_0; \\ \dfrac{P_{\max}}{S_1} \quad \text{при} \quad t > t_{\max} + t_0, \end{cases} \tag{5.21}$$

де $P_{\max}$ – максимальне зусилля на педалі зчеплення;

$t_{\max}$ – максимальний час переміщення педалі зчеплення;

t_0 – запізнювання прикладання зусилля до педалі зчеплення внаслідок зазорів у механічній частині привода;

S_1 – площа поршня головного циліндра.

Використовуючи рівняння нерозривності потоку рідини [270], виразимо переміщення стовпа рідини x_1 і його похідні через відповідне переміщення поршня z_1 і його похідні без урахування піддатливості :

$$x_1 = \frac{S_3}{f_1} \cdot z_1; \qquad \dot{x}_1 = \frac{S_3}{f_1} \cdot \dot{z}_1; \qquad \ddot{x}_1 = \frac{S_3}{f_1} \cdot \ddot{z}_1,$$

тоді рівняння (5.20) запишеться у вигляді:

$$p_1 = \frac{\rho \cdot l \cdot S_3}{f_1}\left(\ddot{z}_1 + 27{,}5 \cdot \frac{\nu}{f}\dot{z}_1\right) + \left(0{,}443 \cdot \frac{\lambda_т \cdot \rho \cdot l}{\sqrt{f_1}} + 0{,}5 \cdot \rho \cdot \xi_1\right)\left(\frac{S_3 \cdot \dot{z}_1}{f_1}\right)^2 sign\,\dot{z} + p_2, \tag{5.22}$$

де ρ – щільність рідини;

l – довжина трубопроводу;

ν – кінематична в’язкість рідини;

f_1 – площа прохідного перерізу трубопроводу;

λ_T – коефіцієнт опору тертя при турбулентному режимі течії рідини;

$sign\,\dot{z}$ – функція, що автоматично враховує знак швидкості течії рідини;

ξ_1 – коефіцієнт місцевого опору, залежний від типу останнього і режиму течії рідини в ньому.

Рівняння балансу тисків на ділянці $Y_2 - Y_3$ (рис. 5.20) гідравлічного ланцюга має вигляд:

$$p_2 = 0{,}5 \cdot \rho \cdot \xi_2 \left(\dot{z}_1\right)^2 sign\,\dot{z} + p_3, \tag{5.23}$$

де ξ_2 – коефіцієнт місцевого опору другої ділянки;

p_3 – тиск у вузлі Y_3.

Рівняння балансу після відповідних перетворень матиме наступний вигляд:

$$\begin{cases} \dot{y} = \dfrac{S_3}{S_1} \cdot \dot{z}_1 + \left(\left(y_{\max} - y\right) + l \cdot \dfrac{f_1}{S_1} + \dfrac{S_3}{S_1} \cdot (z_{\min} + z) \right) \cdot \psi_1(p_1) \cdot \dot{p}_1, \\ \dot{z} = \dot{z}_1 - \dfrac{S_2}{S_3} \cdot \dot{x}_3. \end{cases} \tag{5.24}$$

Диференціальне рівняння руху поршня пневмогідравлічного циліндра має вигляд:

$$m_{\text{п}} \cdot \ddot{z} + P(z) + P_{\text{тр}} sign\,\dot{z} + k_y \cdot \dot{z} = \delta_1 p_4 \cdot S_4 + p_3(t) \cdot S_3, \tag{5.25}$$

де $\delta_1 = 0$ при $p_3(t) \le p_{\min}$ і $\delta_1 = 1$ при $p_3(t) > p_{\min}$;

$m_{\text{п}}$ – маса пневмогідравлічного поршня;

k_y – коефіцієнт в'язкого тертя об стінки циліндра;

$P_{\text{тр}}$ – сила тертя;

$p_{\min}$ – мінімальний тиск спрацьовування повітряного клапана слідкуючої системи.

5.2.5.3. Перехідні процеси наповнення і спорожнення пневматичного циліндра підсилювача ПГ. Розрахункова схема для визначення динамічних характеристик пневматичного ланцюга привода представлена на рис. 5.23, розроблена з урахуванням застосування функції витрати Е. В. Герц - Г. В. Крейнина [116].

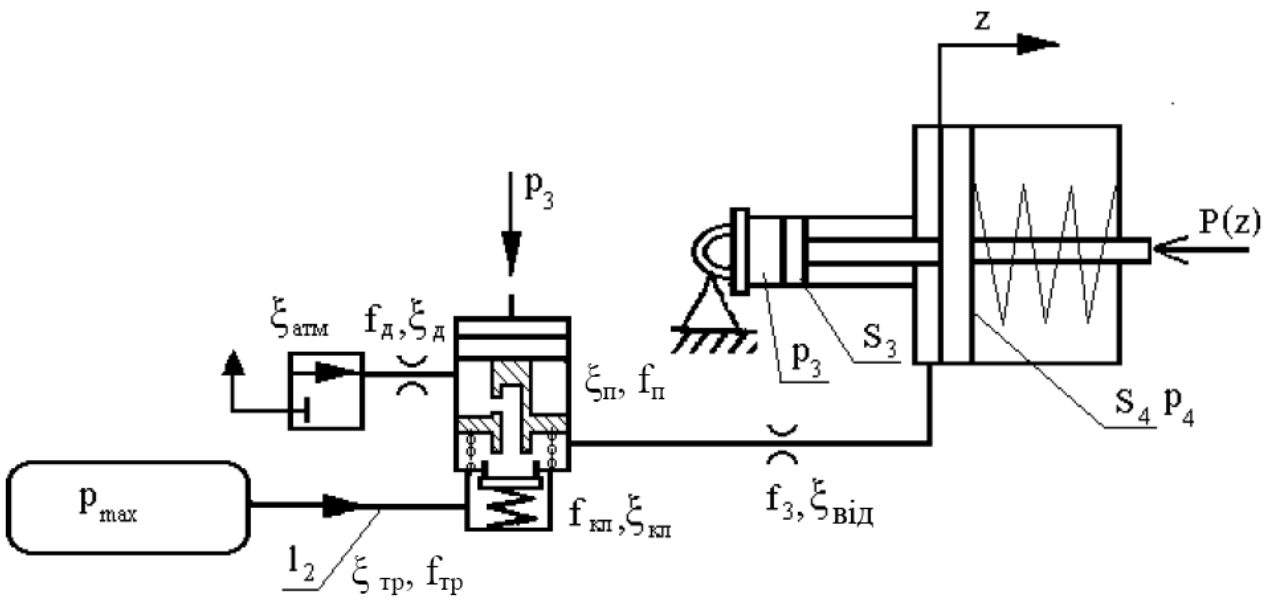


Рисунок 5.23 – Розрахункова схема пневматичного ланцюга підсилювача

На рис. 5.23 позначені: $f_д$, $f_{кл}$, f_3 , $f_п$, $f_{тр}$ – площі перерізів відповідних елементів ланцюга; $\xi_д$, $\xi_{кл}$, $\xi_{від}$, $\xi_п$, $\xi_{тр}$, $\xi_{атм}$ – коефіцієнти гідравлічних опорів відповідних елементів. Невказані позначення відповідають рис. 5.20.

Пневматичний ланцюг у разі наповнення циліндра є послідовним з'єднанням двох ДЄ-ланок (рис. 5.20) : перша – механізм керування підсилювача ПГ (проточна ємність); друга ДЄ-ланка – складається з пневматичного опору каналу і отвору 8, а також змінної ємкості циліндра 5. Механізм керування включає проточну ємність V_5 і пневматичний опір, що складається з трубопроводу l2 , (що з'єднаний зі слідкуючим механізмом з ресивером) і регульованого дроселя (клапана механізму).

Пневматичний ланцюг, у разі спорожнення циліндра, відрізняється від пневматичного ланцюга наповнення наявністю пневматичного опору, який включає: опір золотникового поршня слідкуючого механізму $\xi_п$, атмосферного клапана $\xi_{атм}$ і випускного каналу $\xi_д$.

Аналізуючи роботи [84, 132, 194, 248, 249, 253, 256, 258, 263, 264, 310], присвячені теоретичному і експериментальному дослідженню динамічних характеристик елементів пневматичного привода, можна зробити висновок, що через складності процесів, що протікають під час руху повітря через елементи

пневматичного ланцюга, виникають значні труднощі при аналітичному описі динамічних характеристик пневматичних приводів.

Пневматична частина підсилювача ПГ є сукупністю клапанів і каналів різної величини і конфігурації, суть методу полягає в наступному: в розрахунковій схемі сукупність опорів елементів ланцюгу замінюється еквівалентним зосередженим опором, який з достатньою мірою точності відображає перехідні процеси в реальних пристроях.

Перехідний процес пневматичного ланцюга зі змінним об'ємом виконавчого органу (пневматичного циліндра, рис. 5.23) в загальному випадку складається з трьох ділянок [103]:

I – відбувається наповнення початкового об'єму V_0 пневматичного циліндра від тиску $p_{\text{атм}}$ до тиску $p_4 = p_I$, при цьому тиск p_I відповідає початку руху поршня;

II – відбувається переміщення поршня і наповнення циліндра від тиску $p_4 = p_I$ до тиску $p_4 = p_{II}$, причому тиск p_{II} відповідає кінцевому положенню поршня;

III – триває наповнення циліндра при нерухомому поршні від тиску p_{II} до максимального тиску, рівному на вході $p_4 = p_0$. В окремому випадку ділянка *III* може бути відсутньою.

У разі спорожнення змінної ємності на третій ділянці відбувається зменшення тиску в циліндрі від $p_{\max}$ до p_{II} при нерухомому поршні, на другій ділянці тиск знижується від $p_4 = p_{II}$ до величини $p_4 = p_I$, і поршень переміщається з кінцевого в початкове положення, і нарешті, на першій ділянці відбувається спорожнення початкового об'єму V_0 при нерухомому поршні від тиску p_I до тиску $p_0 = p_{\text{атм}}$. Слід зазначити, що через наявність сил тертя тиск p_I і p_{II} а, отже, і ділянки $I - III$ для випадків наповнення і спорожнення циліндра не співпадають. Таким чином, час перехідного процесу при наповненні (спорожненні) змінної ємності можна виразити залежністю:

$$t = t_I + t_{II} + t_{III} . \qquad (5.26)$$

Модель перехідних характеристик *I* і *III* ділянок з постійною ємністю (V = const) має вигляд:

– наповнення:

$$\frac{dp_4}{dt} = \frac{f \cdot v_{\text{кр}} p_0}{V} \sqrt{\frac{1-\sigma^2}{2k(\xi_{\text{н}} - \ln\sigma)}}; \tag{5.27}$$

– спорожнення:

$$\frac{dp_4}{dt} = -\frac{f \cdot v_{\text{кр}} p_{\max}}{V} \sqrt{\frac{1-\sigma^2}{2k(\zeta_{\text{оп}} - \ln\sigma)}}. \tag{5.28}$$

При цьому кінцевий тиск p_I або p_{II} ділянки, що розраховується, є початковим тиском наступної ділянки (метод припасування).

Зміна тиску на *II* ділянці відбувається при одночасному переміщенні поршня, тобто робиться наповнення або спорожнення змінного об'єму. Для *II* ділянки справедливі нелінійні диференційні рівняння:

– наповнення:

$$\frac{dp_4}{dt} = k\left(\frac{fv_{\text{кр}} p_0 \sqrt{\dfrac{1-\sigma}{2k\left(\xi_{\text{н}} - \ln\sigma\right)}} - S_4 p_4 \dot{z}}{V_0 + S_4 z} \right); \tag{5.29}$$

– спорожнення:

$$\frac{dp_4}{dt} = -k\left(\frac{fv_{\text{кр}} p_{\max} \sqrt{\dfrac{1-\sigma}{2k\left(\xi_{\text{оп}} - \ln\sigma\right)}} + S_4 p_4 \dot{z}}{V_0 + S_4 z} \right). \tag{5.30}$$

Розрахункові динамічні характеристики перехідних процесів увімкнення і вимкнення зчеплення з підсилювачем ПГ і параметрами дводискового зчеплення автомобіля КрАЗ представлені на рис. 5.24 і 5.25.

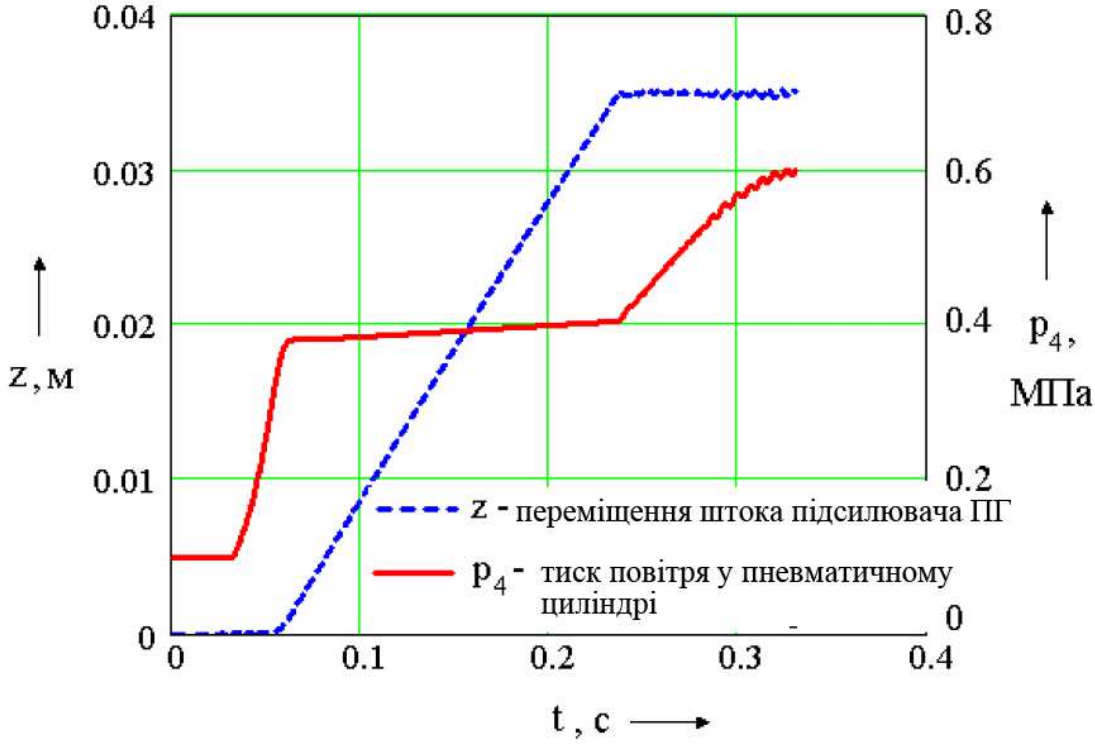


Рисунок 5.24 – Розрахункова динамічна характеристика вимкнення зчеплення

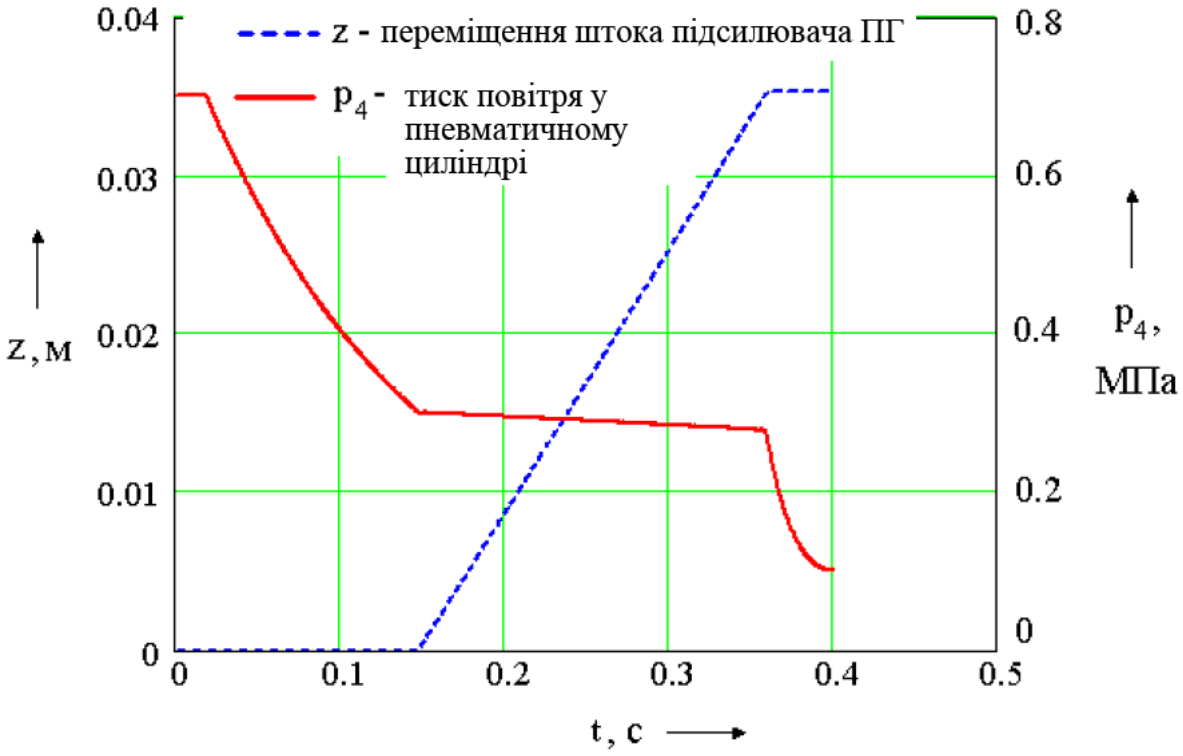


Рисунок 5.25 – Розрахункова динамічна характеристика ввімкнення зчеплення

5.2.6. Методика вибору раціонального часу ввімкнення зчеплення. Основним показником інтенсивності наростання і величини динамічного моменту тертя є час t_c . Очевидно, що це відрізок часу від початку зіткнення натискного і веденого дисків до закінчення їх взаємного переміщення, величина якого характеризується піддатливістю веденого диска. Іншими словами, за цей час відбувається збільшення натиснення на поверхні тертя, тобто ріст моменту тертя від нуля до максимального значення.

До найбільш важливих експлуатаційних параметрів привода керування зчепленням відноситься час ввімкнення зчеплення $t_{сц}$ [11], складові якого представлені на рис. 5.26.

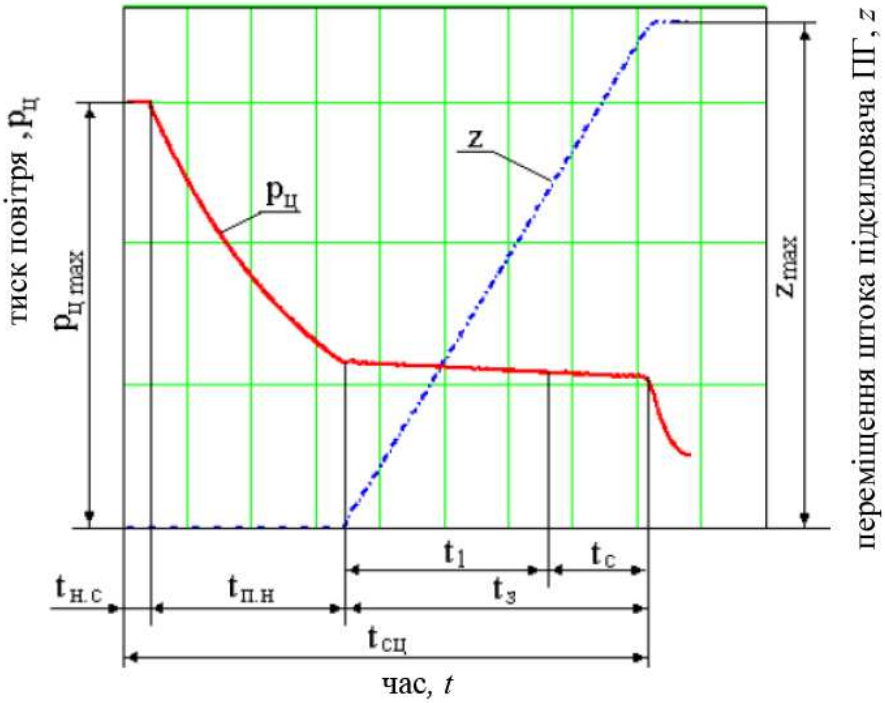


Рисунок 5.26 – Діаграма процесу ввімкнення зчеплення

Для зчеплення з пневмогідравлічним приводом цей час можна представити у вигляді залежності

$$t_{сц} = t_{н.с} + t_{п.н} + t_1 + t_c, \qquad (5.31)$$

де $t_{н.с}$ – час, викликаний зоною нечутливості слідкуючого механізму і піддатливістю гідравлічної частини привода;

$t_{п.н}$ – час, що витрачається на спорожнення пневматичного циліндра до величини тиску повітря, що відповідає початку переміщення штока підсилювача.

Час замикання поверхонь тертя $t_з$, величина якого представлена на рис. 5.26, визначає темп увімкнення зчеплення і, як наслідок, динамічні навантаження на поверхнях тертя. Відповідно до $t_з$ час наростання моменту тертя $t_с$ визначається за виразом (5.14). Широкий діапазон зміни $t_с$ пов'язаний з різною піддатливістю ведених дисків, уживаних в автомобільних зчепленнях, більше значення відноситься до піддатливих дисків [263].

Аналізуючи вираз (5.14), необхідно зазначити, що застосування піддатливих ведених дисків не лише збільшує час $t_с$, тим самим зменшуючи пікові динамічні навантаження, але і позитивно позначається на характер навантаження трансмісії.

У роботі [311] обґрунтований вибір часу $t_{сц}$ у режимі різкого ввімкнення зчеплення при перемиканні передач, виходячи з найбільш несприятливих умов експлуатації вантажних автомобілів сімейства КрАЗ. Максимально допустимий час $t_{сц}$ не повинен перевищувати 0,35 с. Ця величина обмежується допустимим зменшенням швидкості руху автомобіля за час перемикання передач і тепловою навантаженістю поверхонь тертя.

У численних роботах [307, 312 – 320] указуються рекомендовані значення величини часу ввімкнення зчеплення $t_{сц}$. У дослідженнях, проведених Б. В. Андрєєвим [307], відзначається, що інтенсивне зниження навантажень спостерігається при зміні $t_з$ від 0,04 с до 0,06 с. Подальше збільшення $t_з$ дещо зменшує навантаження, тому необхідно так підібрати параметри привода, щоб при різкому відпусканні педалі зчеплення $t_з$ знаходилося в межах 0,06 ÷ 0,08 с. Такий підбір забезпечує зниження максимальних динамічних навантажень у трансмісії в середньому в 1,23 ÷ 2,0 рази для гідравлічного привода, і в 1,21 ÷ 1,86 – для пневматичного, проте проведені дослідження не дають відповіді на питання, чи підходять ці рекомендації для зчеплень різних автомобілів .

Необхідно зазначити, що величина зниження динамічних навантажень залежить, у першу чергу, від гідравлічних опорів цих приводів, які здійснюють безпосередній вплив на $t_з$. В експериментах, проведених в роботі [307], параметри привода були постійними, отже, гідравлічні опори не змінювалися,

тому для правильної оцінки впливу того або іншого привода на зниження динамічних навантажень потрібні додаткові теоретичні й експериментальні дослідження.

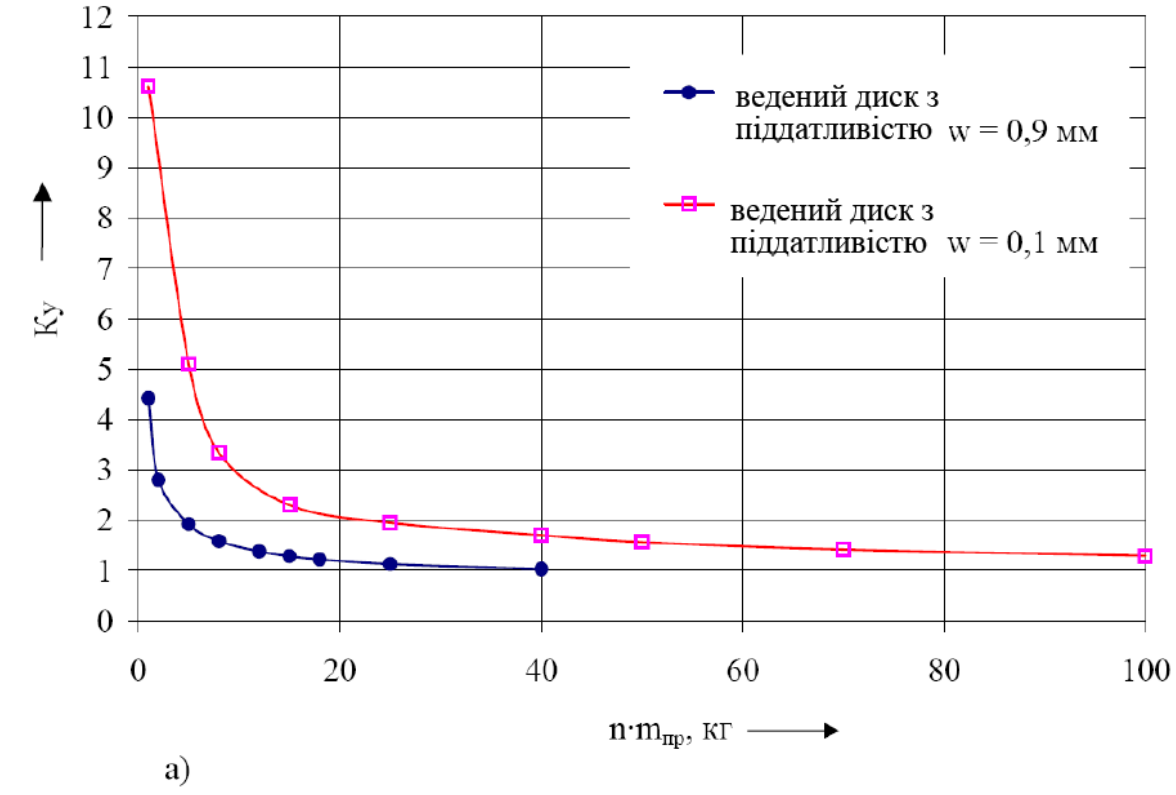
У роботі [321] досліджувався вплив пневматичного підсилювача зчеплення автомобілів МАЗ і МоАЗ на характер зміни навантаженості трансмісії. Час спорожнення пневмоциліндра підсилювача, при якому досліджувалися динамічні навантаження, складав 0,1 ÷ 0,6 с. Як показали дослідження, при виборі конструктивних параметрів пневматичного підсилювача величину мінімального часу спорожнення пневмоциліндра слід вибирати в межах 0,4 ÷ 0,5 с. Проведені розрахунки й експериментальні дані показують, що пневматичний підсилювач, створений з урахуванням вимог вказаних вище, окрім основних своїх функцій, передбачених ГОСТ 21398 − 89, здатний значно (в середньому в 1,5 рази) знижувати динамічні навантаження в трансмісії автомобіля.

Підводячи підсумок проведених вище досліджень, необхідно конкретизувати основні моменти, як щодо вибору допустимих меж часу ввімкнення зчеплення, так і щодо вибору конструктивних параметрів привода, що впливають на величину цих меж. Наприклад, для автомобілів і особливо автобусів, працюючих в умовах, що виключають необхідність інтенсивних розгонів і подолання значних дорожніх опорів, максимальний час $t_{сц}$ доцільно збільшувати в межах від 0,35 до 0,5 с, змінюючи його в кожному конкретному випадку, залежно від виду й умов експлуатації транспортного засобу.

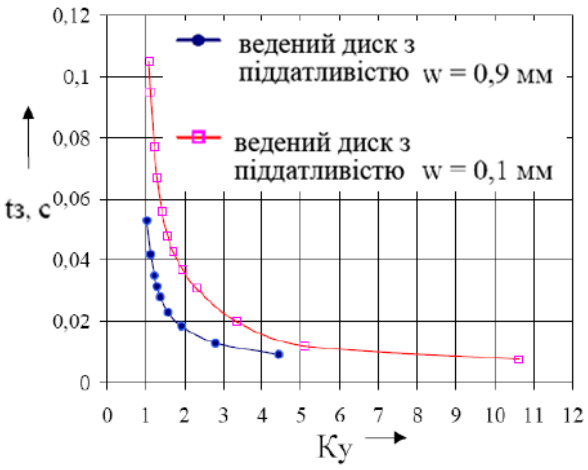
Час наростання моменту тертя t_c, виходячи з прийнятої величини часу $t_{сц}$, повинен відповідати рекомендованому значенню часу $t_{с.р}$ і лежати в межах 0,025 ÷ 0,2 с, змінюючись залежно від піддатливості веденого диска.

Розроблена методика вибору раціонального часу ввімкнення зчеплення $t_{сц.р}$ ґрунтується на виконанні двох суперечливих вимог. З одного боку визначається максимально допустимий час увімкнення зчеплення, що враховує вид транспортного засобу й умови його експлуатації. З іншого боку забезпечується мінімальна межа часу $t_з$, необхідна для зниження динамічних

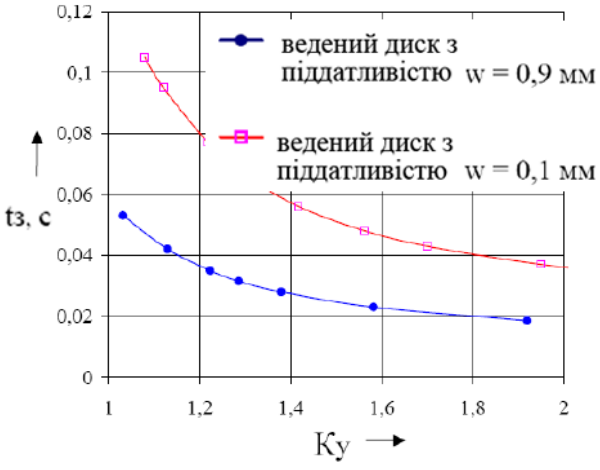
навантажень і збільшення плавності ввімкнення зчеплення. Критерієм оцінки мінімальної величини раціонального часу ввімкнення зчеплення $t_{сц.р}$ є час $t_{з.д}$, розрахований за динамічною моделлю, виходячи з рекомендованого значення коефіцієнта посилення $K_y < 1{,}2$ (рис. 5.27, в).



а)



б)



в)

а) – від збільшення (у n разів) приведеної маси $m_{пр}$;

б) – від часу замикання поверхонь тертя $t_з$ (загальний характер);

в) – від часу замикання поверхонь тертя $t_з$ у діапазоні зміни $K_y = 1 \div 2$

Рисунок 5.27 – Залежність коефіцієнта посилення K_y

Рекомендації щодо вибору раціонального часу ввімкнення зчеплення $t_{сц.р}$ і реалізації його в приводі зчеплення з пневмогідравлічним підсилювачем наступна:

1. Первинний вибір часу ввімкнення зчеплення $t_{сц}$ залежно від виду й умов експлуатації транспортного засобу $t_{сц}$ = 0,25 ÷ 0,45 с. Доцільно набувати меншого значення часу $t_{сц}$, а потім збільшувати його при невідповідності критерію раціонального часу – $t_{з.д}$ (рекомендується приймати наступні значення: $t_{сц}$ = 0,25 ÷ 0,35 с – вантажні автомобілі підвищеної прохідності і самоскиди; $t_{сц}$ = 0,3 ÷ 0,4 с – універсальні вантажні автомобілів й автопоїзди; $t_{сц}$ = 0, 35 ÷ 0, 45 с – автобуси і транспортні засоби, які працюють у хороших дорожніх умовах);

2. Реалізація вибраного часу $t_{сц}$ здійснюється методом підбору пневматичних дроселів у пневмогідравлічному підсилювачі, за допомогою математичної моделі, реалізованої в програмі *MathCAD − 2000 Professional*. На рис. 5.28 представлені характеристики привода зчеплення з різними прохідними перерізами ($d_{п.д}$) пневматичних дроселів;

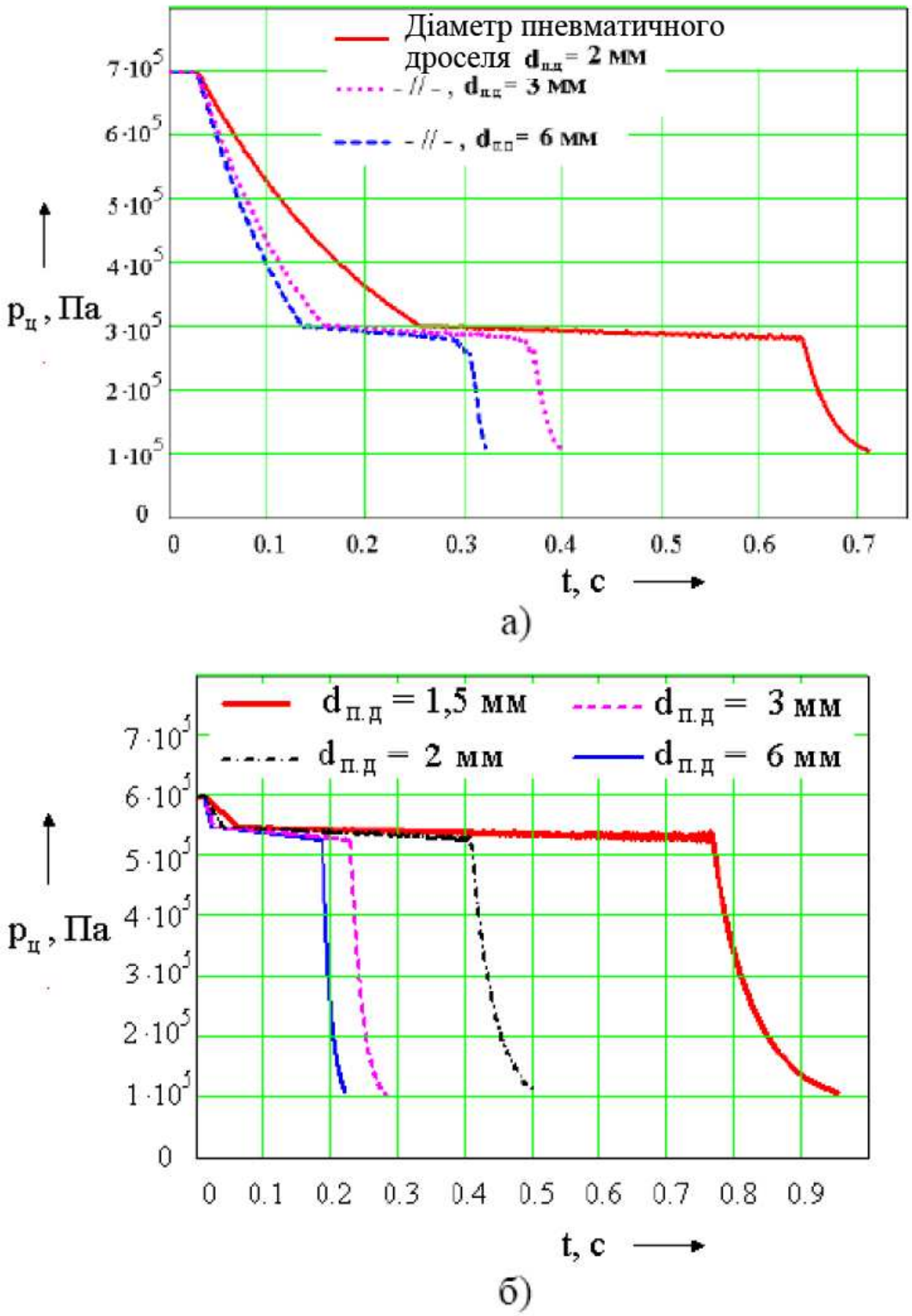
3. Обробка отриманої характеристики (виділення ділянок часу відповідно до виразу (5.31)) і визначення часу $t_з$ (діаграма ввімкнення зчеплення рис. 5.26);

4. Визначити час $t_{з.д}$, що забезпечує допустимий рівень зниження максимальних динамічних навантажень на поверхнях тертя (рекомендується $K_y < 1{,}2$). Для визначення часу $t_{з.д}$ розроблений пакет програм в *MathCAD−2000*. Приклад визначення часу $t_{з.д}$ залежно від коефіцієнта K_y представлений на рис. 5.27, б.

5. Порівняти значення часів $t_з$ і $t_{з.д}$, при виконанні умови $t_з \geq t_{з.д}$ вибрані параметри привода можна вважати раціональними.

При $t_з < t_{з.д}$ необхідно збільшити величину часу t, в межах допустимих меж і повторити розрахунок за пунктами 2, 3 вищеприведеної методики. Якщо ж збільшення часу $t_{сц}$ не забезпечує виконання умови $t_з \geq t_{з.д}$, необхідно здійснити коригування складових виразу (5.31). Аналізуючи рис. 5.26 і вираз (5.31), вважаємо за доцільне збільшувати час $t_з$ за рахунок інших

складових виразу, не змінюючи при цьому загального часу ввімкнення зчеплення $t_{сц}$. Разом з $t_з$ найбільший вплив на час $t_{сц}$ здійснює час насичення пневмоциліндра $t_{п.н}$ (рис. 5.26).



а) – зусилля натискних пружин $P_{нж}$ = 1700 − 1850 Н; б) – $P_{нж}$ = 3800 − 4000 Н

Рисунок 5.28 – Динамічні характеристики підсилювача ПГ з різними пневматичними дроселями

Експериментальні дослідження показують, що зменшення тиску в ресивері p_p від 0,8 МПа до 0,4 МПа, не робить значного впливу на характер протікання процесу наповнення (вимкнення зчеплення). Проте в цьому випадку при незмінному часі $t_з$, зменшується час $t_{сц}$ (рис. 5.29), у зв'язку з чим, з'являється можливість збільшити $t_з$ не збільшуючи при цьому часу $t_{сц}$.

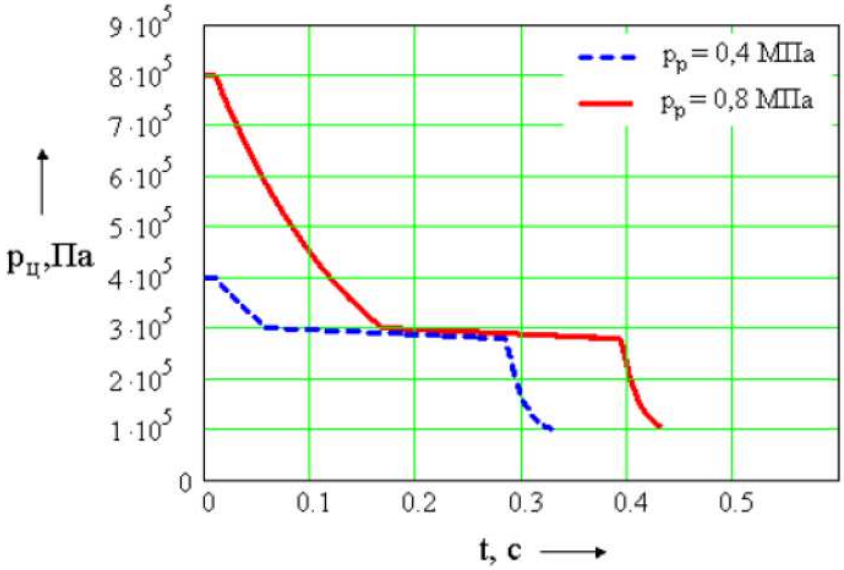


Рисунок 5.29 – Вплив величини тиску повітря в ресивері на час увімкнення зчеплення

Подальше збільшення часу $t_з$ можливе за рахунок зменшення часу $t_{н.з}$. Для цього потрібне збільшення чутливості слідкуючого елемента, зменшення піддатливості гідравлічного привода і зниження сил тертя в ущільнюючих елементах привода.

5.3. Експериментальні дослідження пневмогідравлічного підсилювача привода керування зчепленням

5.3.1. Опис конструкції пневмогідравлічного підсилювача. Під час розробки нового підсилювача ПГ враховувалися вимоги і рекомендації, отримані в результаті проведених теоретичних досліджень. За основоположну схему при розробці нового підсилювач ПГ була вибрана компонувальна схема з розташуванням основних елементів підсилювача у вигляді моноблока.

За допомогою пакету програм, що дозволяють моделювати динамічні характеристики пневмогідравлічного підсилювача за аналогією з тим, як це виконано в роботі [131], можна визначити раціональні параметри основних елементів підсилювача ПГ і на підставі отриманих результатів розробити конструкцію нового підсилювача привода зчеплення.

Підсилювач ПГ, розроблений на кафедрі автомобілів ХГАДТУ [322], представлений на рис. 5.30 і рис. 5.31, призначений для зменшення зусилля що прикладаються водієм до педалі керування зчепленням, а також для зниження динамічної навантаженості деталей зчеплення й агрегатів трансмісії.

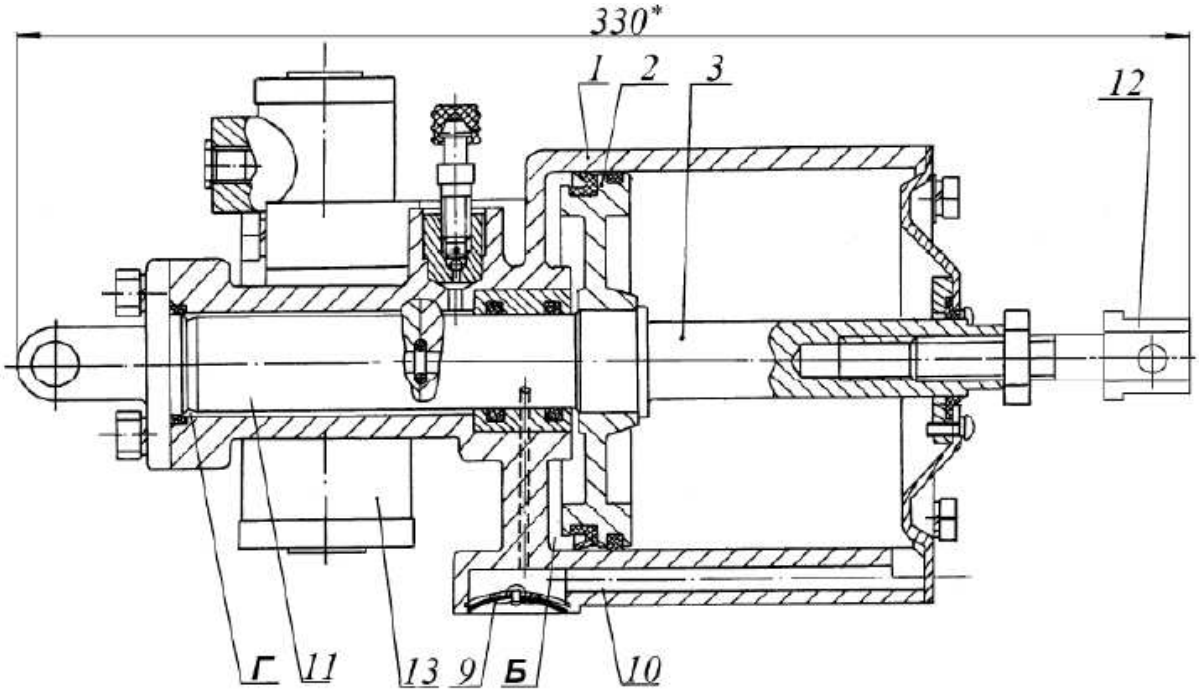
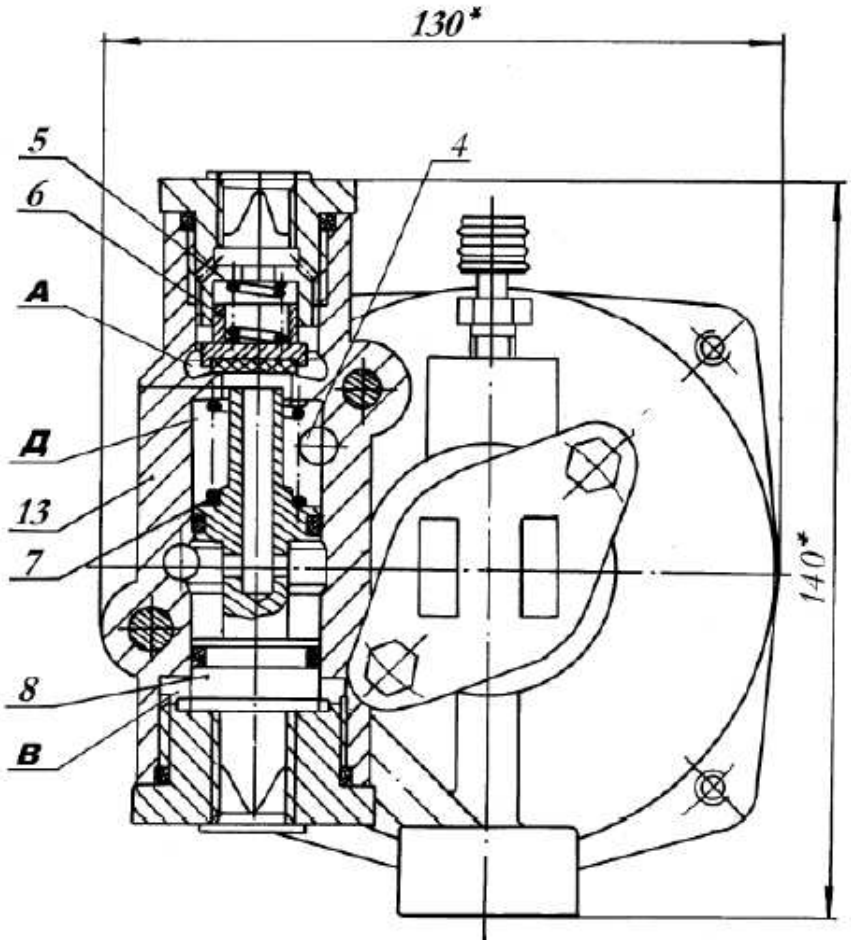


Рисунок 5.30 – Пневмогідравлічний підсилювач зчеплення

У розробленій конструкцій брали участь В. А. Богомолов, Ю. Л. Куриленко, М. М. Скринник пневмогідравлічний підсилювач може встановлюватися на автотранспортні засоби, що мають джерело стислого повітря з робочим тиском 0,4 ÷ 0,8 МПа.

Підсилювач ПГ містить розташований у монолітному корпусі пневматичний циліндр 1 з пневматичним поршнем 2 і штоком 3, який з допомогою вилки 12 пов’язаний з важелем вала вилки вимкнення зчеплення. Робочий поршень 11 гідравлічного циліндра виконаний за одне ціле з штоком 3 пневматичного поршня 2.



1 – корпус підсилювача; 2 – пневматичний поршень; 3 – шток; 4 – отвір; 5, 7 – пружин; 6 – пневматичний клапан; 8 – слідкуючий поршень; 9 – випускне вікно; 10 – канал; 11 – гідравлічний поршень; 12 – вилка; 13 – клапан керування; *А*, *Б*, *Д* – пневматичні порожнини; *В*, *Г* – гідравлічні порожнини

Рисунок 5.31 – Механізм слідкування підсилювача ПГ

До корпусу 1 приєднаний клапан керування 13 підсилювача ПГ, який містить (рис. 5.31) слідкуючий поршень 8 і повітряний клапан 6. До корпусу клапана керування 13 зверху підводиться стиснене повітря з ресивера і при закритому клапані 6 потрапляє в порожнину А. Знизу до корпусу клапана 13 підводиться робоча рідина з головного циліндра зчеплення. Слідкуючий поршень 8 відтискається пружиною 7 від пневматичного клапана 6, у свою чергу притиснутого до сідла пружиною 5, забезпечуючи гарантований проміжок між торцем порожнистого штока слідкуючого поршня 8 і повітряним клапаном 6.

У слідкуючому поршні 8 виконані отвори, що дозволяють з'єднувати порожнину *Б* пневматичного циліндра 1 з атмосферою. Неробоча порожнина пневматичного циліндра 1 (рис. 5.30) пов'язана з атмосферою за допомогою каналу 10, на виході якого встановлюється випускне вікно 9, що запобігає потраплянню в систему пилу і вологи, які погіршують нормальну роботу підсилювача ПГ.

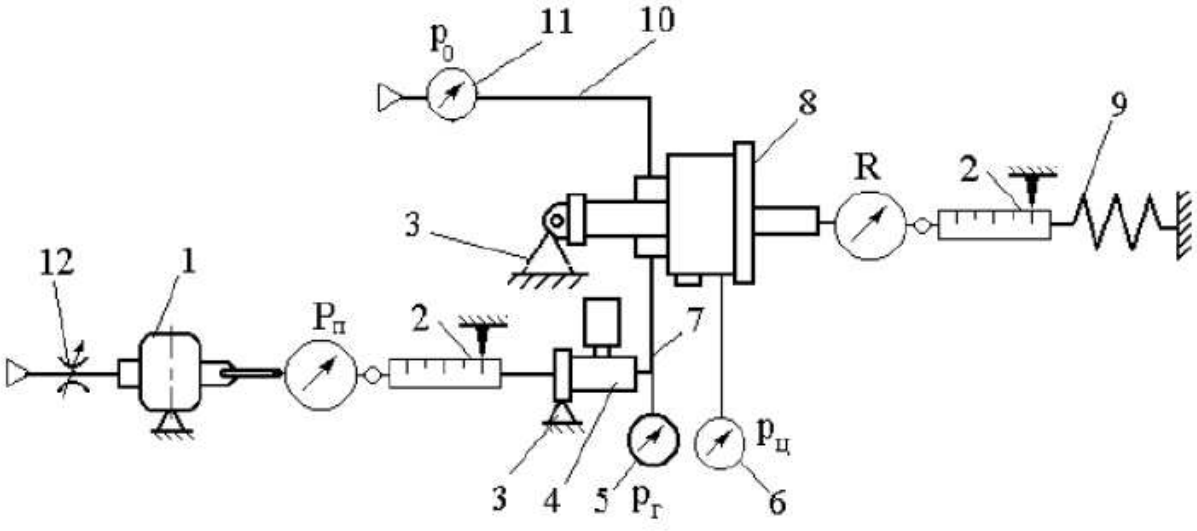
При натисненні на педаль зчеплення робоча рідина з головного гідравлічного циліндра надходить у порожнину *В* і *Г* робочого 11 і слідкуючого 8 поршнів підсилювача ПГ. Під дією тиску рідини слідкуючий поршень 8 переміщується, стискаючи пружину 7, і торцем порожнистого штока поршня 8 упирається в пневматичний клапан 6, перекриваючи сполучення порожнин *Б* і *Д* з атмосферою. При подальшому русі слідкуючого поршня 8 його шток відтискає пневматичний клапан 6 від сідла і стисле повітря поступає з порожнини *А* у порожнину *Д* і далі через отвір 4 у робочу порожнину *Б* пневматичного циліндра 1, переміщуючи пневматичний поршень 2 і з ним шток 3 з вилкою 12, вимикаючи зчеплення. При цьому об'єм порожнини *Г* збільшується. Тиск рідини в порожнині *Г*, а значить і в порожнині *В* (рис. 5.31) падає, слідкуючий поршень 8 під дією пружин 5 і 7, а також під дією стисненого повітря у порожнині *А* переміщається разом з повітряним клапаном 6 до тих пір, поки клапан не опуститься на сідло. Подання стисненого повітря в порожнину *Б* припиняється, у той же час припиняється переміщення пневматичного поршня 2 з штоком 3 (рис. 5.30). Якщо водій продовжує впливати на педаль, то тиск рідини в порожнинах *В* і *Г* підвищується і слідкуючий поршень знову відкриває повітряний клапан. Тиск повітря у порожнині *Б* підвищується і пневматичний поршень 2 разом з штоком 3 знову висувається на певну величину. Таким чином, усі деталі підсилювача ПГ утримуються в певному положенні, залежно від дії на педаль зчеплення. Слідкуюча дія здійснюється не лише залежно від зусилля на педалі зчеплення, але і від її переміщення, що значно покращує якість регулювання моменту замикання поверхонь тертя.

При відпусканні педалі зчеплення тиск рідини в слідкуючому та робочому циліндрах зчеплення падає, пружина 7 (рис. 5.31) відтискає слідкуючий поршень 8 від пневматичного клапана 6 до появи між ними зазору, внаслідок чого стисле повітря з порожнини *Б* через отвір 14, осьовий і радіальний отвори в слідкуючому поршні 8 і отвір 4 через випускне вікно 9 виходить в атмосферу. Пневматичний поршень 2 повертається в початкове положення, рідина з порожнини *В* повертається в головний циліндр, зчеплення вмикається.

5.3.2. Стендові випробування робочих процесів привода керування зчепленням з пневмогідравлічним підсилювачем. Справжнє дослідження мало на меті отримання функціональних характеристик привода керування зчепленням з пневмогідравлічним підсилювачем, і на основі порівняльного аналізу розрахункових і експериментальних характеристик підсилювача ПГ дати висновок про відповідність прийнятої математичної моделі реальним перехідним процесам у зчепленні [323].

Завдання дослідження – отримання експериментальних статичних і динамічних характеристик підсилювача ПГ, що забезпечують роботу привода керування зчепленням на різних режимах експлуатації автомобіля. Проведення експериментальних досліджень продиктоване необхідністю підтвердження розрахункових статичних і динамічних характеристик, отриманих у підрозділах 5.2.1 і 5.2.4 відповідно. На початковому етапі експериментальних досліджень був зроблений вибір вимірювальних приладів, основна увага приділялася похибці вимірів.

5.3.2.1. Дослідження статичних характеристик підсилювача ПГ. Дослідження проводилися в експериментальній лабораторії Вовчанського агрегатного заводу. На рис. 5.32 представлена принципова схема стенду для знімання статичних характеристик пневмогідравлічного привода керування зчепленням.



1 – пневматична камера з динамометром $P_{\text{п}}$; 2 – лінійка; 3 – основа; 4 – головний циліндр; 5, 6 і 11 – манометрів; 7 і 10 – гідравлічна і пневматична магістралі відповідно; 8 – підсилювач ПГ; 9 – пристрій, що імітує зусилля натискних пружин зчеплення; 12 – кран подання стислого повітря

Рисунок 5.32 – Принципова схема стенду для зняття статичних характеристик привода зчеплення

Стенд влаштований таким чином. На основі стенда 3 закріплений підсилювач ПГ 8 і головний циліндр 4, з'єднані між собою трубопроводом 7. Корисне навантаження імітується за допомогою пристрою 9 і приводиться до штока підсилювача ПГ 8. Як пристрій, що імітує зусилля натискних пружин зчеплення, був вибраний пневматичний циліндр, з'єднаний з ємністю великого об'єму. Через трубопровід 10 з манометром 11 підсилювач ПГ 8 з'єднується з джерелом стисненого повітря (0,6 − 0,8 МПа).

Вхідна дія на шток головного циліндра 4 передається за допомогою пневматичної камери 1, зусилля на штоку вимірюється динамометром $P_{\text{п}}$.

Динамометр консольний, типу ДОСМ 3 − 0.2, розряд 3, межа вимірювання 2 кН. Прилад фіксує деформацію консолі за допомогою стрілочного індикатора, ціна поділки 0,01 мм. Показники індикатора в мм переводяться в одиниці вимірювання зусилля за допомогою паспорта динамометра. Переміщення штока головного циліндра вимірюється за

допомогою індикаторної голівки 2, закріпленої на основі стенда 3 за допомогою магнітної підставки.

Тиск $P_г$ рідини в робочій порожнині головного циліндра 4 і відповідно на вході слідкуючої системи підсилювача ПГ 8 контролюється за допомогою манометра 3. Манометр 11 дозволяє контролювати тиск повітря на вході слідкуючої системи підсилювача ПГ 8 і підтримувати його на необхідному рівні. Тиск у пневматичному циліндрі підсилювача ПГ 8 вимірюється за допомогою манометра 6. Манометри 5, 6 і 11 стрілочні, типу МТИ, клас точності 0,6, ціна поділки 0,05 МПа, межа виміру 1,0 МПа.

При отриманні статичної характеристики слідкуючого механізму, що є залежністю тиску рідини на виході головного циліндра зчеплення $P_г$ від тиску повітря $P_ц$ у пневматичному циліндрі підсилювача ПГ (рис. 5.33), визначалися наступні величини:

1) $p_{г\ min}$ – мінімальний тиск, за якого підсилювач починає роботу (нечутливість початку спрацьовування підсилювача ПГ);

2) $p_{г\ max}$ – максимальний тиск у гідравлічному приводі під час повністю ввімкненому зчепленні;

3) Δp – ширина петлі гістерезису ($\Delta p < 0{,}2$ МПа).

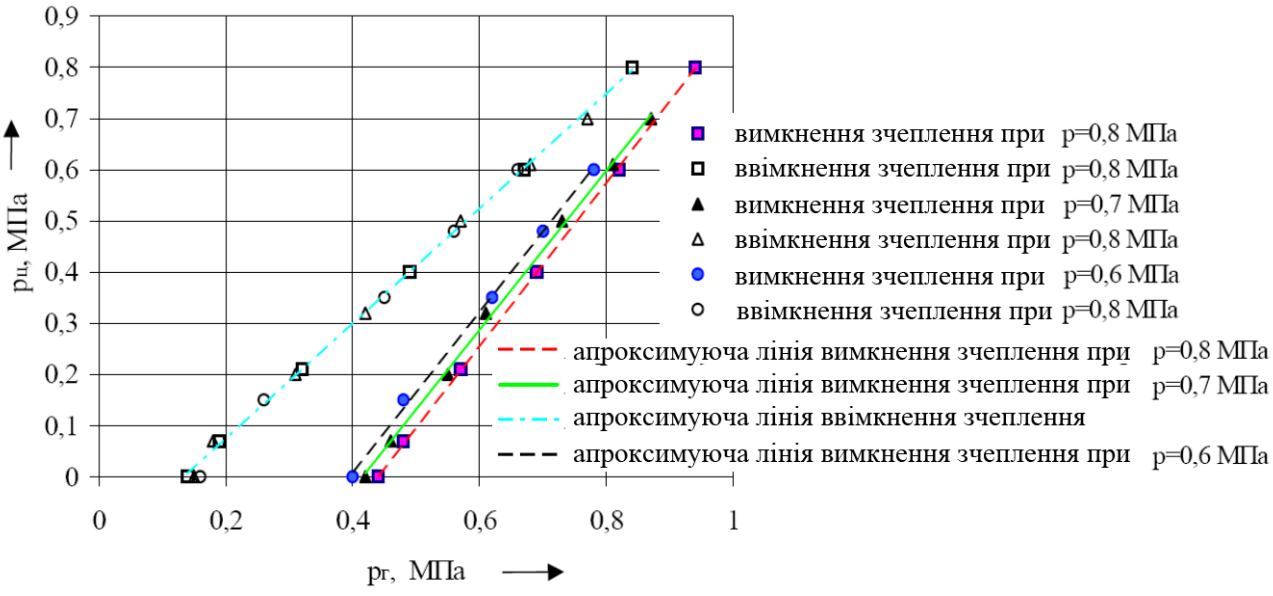


Рисунок 5.33 – Статична характеристика слідкуючого механізму

Статична характеристика слідкуючої системи привода $P_{ц} = f\ (P_{г}\ )$ знімалася шляхом поступового збільшення зусилля на штоку головного циліндра 4 до появи в гідроприводі тиску, рівного максимальному розрахунковому тиску $P_{г\ max}$. При цьому для кожного значення тиску в гідроприводі $P_{г}$ реєструвався тиск у пневматичному циліндрі $P_{ц}$ [203].

Замір кожного значення характеристики робилося п’ять разів, і на графіці відзначалися середні значення отриманих результатів. Оскільки у слідкуючій системі роль пружного елемента виконує циліндрична пружина, то його вихідна характеристика близька до лінійної як на висхідній, так і на низхідній гілці. Тому в експерименті досить зафіксувати близько 4 ÷ 6 проміжних точок характеристики.

Оцінюючи статистичну характеристику слідкуючої системи підсилювач ПГ, можна зробити висновок, що отримана характеристика має відхилення від розрахункової (рис. 5.8) в межах 1,5 − 4,4 %. Незначне відхилення реальної характеристики від розрахункової можна пояснити неточністю характеристик пружин, нестабільністю сил тертя, а також деякими припущеннями, прийнятими при розрахунку.

Однією з найбільш важливих експериментальних характеристик є характеристика, що оцінює діапазон зусилля, що розвивається, на штоку підсилювача ПГ. Ця залежність тиску рідини $P_{г}$ (вимірюється за допомогою манометра 5 рис. 5.32) від зусилля R на штоку підсилювача ПГ (вимірюється за допомогою динамометра R рис. 5.34). Характеристика, представлена на рис. 5.34, оцінює також аварійний режим роботи підсилювача за відсутності повітря в пневматичному циліндрі.

Для того, щоб побудувати цю характеристику необхідно було виключати переміщення штока підсилювача, шляхом прикладення до пристрою 9 імітування навантаження (рис. 5.33) зусилля, що перевищує максимальне (для цього тиску повітря у ресивері), яке розвивається підсилювачем ПГ. Побудова характеристики здійснювалася шляхом покрокового збільшення тиску рідини і реєстрації параметрів, що відповідають кожному кроку заміру.

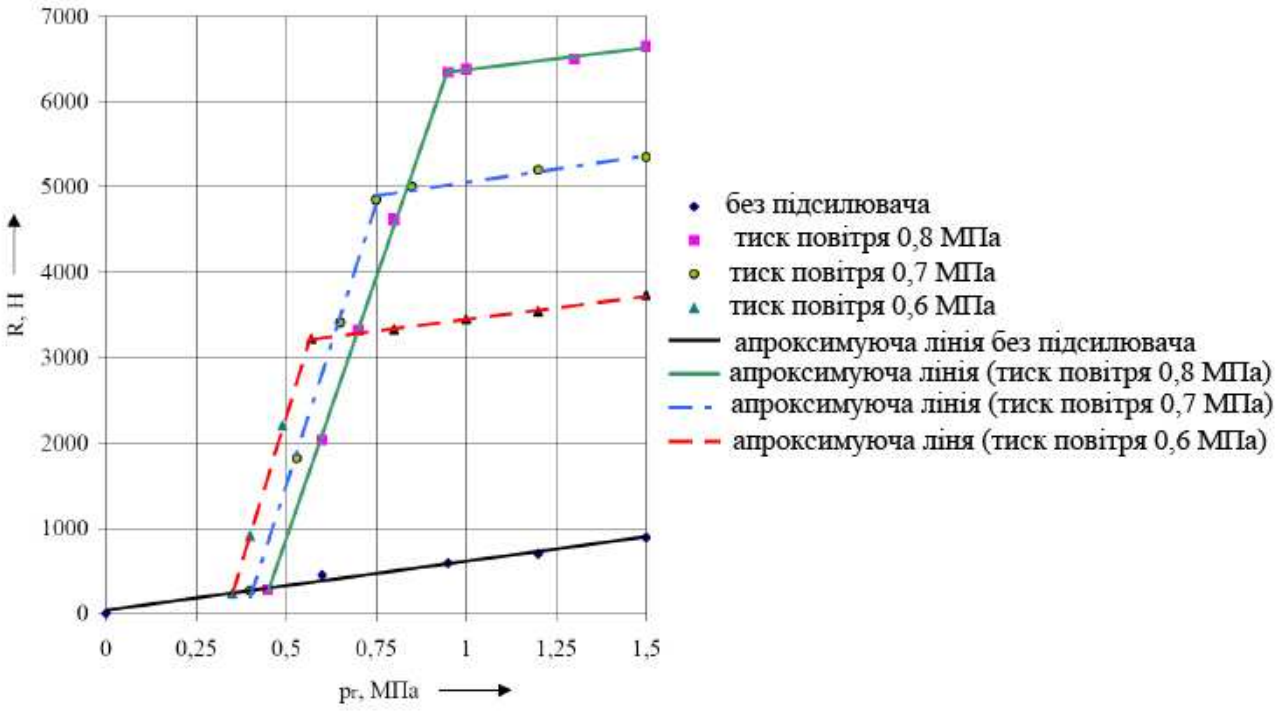
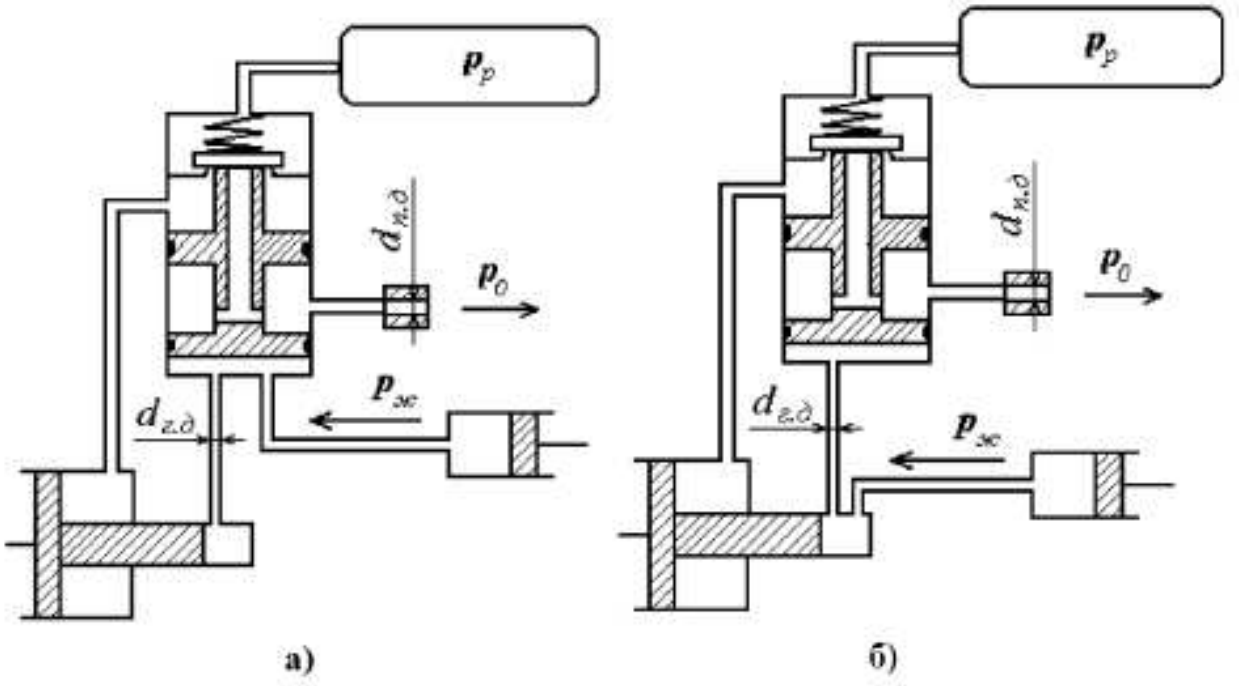


Рисунок 5.34 – Статична характеристика підсилювача ПГ

За результатами трьох – чотирьох замірів були отримані середні значення точок характеристики. Розбіжність розрахункової і експериментальної характеристики лежить у межах похибки і не перевищує 5 %.

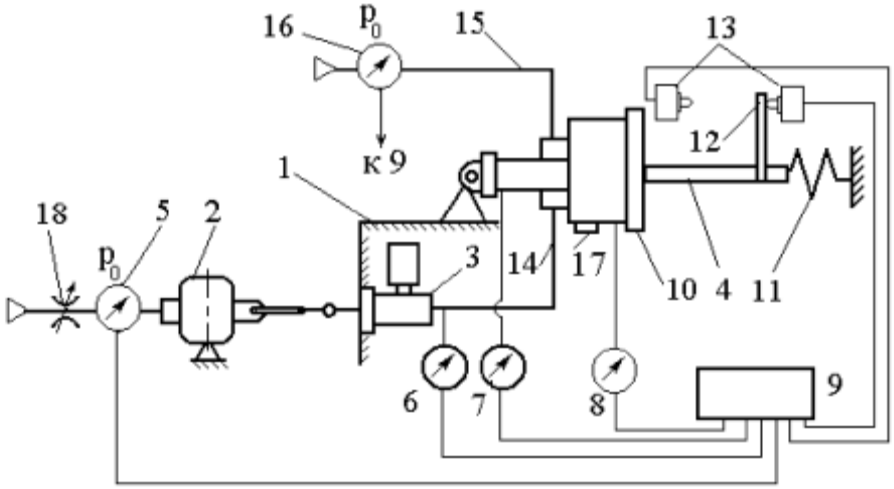
5.3.2.2. Дослідження динамічних характеристик підсилювача ПГ. Досліджувалися чотири підсилювача ПГ з різними гідравлічними і змінними пневматичними опорами, виконані за двома схемами (рис. 5.35, а, б). Діаметри прохідних перерізів гідравлічного дроселя $d_{г.д}$ = 3 і 6 мм; діаметри прохідних перерізів пневматичного дроселя, встановленого на виході слідкуючої системи, $d_{п.д}$ = 3 мм, 2, 5 мм, 2 мм, 1, 5 мм.

Спочатку досліджувалися підсилювачі ПГ тільки з гідравлічними опорами: два підсилювача ПГ ($d_{г.д}$ = 3 і 6 мм) згідно зі схемою (рис. 5.35, а) і два підсилювач ПГ ($d_{г.д}$ = 3 і 6 мм) згідно зі схемою (рис. 5.35 б). Потім досліджувалися підсилювачі ПГ зі змінними пневматичними дроселями. Вхідна дія, що задається за допомогою пневматичної камери 2 (рис. 5.36), оцінювалося величиною тиску рідини за електроманометром 6, встановленим на виході головного циліндра.



а) головний циліндр з’єднується з робочим циліндром підсилювача ПГ через порожнину слідкуючого механізму; б) головний циліндр безпосередньо з’єднується з робочим циліндром підсилювача ПГ

Рисунок 5.35 – Схеми установки пневматичних і гідравлічних опорів

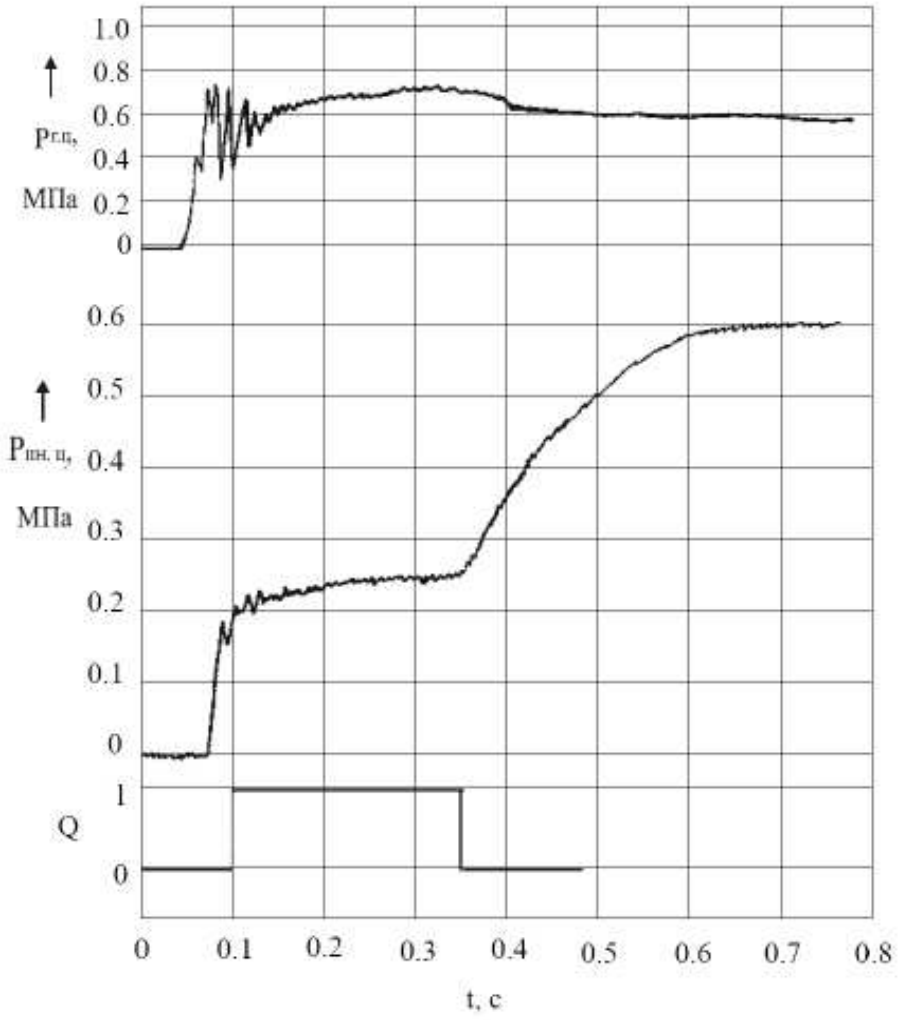


1 – основа стенду; 2 – пневматична камера; 3 – головний циліндр; 4 – шток підсилювача ПГ; 5, 6, 7, 8, і 16 – манометри; 9 – осцилограф; 10 – підсилювач ПГ; 11 – пристрій, що імітує натискне зусилля пружин зчеплення; 12 – важіль; 13 – кінцевий контакт; 14 і 15 – гідравлічна і пневматична магістралі, 17 – дросель, 18 – електропневматичний клапан

Рисунок 5.36 – Принципова схема стенду для знімання динамічних характеристик пневмогідравлічного привода зчеплення

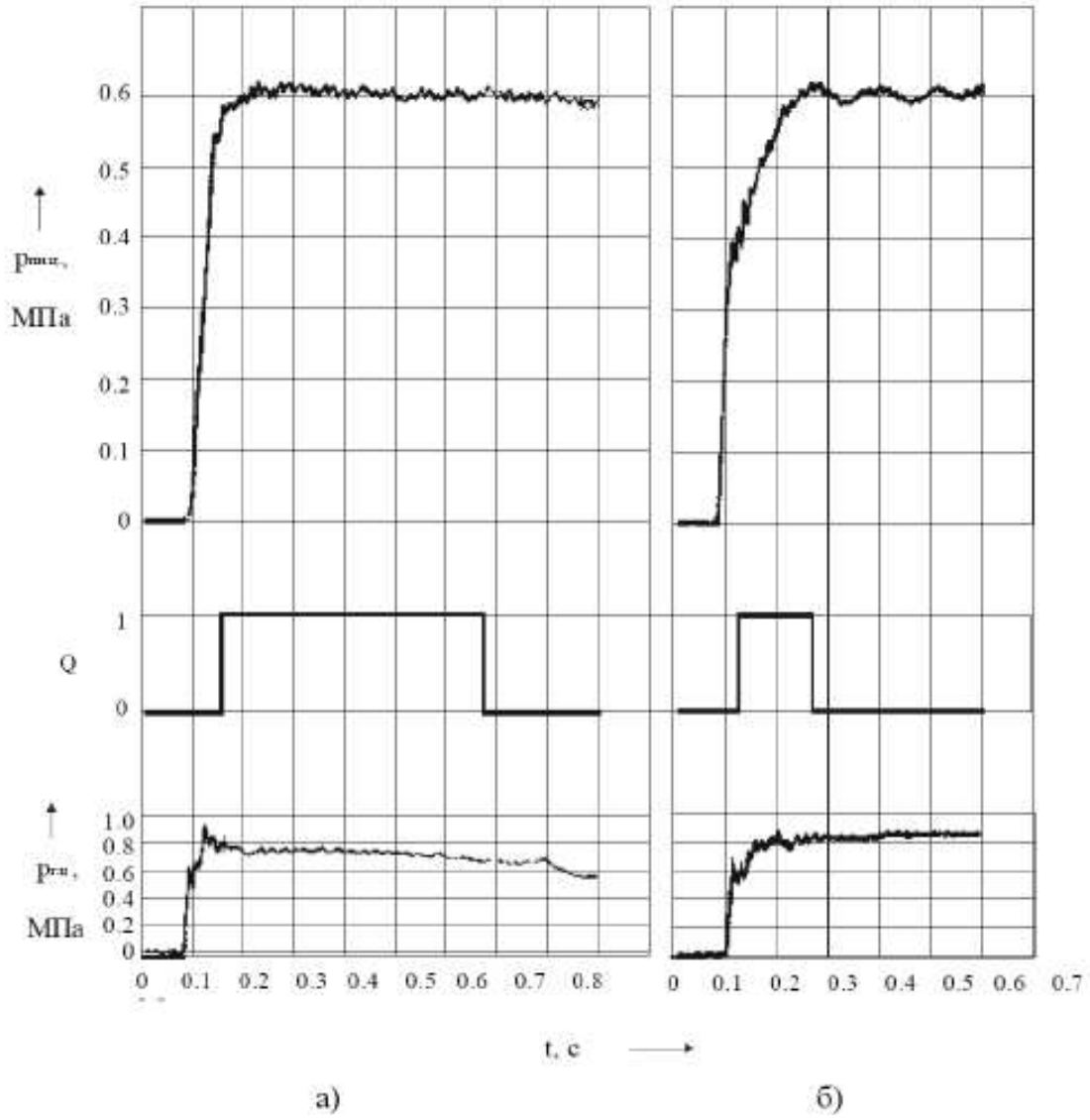
Динамічна характеристика перехідного процесу вимкнення зчеплення з підсилювачем ПГ представлена на рис. 5.37. Динамічна характеристика пневмогідравлічного підсилювача в режимі різкого вимкнення зчеплення з тими ж параметрами, що і на рис. 5.37, окрім $d_{в.тр}$ = 6 мм, представлена на рис. 5.38, б).

Динамічна характеристика з параметрами p_p = 0, 6 МПа, $P_н$ = 3800 − 4000 Н, $d_{в.тр}$ = 6 мм, представлена на рис. 5.38, а.



$p_{г.ц}$ – тиск рідини на виході головного циліндра; $p_{пн.ц}$ – тиск повітря в пневматичному циліндрі підсилювача ПГ; Q – наявність сигналу, що характеризує час переміщення штока підсилювача ПГ на довжині 40 мм

Рисунок 5.37 – Динамічна характеристика перехідного процесу вимкнення зчеплення (тиск у ресивері, p_p = 0,6 МПа; зусилля натискних пружин на штоку підсилювача, $P_н$ = 1700 − 1850 Н; діаметр трубопроводу від ресивера, $d_{в.тр}$ = 4 мм; довжина гідравлічного трубопроводу, l = 1,7 м)



а) – зусилля на штоку підсилювач ПГ, $P_н$ = 3800 − 4000 Н;

б) – $P_н$ = 1700 − 1850 Н; $p_{г.ц}$ – тиск рідини на виході головного циліндра;

$p_{пн.ц}$ – тиск повітря у пневматичному циліндрі підсилювача ПГ;

Q – наявність сигналу, що характеризує час переміщення штока підсилювача ПГ на довжині 40 мм

Рисунок 5.38 – Динамічні характеристики перехідних процесів вимкнення зчеплення

Збільшення корисного навантаження з 1700 Н до 4000 Н призводить до значного росту часу вимкнення зчеплення (від 0,14 до 0,5 с) (рис. 5.38, а). Для забезпечення часу вимкнення зчеплення відповідно до вимог у розділі 1 (максимальний час ввімкнення зчеплення не повинно перевищувати 0,2 ÷ 0,3 с), як вхідна дія задавався час переміщення штока підсилювача ПГ, який витримувався в межах 0,25 ÷ 0,27 с.

Аналізуючи отримані характеристики, необхідно зазначити, що для забезпечення задовільної динаміки ($t_{викл}$ = 0,260 ÷ 0,28 с) вимкнення однодискового зчеплення ($P_н$ = 3800 − 4000 Н) необхідно значно збільшити тиск $P_г$ у гідравлічній частини привода. В цьому випадку зусилля від тиску рідини на виконавчому поршні підсилювача ПГ складається із зусиллям пневматичного циліндра, що сприяє зменшенню часу вимкнення зчеплення. При цьому зусилля на педалі зчеплення зростає в 2 ÷ 2, 5 рази, в порівнянні з максимально допустимим (ГОСТ 21389 − 89).

У результаті проведених досліджень було виявлено, що найбільше впливає на динаміку вимкнення зчеплення діаметр підвідного трубопроводу від ресивера. При діаметрі трубопроводу $d_{в.тр}$ = 4 мм (рис. 5.37) час вимкнення склав 0,24 с, а збільшення $d_{в.тр}$ до 6 мм (рис. 5.38, б) призвело до зниження часу до 0,14 с, а також зміни характеру перехідного процесу наповнення пневматичного циліндра.

Отже, для отримання хороших динамічних показників процесу вимкнення зчеплення необхідно уникати застосування підвідних трубопроводів діаметром менше 6 мм і розташовувати ресивер по можливості ближче до пневматичного циліндра підсилювача [303].

За результатами досліджень можна зробити наступні висновки:

– для дводискових зчеплень ($P_н$ = 1700 − 1850 Н) мінімальний діаметр пневматичного ланцюга, рівний 6 мм, є оптимальним, збільшення діаметра призводить до перерегулювання процесу наповнення;

– для однодискових зчеплень ($P_н$ = 3800 − 4000 Н) оптимальною величиною є діаметр 8 мм, зменшення діаметра призводить до погіршення динаміки процесу наповнення. Раціональний вибір діаметрів виконаний за програмою математичного моделювання процесу наповнення [131].

Після отримання динамічних характеристик процесу вимкнення зчеплення було досліджено вплив пневмогідравлічного підсилювача на час замикання поверхонь тертя $t_з$.

Результати досліджень часу переміщення штока підсилювача ПГ в режимі ввімкнення зчеплення представлені в табл. 5.1 і табл. 5.2, а типові осцилограми представлені на рис. 5.39 і рис. 5.40.

Таблиця 5.1

Динамічні параметри підсилювача ПГ ($P_н$ = 1700 − 1850 Н)

№ ПГ	Схема рис. 5.35	$d_{г.д}$, мм	Час переміщення штока підсилювача ПГ, t с				
			$d_{п.д}$ = 6, мм	З пневматичним дроселем $d_{п.д}$, мм			
				3	2,5	2	1,5
1	а)	3	0,2	0,3	0,36	0,48	0,81
2		6	0,2	0,28	0,34	0,46	0,78
3	б)	3	0,2	0,27	0,35	0,44	0,79
4		6	0,2	0,26	0,34	0,45	0,76

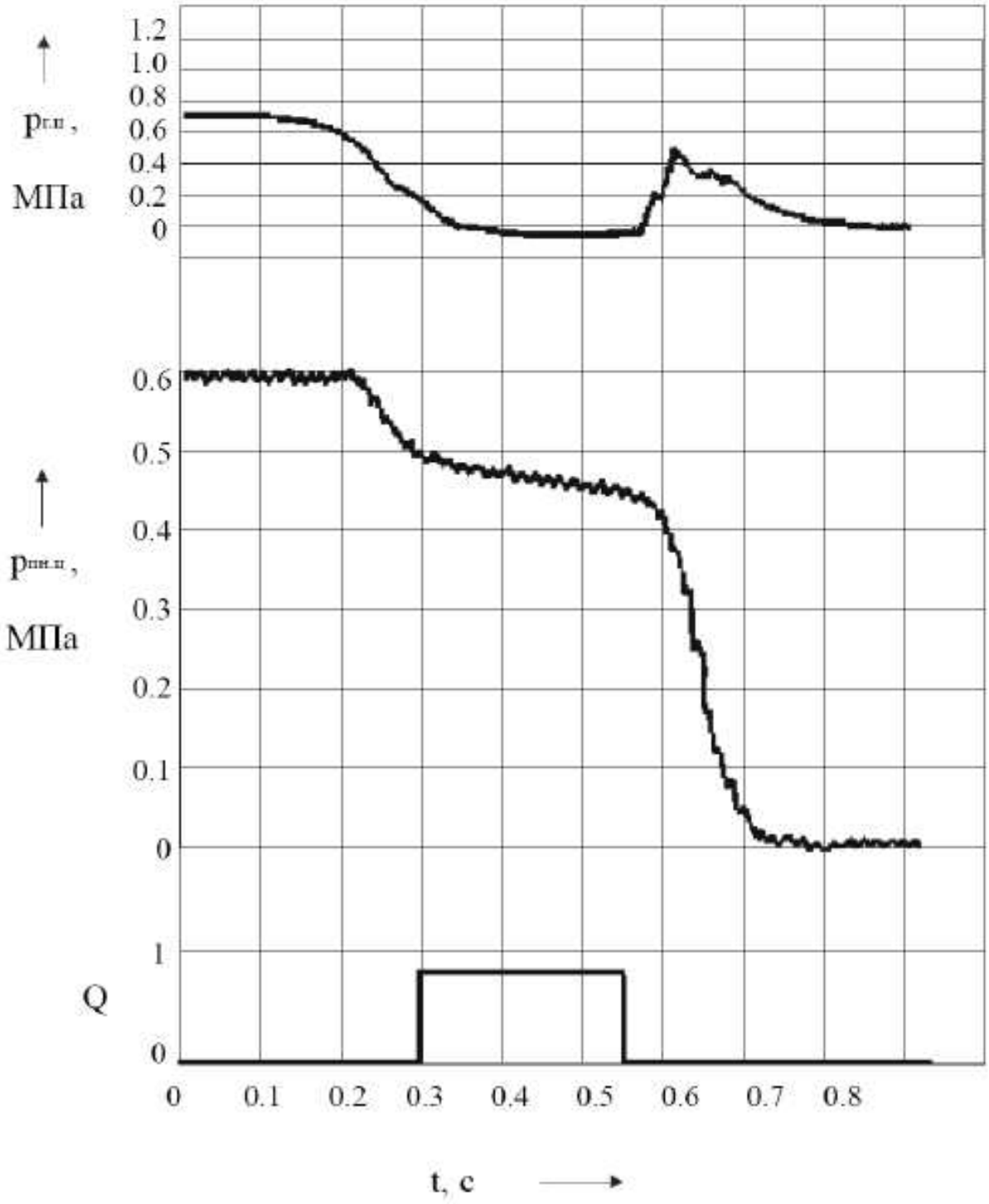
Таблиця 5.2

Динамічні параметри підсилювача ПГ ($P_н$ = 3800 − 4000 Н)

№ ПГ	Схема рис. 5.35	$d_{г.д}$, мм	Час переміщення штока підсилювача ПГ, t с				
			$d_{п.д}$ = 6, мм	З пневматичним дроселем $d_{п.д}$, мм			
				3	2,5	2	1,5
1	а)	3	0,17	0,26	0,33	0,46	0,78
2		6	0,17	0,27	0,34	0,45	0,75
3	б)	3	0,17	0,27	0,36	0,44	0,76
4		6	0,17	0,26	0,35	0,45	0,78

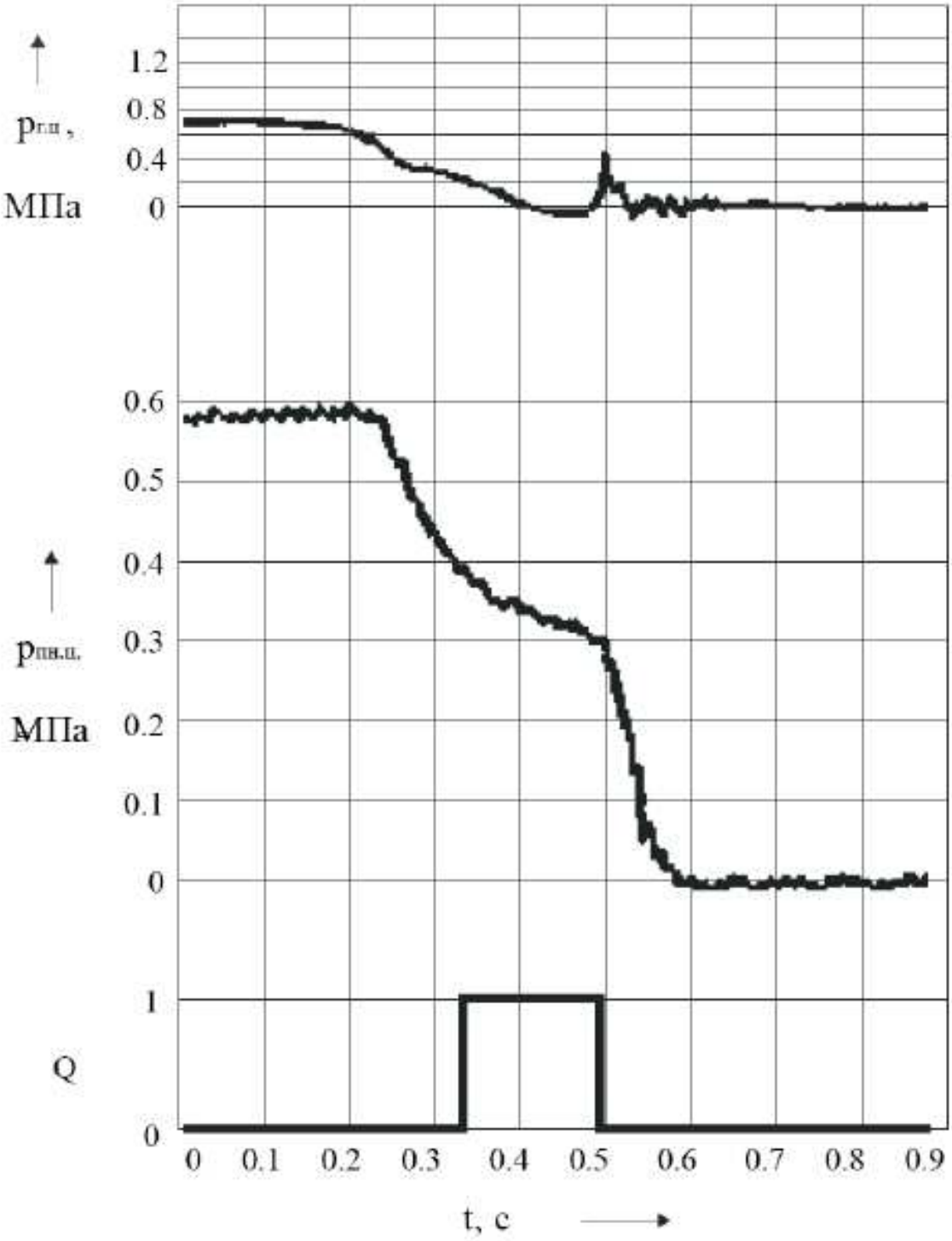
Дорожні випробування підсилювача ПГ, що проводяться на автомобілях КрАЗ показали, що зусилля, що прикладається водієм до педалі зчеплення, значною мірою залежить від темпу вимкнення зчеплення, і якщо при зніманні статичних характеристик привода, максимальне зусилля, що розвивається водієм на педалі зчеплення, задовольняє вимогам ГОСТ 21398 − 89 (зусилля на педалі зчеплення вантажного автомобіля не більше 147 Н за наявності підсилювача), то в реальних умовах експлуатації при різкому вимкненні зчеплення зусилля на педалі дещо перевершує допустиму величину за цим показником.

У результаті проведених досліджень (табл. 5.1 і табл. 5.2) за оцінкою впливу пневматичних і гідравлічних дроселів на величину часу переміщення штока підсилювача ПГ, були виявлені наступні особливості.



$p_{г.ц}$ – тиск рідини на виході головного циліндра; $p_{пн.ц}$ – тиск повітря в пневматичному циліндрі підсилювача ПГ; Q – наявність сигналу, що характеризує час переміщення штока підсилювача ПГ на довжині 40 мм; $P_н$ = 3800 − 4000 Н – зусилля на штоку підсилювача ПГ

Рисунок 5.39 – Динамічна характеристика перехідного процесу ввімкнення зчеплення, з діаметром дроселя $d_{п.д}$ = 3 мм



$p_{г.ц}$ – тиск рідини на виході головного циліндра; $p_{пн.ц}$ – тиск повітря в пневматичному циліндрі підсилювача ПГ; Q – наявність сигналу, що характеризує час переміщення штока підсилювача ПГ на довжині 40 мм; $P_н$ = 3800 − 4000 Н – зусилля на штоку підсилювача ПГ

Рисунок 5.40 – Динамічна характеристика перехідного процесу ввімкнення зчеплення, з діаметром дроселя $d_{п.д}$ = 6 мм

Час переміщення штока при ввімкненні зчеплення для підсилювачів, виконаних за схемами (рис. 5.35 а, б і $d_{г.д}$ = 6 мм), однаково і рівне $t_{пг}$ = 0,17 с (рис. 5.40) – для однодискового зчеплення (зусилля на штоку підсилювача ПГ дорівнює 4000 Н), і $t_{пг}$ = 0, 2 с – для дводискового (R = 1700 Н).

У зв'язку з цим можна зробити висновок про те, що на час увімкнення зчеплення конструктивні рішення підведення рідини до підсилювача ПГ за схемами (рис. 5.35 а, б) роблять незначний вплив, крім того, зменшення діаметра відвідного каналу ($d_{г.д}$ = 3 мм) до золотника слідкуючої системи на динамічних характеристиках підсилювача не відбивається. Тому надалі вищезгадані підсилювачі ПГ, виконані за схемами (рис. 5.35 а, б), можна розглядати як доцільні за типом конструкції.

Зменшення гідравлічного дроселя з 6 мм до 3 мм дещо збільшує час увімкнення зчеплення (табл. 5.1), проте, як і очікувалося, призводить до збільшення тиску рідини, що у свою чергу спричиняє собою ріст зусилля на педалі зчеплення. Регулювання тиску повітря в пневматичному циліндрі 2 (рис. 5.34) здійснювалося з умови обмеження максимального зусилля на педалі зчеплення. Критерієм оцінки впливу гідравлічних дроселів на вихідні параметри підсилювача ПГ була величина часу переміщення штока при вимкненні зчеплення $t_{пг}$. Час фіксувався при однакових вхідних параметрах: тиск рідини для підсилювача ПГ №1 і №2 (табл. 5.1) складав $p_{г.ц}$ = 1,15 МПа, тиск повітря в ресивері p_p = 0,6 МПа, температура повітря T = 18 °С, зусилля натискних пружин $P_н$ = 3800 − 4000 Н. Для підсилювача ПГ №1 середнє значення часу вимкнення $t_{пг}$ = 0,6 с, для підсилювача ПГ №2 – $t_{пг}$ = 0,48 с, отже, зменшення часу вимкнення першого підсилювача ПГ до часу другого підсилювача ПГ неминуче спричинить збільшення тиску рідини $p_{г.ц}$, що у свою чергу викличе збільшення зусилля на педалі зчеплення.

З огляду на вищевикладене, можна зробити висновок, що зменшення гідравлічного дроселя (рис. 5.35 а) з 6 мм до 3 мм дещо збільшує час увімкнення зчеплення ($\Delta t_{г.д}$ = 0,02 ÷ 0,03 с), крім того, це рішення істотно впливає на процес вимкнення зчеплення, що збільшує зусилля на педалі зчеплення на 15 − 20% вище регламентованого по ГОСТ 21398 − 89.

Результати дослідження впливу повітряних дроселів на час переміщення штока підсилювача ПГ, що відповідає ввімкненню зчеплення були представлені раніше в табл. 5.1 і табл. 5.2. За отриманими результатами побудовані експериментальні криві рис. 5.41, що оцінюють вплив діаметра дроселя на час увімкнення зчеплення.

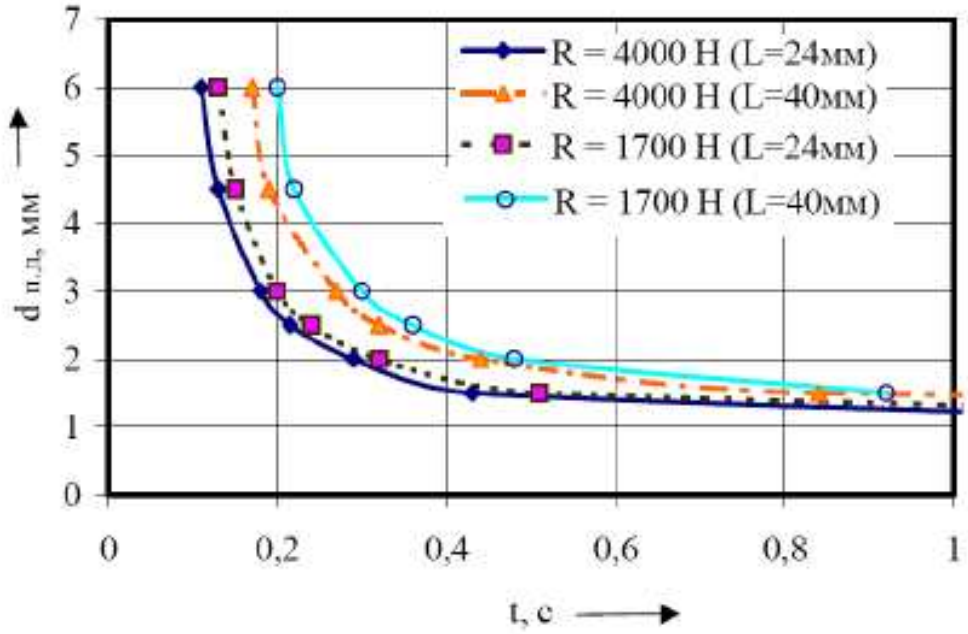


Рисунок 5.41 – Вплив параметрів навантажень і конструктивних факторів на час переміщення штока підсилювача ПГ при ввімкненні зчеплення

Величина часу $t_{пг}$ зі зменшенням $d_{п.д}$ збільшується за залежністю близькою до степеневої, що пояснюється зменшенням площі прохідного перерізу дроселя, а отже, збільшенням коефіцієнта місцевого опору $\xi_{оп}$, який робить основний вплив на процес спорожнення пневматичного циліндра підсилювача.

Як гідравлічні, так і пневматичні дроселі виконують функцію обмежувача швидкості наростання моменту тертя зчеплення. Основна перевага застосування пневматичних дроселів перед гідравлічними – це повна відсутність впливу їх на час вимкнення зчеплення. Крім того, зменшення діаметра пневматичного дроселя до такої ж величини як і гідравлічного, робить більш значний вплив на зміну часу переміщення штока підсилювача ПГ.

При зменшенні діаметра $d_{п.д}$ з 6 мм до 3 мм час переміщення штока підсилювача ПГ збільшується в середньому на $\Delta t_{п.д} = 0{,}1$ с. Попри те, що рідина є більш в'язкішим середовищем, і, здавалося б, повинна підлягати більшому опору, ніж повітря при течії через дросель однакового діаметра, цього не відбувається. Пояснити це явище можна режимами течії повітря і рідини. При будь-якому темпі ввімкнення зчеплення спостерігається ламінарний режим течії рідини, тоді як при витіканні повітря, практично завжди, має місце турбулентний режим.

Аналіз результатів отриманих експериментальних залежностей підтверджує адекватність їх теоретичним дослідженням (похибка складає не більше 7%) і надає можливість на початкових етапах проектування пневмогідравлічних апаратів змінювати час замикання поверхонь тертя, тим самим, знижувати динамічну навантаженість агрегатів трансмісії.

Криві, отримані для переміщення штока на довжині L = 24 мм, характеризують динаміку ввімкнення однодискового зчеплення автомобіля КрАЗ. Для вимкнення зчеплення автомобіля КрАЗ необхідно перемістити шток підсилювача ПГ на величину 24 мм.

У зв'язку з тим, що в конструкції розробленого підсилювача ПГ, використовується випускний канал, довжина якого значно перевершує довжину випробовуваних дроселів, були проведені порівняльні випробування, які дозволили оцінити вплив довжини дроселя на динамічні якості підсилювача і порівняти їх з теоретичними дослідженнями цього питання. Результати порівняльного аналізу впливу довжини пневматичного дроселя на зміну часу переміщення штока підсилювача ПГ представлені на рис. 5.42.

При проведенні експериментальних досліджень застосовувалися дроселі завдовжки $l_{ін.}$ = 7 мм і $l_{тр}$ = 70 мм з діаметрами $d_{п.д}$, рівними 4, 3 і 2 мм.

Збільшення часу складає декілька сотих часток секунди, причому істотніша розбіжність спостерігається при зменшенні діаметру дроселя. У зв'язку з чим враховувати збільшення довжини дроселя доцільно при $d_{п.д} < 3$ мм.

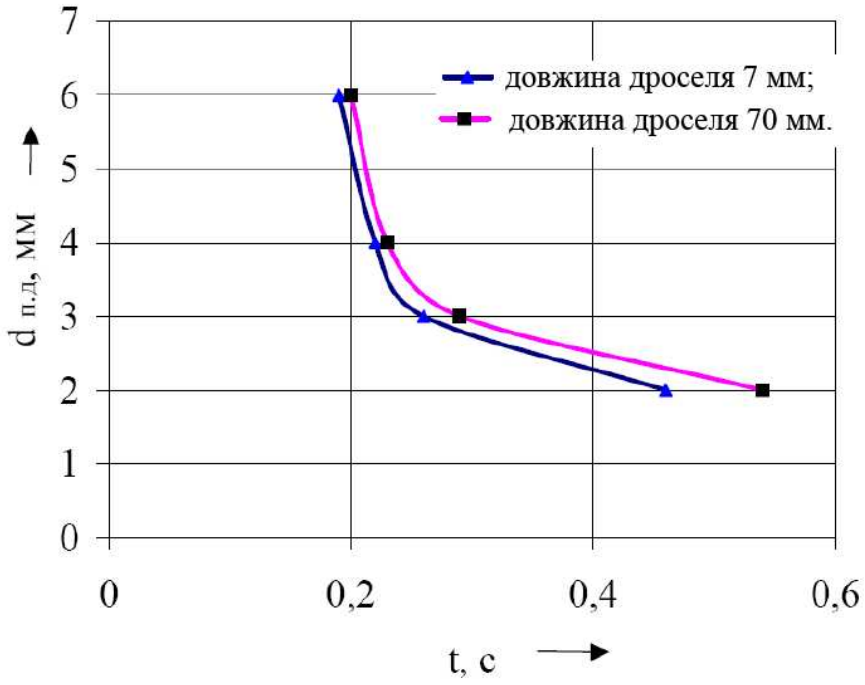


Рисунок 5.42 – Характеристика зміни часу переміщення штока підсилювач ПГ залежно від довжини дроселя

Висновки за розділом 5

Виконані дослідження щодо вдосконалення процесу керування пневмогідравлічним підсилювачем привода керування зчепленням дозволяють зробити наступні висновки:

1. Вдосконалена методика розрахунку статичної характеристики пневмогідравлічного підсилювача, у тому числі досліджений вплив гістерезису на якість регулювання процесу керування зчепленням.

2. Розроблена методика моделювання динамічних характеристик пневмогідравлічного підсилювача, яка дозволяє враховувати зміну сумарного коефіцієнта опору трубопроводів і прохідних перерізів підсилювача залежно від швидкості зміни тиску повітря.

3. Досліджений вплив пневмогідравлічного привода зчеплення на динамічну навантаженість агрегатів трансмісії. Основна увага при дослідженні цього питання була приділена дросельному регулюванню процесу ввімкнення зчеплення в пневматичній частини привода. Внаслідок чого вдалося уникнути

використання дроселів у гідравлічній частині привода, використання яких негативно впливає на динаміку процесу вимкнення зчеплення.

4. Проведені дослідження дозволили створити конструкцію пневмогідравлічного підсилювача привода, який забезпечує функціональну працездатність, і стабільність на усіх режимах роботи, і серійно випускається Вовчанським агрегатним заводом. На сьогоднішній день підсилювачів виготовлено більше 600 000 штук.

5. Експериментальними дослідженнями статичних і динамічних характеристик створеного пневмогідравлічного підсилювача підтверджена адекватність результатів математичного моделювання перехідних процесів (похибка статичних характеристик складає не більше 5 %, динамічних, – 6 − 8 %).

Основні результати дослідження з данного розділу опубліковані в наукових роботах [1, 6, 9, 11 – 13, 15, 18, 38 – 45, 53, 55].

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі виконано узагальнення і розвиток наукових основ актуальної і важливої науково-технічної проблеми підвищення безпеки руху, комфортабельності і поліпшення ергономічності автотранспортних засобів, що складають теоретичну основу створення і вдосконалення пневматичних апаратів гальмового керування, підвіски і зчеплення на етапах проектування і виробництва.

Основні наукові і прикладні результати досліджень :

1. Запропонований і обґрунтований метод визначення коефіцієнтів витрати для апаратів пневматичного гальмового привода автотранспортних засобів на основі просторового моделювання тривимірних стаціонарних і нестаціонарних течій стисненого повітря в порожнинах апаратів привода.

2. Набув подальшого розвитку метод із зосередженими параметрами в частині визначення коефіцієнта витрати на основі чисельного моделювання і врахування зміни тиску у вузлі, що дозволило розповсюдити його на пневматичні гальмові приводи автотранспортних засобів.

3. Тривимірне моделювання перехідних процесів у гальмовій камері дозволило довести, що поля розподілу статичного тиску і модуля вектора швидкості потоку дозволяють стверджувати про незначний розподіл термодинамічних параметрів за об’ємом (середнє інтегральне значення статичного тиску від мінімального при наповненні не перевищує 4 %).

4. Порівняльні теоретичні дослідження динаміки пневматичного гальмового привода за трьома розглянутими методами показали якісну збіжність результатів розрахунку і відповідність наявним експериментальним результатам (похибка не перевищує 7,2 %).

5. Розроблений програмний комплекс для математичного моделювання тривимірних нестаціонарних течій повітря в апаратах пневматичного гальмового привода автотранспортних засобів і синтезу перехідних характеристик привода в цілому, які можуть бути використані при автоматизованому проектуванні.

6. Запропонована математична модель електронно-пневматичного гальмового привода, що включає динамічну модель електромагнітного клапана, дозволяє виконувати розрахунки, що на 90 % збігаються з експериментальними даними. Модель має перспективу вдосконалення, якщо розглядати коливальний характер вирівнювання тиску повітря в контурі привода релейного ЕПГП.

7. Встановлений взаємозв'язок часу спрацьовування мембрани від основних параметрів електромагнітного клапана (зокрема від умовного діаметра, напруги живлення, кількості електромагнітних клапанів у одному каскаді, посилення тиску повітря з обох боків клапана).

8. Вдосконалена конструкція модулятора тиску, здатна забезпечити час спрацьовування 0,008 с і час відкритого стану клапана 0,0065 с. Швидкодія модулятора тиску визначається оптимальним підбором об'єму підсилюючої порожнини, прохідними перерізами електромагнітних клапанів і їх швидкодією, величиною обмеження тиску в підсилюючій порожнині, а також перепадом тиску, що діє на поверхню мембрани.

9. Розроблений і досліджений двомагістральний захисний клапан, який забезпечує автоматичне спрацьовування запасної гальмової системи ЕПГП і виводить АТЗ на початковий рівень уповільнення не більше ніж через 0,55 с після виходу з ладу робочої гальмової системи.

10. Експериментально підтверджена сумісність, працездатність і ефективність розроблених контурів робочої й запасної гальмової системи. При гальмуванні одиничного автотранспортного засобу, оснащеного ЕПГП, ефективність зросла до 10 % при гальмуванні робочою гальмовою системою, і в 1,5–2 рази – при гальмуванні запасною гальмовою системою в порівнянні з нормативною.

11. Експериментальні дослідження динаміки типових ДЄ-ланок пневматичного гальмового привода підтвердили коректність запропонованого методу тривимірного моделювання перехідних процесів в окремих апаратах при гальмуванні і розгальмовуванні. Похибка експериментальних даних не перевищувала 5,0 %.

12. Запропонована методика визначення площі прохідних перерізів, яка на стадії проектування дозволяє оцінити вплив регулятора рівня підлоги на параметри коливань підресореної маси і визначити раціональну залежність площі прохідних перерізів залежно від кута відхилення його важеля. Використання запропонованої методики дозволяє при проектуванні пневматичної підвіски точніше визначити необхідний динамічний хід підвіски, що сприяє зниженню рівня підлоги кузова на 5–10 %.

13. У результаті виконаних досліджень доведено, що регулятор рівня підлоги під час руху автотранспортного засобу компенсує зниження динамічного нейтрального положення і дозволяє зменшити динамічний хід підвіски на 20–30 %.

14. При використанні електронних систем керування пневматичною підвіскою критерієм керування необхідно обрати умову мінімальної вірогідності пробою підвіски, що виражається в підтримуванні певної відстані до буфера стиснення під час руху автотранспортного засобу. Виконання цього критерію дозволяє зменшити динамічний хід підвіски на 10–15 %.

15. Експериментально підтверджена справедливість розробленої математичної моделі і методики вибору раціональних параметрів регулятора рівня підлоги. Похибка розрахунків відхилення динамічного нейтрального положення й амплітуди коливань знаходиться в межах 6–11 %.

16. Проведені дослідження дозволили розробити конструкцію регулятора рівня підлоги, яка впроваджена в серійне виробництво на Вовчанському агрегатному заводі і за останні роки їх зроблено більше 120 000 штук.

17. Вдосконалена методика розрахунку статичної характеристики пневмогідравлічного підсилювача, в тому числі досліджений вплив гістерезису на якість регулювання процесу керування зчепленням. Розроблена методика моделювання динамічних характеристик пневмогідравлічного підсилювача, яка дозволяє враховувати зміну сумарного коефіцієнта опору трубопроводів і прохідних перерізів підсилювача в залежності від швидкості зміни тиску повітря.

18. Досліджений вплив пневмогідравлічного привода зчеплення на динамічну навантаженість агрегатів трансмісії. Основна увага при дослідженні цього питання була приділена дросельному регулюванню процесу ввімкнення зчеплення в пневматичній частині привода. В результаті цього вдалося уникнути використання дроселів у гідравлічній частині привода, використання яких негативно впливає на динаміку процесу вимкнення зчеплення.

19. Експериментальними дослідженнями статичних і динамічних характеристик створеного пневмогідравлічного підсилювача підтверджена адекватність результатів математичного моделювання перехідних процесів (похибка статичних характеристик складає не більше 5 %, динамічних – 6–8 %).

20. Виконані дослідження дозволили створити конструкцію пневмогідравлічного підсилювача привода, який забезпечує функціональну працездатність і стабільність на всіх режимах роботи. Розроблений підсилювач серійно випускається Вовчанським агрегатним заводом. На сьогоднішній день підсилювачів зроблено більше 600 000 штук.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Повышение эффективности торможения автотранспортних средств с пневматическим тормозным приводом: монография / [Туренко А. Н., Богомолов В. А., Клименко В. И., Кирчатый В. И.]. – Х.: ХГАДТУ, 2000. – 472 с.
2. Совершенствование способов регулирования выходных параметров тормозной системы автотранспортных средств: монография / [Туренко А. Н., Богомолов В. А., Клименко В. И., Кирчатый В. И., Ходырев С. Я.]. – Х.: ХНАДУ, 2002. – 400 с.
3. Основы создания и исследования электронно-пневматического тормозного управления транспортных средств: монография / [Туренко А. Н., Клименко В. И., Рыжих Л.А., Леонтьев Д.Н., Красюк А. Н.]. – Х.: ХНАДУ, 2012. – 288 с.
4. Теоретические и практические основы создания электропневматического тормозного привода и антиблокировочной системы автотранспортных средств: монография / [Туренко А. Н., Клименко В. И., Ломака С. И., Рыжих Л. А., Михалевич Н. Г., Чебан А. А.]. – Х.: ХНАДУ, 2012. – 336 с.
5. Реализация интеллектуальных функций в электронно-пневматическом тормозном управлении транспортных средств: монография 2-е издание/ [Туренко А. Н., Клименко В. И., Богомолов В. А., Рыжих Л. А., Леонтьев Д.Н., Красюк А.Н., Михалевич Н. Г.]. – Х.: ХНАДУ, 2015. – 450 с.
6. Клименко В.И. О применении в системах управления автотранспортных средств гидропневматического привода / В.И. Клименко, В.П. Логвинов // Автомобильный транспорт. – Х.: РИО ХГАДТУ, 1999. – Выпуск №3. – С. 54 − 56.
7. Туренко А.М. Математична модель пневматичної підвіски транспортних засобів / А.М. Туренко, В.О. Богомолов, В.І. Клименко, А.І. Шилов // Вісник Тернопільського національного технічного університету. – Тернопіль.: ТДТУ, 2000. – Випуск №4. – С. 124 − 127.
8. Туренко А.Н. Влияние регулятора уровня пола на эксплуатационные свойства пневматической подвески / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, В.И.

Клименко, А.И. Шилов // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. – Харьков: ХГПУ, 2000. – Выпуск №82. – С. 42 − 43.

9. Туренко А.Н. Пиковые динамические нагрузки в трансмиссии автомобиля и мероприятия по их уменьшению / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко, В.П. Логвинов // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. – Харьков: ХГПУ, 2000. – Выпуск №119. – С. 19 − 21.
10. Туренко А.Н. Экспериментальный регулятор тормозных сил с функциями тормозного крана прицепа / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко, А.В. Сараев // Автомобильный транспорт. – Х.: РИО ХГАДТУ, 2000. – Выпуск №4. – С. 5 − 7.
11. Туренко А.Н. Анализ времени включения сцепления транспортного средства с пневмогидравлическим усилителем / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко, В.П. Логвинов // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. – Харьков: ХГПУ, 2000. – Выпуск №124. – С. 117 − 122.
12. Туренко А.Н. Исследование процесса включения сцепления с пневмогидравлическим усилителем / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко, В.П. Логвинов, С.В. Грищенко // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. – Харьков: ХГПУ, 2000. – Выпуск №128. – С. 109 − 114.
13. Туренко А.Н. К вопросу о гидропневматическом тормозном приводе / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко, И.Н. Никитченко // Вестник ХГАДТУ. – Х.: РИО ХГАДТУ, 2000. – Выпуск №11. – С. 16 − 18.
14. Туренко А.М. Придатність гіперболічної функції витрати для розрахунку пневматичного гальмового приводу автотранспортного засобу / А.М. Туренко, В.О. Богомолов, В.І. Клименко, А.О. Цуприк // Всеукраїнський щомісячний науково-технічний і виробничий журнал «Машинознавство». – Львів, 2000. – Випуск №9. – С. 35 − 38.

15. Туренко А.М. Аналіз часу включення зчеплення з пневмогідравлічним підсилювачем / А.М. Туренко, В.О. Богомолов, В.І. Клименко, В.П. Логвінов, С.В. Грищенко // Методи та прилади контролю якості. Науково-технічний журнал. – Івано-Франківськ: 2000. – Випуск №6. – С. 103 − 107.
16. Туренко А.Н. Определение характеристик статической точности электропневматического тормозного привода / А.Н. Туренко, В.И. Клименко, Н.Н. Алекса, А.А. Серый, С.В. Черков // Автомобильный транспорт. – Х.: ХГАДТУ, 2001. – Выпуск №6. – С. 35 − 37.
17. Туренко А.Н. Анализ методов расщепления при изучении нестационарных течений сжатого воздуха в пневматических системах автомобиля / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко, А.В. Крамской, А.Н. Ларин // Автомобильный транспорт. – Х.: ХГАДТУ, 2001. – Выпуск №7-8. – С. 119 − 122.
18. Клименко В.И. Гидропневматический привод в системах управления АТС / Автомобильная промышленность. – М.: 2001. – Выпуск №8. – С. 16 − 17.
19. Туренко А.Н. Аварийное и автоматическое торможение автопоезда / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко, А.В. Сараев // Вестник ХГАДТУ. – Х.: ХГАДТУ, 2001. – Выпуск №14. – С. 36 − 38.
20. Туренко А.Н. Применение метода объёмного моделирования для проектирования аппаратов автомобильного тормозного привода / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко, С.Я. Ходырев, А.П. Сопко, Д.П. Соловьев // Автомобильный транспорт. – Х.: ХГАДТУ, 2002. – Вып. №9. – С. 3 − 5.
21. Туренко А.Н. Работа электропневмопривода в аварийном режиме / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко, С.Я. Ходырев, Н.Г. Михалевич // Вестник ХНАДУ и СВНЦ ТАУ. – Х.: ХНАДУ, 2002. – Вып. №17. – С. 26 − 27.
22. Туренко А.Н. Сравнительный анализ применимости гиперболической и усовершенствованной функции расхода при расчете пневматического привода / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко, А.П. Сопко //

Вестник ХНАДУ и СВНЦ ТАУ. – Х.: ХНАДУ, 2002. – Выпуск №18. – С. 14 − 18.

23. Туренко А.Н. Математическая модель динамического процесса наполнения для типовых звеньев пневматического привода авто-транспортных средств / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко, А.В. Крамской, Ю.В. Кирчатый // Вестник ХНАДУ и СВНЦ ТАУ. – Х.: ХНАДУ, 2003. – Выпуск №22. – С. 112 − 116.
24. Туренко А.Н. Алгоритмы управления электропневматическими модуляторами давления / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко, С.Я. Ходырев, Н.Г. Михалевич // Автомобильный транспорт. – Х.: ХНАДУ, 2003. – Выпуск №13. – С. 157 − 159.
25. Клименко В.И. Построение численных моделей случайных дорожных возмущений в задачах плавности хода автомобиля / В.И. Клименко, М.В. Дячук // «Новини науки Придніпров'я». Науково-практичний журнал. – Дніпропетровськ: РВА "Дніпро-VAL", 2003. – Выпуск №5. – С. 60 − 64.
26. Туренко А.Н. Математическое моделирование динамического процесса наполнения типовых звеньев пневматического привода автотранспортных средств / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко, А.В. Крамской // Автошляховик України. Науково-виробничий журнал. – К.: 2004. – Випуск №5. – С. 22 − 25.
27. Клименко В.И. Экспериментальные исследования динамики электропневматического тормозного привода / В.И. Клименко, Н.Г. Михалевич, А.А. Чебан, А.Н. Красюк // Автомобильный транспорт. – Х.: ХНАДУ, 2005. – Выпуск №16. – С. 156 − 158.
28. Туренко А.М. Сучасні електронні гальмівні системи автомобілів / А.М. Туренко, В.І. Клименко, Л. О. Рижих, С. Й. Ломака, Д. М Леонтьев // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету. – Кременчук: КДПУ, 2006. – Випуск №2. – С. 64 − 66.
29. Туренко А.М. Передавальна функція пневматичної підвіски / А.М. Туренко, В.О. Богомолов, В.І. Клименко, А.І. Шилов / Автомобільний транспорт. – Х.: ХНАДУ, 2006. – Випуск №19. – С. 11 − 13.

30. Туренко А.М. Аналіз алгоритмів регулювання гальмівних сил регулятором з електронним керуванням / А.М. Туренко, С.Й. Ломака, В.І. Клименко, Л.О. Рижих, Д.М. Леонтьев / Вісник Житомирського державного технологічного університету. – Житомир.: ЖДТУ, 2006. – Випуск №4(39). – С. 26 − 35.
31. Туренко А.М. Моделювання перехідних процесів у пневматичному приводі з послідовно сполученими ланками / А.М. Туренко, В.О. Богомолов, В.І. Клименко, О.В. Крамський // Автошляховик України. Науково-виробничий журнал. – К.: 2006. – Випуск №6. – С. 16 − 18.
32. Туренко А. Н. Расчет питающей части пневматического тормозного привода автотранспортного средства с антиблокировочной системой / А. Н. Туренко, В.И. Клименко, Л. А. Рыжих, А. В. Крамской, А. А. Чебан // Вестник ХНАДУ и СВНЦ ТАУ. – Х.: ХНАДУ, 2008. – Выпуск №41. – С. 51 − 54.
33. Клименко В.И. Моделирование переходных процессов в пневмоаппаратах транспортных средств / В.И. Клименко, А.В. Крамской, А.А. Чебан // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – Луганськ: СНУ, 2008. – Випуск №7 (125). – С. 53 − 57.
34. Клименко В.И. Современные АБС и реализация их алгоритмов работы / В.И. Клименко, Л.А. Рыжих, А.Н. Красюк, Д.Н. Леонтьев // Известия МГТУ «МАМИ». Научный рецензируемый журнал. – М.: МГТУ «МАМИ», 2009. – Выпуск №1 (7). – С. 34 − 37.
35. Клименко В.И. Уточнение методики определения статической точности электропневматического тормозного привода и требований к его статической характеристике / В.И. Клименко, Н.Г. Михалевич // Автомобильный транспорт. – Х.: ХНАДУ, 2009. – Выпуск №24. – С. 27 − 32.
36. Богомолов В.О. Огляд та аналіз конструкцій пневматичних підвісок автомобілів з електронним керуванням / В.О. Богомолов , В.І. Клименко, А.І. Шилов, Р.О. Алексеєв // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – Луганськ: Видавництво СНУ, 2010. – Науковий журнал №6 (148). – С. 54 − 58.

37. Богомолов В.О. Моделювання дорожньої поверхні для розрахунку динаміки руху транспортних засобів / В.О. Богомолов, В.І. Клименко, А.І. Шилов / Автомобільний транспорт. – Х.: ХНАДУ, 2011. – Випуск №29. – С. 37 − 42.
38. Богомолов В.А. Пути повышения быстродействия исполнительного механизма электропневматического привода сцепления автомобилей / В.А. Богомолов, В.И. Клименко, Н.Г. Михалевич, А.А. Ярита // Вісник СевНТУ. Серія Машиноприладобудування та транспорт. – 2013. − Випуск №142. – С.73 – 75.
39. Богомолов В.А. Построение статической характеристики механизма выключения сцепления транспортного средства / В.А. Богомолов, В.И. Клименко, Н.Г. Михалевич, А.А. Ярита // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – Випуск №8 (1051). – С. 164 – 169.
40. Богомолов В. А. Выбор способа управления рабочим процессом и построение алгоритма управления электропневматическим приводом сцепления / В. А. Богомолов, В. И. Клименко, Н. Г. Михалевич, А. А. Ярита // Вісник Харківського національного технічного університету імені Петра Василенка. – Х.: ХНТУСГ, 2014. – Випуск №155. – С. 14 – 20.
41. Клименко В.І. Моделювання роботи автоматичної системи керування зчепленням / В.І. Клименко, М.Г. Михалевич, Д.М. Леонтьєв, О.О. Ярита, Ю.О. Рябуха // Автомобільний транспорт. – Х.: ХНАДУ, 2017. – Випуск №41. – С. 74 − 79.
42. Yarita O. A. Features of controlling electropneumatic valves of actuator to control its clutch with acceleration valve / O. O. Yarita, M.G. Mychalevich, D.N. Leontiev, V. I. Klimenko, V.A. Bogomolov, I. V. Gritsuk, Y. B. Novikova // Science & Technique, 17 (1). – Minsk: BNTU, 2018. – P. 64 − 71. DOI:10.21122/2227-1031-2018-17-1-64-71 (Web of Science Core Collection (ESCI))
43. Mychalevich M. Assessment of Operation Speed and Precision of Electropneumatic Actuator of Mechanical Transmission Clutch Control System / M. Mychalevich, O. Yarita, A. Turenko, D. Leontiev, I. Gritsuk, V. Bogomolov,

V. Klimenko, M. Smieszek // SAE Technical Paper 2018-01-1295, 2018, doi:10.4271/2018-01-1295 (Scopus).

44. Туренко А. Н. Анализ применимости гидропневматического привода в системах управления автотранспортных средств / А.Н. Туренко, В.И. Клименко // Надежность машин, механизмов, оборудования. Материалы международной научно – технической конференции, 15–17 февраля 2000 г. – Карпаты п. Славское: 2000. – С. 114–115.
45. Клименко В.И. Анализ применимости гидропневматического привода в системах управления автотранспортных средств / В.И. Клименко // Ассоциация автомобильных инженеров. Вып.7. Материалы XXX конференции "Безопасность конструкции автотранспортных средств", 31.05.-01.06.2000 г. – Дмитров: 2000. – С. 104–109.
46. Туренко А.Н. Алгоритмы управления электропневматическими модуляторами давления / А.Н. Туренко, В.О. Богомолов, В.И. Клименко, С.Я. Ходырев, Н.Г. Михалевич // X научно-техническая конференция с международным участием «Транспорт, экология – устойчиво развитие», 10−12 мая 2007 г. – Варна, Республика Болгария: 2007. – С. 419–422.
47. Клименко В.И. Уточнение методики определения статической точности электропневматического тормозного привода и требований к его статической характеристике / В.И. Клименко, Н.Г. Михалевич // Труды 65 Международной научно-технической конференции ААИ «Приоритеты развития отечественного автотракторостроения и подготовки инженерных и научных кадров». – М.: 2009. – С. 14.
48. Антоненко А.А. Особенности рабочего процесса в пневматических тормозных приводах большегрузных транспортных средств / А.А. Антоненко, В.А. Богомолов, С.В. Богомолов, В.И. Клименко // Материалы Международной научно-практической конференции «Прогресс транспортных средств и систем – 2009» Ч. 1 ВГТУ. – Волгоград: 2009. – С. 103 – 104.
49. Туренко А.Н. Оценка эффективности торможения транспортных средств оборудованных АБС / А.Н. Туренко, В.И. Клименко, С.Й. Ломака, Л.А.

Рыжих, Д.Н. Леонтьев // «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» Сборник докладов международной научно-технической конференции. – Минск: БНТУ, 2010. – С. 21 – 29.

50. Богомолов В.А. Численное моделирование вязких гидро- и газо-динамических процессов в проточных полостях в широком диапазоне давлений и температур на параллельных системах / В.А. Богомолов, В.И. Клименко, А.В. Крамской // «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» Сборник докладов международной научно-технической конференции. – Минск: БНТУ, 2010. – С. 29 – 36.
51. Клименко В.И. Теоретические исследования электропневматического тормозного привода / В.И. Клименко // Сборник научных трудов Международной научно-практической конференции «Актуальные вопросы развития транспортной системы». – Махачкала: 2015. – С. 17 – 22.
52. Клименко В.И. К вопросу определения рационального распределения тормозного усилия автомобилей с пневматическим или электропневматическим тормозным приводом / В.И. Клименко, Д.Н. Леонтьев // Сборник материалов международной научно-технической конференции «Перспективы развития дорожно-транспортных и инженерно-коммуникационных инфраструктур». – Ташкент: 2017. – С. 268 – 272.
53. Пат. 84816 Україна МПК(2006) B60K 23/00. Пневмогідравлічний підсилювач приводу зчеплення транспортного засобу / Богомолов В.О., Клименко В.І., Антоненко О.А., Сопов В.О. – №200712578; заявл. 13.11.2007; опубл. 25.11.2008. Бюл. №22, 6 с.
54. Пат. 87663 Україна МПК(2009)B60 G 17/00, B 60 G 17/04. Регулятор рівня підлоги транспортного засобу / Богомолов В.О., Клименко В.І. – №200511240; заявл. 28.11.2005; опубл. 10.08.2009. Бюл. №15, 4 с.
55. Пат. 2435077 Россия МПК F15B15/14, B60K23/02 Пневмогидравлический усилитель привода сцепления транспортного средства / Богомолов В.А., Клименко В.И., Антоненко А.А., Сопов В.А. – №2008118907/11; заявл. 13.05.2008; опубл. 27.11. 2011. Бюл. №33, 7 с.

56. Пат. 109739 Україна, МПК (2006. 01), B60G 17/056. Регулятор рівня підлоги автотранспортного засобу / Богомолов В. О., Клименко В.І., Леонтьєв Д.М., Алексєєв Р.О. – №201405713; заявл. 27.05.2014; опубл. 25.09.2015. Бюл. №18, 4 с.
57. Пат. 2329158 Россия МПК B60G 17/04. Регулятор уровня пола транспортного средства / Туренко А.Н., Богомолов В. А., Клименко В.И.. – №2005115039/11; заявл. 27.11.2006; опубл. 20.07.2008. Бюл. №20, 4 с.
58. Туренко А.Н. Основы прикладной теории колебаний: учебное пособие с грифом Министерства образования и науки Украины / А.Н. Туренко, А.Д. Сопко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко, С.Я. Ходырев. – Х.: ХНАДУ, 2002. – 130с.
59. Туренко А.М. Функціональний розрахунок гальмівної системи автомобіля з барабанними гальмами та регулятором гальмівних сил: підручник з грифом Міністерства освіти і науки України / А.М. Туренко, В.О. Богомолов, В.І. Клименко, С.Я. Ходирєв, В.І. Кирчатий, М.Г. Михалевич. – Х.: ХНАДУ, 2003. – 120с.
60. Туренко А.М. Автотехнічна експертиза. Дослідження обставин ДТП: підручник для вищих навчальних закладів / А.М. Туренко, В.І. Клименко, О.В. Сараєв, С.В. Данець. – Х.: ХНАДУ, 2013. – 320с.
61. Богомолов В.А. Моделирование систем управления в SIMULINK: учебное пособие / В.А. Богомолов, А.Г. Гурко, В.И. Клименко, Д.Н Леонтьев, А.Н. Красюк. – Х.: ХНАДУ, 2017. – 232с.
62. Regulation №13 of the Economic Commission for Europe of the United Nations (UN/ECE) — Uniform provisions concerning the approval of vehicles of categories M, N and O with regard to braking [2016/194] [Electronic resource] : in force OJL 42, 18.02.2016 // EUR-Lex Access to European Union law. – Access mode: http://eur-lex.europa.eu/legalcontent/EN/TXT/?qid=1512034253794&uri=-CELEX: 42016X0218(01). – address from the screen.
63. Угода про прийняття єдиних технічних приписів для колісних транспортних засобів, предметів обладнання та частин, які можуть бути встановлені та/або

використані на колісних транспортних засобах, і про умови взаємного визнання офіційних затверджень, виданих на основі цих приписів [Електронний ресурс] : включає поправки, що набули чинності 16 жовтня 1995 року : про приєднання до Угоди додатово див. Закон №1448-III (1448-14) від 10.02.2000 : попередня назва Угоди : Угода про прийняття єдиних умов офіційного затвердження про взаємне визнання офіційного затвердження предметів обладнання та частин механічних транспортних засобів, укладена в Женеві 20 березня 1958 року // Верховна Рада України : Законодавство України. – Офіц. сайт. – Режим доступу: http//zakon0.rada.gov.ua/laws/show/995_343. – Назва з екрану.

64. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження дорожніх транспортних засобів категорії M, N і O стосовно гальмування. (Правила ЄЕК ООН №13-09:2000, IDT) : ДСТУ UN/ECE R 13-09:2002. – [Чинний від 25.12.2002]. – Київ : Державтотранс НДІпроект, 2002. – 324 с. – (Національний стандарт України).

65. Приводы пневматические тормозных систем автотранспортных средств. Технические требования : ГОСТ 4364-81. – Москва : Изд-во стандартов, 1981. – 12 с. – (Заменен в Украине на ДСТУ UN/ECE R 13-09:2002 для транспортных средств, проектирование которых началось после 01.01.2003 г.).

66. Тормозные системы и тормозные свойства автотранспортных средств. Нормативы эффективности. Общие технические требования: ГОСТ 22895-77*. – Москва : Изд-во стандартов, 1993. – 20 с. – (Заменен в Украине на ДСТУ UN/ECE R 13-09:2002 для транспортных средств, проектирование которых началось после 01.01.2003 г.).

67. Камеры тормозные пневматических приводов к тормозам автотранспортных средств. Основные типы, параметры и размеры : ОСТ 37.001.228 – 80. – Москва : Минавтопром, 1980. – 32 с.

68. Тормозные свойства транспортных средств. Методы испытаний : ОСТ 37.001.067-86. – Москва : Минавтопром, 1986. – 62 с.

69. Автотранспортні засоби. Гальмівні системи. Терміни та визначення : ДСТУ 2919-94. – [Чинний від 01.01.1996]. – Київ : Державтотранс НДІ-проект, 1995. – 26 с. – (Національний стандарт України).
70. Засоби транспортні дорожні. Типи. Терміни та визначення : ДСТУ 2984-95. – [Чинний від 01.01.1996]. – Київ : Державтотранс НДІпроект, 1995. – 22 с. – (Національний стандарт України).
71. Засоби транспортні дорожні. Експлуатаційні вимоги безпеки до технічного стану та методи контролю : ДСТУ 3649-97. – [Чинний від 01.01.1999]. – Київ : Державтотранс НДІпроект, 1997. – 46 с. – (Національний стандарт України).
72. Математична модель пневматичної підвіски транспортних засобів / А. М. Туренко, В. І. Клименко, В. О. Богомолов, А. І. Шилов // Вісник Тернопільського державного технічного університету. – Тернопіль : ТДТУ. – 2000. – Т. 5, No 4. – С. 124-127.
73. Лапин Ю. В. Внутренние течения газовых смесей / Ю. В. Лапин, М. Х. Стрелец. – М. : Наука, 1989. – 368 с.
74. Рид Р. Свойства газов и жидкостей: справочное пособие : пер. с англ. / Р. Рид , Дж. Прауснищ, Т. Шервуд. – Л. : Химия, 1982. – 592 с.
75. Маринин В. С. Теплофизика альтернативных энергоносителей / В. С. Маринин; НАН Украины, Ин-т пробл. машиностроения им. А. Н. Подгорного. – Харьков : Форт, 1999. – 212 с.
76. Гуревич Г. Р. Справочное пособие по расчёту фазового состояния и свойств газоконденсатных смесей / Г. Р. Гуревич, А. И. Брусиловский. – Москва : Недра, 1984. – 264 с.
77. Природный газ в двигателях / А. П. Кудряш, В. В. Пашков, В. С. Маринин, Д. А. Москаленко. – Киев : Наук. думка, 1990. – 200 с.
78. Варгафтик Н. Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей / Н. Б. Варгафтик. – Москва : Наука, 1972. – 720 с.
79. Справочник по теплопроводности жидкстей и газов / Н. Б. Варгафтик, Л. П. Филиппов, А. А. Тарзиманов, Е. Е. Тоцкий. – Москва : Энергоатомиздат, 1990. – 352 с.

80. Теплофизические свойства технически важных газов при высоких температурах и давлениях / В. Н. Зубарев, А. Д. Козлов, В. М. Кузнецов и др. - Москва : Энергоатомиздат, 1989. – 232 с.

81. Термодинамические свойства воздуха / В. В. Сычёв, А. А. Вассерман, А. Д. Козлов, Г. А. Спиридонов, В. А. Цымарный / Гос. служба стандарт. справ. данных. Серия монографий. – Москва : Изд-во стандартов, 1978. – 278 с.

82. Wilcox D.C. Turbulence modeling for CFD / D. C. Wilcox. – La Canada : DCW Industries, 1994. – 460 p.

83. Андерсон Д. Вычислительная гидромеханика и теплообмен: пер. с англ. : в 2 т. Т.2 / Д. Андерсон, Дж. Таннехилл, Р. Плетчер. – Москва : Мир, 1990. – 392 с.

84. Гогричиани Г. В. Переходные процессы в пневматических системах / Г. В. Гогричиани, А. В. Шипилин. – Москва : Машиностроение, 1986. – 160 с.

85. Литке П. Е. Прогнозирование динамики пневмопривода при проектировании тормозной системы прицепов-тяжеловозов / П. Е. Литке, В. В. Жестков // Автомобильная промышленность. – 1983. – Вып. 5. – С. 23–25.

86. Корн Г. Справочник по высшей математике : для научных работников и инженеров / Г. Корн, Т. Корн. – Москва : Наука, 1977. – 832 с.

87. Соколовский Г. А. Нестационарные трансзвуковые и вязкие течения в турбомашинах / Г. А. Соколовский, В. И. Гнесин. – Киев : Наук. думка, 1986. – 264 с.

88. Годунов С.К., Забродин А.В., Иванов М.Я. и др. Численные решения многомерных задач газовой динамики. – Москва : Наука, 1976. – 400 с.

89. Флетчер К. Вычислительные методы в динамике жидкостей : пер. с англ. : в 2 т. Т.1 : Основные положения и общие методы / К. Флетчер. – Москва : Мир, 1991. – 502 с.

90. Флетчер К. Вычислительные методы в динамике жидкостей : пер. с англ. : в 2 т. Т.2 : Методы расчёта различных течений / К. Флетчер. – Москва : Мир, 1991. – 552 с.

91. Бэтчелор Дж. Введение в динамику жидкости : пер. с англ. / Дж. Бэтчелор. – Москва : Мир, 1973. – 758 с.

92. Abalakin I. The behavior of two near-wall models for k −ε prediction of stall / Ilya Abalakin, Bruno Koobus // INRIA. – 2000. – No 4075. – 31 p.
93. Yershov S. V. Invited lecture: Numerical simulation of 3D viscous turbomachinery flow with high-resolution ENO scheme and modern turbulence model / S. V. Yershov, A. V. Rusanov // CFD for Turbomachinery Application: Seminar/Summer School. 01-03 Sept. 2001, Gdansk (Poland). – Gdansk, 2001. – P. 197–214.
94. Yershov S. V. The high resolution method of Godunov's type for 3D viscous flow calculations / S. V. Yershov, A. V. Rusanov // Proceedings of the 3rd Colloquium on Process Simulation: Computational Fluid Dynamics Coupled with Chemical Kinetics, Combustion& Thermodynamics, Espoo, Finland, 12-14 June 1996 / Helsinki University of Technology. – Helsinki, 1996. – P. 69–85.
95. Yershov S. V. The new implicit ENO method for 3D viscous multi stage flow calculations / S. V. Yershov, A. V. Rusanov // Computational Fluid Dynamics '96. Proc. 3rd ECCOMAS Computational Fluid Dynamics Conf., Paris (France). – 1996. – P. 911–916.
96. Yershov S. V. Modification of algebraic turbulence model used in code FlowER / S. V. Yershov, A. V. Rusanov // Modelowanie turbulencji w zastosowaniach technicznych : Zeszyty Naukowe IMP PAN : Studia i Materialy 486/14448/97. – Gdansk : IMP PAN, 1997. – P. 95–102.
97. Simulation of turbomachinery flows using a 3D RANS solver with Menter SST turbulence model / S. Yershov, A. Rusanov, P. Lampart, J. Swirydczuk, A. Gardzilewicz // Euler and Navier Stokes Equations, Prague, Czech Republic, 23-25 May 2001. – 2001. – P. 145–148.
98. Roe P. L. Approximate Riemann Solvers, Parameter Vectors, and Difference Schemes / P. L. Roe // Journal Of Computational Physics. – 1981. – Vol. 43, № 2. – P. 357–372.
99. Ершов С. В. Квазимонотонная ENO-схема повышенной точности для интегрирования уравнений Эйлера и Навье-Стокса / С. В. Ершов // Математическое моделирование. – 1994. – Т. 6. – С. 63–75.

100. Wesseling P. An introduction to multigrid methods / P. Wesseling. – NewYork : John Wiley&Sons ltd, 1992. – 282 p.

101. Теплотехника : учеб. для вузов / под ред. В. Н. Луканина. – Москва : Высшая школа, 1999. – 671 с.

102. Герц Е. В. Динамика пневматических систем машин / Елена Васильевна Герц. – Москва : Машиностроение, 1985. – 256 с.

103. Метлюк Н. Ф. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей / Н. Ф. Метлюк, В. П. Автушко. – Москва : Машиностроение, 1980. – 231 с.

104. Пат. 6364430 США, МКИ B60T 8/36. Solenoid valve anti-lock brake system / Park Kyung-III (Южная Корея) ; заявитель и патентообладатель Mando Machinery Corporation. – No 435740 ; заявл. 8.11.1999 ; опубл. 02.04.2002, НКИ 303/119.2. – 23 с.

105. Пат. 5154203 США, МПК B60T 15/02 НКИ 137/116.3. Proportional modulator for an electropneumatic braking system / Jeffrey J. Krause, Paul W. Wozniak, Ronald E. Squires (США) ; заявитель и патентообладатель Allied-Signal Inc. (США). – No 599,761 ; опубл. 18.10.1990. – 5 с.

106. Пат. 6325468 США, МПК B60T 8/64 НКИ 303/18. EBS modulator with direct exhaust capability / Thanh Ho, Robert J. Herbst ; заявитель и патентообладатель Thanh Ho, Robert J. Herbst (США). – No 09/165,470; заявл. 02.10.1998; опубл. 4.12.2001 – 8 с.

107. Пат. 6467854 B2 USA. МКП7 B 60 T 8/34. Braking pressure modulator for a trailer with electronic braking system / Dieter Frank, Gerdt Schreibert, Peter Homann, Armir Sieker, Andreas Kranz, Hans-Klaus Wolff, Dirk Meier ; заявитель и патентообладатель WABCO GmbH and Co., OHG (DE) – № 09/792411 ; заявл. 23.02.2001 ; опубл. 22.10.2002. - 14 с.

108. Пат. 6626505 B2 USA. МКП7 B 60 T 13/70. Braking pressure modulator for an electronic braking system / Dieter Frank, Gerdt Schreibert, Peter Homann, Armir Sieker, Andreas Kranz, Hartmut Schapler, Hans-Klaus Wolff, Dirk Meier ; заявитель и патентообладатель WABCO GmbH and Co., OHG, Hannover (DE) – No 09/792429 ; заявл. 22.02.2001 ; опубл. 30.09.2003. – 16 с.

109. Ломака С. И. Автоматизация процесса торможения автомобиля : учебн. пособ. [для студентов специальности ”Автомобили и автомобильное хозяйство“] / С. И. Ломака, Н. Н. Алекса, Е. М. Гецович. – Киев : УМК ВО, 1988. – 88 с.

110. Электронная тормозная система Кнорр-Бремзе – шаг к новому уровню активной безопасности грузового автотранспорта. / Г. Г. Клюшкин, Н. В. Кравцов, В. С. Перфильев, В. А. Галашин // Грузовик. – 2002. – No 9 – С. 43–45.

111. Попов А. И. Разработка и исследование электропневматического тормозного привода автопоезда : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / Андрей Иванович Попов. – Москва. – 1988. – 289 с.

112. Фрумкин А. К. Современные антиблокировочные и противобуксовочные системы грузовых автомобилей, автобусов и прицепов : [обзорная информация] / [А. К. Фрумкин, И. И. Алышев, А. И. Попов]. – Москва : ЦНИИТЭАВТОПРОМ, 1990. – 55 с.

113. Пильгуй В. Б. Совершенствование мембранных исполнительных механизмов пневматического тормозного привода автомобиля : дис. ... канд. техн. наук : 05.22.02 / Владимир Борисович Пильгуй ; Харьков. – 1995. – 229 с.

114. Повышение эффективности торможения автотранспортных средств с пневматическим тормозным приводом / [А. Н. Туренко, В. И. Клименко, В. А. Богомолов, В. И. Кирчатый]. – Харьков : ХГАДТУ, – 2000. – 472 с.

115. Гуревич Л. В. Пневматический тормозной привод автотранспортних средств : устройство и эксплуатация / Л. В. Гуревич, Р. А. Меламуд. – Москва : Транспорт, 1988. – 224 с.

116. Пат. 5288139 США, МКИ B60T 13/68. Electropneumatic braking system / W. A. Singleton, R. D. Burns (США) ; заявитель и патентообладатель Allied-Signal Inc. – No 894386 ; заявл. 05.06.92 ; опубл. 22.02.94, НКИ 303/15. – 9 с.

117. Пат. 5938713 США, МКИ B60T 8/34. Vehicle antilock braking device / Nagao Miyazaki (Япония) ; заявитель и патентообладатель Japan Electronics Industry. –No 818270 ; заявл. 17.03.1997 ; опубл. 17.08.1999, НКИ 701/71. – 31 с.

118. Пат. 5951122 США, МКИ B60T 8/32. Antiskid control and wheel lock protection differential reference controller / J. T. Murphy (США) ; заявитель и панентообладатель The B.F. Goodrich Company. – No 001571 ; заявл. 31.12.1997; опубл. 14.09.1999, НКИ 303/163. – 14 с.

119. Пат. 6609769 США, МКИ B60T 15/54. Apparatus and method for pneumatically controlled graduated brake pressure release for freight train brake system / J. E. Hart, T. Engle (США) ; заявитель и патентообладатель Westinghouse air brake technologies corporation. – No 894053 ; заявл. 18.06.2001 ; опубл. 26.08.2003, НКИ 303/74. – 25 с.

120. Пат. 5967625 США, МКИ B60T 8/40. Braking system with independent antilock control channels / D. F. Reuter, E. W. Lloyd (США) ; заявитель и патентообладатель General Motors Corporation. – No 990425 ; заявл. 15.12.1997 ; опубл. 19.10.1999, НКИ 303/116.1. – 9 с.

121. Пат. 6619760 США, МКИ B60T 013/66. Closed-loop control algorithm for an eddy current braking system / S. Anwar (США) ; заявитель и патентообладатель Visteon Global Technologies. – No 093806 ; заявл. 7.03.2002 ; опубл. 16.09.2003, НКИ 303/20. – 9 с.

122. Пат. 6033042 США, МКИ B60T 13/66. Vehicle brake system with powertrain dynamic braking / D. Klemen (США) ; заявитель и патентообладатель General Motors Corporation. – No 034429 ; заявл. 03.03.1998 ; опубл. 07.03.2000, НКИ 303/152. – 5 с.

123. Пат. 6050655 США, МКИ B60T 8/70. Antiskid brake controller / Y. Naito, Ch. Fujimoto (Япония) ; заявитель и патентообладатель Mitsubishi Denki Kabushiki Kaisha. – No 969547 ; заявл. 13.11.1997 ; опубл. 18.04.2000, НКИ 303/173. – 21 с.

124. Пат. 6257680 США, МКИ B16T 13/00. Braking system for railroad car/semi-tractor combination / C. R. Jacob (США) ; заявитель и патентообладатель C. R. Jacob. – No 261403 ; заявл. 3.03.1999 ; опубл. 10.07.2001, НКИ 303/9.73.

125. Туренко А. Н. Повышение эффективности торможения грузовых и пассажирских автотранспортных средств с пневматическим тормозным

приводом: монография / Анатолий Николаевич Туренко. – Харьков : ХГАДТУ, – 1997. – 352 с.

126. Герц Е. В. Расчет пневмопривода / Е. В. Герц, Г. В. Крейнин. – Москва : Машиностроение, 1975. – 272 с.

127. Холзунов А. Г. Основы расчёта пневматических приводов / А.Г. Холзунов. – Москва : Машгиз, 1959. – 161 с.

128. Погорелов В. И. Газодинамические расчёты пневматического привода / В. И. Погорелов. – Москва : Машиностроение, 1971. – 184 с.

129. Погорелов В. И. Элементы и системы гидропневмоавтоматики: Учеб. пособ. / В.И. Погорелов. – Ленинград: Изд-во Ленингр. ун-та, 1979. – 184 с.

130. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И. Е. Идельчик. – Москва : Машиностроение, 1992. – 672 с.

131. Логвинов В. П. Разработка и исследование пневмогидравлического усилителя привода управления сцеплением большегрузного автомобиля : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.22.02 ”Автомобили и тракторы“/ Валерий Павлович Логвинов. – Харьков, 2001. – 18 с.

132. Гликман Б. Ф. Нестационарные течения в пневматически цепях. / Б. Ф. Гликман. – Москва : Машиностроение, 1979. – 256 с.

133. Совершенствование методики динамического расчета трубопровода автомобильного пневматического привода / Туренко А. Н., Клименко В. И., Богомолов В. А., Косый Р. А., Сопко А. Д., Ларин А. Н. // Автомобильный транспорт : сб. науч. тр. / Харьк. нац. автомоб.-дор. ун-т. – Харьков : ХНАДУ, 2001. – Вып. 7/8. – С. 122-125.

134. Дольберг В. И. Повышение эффективности пневматического тормозного привода автотранспортных средств в аварийных и экстренных режимах торможения : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / Владимир Исаакович Дольберг. – Харьков, 1995. – 229 с.

135. Метлюк Н. Ф. Динамика и методы улучшения переходных характеристик тормозных приводов автомобилей и автопоездов : дис. ... докт. техн. наук. / Николай Федорович Метлюк. – Минск, 1973. – 312 с.

136. Автушко В. П. Исследование динамики пневматических элементов тормозного привода автомобилей / В. П. Автушко, Н. Ф. Метлюк // Пневматика и гидравлика. Приводы и системы управления. Вып. 3 / под. общ. ред. Е. В. Герц. – Москва : Машиностроение, 1976. – С. 5-12.

137. Метлюк Н. Ф. Динамический расчет простейшей цепи пневматических приводов / Н. Ф. Метлюк, В. П. Автушко // Автомобильный транспорт и дороги. – 1975. – No 2 – С. 62-69.

138. Рыжих Л. А. Особенности рабочих процессов пневматического тормозного привода автомобилей при низких температурах : дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Леонид Александрович Рыжих ; ХАДИ. – Харьков, 1987. – 219 с.

139. Богомолов В. А. Создание и исследование систем управления торможением автотранспортных средств : дис. ... докт. техн. наук : 05.22.02 / Виктор Александрович Богомолов ; ХГАДТУ. – Харьков, 2001. – 555 с.

140. Беленький Ю. Б. Новое в расчете и конструкции тормозов автомобиля / Ю. Б. Беленький, М. И. Дронин, Н. Ф. Метлюк. – Москва : Машиностроение, 1965. – 117 с.

141. Adaptive Cruise Control The intelligent solution [Электронный ресурс] : WABCO 2005. – 1 электрон. опт. диск (DVD-ROM) – Системные требования: Windows 2000/XP ; Acrobat Reader. – Загл. экрана.

142. BVA/EBS Gutachterliche Stellungnahme TUH ATC-TB 2002-64.00 [Electronic resource]. – Hannover : WABCO INFORM, 2004. – 8 p. – Access mode : http://inform.wabco-auto.com/intl/pdf/600/bva_ebs_tb2002-64.00.pdf. – Title from the screen.

143. EBS (EPB) – Electronically Controlled Braking System: Description of system and Function. [Electronic resource]. – A Division WABCO Standart GmbH, 1998. – 36 p. – Access mode : http://www.wabco-auto.com. – Title from the screen.

144. Electronic braking system for Trailers with roll over protection. KNORR-BREMSE System for comercial Vechicles [Electronic resource]. – Product informations. – Access mode : http://www.knorr-bremsecvs.com/ru/ – Title from the screen.

145. Electronically Controlled Braking System Description of system and Function. [Electronic resource]. – A Division WABCO Standart GmbH. EBS (EPB), 2003. – 32 p. – Электрон. дан. – WABCO, 2005. – 1 электрон. опт. диск (DVD-ROM) – Систем. требования : Windows 2000/XP ; Acrobat Reader. – Title from the screen.

146. Electronically Controlled Brake System in motor coaches. System and functional Description. [Electronic resource]. – A Division WABCO Standart GmbH. EBS (EPB), 2003. – 32 p. – Электрон. дан. – WABCO, 2005. – 1 электрон. опт. диск (DVD-ROM) – Систем. требования : Windows 2000/XP ; Acrobat Reader. – Title from the screen.

147. Богдан Н. Перспективные направления развития электропневматических тормозных приводов с электронным управлением. / Н. Богдан, В. Гуськов, Э. Саркисян // Тормоза грузовых автомобилей, автобусов и прицепов. – 1988. – No 5. – С. 76-84.

148. Electronically Controlled Braking Systems for Trailers [Electronic resource]. – A Division WABCO Standart GmbH. EBS (EPB), 2003. – 28 p. – Электрон. дан. – WABCO, 2005. – 1 электрон. опт. диск (DVD-ROM) – Систем. требования : Windows 2000/XP ; Acrobat Reader. – Title from the screen.

149. Stender A. Trailer EBS E with Trailer Central Electronic 2S/ 2M - 4S/ 3M [Electronic resource] / A. Stender, N. Witte – Hanover : WABCO INFORM, 2007. – 43 p. – Access mode : http://inform.wabco-auto.com/intl/pdf/600/id_eb1-23_8.pdf – Title from the screen.

150. Trailer EBS D – System Description [Electronic resource]. – Hanover : 103.104.105.106.107.108.WABCO INFORM, 2006. – 41 p. – Access mode : http://www.wabco-auto.com – Title from the screen.

151. Меламуд Р. А. Характеристики электропневматических модуляторов противоблокировочных устройств : конструирование, исследования, технология и экономика производства автомобиля / Р. А. Меламуд, А. М. Ахметшин // Транспорт. – 1984. – No 9. – С. 73-94.

152. Ахметшин А. М. Влияние конструкции электропневматических модуляторов на рабочий процесс антиблокировочных тормозных систем

грузовых автомобилей: Конструирование, исследования, технология и экономика производства автомобиля / А. М. Ахметшин, Р. А. Меламуд // Транспорт. – 1984. – No 12. – С. 22-30.

153. Алекса Н. Н. Исследование влияния основных параметров модулятора давления в пневмоприводе тормозов на эффективность торможения автомобиля с противоблокировочным устройством : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / Николай Николаевич Алекса ; ХАДИ. – Харьков, 1978. – 157 с.

154. Антиблокировочные и противобуксовочные системы легковых автомобилей : [обзорная информация] / [упоряд.: А. К. Фрумкин, И. И. Алышев, А. И. Попов]. – Москва : ЦНИИТЭАВТОПРОМ, 1989. – 51 с.

155. Ломака С. И. Исследование влияния противоблокировочных устройств на процесс торможения автомобиля : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / Степан Иосифович Ломака ; ХАДИ. – Харьков, 1965. – 288 с.

156. Пат. 1258733 СССР. МКП4 B 60 T 8/38. Электропневматический модулятор для противоблокировочной тормозной системы автомобиля / Н. Г. Мальцев, П. И. Мороз ; заявитель и патентообладатель Минский дважды ордена Ленина и ордена Октябрьской революции автомобильный завод (СССР). – No 3896325/27-11 ; заявл. 16.05.85 ; опубл. 23.09.86, Бюл. № 35. – 4 с.

157. Пат. 1595335 СССР. МКП5 B 60 T 8/38. Регулировочный клапанный узел / Йоганнес Меллер (DE) ; заявитель и патентообладатель Вабко Вестингхауз, Фарцойгбремзен ГмбХ (DE). – No 4356298/25-11 ; заявл. 22.08.88 ; опубл. 23.09.90, Бюл. No 35. – 6 с.

158. Пат. 19700405 A1 DE. МКП6 F 16 K 31/06. Magnetventil / Diogenes Perez-Cuadro ; заявитель и патентообладатель ITT Automotive Europe GmbH, Frankfurt (DE). – No 19700405.9 ; заявл. 09.01.1997 ; опубл. 16.07.1998. – 8 p.

159. Пат. 2000106832 RU. МКП7 B 61 H 1/00. Запорный электропневматический клапан тормозного цилиндра локомотива / В. В. Гуляев, Г. Ф. Мельников, В. А. Сергеев ; заявитель и патентообладатель Иркутский институт инженеров железнодорожного транспорта (RU). – № 2000106832/28 ; заявл. 20.03.2000; опубл. 27.01.2002.

160. Пат. 2001/0033105 US. МКП7 B 60 T 13/00. Braking pressure modulator for an electronic braking system / Dieter Frank, Gerdt Schreibert, Peter Homann, Armir Sieker, Andreas Kranz, Hartmut Schapler, Hans-Klaus Wolff, Dirk Meier. – No 09/792429 ; заявл. 15.05.2001 ; опубл. 25.10.2001.

161. Пат. 2185978 RU. МКП7 B 60 T 8/36. Электропневматический модулятор давления с ускорительным клапаном / П. П. Борисов, Е. П. Малышева; заявитель и патентообладатель П. П. Борисов , Е. П. Малышева. – № 2000129760/28 ; заявл. 29.11.2000 ; опубл. 27.07.2002.

162. Пат. 6179000 B1 USA. МКП5 B 60 T 15/02. Three-way valve / David B. Zdobinski, Cristopher E. Epler ; заявитель и патентообладатель Automatic swich company, Florham Park NJ (US). – No 09/439271 ; заявл. 12.11.1999 ; опубл. 30.01.2001.

163. Пат. 6206481 США, МПК B60T 8/50 НКИ 303/7. Trailer control valve for a compressed air brake system for motor vehicles / Olaf Kaisers, Eberhard Schaffert (Германия) ; заявитель и патентообладатель Knorr-Bremse (Германия). – № 09/142.477 ; заявл. 11.12.1996 ; опубл. 12.09.1997.

164. Пат. 6276764 B1 USA. МКП7 B 60 T 8/36. Solenoid valve for antilock brake system / Kyunf-III Park ; заявитель и патентообладатель Mando Machinery Corporation, Gunpo KR (US). – No 09/440328 ; заявл. 15.11.1999 ; опубл. 21.08.2001.

165. Пат. 2083398 RU. МКП6 B 60 T 8/38. Электропневматический модулятор давления / П. П. Борисов ; заявитель и патентообладатель Петр Павлович Борисов. – No 94013563/11 ; заявл. 15.04.94 ; опубл. 10.07.97.

166. Конструкции существующих электропневмоприводов и их недостатки / Туренко А. Н., Клименко В. И., Богомолов В. А., Михалевич Н. Г. // Автомобильный транспорт : сб. науч. тр. / Харьк. нац. автомоб.-дор. ун-т. – 2001. Вып. 7/8. – С. 209-211.

167. Кишкевич П. Н. Исследование пневматического тормозного привода в циклическом режиме работы и обоснование параметров модулятора противоблокировочной системы большегрузных автомобилей : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / Павел Нестерович Кишкевич. – Минск, 1979. – 239 с.

168. Северин А. А. Совершенствование исполнительной части антиблокировочной системы автомобилей с пневматическим тормозным приводом : дис. ... канд. техн. наук : спец. 05.05.03 / Александр Александрович Северин ; ХАДИ. – Харьков, 1985. – 217 с.

169. Ходырев С. Я. Разработка и исследование механического противоблокировочного устройства для автомобильных и тракторных тормозних систем с пневматическим приводом. автореф. дис. ... канд. техн. наук : спец. 05.05.03 / Сергей Яковлевич Ходырев ; ХАДИ. – Харьков, 1985. – 26 с.

170. Гецович Е. М. Колёсные и гусеничные машины высокой проходимости : в 10 т. Т.1 : Адаптивные тормозные системы армейских колёсных машин / Е. М. Гецович. – Харьков : ХГПУ, 1999. – 185 с.

171. Перспективные электропневматические приводы в автотракторостроении / [Н. В. Богдан, В. Ю. Сидоренко, Е. И. Габа, А. И. Рахлей]. – Минск : БелНИИНТИ, 1990. – 56 с. – (Обзорная информация).

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

173. Разработка электропневматического тормозного привода с электронным управлением для автомобилей ЗиЛ : отчет о НИР : в 2 т. – Москва : НИИавтоприборов, 1983. – 250 с.

174. Гецович Е. М. Оценка на математических моделях следящего действия и расхода запасов сжатого воздуха при широтно-импульсной модуляции давления / Е.М. Гецович, А.И. Бондаренко // Вестник национального технического университета ”ХПИ“ : [сб. науч. трудов]. (Тематический выпуск ”Автомобиле- и тракторостроение“). – 2005. – No 13. – С. 93-97.

175. Гуревич Л. В. Подсистема контроля и сигнализации об отказах автомобильного электропневматического тормозного привода с электронным управлением / Л. В. Гуревич. – Москва, 1984. – 23 с. – Деп. в НИИНавтопром 12.11.1984, No 1112.

176. Попов А. И. Оценка характеристик электропневматического тормозного привода / А. И. Попов, В. В. Нужный // Пути совершенствования автомобиля и его агрегатов /. Моск. автомоб.-дор. ин-т. – Москва, 1988. – С. 35-40.

177. Тер-Акопов А. К. Динамика быстродействующих электромагнитов / А. К. Тер-Акопов. – Москва, Ленинград : Энергия, 1965. – 168 с.

178. Жиль Ж. Теория и техника следящих систем / Ж. Жиль, М. Пелегрен, П. Декольн ; пер с англ. А. М. Баткова, А. С. Ускова, М. И. Агеевой. – Москва : ”МАШГИЗ“, 1961. – 804 с.

179. Control Valve Handbook [Electronic resource]. / Fisher Controls International Inc. – Third edition. – 295 p. – Access mode : http:// www.pacontrol.com/-download/Emerson-Control-Valve-HandBook.pdf. – Title from the screen.

180. Туренко А. М. Придатність гіперболічної функції витрати для розрахунку пневматичного гальмового приводу автотранспортного засобу / А. М. Туренко, В. О. Богомолов, В. І. Клименко, А. О. Цуприк // Всеукраїнський щомісячний науково-технічний і виробничий журнал «Машинознавство». – Львів, 2000. – Вип. 9. – С. 35-38.

181. Сучасні електронні гальмівні системи автомобілів / А. Н. Туренко, В. И. Клименко, Л. О. Рижих, С. Й. Ломака, Д. М. Леонтьєв // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету. – Кременчук : КДПУ, 2006. — Вип. 2 – С. 64-66.

182. Аналіз алгоритмів регулювання гальмівних сил регуляторів з електронним керуванням / А. М. Туренко, В. І. Клименко, Л. О. Рижих, Д. М. Леонтьєв, С. Й. Ломака // Вісник Житомирського державного технологічного університету. – Житомир : ЖДТУ, 2006. – Вип. 4. – С. 26-34.

183. Туренко А. М. Моделювання перехідних процесів у пневматичному приводі з послідовно сполученими ланками / А. М. Туренко, В. О. Богомолов, В. І. Клименко, О. В. Крамський // Автошляховик України. Науково-виробничий журнал. – Київ : 2006. – Вип. 6. – С. 16-18.

184. Ляпунов А. М. Общая задача об устойчивости движения / А. М. Ляпунов. – Москва : Гостехиздат, 1950. – 464 с.

185. Исследование качения автомобильного колеса с максимальной эффективностью в тормозном режиме / Д. Н. Леонтьев, А. Н. Туренко,

С. И. Ломака, Л. А. Рыжих, А. В. Быкадоров // Автомобильный транспорт : сб. науч. тр. / Харк. нац. автомоб.-дор. ун-т. – Харьков : ХНАДУ, 2011. – Вып. No 29. – С. 23-28.

186. Пат. 1594029 СССР. МКП5 В 60 Т 13/68. Электропневматический тормозной привод транспоротного средства / Н. Г. Мальцев, В. Ф. Барсукевич; заявитель и патентообладатель Минский автомобильный завод (СССР). – No 4482453/25-11 ; заявл. 15.09.88 ; опубл. 23.09.90, Бюл. № 35.

187. Гецович Е. М. Влияние системы установки и проходных сечений модулятора давления на расход запасов сжатого воздуха в пневматическом тормозном приводе / Е. М. Гецович А. И. Бондаренко // Вестник национального технического университета ”ХПИ“ : сб. науч. тр. : темат. вып. : “Транспортное Машиностроение” / Нац. техн. ун-т Харк. политехн. ин-т. – Харьков : Изд-во НТУ ”ХПИ“, 2006. – No 26. – С. 81-86.

188. Пат. 1199680 СССР. МКП4 В 60 Т 13/68. Электропневматический тормозной привод / С. И. Ломака, Е. М. Гецович, Н. Н. Алёкса, Н. Ю. Фаворов, Д. Л. Якштес ; заявитель и патентообладатель Харьковский автомобильно-дорожный институт им. Комсомола Украины (СССР). – № 3752653/27-11 ; заявл. 14.06.84 ; опубл. 23.12.85, Бюл. No 47.

189. Вишняков Н. Н. Исследование и расчет современных пневматических приводов автомобилей / Н. Н. Вишняков – Москва : МАДИ, 1979. – 146 с.

190. Косый Р. А. Разработка и исследование тормозного крана пневматического тормозного привода автотранспортного средства : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / Роман Анатольевич Косый . – Харьков, 2000. – 228 с.

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

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

193. Пластмассовые трубопроводы для пневмоприводов / Н. Н. Вишняков, Н. К. Дьячков, Ю. И. Каторгин, Н. Д. Ковалевский // Автомобильная промышленность, 1993. – No 1. – С. 17-19.

194. Крейнин Г. В. Выбор размеров трубопроводов пневматических исполнительных устройств / Г. В. Крейнин // Станки и инструмент, 1962. – № 10. – С. 24-25.

195. Альтшуль А. Д. Гидравлика и аэродинамика / А. Д. Альтшуль, П. Г. Киселев. – Москва : Стройиздат, 1975. – 328 с.

196. Абрамович Б. А. Безопасность человека при ускорениях / Б. А. Абрамович. – Москва : Книга, 2007. – 208 с.

197. Practice for Design of Amusement Rides and Devices : ASTM F2291-06A [inc. with 01.01.06]. – USA. – 105 p.

198. Савельев Б. В. Обоснование статической характеристики тормозной системы автомобиля : автореф. дис. ... канд. техн. наук : спец. 05.05.03 ”Автомобили и тракторы“/ Б. В. Савельев. – Москва, 1988. – 21 с.

199. Определение характеристик статической точности электропневматического тормозного привода / Туренко А. Н., Алёкса Н. Н., Клименко В. И., Серый А. А., Черков С. В. // Автомобильный транспорт : сб. науч. тр. / Харьк. нац. автомоб.-дор. ун-т. – Харьков : ХНАДУ, 2001. – Вып. 6. – С. 35-37.

200. Гуревич Л. В. Тормозное управление автомобиля / Л. В. Гуревич, Р. А. Меламуд. – Москва : Транспорт, 1978. – 152 с. : ил., табл.

201. Блохин А. В. Теория эксперимента : курс лекций : в 2 ч. / А. В. Блохин. – Минск : БГУ, 2002. – 68 с.

202. Налимов В. В. Теория эксперимента / В. В. Налимов. – Москва : Наука, 1971. – 208 с.

203. ГОСТ 8.010-90. Методика выполнения измерений. – Москва : Изд-во стандартов, 1991. – 14 с.

204. Клименко В. И. Влияние эксплуатационных показателей на конструкцию и характеристики пневматического тормозного привода автотранспортных

средств : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / Валерий Иванович Клименко. – Харьков, 1984. – 188 с.

205. Краткий автомобильный справочник / Понизовкин А. Н., Власко Ю. М., Ляликов М. Б. и др. – Москва : Трансконсалтинг, 1994. – 779 с.: ил., табл.

206. Новицкий П. В. Оценка погрешностей результатов измерений / П. В. Новицкий, И. А. Зограф. – Ленинград, 1991. – 304 с.: ил.

207. Рубанов О. А. Исследование нелинейного распределения осевых тормозных сил автомобилей с пневматическим приводом тормозов : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / Олег Анатольевич Рубанов. – Харьков, 1993. – 324 с.

208. Systems And Components In Commercial Vehicles. [Электронный ресурс]: Технический проспект. A Division WABCO Standart GmbH. EBS (EPB) –2003 edition 28 с. – Электрон. текстовые данные. WABCO 2005. 1 электрон. опт. диск (DVD-ROM) – Системные требования: Windows 2000/XP. Acrobat Reader. – Загол. с экрана.

209. Саркисян Э. В. Экспериментальные исследования по выбору параметров электропневматической тормозной системы тракторного поезда / Э. В. Саркисян, Н. В. Богдан, Л. Хайро Хиральдо // Механизация и электрификация сельского хозяйства : сб. науч. тр. – Минск : Урожай, 1981. – No 24. – С. 168-171.

210. Князев И. М. Статическая характеристика тормозной системы с электропневматическим приводом / И. М. Князев, Б. В. Савельев // Повышение производительности и безопасности автомобилей. – 1989. – № 5. – С. 62-69.

211. Акопян Р. А. Пневматическое подрессоривание автотранспортних средств / Р. А. Акопян. – Львов: Вища школа, 1984. – Ч. 1-3. – 668 с.

212. Акопян Р. А. Сравнительная оценка колебания автобуса с пневматической подвеской и подвеской на листовых рессорах / Р. А. Акопян // Автомобильная промышленность. – 1969. – Вып. 4. – С. 17-19.

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

214. Колебания автомобиля: Испытания и исследования / Я. М. Певзнер, Г. Г. Гридасов, А. Д. Конев, А. Е. Плетнев ; под ред. Я. М. Певзнера. – Москва : Машиностроение, 1979. – 208 с.

215. Коловский М. З. Автоматическое управление виброзащитными системами / М. З. Коловский. – Москва : Наука, 1976. – 248 с.

216. Коняшов В. В. Теоретическое и экспериментальное исследование системы регулирования положения кузова автомобиля с гидропневматической подвеской : автореф. дис. ... канд. техн. наук. / В. В. Коняшов. – Горький, 1970. – 34 с.

217. Мельников А. А. Некоторые вопросы проектирования исследования подвески автомобиля / А. А. Мельников. – Горький : Волго-Вятское кн. изд-во, 1973. – 79 с. : ил.

218. Певзнер Я. М. Пневматические и гидропневматические подвески / Я. М. Певзнер, А. М. Горелик. – Москва : Машгиз, 1963. – 319 с.

219. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля / Р. В. Ротенберг. – Москва : Машиностроение, 1972. – 392 с.

220. Успенский И. Н. Проектирование подвески автомобиля / И. Н. Успенский, А. А. Мельников. – Москва : Машиностроение, 1976. – 168 с.

221. Фурунжиев Р. И. Управление колебаниями многоопорных машин / Р. И. Фурунжиев, А. И. Останин. – Москва : Машиностроение, 1984. – 206 с.

222. The Buick air-poise suspension / McFarland, E. G. Peckham, E. Dietrich. – “SAE Transaction”, 1958. – No 66. – P. 466-470.

223. 1958 Chevrolet level air suspension / K. H. Hansen, J. F. Bertsch, R. E. Denzer. – “SAE Transaction”, 1958. – No 66. – P. 483-490.

224. А. с. 1232509 СССР, МКИ В 60 G 17/04. Регулятор положения кузова транспортного средства с пневматической подвеской / Р. А. Акопян, И. Ф. Сикач, Б. Н. Шамлян, А. Е. Плющев. (СССР). – No 3825287/27-11 ; заявл. 12.12.84 ; опубл. 23.05.86, Бюл. No 19. – 4 с.

225. А. с. 1311947 СССР, МКИ В 60 G 17/04. Регулятор положения кузова транспортного средства / И. Ф. Сикач, И. Р. Вайда, Б. Н. Шамдян. (СССР). – No 3948658/31-11 ; заявл. 05.07.85 ; опубл. 23.05.87, Бюл. No 19. – 3 с.

226. А. с. 1449362 СССР, МКИ В 60 G 17/04. Регулятор положения кузова транспортного средства / В. М. Хрунь, И. Р. Вайда, Е. Г. Скоропад. (СССР). – No 4262590/27-11 ; заявл. 15.06.87 ; опубл. 07.01.89, Бюл. No 1. – 3 с.

227. А. с. 1659237 СССР, МКИ В 60 G 7/04. Регулятор пневматической подвески / И. Ф. Сикач, А. Е. Плющев, И. Р. Вайда. (СССР). – No 4492108/11 ; заявл. 10.10.88 ; опубл. 30.06.91, Бюл. No 24. – 4 с.

228. А. с. 1463519 СССР, МКИ В 60 G 17/04. Регулятор положения кузова транспортного средства с пневматической подвеской / Р. А. Акопян, А. Е. Плющев, И. Р. Вайда, И. С. Керницкий. (СССР). – No 4214664/27-11 ; заявл. 24.03.87 ; опубл. 07.03.89, Бюл. No 9. – 2 с.

229. А. с. 1507598 СССР, МКИ В60 G 17/04. Регулятор положения кузова транспортного средства / А. Е. Плющев. (СССР). – No 4213699/31-11 ;
заявл. 23.03.87 ; опубл. 15.09.89, Бюл. No 34. – 3 с.

230. А. с. 1548088 СССР, МКИ В 60 G 17/04. Регулятор положения кузова транспортного средства / И. Ф. Сикач, И. Р. Вайда, С. М. Назаркевич, Л. Н. Королевич. (СССР). – No 4437188/27-11 ; заявл. 06.06.88 ; опубл. 07.03.90, Бюл. No 9. – 3 с.

231. А. с. 1250482 СССР, МКИ В 60 G 17/04. Регулятор положения кузова транспортного средства / Р. А. Акопян, А. Е. Плющев, И. Р. Вайда, И. С. Керницкий, Л. Н. Королевич. (СССР). – No 3875983/31-11 ; заявл. 28.03.85 ; опубл. 15.08.86, Бюл. No 30. – 2 с.

232. А. с. 958149 СССР, МКИ 60 G 17/04. Устройство для управления пневматической подвеской транспортного средства / Э. П. Елбаев, С. М. Куценко, Ю. П. Рыжков. (СССР) . – No 3244881/27-11 ; заявл. 09.02.81 ; опубл. 15.09.82, Бюл. No 34. – 4 с.

233. Дербаремдикер А. Д. Амортизаторы транспортных машин / А. Д. Дербаремдикер. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва : Машиностроение, 1985. – 200 с.

234. Туренко А. М. Передавальна функція пневматичної підвіски / А. М. Туренко, В. О. Богомолов, В. І. Клименко, А. І. Шилов / Автомобільний транспорт. – Харків : ХНАДУ, 2006. – Вип.19. – С. 11-13.

235. Богомолов В. О. Моделювання дорожньої поверхні для розрахунку динаміки руху транспортних засобів / В. О. Богомолов, В. І. Клименко, А. І. Шилов / Автомобільний транспорт. – Харків : ХНАДУ, 2011. – Вип.29. – С. 37-42.

236. Путилов К. А. Термодинамика / К. А. Путилов. – Москва : Высш. шк., 1971. – 312 с. : ил.

237. Акопян Р. А. Пневматические упругие элементы подвески современных автомобилей / Р. А. Акопян // Автомобильный транспорт. – 1959. – No 7.

238. Бидерман В. Л. К определению характеристики резино-кордного упругого элемента / В. Л. Бидерман, А.А. Лапин // Инженерный сборник АН СССР. Т. 14. – Москва, 1953.

239. Гвинерия К. И. Метод расчета характеристики автомобильной подвески с рукавными упругими элементами / К. И. Гвинерия, Г. Д. Джохадзе, Л. И. Мошашвили // Труды / конференция по теории и расчету автомобилей, работающих в горных условиях. – Тбилиси : Мецниереба, 1968.

240. Чечеткин А. В. Теплотехника: учеб. для хим.-технолог. вузов. / А. В. Чечеткин, Н. А. Занемонец. – Москва : Высш. шк., 1986. – 344с. : ил.

241. Шилов А. И. Совершенствование процесса управления пневматической подвеской автотранспортных средств : дис. ... канд. техн. наук : 05.22.02 / Андрей Иванович Шилов. – Харьков : ХНАДУ, 2002. – 260 с.

242. Акопян Р. А. Об особенностях нового регулятора положения кузова с гидравлическим замедлением для автобусов / Р. А. Акопян, В. А. Поляков // Автомобильная промышленность. – 1966. – Вып. 4. – С. 22-25.

243. Акопян Р. А. Исследование влияния колебательных параметров на вертикальные колебания управляемых колес автобусов с пневматическими подвесками / Р. А. Акопян. // Труды ГСКБ по автобусам. – Львов. –1970. – № 2. – 222 с.

244. Акопян Р. А. Исследование колебаний управляемых колес автобуса с пневматической подвеской при использовании корреляционного анализа / Р. А. Акопян // Труды НАМИ. Всесоюзный семинар по устойчивости и управляемости. – 1969.

245. Абрамович Г. Н. Прикладная газовая динамика / Г. Н. Абрамович. – Москва : Наука, 1969. – 824 с.

246. Атоян К. М. Пневматические системы автомобилей / К. М. Атоян, Я. Н. Каминский. – Москва : Транспорт, 1969. – 88 с.

247. Блейз Н. Г. Автомобильные пневматические приборы / Н. Г. Блейз. – Москва : Воен. изд-во мин. обороны СССР, 1965. – 150 с.

248. Герц Е. В. Пневматические приводы. Теория и расчет / Е. В. Герц. – Москва : Машиностроение, 1969. – 260 с.

249. Герц Е. В. Расчет пневмоприводов : справочное пособие / Е. В. Герц. – Москва : Машиностроение, 1973. – 272 с.

250. Дербаремдикер А. Д. Оптимизация колебаний автомобилей с помощью ЭЦВМ / А. Д. Дербаремдикер, Л. О. Слуцкин // Вопросы расчета, конструирования и исследования автомобиля. Вып. 6. – Москва : Машиностроение, 1975. – С. 121-138.

251. Карабин А. И. Сжатый воздух / А. И. Карабин. – Москва : Машиностроение, 1964. – 343 с.

252. Кожевников С. Н. Гидравлический и пневматический приводы металлургических машин / С. Н. Кожевников, В. Ф. Пешат. – Москва : Машиностроение, 1973. – 360 с.

253. Макаров А. Н. Расчет дроссельных устройств / А. Н. Макаров, М. Я. Шерман. – Москва : Металлургиздат, 1953. – 187 с.

254. Маркевич Н. М. Решение задачи о наполнении и опорожнении сосудов переменной емкости сжимаемым газом, связанный расчетом некоторых систем управления / Н. М. Маркевич // Ученые записки ЛГУ. – Львов. – 1949. – No 114.

255. Навроцкий К. Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов / К. Л. Навроцкий. – Москва : Машиностроение, 1991. – 384 с.

256. Никишкин С. И. Динамическая модель пневмосистем / С. И. Никишкин, Е. М. Халатов, Р. А. Петров // Пневматика и гидравлика. Приводы и системы управления. – Москва : Машиностроение, 1979. – No 7. – С. 117-123.

257. Пневматические приводы и системы управления / под. ред. Артоболевского И. И. – Москва : Наука, 1972. – 298 с.

258. Погорелов В. И. Газодинамические расчеты пневматических приборов / В. И. Погорелов. – Львов : Машиностроение, 1971. – 239 с.

259. Попов Д. Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем / Д. Н. Попов. – Москва : Машиностроение, 1977. – 239 с.

260. Прудников С. Н. Расчёт управляющих устройств пневматических систем / С. Н. Прудников. – Москва : Машиностроение, 1987. – 152 с.

261. Костенко Ю. Т. Системы управления с динамическими моделями / Ю. Т. Костенко, Л. М. Любчик. – Харьков : Основа, 1996. – 211 с.

262. Солодкин Е. Е. Турбулентное течение вязкой жидкости в начальных стадиях осесимметричных и плоских каналов / Е. Е. Солодкин, А. С. Гиневский // Труды ЦАГИ. – Москва : Оборонгиз, 1957. – No 701. – 356 с.

263. Холзунов А. Г. Основы расчета пневмопривода / А. Г. Холзунов. – Москва : Машиностроение, 1964. – 267 с.

264. Бессекерский В. А. Теория систем автоматического регулирования / В. А. Бессекерский, Е. П. Попов. – Москва : Наука, 1972. – 768 с.

265. Румянцев Л. А. Проектирование автоматизированных автомобильных сцеплений / Л. А. Румянцев. – Москва : Машиностроеие, 1975. – 176 с.

266. Сцепление транспортных и тяговых машин / Геккер Ф. Р., Шарипов В. М., Щеренкова Г. М. и др. – Москва : Машиностроение, 1989. – 344 с.

267. Пат. 108703 Украина, МПК B60K 23/00, Усилитель привода сцепления автотранспортного средства / заявители Клименко В. И., Богомолов В. А., Ярита А. А. (Украина); патентообладатель Клименко В. И., Богомолов В. А. – No 201401541 ; заявл. 17.02.2014 ; опубл. 10.06.2014 ; Бюл. No 11.

268. Борисов С. Г. Муфты сцепления тракторов / С. Г. Борисов, И. М. Эглит. – Москва : Машиностроение, 1972. – 208 с.

269. Малаховский Я. Э. Сцепление / Я. Э. Малаховский, А. А. Лапин. – Москва : Машгиз, 1960. – 191 с.

270. Угинчус А. А. Гидравлика / А. А. Угинчус, Е. А. Чугаев. – Ленинград : Издательство литературы по строительству, 1971. – 350 с.

271. Пат. 109503 Украина, МПК B60K 23/00, Ускорительный клапан / заявители Клименко В. И., Богомолов В. А., Михалевич Н. Г., Ярита А. А. (Украина); патентообладатель Клименко В. И., Богомолов В. А., Михалевич Н. Г., Ярита А. А. – No 201405006 ; заявл. 12.05.2014 ; опубл. 11.08.2014 ; Бюл. № 15.

272. Туренко А. М. Аналіз часу включення зчеплення з пневмогідравлічним підсилювачем / А. М. Туренко, В. О. Богомолов, В. І. Клименко, В. П. Логвінов, С. В. Грищенко // Методи та прилади контролю якості. Науково-технічний журнал. – Івано-Франківськ : 2000. – Вип.6. – С. 103-107.

273. А. с. 1785924 СССР, МКИ B 60 K 23/02. Пневмогидравлический усилитель привода управления сцеплением транспортного средства : С. В. Симахин, В. В. Дмитриев (СССР). – No 4886647/11 ; заявл. 27.11.90 ; опубл. 07.01.93, Бюл. No 1. – 8 с.

274. А. с. 1418097, СССР, МКИ B 60 K 23/02. Пневмогидравлический усилитель привода : В. И. Мельниченко, А. Д. Власов, В. В. Редчиц (СССР). – No 4096644/27-11 ; заявл. 30.07.86; опубл. 23.08.88, Бюл. No 31. – 4 с.

275. А. с. 1111898 СССР, МКИ B 60 K 23/02. Пневмогидравлический усилитель привода : О. И. Мантуров, В. И. Мельниченко, А. Д. Власов (СССР). – № 3591664/27-11 ; заявл. 17.05.83 ; опубл. 07.09.83, Бюл. No 33. – 4 с.

276. А. с. 1133130 СССР, МКИ B 60 K 23/02. Пневмогидравлический усилитель привода : О. И. Мантуров, Н. А. Строев (СССР). – No 3591664/27-11 ; заявл. 06.04.83 ; опубл. 07.01.85, Бюл. No 1. – 5 с.

277. А. с. 1391979 СССР, МКИ B 60 K 23/02. Пневмогидравлический усилитель привода сцепления транспортного средства : О. И. Мантуров, В. Я. Магай (СССР). – No 4168237/27-11 ; заявл. 18.11.86 ; опубл. 30.04.88, Бюл. No 16.

278. Вишняков Н. Н. Как работают следящие приводы автомобилей / Н. Н. Вишняков. – Москва : Транспорт, 1971. – 104 с.

279. Осепчугов В. В. Автомобиль : Анализ конструкций, элементов расчета : учебник. [для студентов вузов по специальности ”Автомобили и

автомобильное хозяйство“] / В. В. Осепчугов, А. К. Фрумкин. – Москва : Машиностроение, 1989. – 304 с.

280. Пат. 4419923 США, МКИ F 15 B 17/02 НКИ 91/460. Toggle assembly for vehicles or cars / H. Kasahara; заявитель и патентообладатель Nisshin Kogyo Kabushiki Kaisha (Япония). – No 06/166379 ; заявл. 07.07.80 ; опубл. 13.12.83.

281. А. с. 1050922 СССР, МКИ В 60 К 23/02. Пневмогидравлический усилитель привода сцепления транспортного средства: О. И. Мантуров, М. Б. Корсун, Н. А. Строев (СССР). – No 3453970/27-11 ; заявл. 18.06.82 ; опубл. 30.10.83, Бюл. No 40. – 4 с.

282. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: учебник для машиностроительных вузов / Т. М. Башта, С. С. Руднев, Б. Б. Некрасов и др. – 2-е изд., перераб. – Москва : Машиностроение, 1982. – 423 с.

283. Гамынин Н. С. Гидравлические приводы систем управления / Н. С. Гамынин. – Москва : Машиностроение, 1972. – 376 с.

284. Грузовые автомобили. Технические требования. ГОСТ 21398 – 89. – [Действителен с 29.09.97]. – Москва : Изд-во стандартов, 1990. – 27 с.

285. Лукин П. П. Исследование максимальных динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля / Лукин П. П. // Труды МАМИ. – 1954. – Вып. 1.

286. Лунев И. С. Исследование процессов динамики нагружения трансмиссии автомобиля / И. С. Лунев, Ю. Г. Стефанович // Труды третьего совещания по основным проблемам теории механизмов и машин : сб. ст. – Москва : Машгиз, 1963. – 134 с.

287. Цитович И. С. Динамика автомобиля / И. С. Цитович, В. Б. Альгин. – Минск : Наука и техника, 1981. – 192 с.

288. Шеннон Р. Имитационное моделирование систем : искусство и наука / Р. Шеннон. – Москва : Мир, 1978. – 418 с.

289. Автомобили : Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия / А. И. Гришкевич, В. А. Вавуло, А. В. Карпов и др. / под ред. А. И. Гришкевича. – Минск : Выш. шк., 1985. – 245 с.

290. Щеренков Г. М. Надежность и долговечность асбофрикционных накладок автомобильных сцеплений / Г. М. Щеренков. – Москва : ЦНИИТЭИ-нефтехим, 1975. – 60 с.

291. Щеренков Г. М. Расчет основных размеров и параметров муфт сцепления автомобилей и тракторов / Г. М. Щеренков, В. Ф. Кулев // Вестник машиностроения. – 1973. – No 2 – С. 40-42.

292. Филькин Н. М. Исследование динамической нагруженности трансмиссий гибридного легкового автомобиля / Н. М. Филькин, А. Р. Имангулов // Интеллектуальные системы в производстве. – 2014. – No 2 – С. 39-42.

293. Борисов С. Г. Анализ динамических нагрузок в силовой передаче при включении сцепления / С. Г. Борисов, С. А. Лапшин, Э. В. Сухов // Материалы межвузовской конференции по расчету и проектированию трансмиссии автомобилей, тракторов и тепловозов. – Минск : БПИ. – 1971. – С. 119–138.

294. Москалев В. И. Анализ максимальных динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля / В. И. Москалев // Труды НАМИ, 1962. – Вып. 45.

295. Малашков И. И. Исследование нагрузочных режимов работы сцепления / И. И. Малашков, Ю. Г. Стефанович // Труды НАМИ. – 1972. – Вып. 135.

296. Зельцер Е. А. Зависимость динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля от процессов, происходящих в сцеплении при его быстром включении / Е. А. Зельцер, И. И. Малашков, Ю. Г. Стефанович // Автомобильная промышленность. – 1974. – Вып. 12. – С. 13-17.

297. Зельцер Е. А. К вопросу снижения динамической нагруженности трансмиссии автомобиля / Е. А. Зельцер, С. Н. Иванов // Автомобильная промышленность. – 1981. – Вып. 4. – С. 17-18.

298. Иванов С. Н. Динамические нагрузки в трансмиссии автомобиля на разных передачах при резком включении сцепления / С. Н. Иванов, Е. А. Зельцер, И. П. Кочешков // Экспресс-информация. Конструкция автомобиля. – Москва : НИИНавтопром, 1978. – Вып. 12. – С. 24-32.

299. Зельцер Е. А. Аналитическое исследование максимальных динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля / Е. А. Зельцер, И. И. Малашков, Ю. Г. Стефанович // Автомобильная промышленность. – 1975. – Вып. 12. – С. 9-10.

300. Силовые передачи транспортных машин : Динамика и расчет / С. В. Алексеев, В. Л. Вейнц, Ф. Р. Геккер, А. Е. Кочура. – Ленинград : Машиностроение, 1982. – 256 с.

301. Есеновский–Лашков Ю. К. Автоматизация управления сцеплением : Проблемы, перспективы, области применения / Ю. К. Есеновский–Лашков, Д. Г. Поляк // Автомобильная промышленность. – 1983. – Вып. 8. – С. 17-19.

302. Банах Л. Я. Уменьшение порядка многомерных динамических систем : Колебания машин и прочность / Л. Я. Банах. – Москва : Транспорт, 1977. – С. 72-81.

303. Моисеев Н. Н. Численные методы в теории оптимальных систем / Н. Н. Моисеев. – Москва : Наука, 1971. – 32 с.

304. Гирявец К. И. Работа фрикционного сцепления в машинном агрегате автомобиля / К. И. Гирявец // Новая техника и прогрессивная технология : сб. науч. тр. – Минск, 1963. – 200 с.

305. Таболин В. В. О максимальном коэффициенте динамичности трансмиссии грузового автомобиля / В. В. Таболин, С. С. Малов, Е. А. Зельцер // Автомобильная промышленность. – 1983. – Вып. 1. – С. 18-20.

306. Клименко В. И. Гидропневматический приовд в системах управления АТС / В. И. Клименко. // Автомобильная промышленность. – 2001. – Вып. 8. – С. 16-17.

307. Андреев Б. В. Исследование нагрузок в трансмиссии автомобиля при резком включении сцепления : автореф. дис. ... канд. техн. наук / Б.В.Андреев; Министерство высшего и среднего специального образования БССР. – Минск, 1971. – 40 с.

308. Проектирование трансмиссий автомобилей : справочник / под. ред. А. И. Гришкевича. – Москва : Машиностроение, 1984. – 272 с.

309. Башта Т. М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика / Т. М. Башта. – Москва : Машиностроение, 1972. – 320 с.

310. Электрогидравлические следящие системы / Хохлов В. А., Прокофьев В. Н., Борисов Н. А. и др. – Москва : Машиностроение, 1971. – 432 с.

311. К вопросу расчета на ЭВМ динамических показателей автомобиля и нагруженности его трансмиссии при автоматизации управления сцеплением / Ю. К. Есеновский–Лашков, Е. Ф Волобуев, С. П. Контанистов, Д. Г. Поляк // Труды НАМИ. – 1981. – Вып. 184. – С. 103-115.

312. Бадр Э. О. Снижение динамической нагруженности механических трансмиссий автомобилей с автоматизированным переключением ступеней в коробках передач : автореф. дис. ... канд. техн. наук / Э. О.Бадр; Белорусская гос. политех. академия. – Минск, 1994. – 18 с.

313. Абсаттаров М. Б. Повышение работоспособности сцепления автомобиля-тягача трехзвенного автопоезда : автореф. дис. ... канд. техн. наук / М. Б. Абсаттаров; МАДИ. – Москва, 1988. – 19 с.

314. Кулев В. А. Исследование условий нагружения муфт сцепления тракторов с целью повышения эффективности их работы : автореф. дис. ... канд. техн. наук / В. А. Кулев ; Всесоюзный научно-исследовательский ин-т сельскохозяйственного машиностроения. – Москва, 1971. – 13 с.

315. Гирявец К. И. Работа фрикционного сцепления в машинном агрегате автомобиля : автореф. дис. ... канд. техн. наук / К. И. Гирявец, Белорус. политех. ин-т. – Минск, 1964. – 27 с.

316. Руктешель О. С. Динамические нагрузки в трансмиссии колесного трактора с переключением передач на ходу : автореф. дис. ... канд. техн. наук /О. С. Руктешель, Белорус. политех. ин-т. – Минск, 1970. – 25 с.

317. Муратов И. Е. Исследование динамических нагрузок в трансмиссии мотоцикла К-650 в зависимости от конструкции муфт сцепления : автореф. дис. ...канд. техн. наук / И. Е. Муратов, КАДИ. – Киев, 1971. – 14 с.

318. Кокулянский А. П. Исследование и пути повышения эксплуатационной надёжности автомобильных сцеплений : автореф. дис. ... канд. техн. наук / А. П. Кокулянский, Министерство высшего и среднего специального образования УзССР – Ташкент, 1981. – 19 с.

319. Мустафин В. Х. Динамика включения и повышения долговечности двухдискового сцепления трактора : автореф. дис. ... канд. техн. наук / В. Х. Мустафин, МАДИ – Москва, 1986. – 14 с.

320. Лепешко И. И. Регулирование момента трения сцепления за счет введения обратной связи : автореф. дис. ... канд. техн. наук /И. И. Лепешко, Белорусский политех. ин-т. – Минск, 1986. – 23 с.

321. Молибошко Л. А. Колебательные процессы в трансмиссиях автомобилей с пневматическим усилителем в природе сцепления : автореф. дис. ... канд. техн. наук / Л. А. Молибошко, Белорус. политех. ин-т. – Минск, 1969. – 24 с.

322. Совершенствование привода управления сцеплением / А. Н. Туренко, В. И. Клименко, В. А. Богомолов, В. П. Логвинов // Эргономика на автомобильном транспорте. – Харьков, 1999. – С. 65-68.

323. Нефедов А. Ф. Планирование эксперимента и моделирование при исследовании эксплуатационных свойств автомобилей / А. Ф. Нефедов, Л. Н. Высочин. – Львов : Вища школа, 1976. – 160 с.

324. Бендас И. М. Исследование динамики торможения прицепного автопоезда : автореф. дис. ... канд. техн. наук. / И. М. Бендас. – Харьков, 1970.

325. Богдан Н. В. Исследование регулирования тормозных сил на осях тракторного поезда : дис. ... канд. техн. наук. / Н. В. Богдан. – Минск, 1976. – 202 с.

326. Борисов Л. Л. Исследование возможностей регулирования тормозных сил автомобилей и седельных автопоездов : дис. ... канд. техн. наук. / Л. Л. Борисов. – Минск, 1974. – 234 с.

327. Гредескул А. Б. Динамика торможения автомобиля : автореф. дис. ... д-ра. техн. наук. / Андрей Борисович Гредескул. – Москва, 1964. – 18 с.

328. Исследование динамики торможения автомобилей и автопоездов. ДПИ, Горловский филиал ДПИ. Рук. к.т.н. Бендас И.М. 20.02.74 г. (отчет, 78 стр.). Сборник рефератов НИР и ОКР, 1974, No 5, сер. 16, с. 19.

329. Кожевников В. И. Регулирование тормозных сил прицепного автопоезда : дис. ... канд. техн. наук. / Виктор Иванович Кожевников. – Москва, 1982. – 176 с.

330. Розанов В. Г. Торможение автомобиля и автопоезда / В. Г. Розанов. – Москва : Машиностроение, 1964. – 244 с.

331. Шепеленко И. Г. Динамика трехзвенного тракторного поезда в процессе торможения : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / Игорь Георгиевич Шепеленко. – Харьков, 1981. – 196 с.

332. Бухарин Н. А. Тормозные системы автомобилей / Н.А. Бухарин. – Москва : Машгиз, 1950. – 164 с.

333. Гаспарянц Г. А.Выбор оптимального распределения тормозных сил и параметров их регулирования на примере автомобиля КамАЗ-53212 / Г. А. Гаспарянц, А. А. Великанов , С. Н. Городецкий // Безопасность и надежность автомобиля. – Москва : МАМИ, 1981.

334. Великанов А. А. Совершенствование регуляторов тормозных сил грузовых автомобилей : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / Анатолий Алексеевич Великанов. – Москва, 1985. – 326 с.

335. Закин Я. Х. Прикладная теория движения автопоезда / Я. Х. Закин. – Москва : Транспорт, 1967. – 254 с.

336. Гредескул А. Б. Влияние блокировки колёс на торможение автомобиля / А. Б. Гредескул // Известия вузов СССР. – Москва : Машиностроение, 1962. – No 8 – С. 43-48.

337. Гредескул А. Б. Выбор соотношения тормозных сил на осях сідельного тягача и полуприцепа / Андрей Борисович Гредескул // Автомобильная промышленность. – 1963. – Вып. 8. – С. 18-22.

338. Любушкин В. В. Расчет пневматического привода к тормозам автомобилей и автопоездов / В. В. Любушкин, В. Г. Розанов. – Москва : НАМИ, 1960. – 130 с.

339. Топалиди В. А. Разработка методов повышения эффективности процесса торможения седельно-прицепного автопоезда : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / Топалиди Валерий Анатольевич. – Ташкент, 1982. – 228 с.

340. Метлюк Н. Ф. Динамика пневматических звеньев тормозного привода автомобилей с переменным давлением на входе (выходе) / Н. Ф. Метлюк, В. П. Автушко, П. Р. Бартош // Автомобильный транспорт и дороги. – 1975. – No 2. – С. 24-28.

341. Фаробин Я. Е. Оценка эксплуатационных свойств автопоездов для международных перевозок / Я. Е. Фаробин, В. С. Шупляков. – Москва : Транспорт, 1983. – 200 с.

342. Леонтьев Д. Н. Системный подход к созданию автоматизированного тормозного управления транспортных средств категорий М3 и N3 : дис. ... канд. техн. наук : 05.22.02 / Дмитрий Николаевич Леонтьев ; ХНАДУ. – Харьков, 2011. – 241 с.

343. Моделирование динамического изменения давления на выходе из регулятора тормозных сил на основе его статической характеристики при изменении вертикальной нагрузки на осях транспортного средства / [Д. Н. Леонтьев, Л. А. Рыжих, С. И. Ломака и др.] // Вестник Винницкого политехнического института. – Винница, 2010. – Вып. 2. – С. 89-92.

344. Автомобили грузовые и легковые, автобусы, автопоезда. Требования безопасности к техническому состоянию. Методы проверки. ГОСТ 25478-82. – [Действителен с 01.01.83]. – Москва : Изд-во стандартов, 1983. – 16 с.

345. Функціональний розрахунок гальмівної системи автомобіля з барабанними гальмами та регулятором гальмівних сил : підрруч. для студ. вузів спец. ”Колісні та гусенічні транспортні засоби“, “Автомобілі та автомобільне господарство” / А. М. Туренко, В. О. Богомолов, В. І. Клименко та ін. ; М-во освіти і науки України ; ХНАДУ. – Храків, 2003. – 120 с.

346. Патент No 21756 А Україна МКИ В60 Т8/18. Регулятор гальмівних сил / А. М. Туренко, В. І. Кліменко, В.О. Богомолов ; заявник та патентовласник Науково-виробниче підприємство ”Агрегат“ . – No 94033016 ; заявл. 15.03.94 ; оприл. 30.04.98, Бюл. No 2.

347. А. с. 1516400 СССР, МПК В60Т 8/18 (2000.01) Регулятор тормозных сил для пневматического привода тормозов автомобиля / Туренко Анатолий Николаевич, Рубанов Олег Анатольевич, Клименко Валерий Иванович, Рыжих Леонид Александрович, Богомолов Виктор Александрович. – No4397669 ; заявл. 01.02.88 ; опубл. 23.10.89, Бюл. No 39.

348. А. с. 1527045 А1 СССР, МПК В60Т 8/18 (2000.01) Регулятор тормозных сил автомобиля с пневматическим приводом тормозов / Туренко Анатолий Николаевич, Рубанов Олег Анатольевич, Клименко Валерий Иванович, Рыжих Леонид Александрович, Богомолов Виктор Александрович, Таболин Владимир Владимирович, Рудь Вячеслав Лукин. – No 4370221/31-11 ; заявл. 28.01.88 ; опубл. 07.12.89, Бюл. No 45.

349. А. с. 1667322 СССР, МКИ В60Т 8/18 Регулятор тормозных сил / Туренко Анатолий Николаевич, Ломан Леонид Сергеевич, Клименко Валерий Иванович, Рыжих Леонид Александрович, Богомолов Виктор Александрович, Рубанов Олег Анатольевич. – No 1667322 ; заявл. 15.10.88 ; опубл. 30.03.89.

350. А. с. 1733292 А1 СССР, МПК В60Т 8/18 Регулятор тормозных сил транспортного средства с пневматическим приводом тормозов / Туренко Анатолий Николаевич, Ломан Леонид Сергеевич, Клименко Валерий Иванович, Рыжих Леонид Александрович, Богомолов Виктор Александрович, Рубанов Олег Анатольевич. – No 4662020/11 ; заявл. 08.02.89 ; опубл. 15.05.92, Бюл. No 18.

351. А. с. 1736788 А1 СССР, МПК В60Т 8/18 Регулятор тормозных сил / Туренко Анатолий Николаевич, Ломан Леонид Сергеевич, Клименко Валерий Иванович, Рыжих Леонид Александрович, Богомолов Виктор Александрович, Рубанов Олег Анатольевич. – No 4643380/11 ; заявл. 30.01.89 ; опубл. 30.05.92, Бюл. No 20.

352. А. с. 1736792 А1 СССР, МПК В60Т 15/42 Аппарат пневматического привода тормозов / Туренко Анатолий Николаевич, Ломан Леонид Сергеевич, Клименко Валерий Иванович, Рыжих Леонид Александрович, Богомолов Виктор Александрович, Рубанов Олег Анатольевич. – № 4651090/11 ; заявл. 13.01.89 ; опубл. 30.05.92, Бюл. No 20.

353. А. с. 1777296 А1 СССР, МКИ В60Т 8/18 Регулятор тормозных сил / Туренко Анатолий Николаевич, Ломан Леонид Сергеевич, Клименко Валерий Иванович, Рыжих Леонид Александрович, Богомолов Виктор Александрович, Рубанов Олег Анатольевич. – No 1777296 ; опубл. 27.02.90.

354. А. с. 1829273 А1 СССР, МКИ В60Т 8/18 Регулятор тормозных сил автомобиля с пневматическим приводом тормозов / Туренко Анатолий Николаевич, Гордеев Леонид Иванович, Ломан Леонид Сергеевич, Клименко Валерий Иванович, Рыжих Леонид Александрович, Богомолов Виктор Александрович, Рубанов Олег Анатольевич. – No 1829273 ; опубл. 02.07.93.

355. А. с. 1835726 А1 СССР, МКИ В60Т 8/18 Регулятор тормозных сил / Туренко Анатолий Николаевич, Ломан Леонид Сергеевич, Клименко Валерий Иванович, Рыжих Леонид Александрович, Богомолов Виктор Александрович, Рубанов Олег Анатольевич. – No 1835726 ; заявл. 13.10.92 ; опубл. 03.10.93.

356. Пат. 2120871 Российская Федерация, МПК B60T 8/18 (1995.01) Регулятор тормозных сил транспортного средства / Туренко Анатолий Николаевич, Клименко Валерий Иванович, Богомолов Виктор Александрович, Рубанов Олег Анатольевич ; заявитель и патентообладатель Научно-производственное предприятие ”Агрегат“ (UA). – No 94035720/28 ; заявл. 23.09.94 ; опубл. 27.10.98, Бюл. No 30.

357. Пат. 2120872 Российская Федерация, МПК B60T 15/42 (1995.01) Аппарат пневматического привода тормозов транспортного средства / Туренко Анатолий Николаевич, Клименко Валерий Иванович, Богомолов Виктор Александрович, Рубанов Олег Анатольевич ; заявитель и патентообладатель Научно-производственное предприятие ”Агрегат“(UA). – No 94035718/28 ; заявл. 23.09.94 ; опубл. 27.10.98, Бюл. No 30.

358. Пат. 2121446 Российская Федерация, МПК B60T 8/18 (1995.01) Регулятор тормозных сил / Туренко Анатолий Николаевич, Клименко Валерий Иванович, Богомолов Виктор Александрович, Рубанов Олег Анатольевич ; заявитель и патентообладатель Научно-производственное предприятие ”Агрегат“(UA). – No 94035719/28 ; заявл. 23.09.94 ; опубл. 10.11.98, Бюл. № 31.

359. Пирумов У. Г. Численные методы газовой динамики / У. Г. Пирумов, Г. С. Росляков. – Москва : Высшая школа, 1987. – 230 с.

Додаток А

Удосконалення процесу гальмування автомобільних поїздів

Автомобільні поїзди є типом автотранспортних засобів, що включає автомобіль і причеп або декілька причепів, тому безпека їх руху є важливою проблемою в галузі автомобілебудування. Визначальною системою, що забезпечує безпеку автомобільних поїздів, є гальмова система. Сучасні вимоги міжнародних нормативних документів, що стосуються ефективності гальмових систем, визначають гранично допустимі значення уповільнень, зобов'язують встановлювати на певні автомобілі антиблокувальні системи і рекомендують контролювати стійкість сідельних автопоїздів під час гальмування.

А.1. Особливості процесу гальмування автомобільних поїздів

Залежно від конструкції транспортних засобів і їх з'єднання розрізняють три основні типи автопоїздів. Це автомобіль з причепом, сідельний тягач з напівпричепом і автомобіль з причепом-розпуском. Найбільше поширення в експлуатації отримали перші два типи автопоїздів, у які входять причепи і напівпричепи [324 – 331].

Аналізуючи результати наукових досліджень, які пов'язані з процесом гальмування автотранспортних засобів, у тому числі й автопоїздів, таких вітчизняних і зарубіжних учених, як: І. М. Бендас [324], В. П. Автушко [135], М. В. Богдан [325], Л. Л. Борисов [326], М. А. Бухарін [332], Г. А. Гаспарянц [333], Д. П. Велетнів [334], Я. Х. Закін [335], А. Б. Гредескул [336, 337], Л. В. Гуревич [115, 200], В. І. Дольберг [114], В. І. Шкіряників [329], В. В. Любушкін [338], В. А. Топаліді [339], М. Ф. Метлюк [103, 340], В. Г. Розанців [330], Р. А. Меламуд [152], Я. Е. Фаробин [341], Д. М. Леонтьєв [342, 343] – можна зробити наступний висновок: автори наукових робіт досліджували процес гальмування транспортних ланок, здійснюваний за командою водія в режимах робочого,

екстреного або аварійного гальмування. Практикою експлуатації автопоїздів доведено, що завжди існує вірогідність відриву причепа і розриву керуючої та живлячої магістралі в результаті чого повинне здійснюватися автоматичне гальмування причіпної ланки АТЗ.

При розриві магістралей пневматичного гальмового привода між тягачем і причепом гальмування тягача виконується в аварійному режимі, а гальмування причіпної ланки забезпечується автоматично [66, 67, 344, 345].

Система аварійного гальмування повинна конструктивно виконуватися "...без використання автоматичного пристрою такого роду, несправність якого може залишитися непоміченою у зв'язку з тим, що його деталі, що знаходяться зазвичай у неробочому стані, починають функціонувати тільки в разі виходу з ладу гальмового пристрою" [345]. Аналогічна вимога передбачена в ГОСТ 4364-81 [66]. Ця вимога є однією з основних відносно аварійного гальмування і реалізується як пристрій клапана обриву, який вбудований у клапан керування гальмами причепа [115]. Таке розташування клапана обриву відповідає пункту 5.2.1.15 з приписом "...щоб вказаний пристрій знаходився на тягачі" [345].

Оцінити роботу ПГП у режимі автоматичного гальмування причепа, що відірвався, на практиці досить складно, тому що відрив причепа явище дуже рідкісне і пов'язане з порушенням умов експлуатації або аварією. Викликає інтерес дослідження теоретичного й експериментального характеру за оцінкою функціонування ПГП у режимі автоматичного гальмування причіпної ланки, розглядаючи випадок розриву живлячої магістралі.

А.2. Пневматичний гальмовий привід причепів і напівпричепів

А.2.1. Конструктивні схеми приводів причепів і напівпричепів. Пневматичний гальмовий привід причепів (напівпричепів) складається з наступних основних апаратів: повітророзподільний клапан, регулятор гальмових сил [346 – 358], прискорювальний клапан.

Залежно від бази й числа осей причепа (напівпричепа), кількість цих апаратів може змінюватися. Наприклад на причепах і напівпричепах для автомобілів КамАЗ використовується класична схема двопровідного ПГП з одним розподілювачем повітря і одним або двома регуляторами гальмових сил (рис. А.1, рис. А.2).

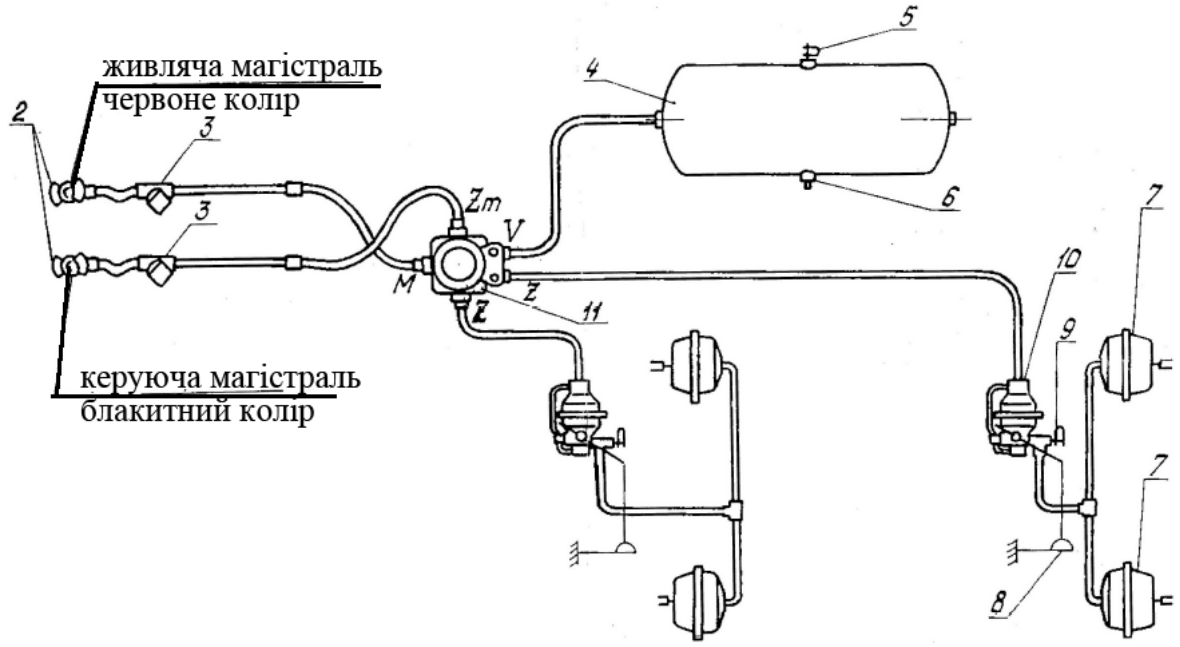


Рисунок А.1 – Схема ПГП причепів 8551, 8527, 8994

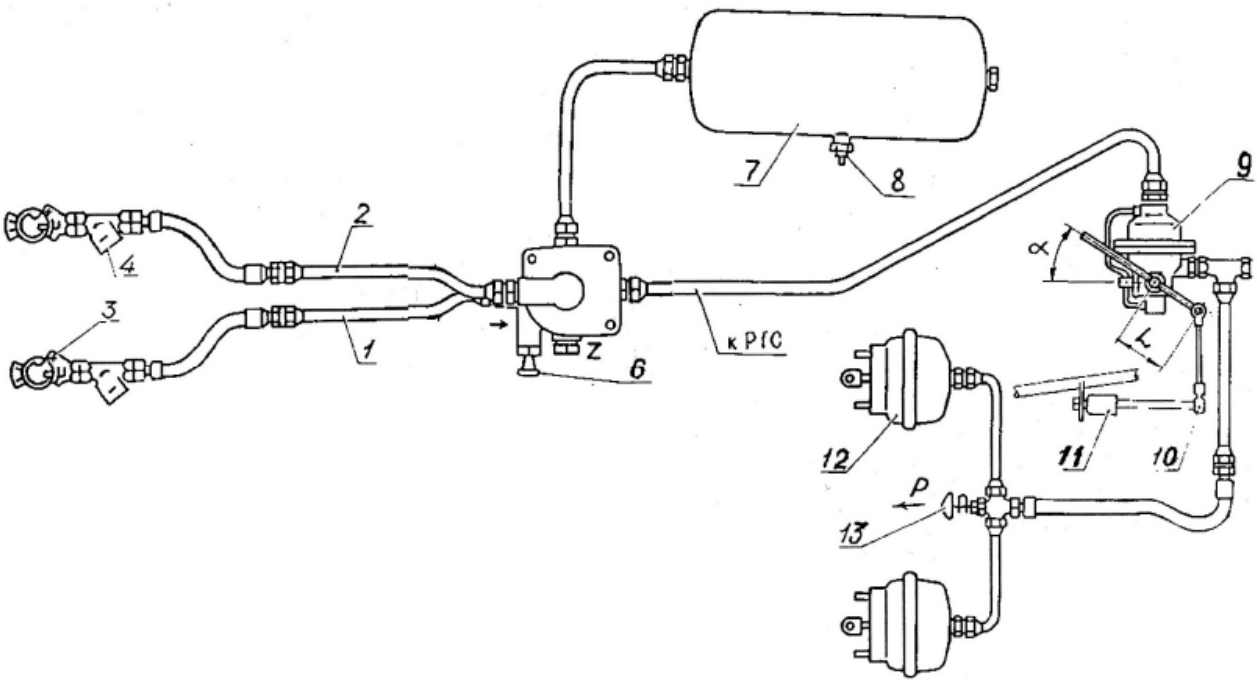


Рисунок А.2 – Схема ПГП напівпричепа 9982

На рис. А.1 зображено: 1 – розподілювач повітря; 2 – голівка з'єднувальна типу «Palm»; 3 – фільтр магістральний; 4 – балон повітря (ресивер); 5, 9 – клапан контрольного вивода; 6 – клапан зливу конденсату; 7 – камера гальмова; 8 – привід регулятора; 10 – регулятор гальмових сил.

На рис. А.2 зображено: 1 – живляча магістраль; 2 – магістраль, що управляє; 3 – голівка з'єднувальна типу «Palm»; 4 – фільтр магістральний; 5 – розподілювач повітря; 6 – кран розгальмування; 7 – балон повітря; 8 – клапан зливу конденсату; 9 – регулятор гальмових сил; 10 – тяга регулятора; 11 – пружний елемент; 12 – камера гальмова; 13 – клапан контрольного виводу.

Перевага наведених схем на рис. А.1 та рис. А.2 полягає в простоті конструкції привода при мінімальній кількості гальмових апаратів. Істотним недоліком таких схем є відсутність прискорювального клапана встановленого між РГС і гальмовими камерами, що призводить до зниження швидкодії привода при конструктивному збільшенні бази причіпної ланки.

Нова серія магістральних автопоїздів марки МАЗ оснащується так само сучасним ПГП, але який значно відрізняється від привода напівпричепа до тягача КамАЗ. Найбільш суттєвою відмінністю є те, що ПГП напівпричепа МАЗ−9398 виконаний «псевдоконтурним« (рис. А.3).

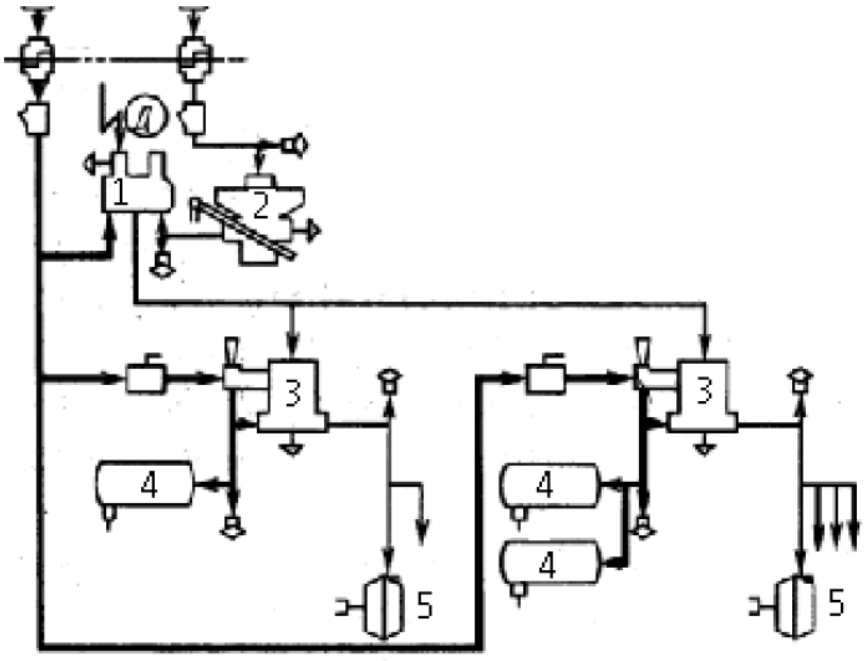


Рисунок А.3 – Схема ПГП напівпричепа 9982

На рис. А.3 зображено: 1 – електромагнітний клапан; 2 – регулятор гальмових сил; 3 – розподілювач повітря; 4 – ресівери; 5 – гальмовні камери.

При такій схемі (рис. А.3) обидва мости обслуговуються автономними розподілювачами повітря 3 і ресіверами 4, але одним РГС 2. Перевага такої схеми привода в надійності, оскільки відмова в ланцюзі від розподілювача повітря 3 до гальмових камер 5 веде до відсічення несправного контура розподілювачем повітря і збереження другого контура працездатним. При цьому збільшується кількість гальмових апаратів і ускладнюється схема привода, що є недоліком.

Німецька фірма «WABCO» вирішила питання підвищення надійності і швидкодії ПГП напівпричепа шляхом інтеграції розподілювача повітря і РГС в одному апараті, що призводить до зниження числа апаратів і вартості привода в цілому (рис. А.4).

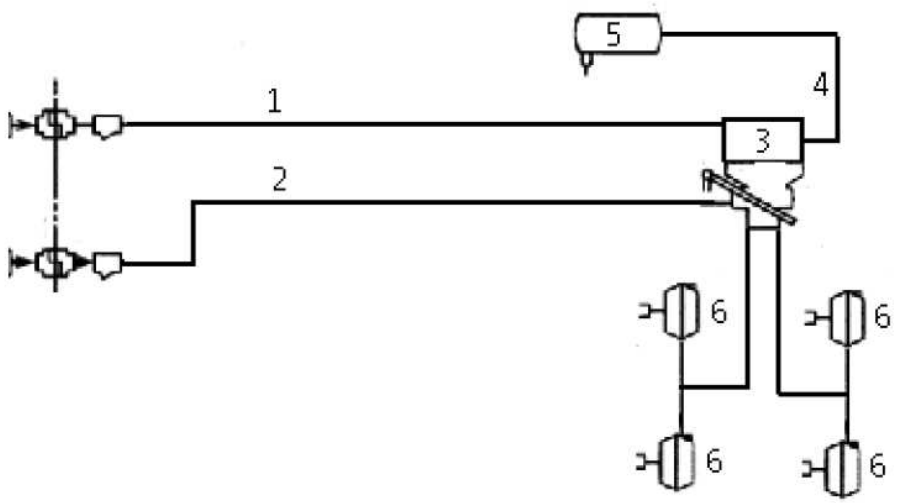


Рисунок А.4 – Принципова схема ПГП напівпричепа з РГС, інтегрованим з повітророзподільним клапаном

На рис. А.4 зображено: 1 – живляча магістраль; 2 – керуюча магістраль; 3 – регулятор гальмових сил, інтегрований з розподілювачем повітря; 4 – магістраль ресівера; 5 – ресівер; 6 – гальмовні камери.

Недоліком такої схеми є відсутність прискорювального клапана між з’єднувальними голівками і інтегрованим апаратом.

Таким чином, підвищення надійності і швидкодії ПГП причепів (напівпричепів) досягається з використанням різних конструктивних схем. При цьому можна виділити два основні напрями в розвитку конструкції привода – перший, збільшення числа апаратів і вартості привода, другий, зменшення кількості апаратів за рахунок їх інтеграції, а, отже, і зменшення вартості привода. Останній напрям є пріоритетним у багатьох провідних зарубіжних фірм.

А.2.2. Розрахункова модель регулятора гальмових сил з функціями розподілювача повітря в контурі гальмового привода причепа. Шляхом простого поєднання відомих конструкцій регулятора гальмових сил і розподілювача повітря розташуємо механізм автоматичного гальмування розподілювача повітря над слідкуючим механізмом РГС з функцією прискорювального клапана.

Відповідно до пропонованої схеми поєднання регулятора та розподілювача повітря в одному апараті (рис. А.5 а) складемо фізичну модель гальмового привода, що включає регулятор гальмових сил з функціями розподілювача повітря (рис. А.5 б і в). В моделі порожнини і прохідні канали регулятора, гальмові камери і трубопроводи представлені у вигляді ДЄ-ланок з дросельними опорами і ємностями.

При складанні фізичної моделі привода скористаємося наступними припущеннями:

– тиск в ресиверах не змінюється за час перехідного процесу;

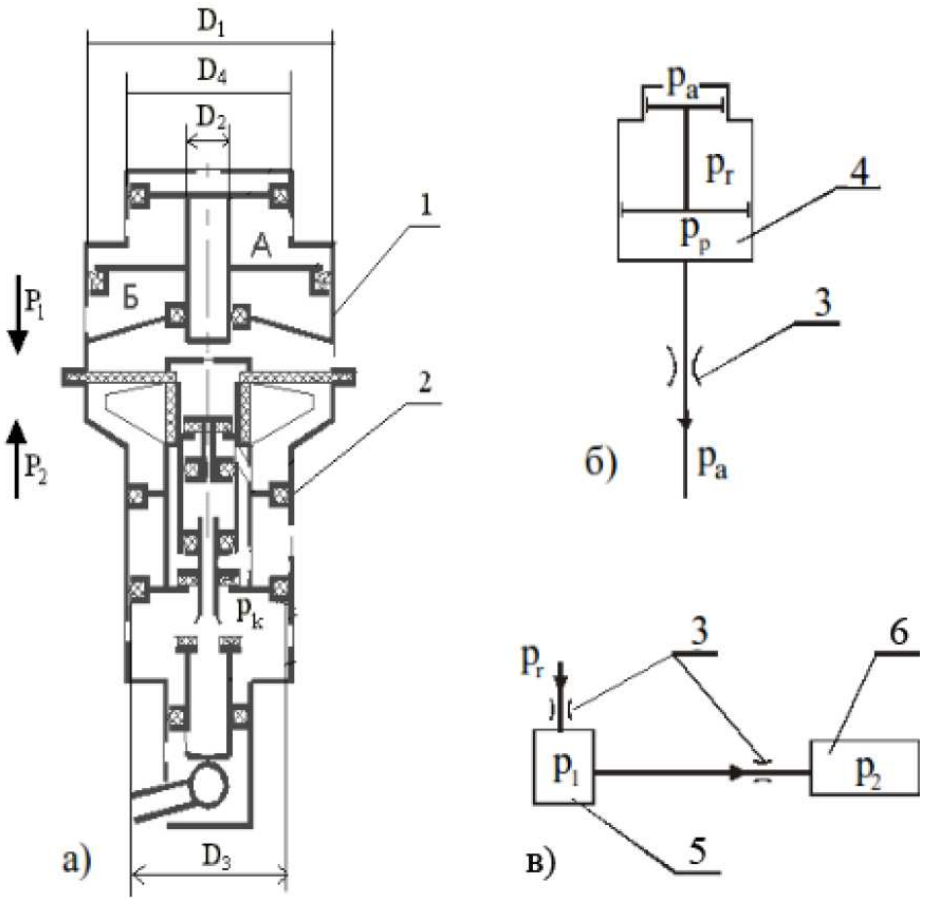
– температура повітря в ємностях і трубопроводах не змінюється за час перехідного процесу;

– об’єм гальмових камер постійний внаслідок високої приведеної жорсткості гальмових механізмів;

– пневматичний опір трубопроводів вважається зосередженим;

– рухливі елементи у пристрої автоматичного гальмування займають найбільш несприятливе положення;

– двосідельний прискорювальний клапан відкривається практично миттєво і має постійний опір руху повітря.

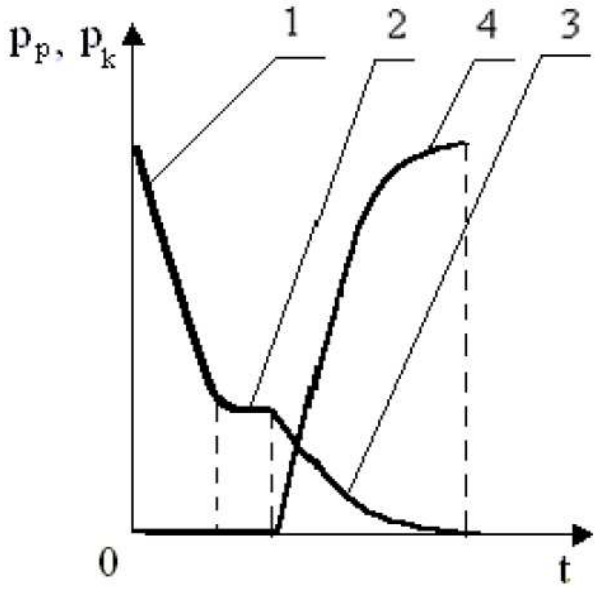


а) – розрахункова схема; б) – перший контур фізичної моделі ПГП; в) – другий контур фізичної моделі ПГП; 1 – модуль автоматичного гальмування причепа; 2 – регулятор гальмових сил; 3 – дроселі; 4 – ємність, що спорожнюється; 5 і 6 – ємності, що наповнюються

Рисунок А.5 – Розрахункова схема РГС з функціями розподілювача повітря та фізична модель ПГП причепа

Динамічна характеристика привода в режимі автоматичного гальмування причіпного автотранспортного засобу в разі розриву живлячої магістралі складатиметься з послідовної роботи двох динамічних контурів. Перший контур моделі відповідає спорожненню ємності механізму автоматичного гальмування в атмосферу (рис. А.5 б). Другий контур моделі (рис. А.5 в) відповідає наповненню ємності регулятора і пов’язаний з нею ємністю гальмових камер.

У роботі першого і другого контурів моделі пропонується виділити чотири ділянки (рис. А.6).



1 – 4 – ділянки характеристики

Рисунок А.6 – Динамічна характеристика ПГП причепа у разі розриву живлячої магістралі

Перша ділянка відповідає спорожненню ємності, пов’язаною з живлячою магістраллю, при її постійному об’ємі і нерухомому механізмі автоматичного гальмування. Друга ділянка відповідає спорожненню цієї ж ємності, але зі змінним об’ємом під час руху механізму автоматичного гальмування, і третя ділянка – спорожненню ємності з постійним об’ємом через живлячу магістраль після ввімкнення механізму автоматичного гальмування.

Одночасно з роботою першого контуру моделі на рівні третьої ділянки відбувається наповнення ємності гальмових камер другого контуру моделі, що відповідає четвертій ділянці.

Геометричні параметри привода приймемо з урахуванням того, що час перехідного процесу наповнення і спорожнення має бути досить великим для підвищення точності експериментальної перевірки. Цього можна досягти як збільшенням ємностей перехідного процесу, так і зменшенням прохідного перерізу трубопроводів. Тому спорожнюваний контур динамічної моделі розглядається як зосереджений дросельний опір діаметром 4 мм, а контур наповнення – як дросельний опір діаметром 6 мм. Усі початкові дані зведені в табл. А.1.

Таблиця А.1

Початкові дані для розрахунку математичної моделі

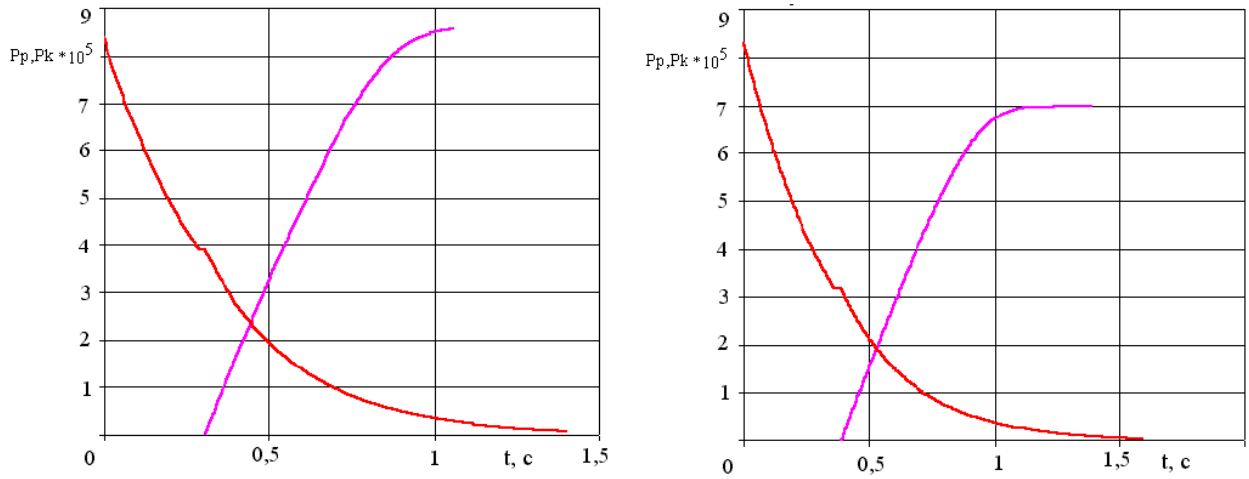
Найменування даних	Значення даних
Коефіцієнт витрати газу μ_{a1}	0,15
Коефіцієнт витрати газу μ_{a2}	0,1
Площа перетину дроселя f_a, м^2	$0{,}1256 \cdot 10^{-4}$
Діаметр поршня D_1, м	$100 \cdot 10^{-3}$
Діаметр штока D_2, м	$22 \cdot 10^{-3}$
Діаметр поршня D_3, м	$66 \cdot 10^{-3}$
Діаметр поршня D_4, м	$73 \cdot 10^{-3}$
Максимальний хід механізму, мм	20
Об’єм, що спорожнюється V, м^3	$2 \cdot 10^{-4}$
Об’єм, що спорожнюється V_0, м^3	$1 \cdot 10^{-4}$
Маса поршня m, кг	0,700
Об’єм, що наповнюється V_2, м^3	$1{,}1 \cdot 10^{-3}$
Коефіцієнт витрати газу μ_1	0,7
Площа перетину дроселя f_1, м^2	$0{,}2826 \cdot 10^{-4}$
Коефіцієнт витрати газу μ_2	0,3
Площа перетину дроселя f_2, м^2	$0{,}2826 \cdot 10^{-4}$
Сила тертя в ущільненнях, Н	150

Для уточнення функції витрати μ з урахуванням вибраних дросельних опорів і об’ємів ємностей використовувалася методика, викладена в роботі [103]. Математичні розрахунки виконувалися на основі методу Рунге-Кутта [359].

Результати розрахунків представлені у вигляді динамічної характеристики наповнення та спорожнення (рис. А.7).

Аналогічні рішення математичної моделі можна отримати також для інших початкових умов. Таким чином, доведено, що розроблена математична модель пневматичного гальмовного привода причепа, що включає регулятор гальмових сил з функціями розподілювача повітря для режиму автоматичного

гальмування, має рішення за різних початкових умов, в першу чергу, таких як: тиск у живлячій магістралі і тиск у ресивері, – величина яких у реальних умовах безперервно змінюється і є не постійною величиною.



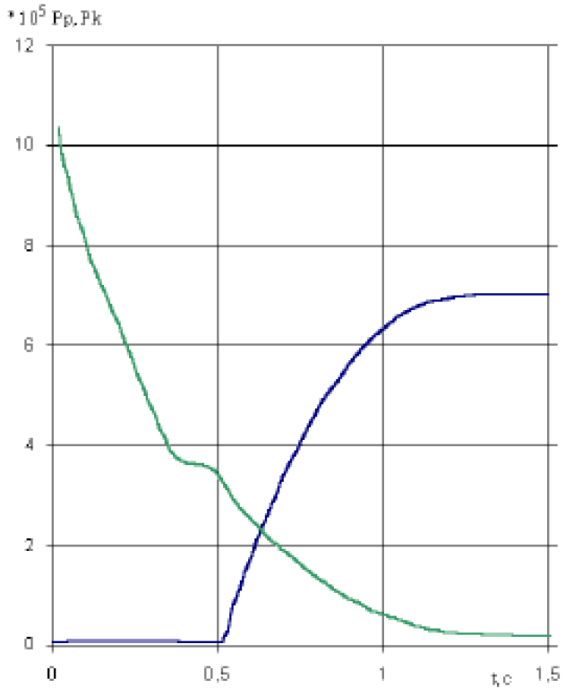
а) б)

а) – $p_r = 8,4 \cdot 10^5$ Па; б) – $p_r = 7 \cdot 10^5$ Па

Рисунок А.7 – Розрахункова динамічна характеристика ПГП причепа у разі розриву живлячої магістралі при різних тисках у ресивері

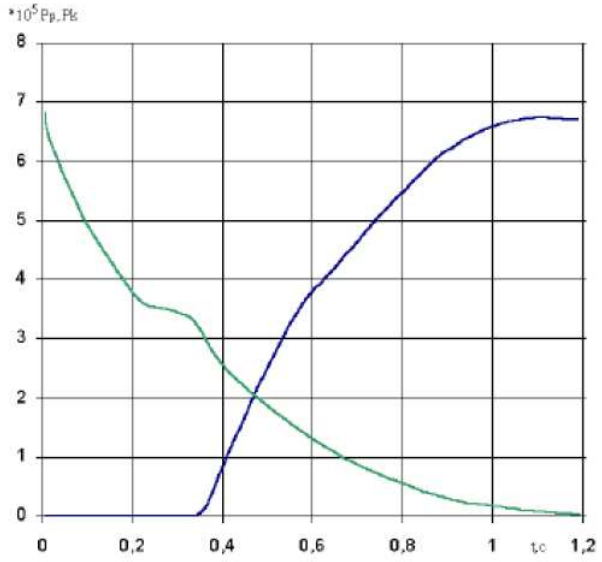
Додаток Б

Експериментальні динамічні характеристики пневматичного гальмового привода



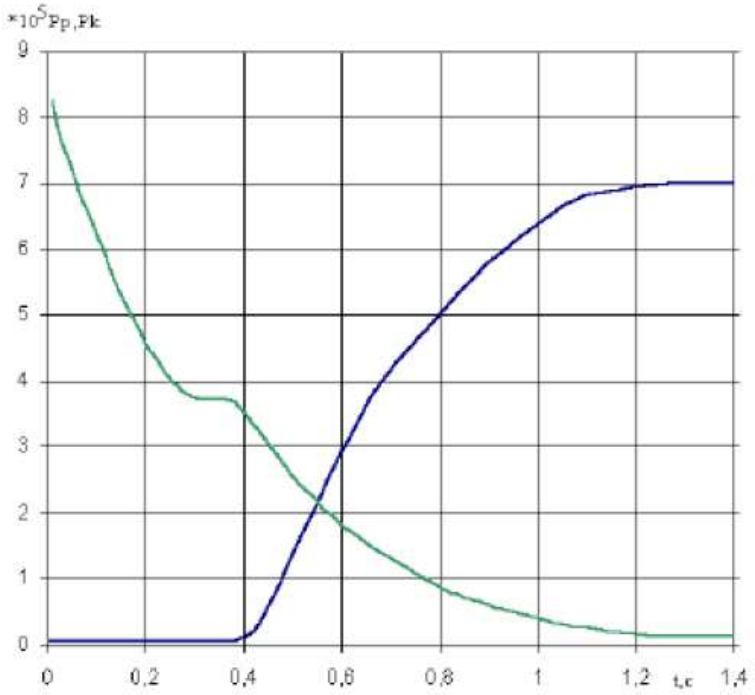
$p_p(0) = 10{,}5 \cdot 10^5$ Па; $p_r = 6{,}9 \cdot 10^5$ Па

Рисунок Б.1 – Оцифрована динамічна характеристика ПГП для наступних початкових умов процесу автоматичного гальмування



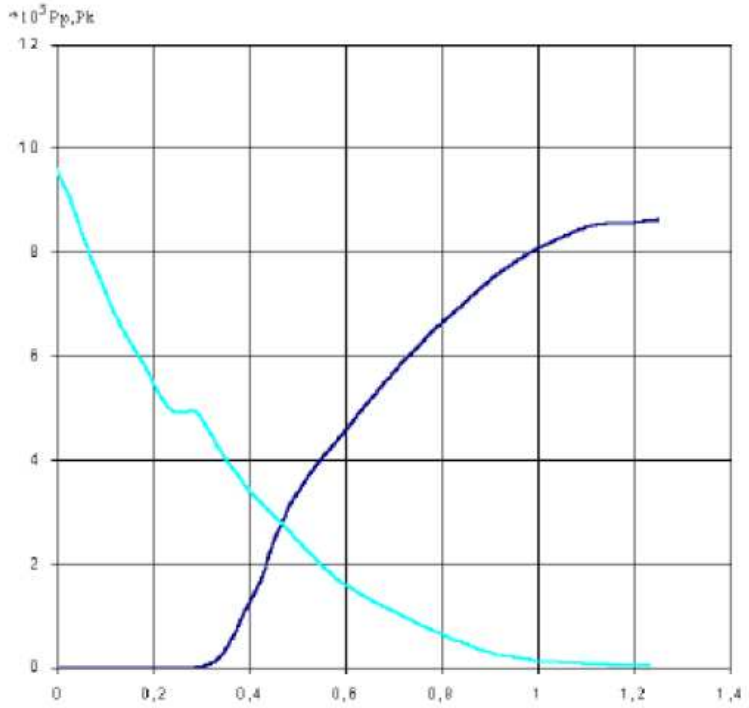
$p_p\ (0) = 6{,}8 \cdot 10^5$ Па; $p_r = 6{,}7 \cdot 10^5$ Па

Рисунок Б.2 – Оцифрована динамічна характеристика ПГП для наступних початкових умов процесу автоматичного гальмування



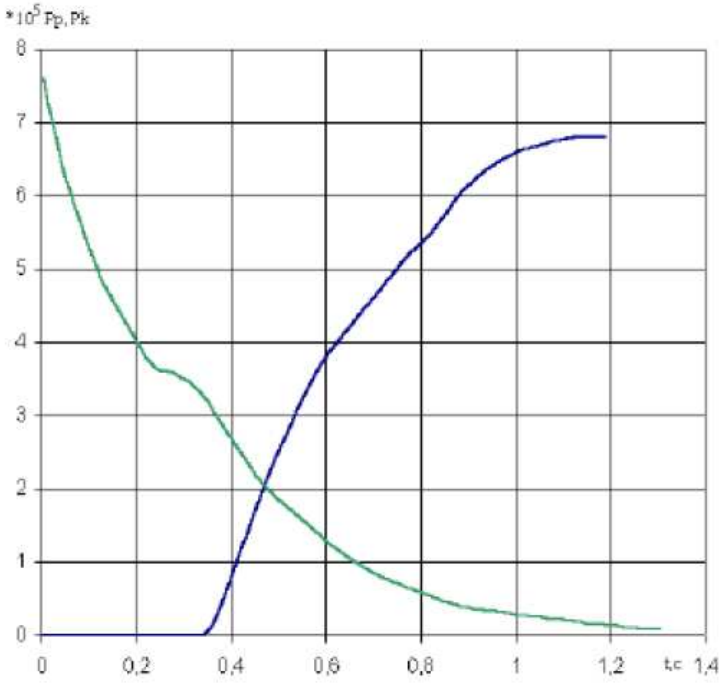
p_p (0) = 8,3 · 10^5 Па; p_r = 7 · 10^5 Па

Рисунок Б.3 – Оцифрована динамічна характеристика ПГП для наступних початкових умов процесу автоматичного гальмування



p_p(0) = 9,6 · 10^5 Па; p_r = 8,6 · 10^5 Па

Рисунок Б.4 – Оцифрована динамічна характеристика ПГП для наступних початкових умов процесу автоматичного гальмування



$p_p(0) = 7{,}6 \cdot 10^5$ Па; $p_r = 6{,}8 \cdot 10^5$ Па

Рисунок Б.5 – Оцифрована динамічна характеристика ПГП для наступних початкових умов процесу автоматичного гальмування

Додаток В

Розраховані динамічні характеристики пневматичного гальмового привода

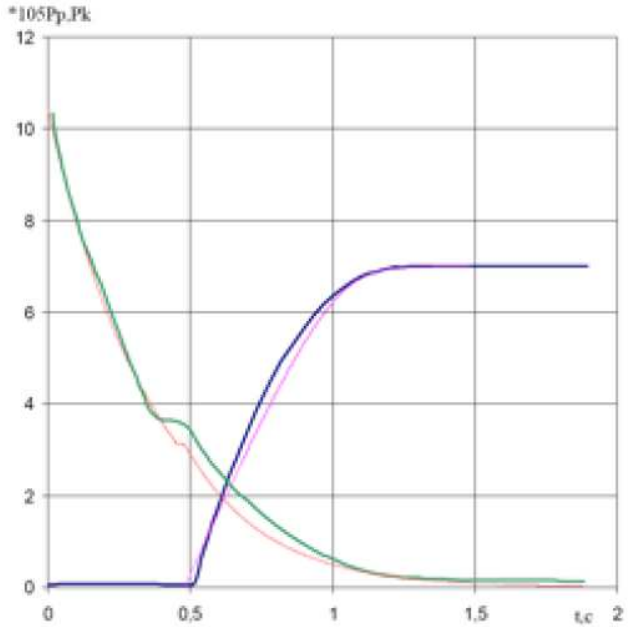


Рисунок В.1 – Розрахункова динамічна характеристика ПГП, що включає РГС з функціями повітророзподільного клапана для процесу автоматичного гальмування при початковому тиску в живлячій магістралі $p_p := 10{,}4 \cdot 10^5$ Па і тиски у ресивері $p_r := 6{,}9 \cdot 10^5$ Па

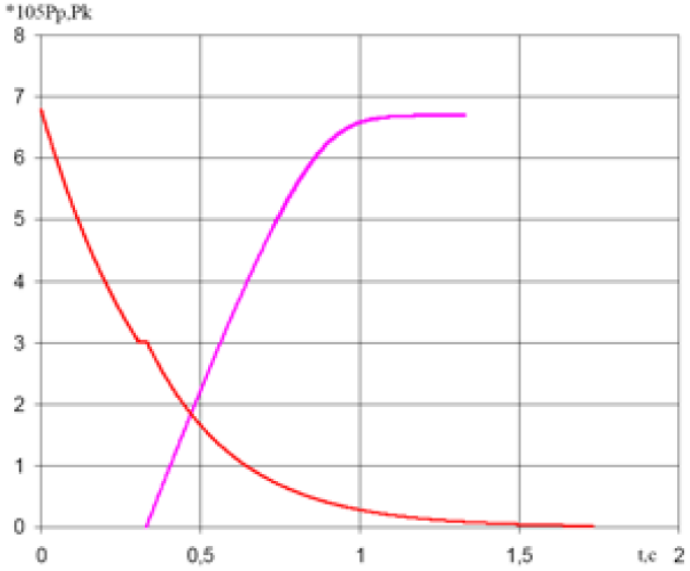


Рисунок В.2 – Розрахункова динамічна характеристика ПГП, що включає РГС з функціями повітророзподільного клапана для процесу автоматичного гальмування при початковому тиску в живлячій магістралі $p_p := 6{,}8 \cdot 10^5$ Па і тиски у ресивері $p_r := 6{,}7 \cdot 10^5$ Па

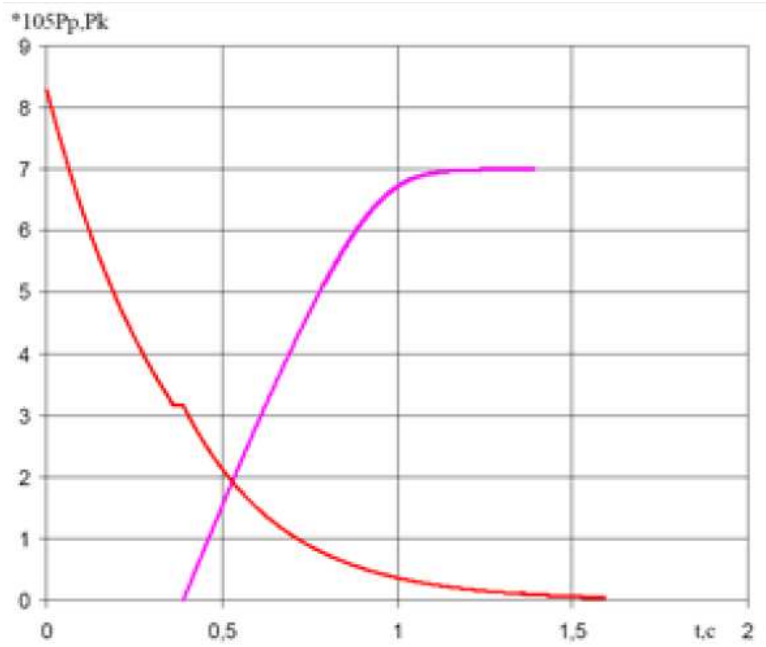


Рисунок В.3 – Розрахункова динамічна характеристика ПГП, що включає РГС з функціями повітророзподільного клапана для процесу автоматичного гальмування при початковому тиску в живлячій магістралі $p_p := 8{,}3 \cdot 10^5$ Па і тиски у ресивері $p_r := 7 \cdot 10^5$ Па

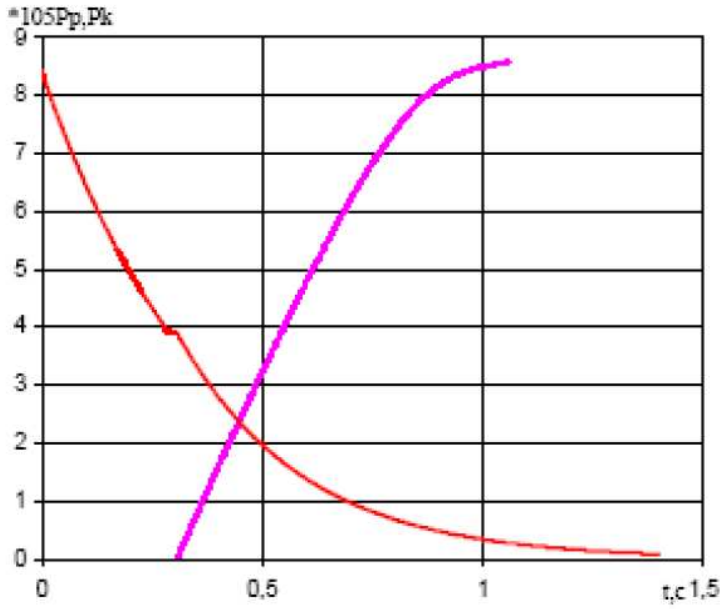


Рисунок В.4 – Розрахункова динамічна характеристика ПГП, що включає РГС з функціями повітророзподільного клапана для процесу автоматичного гальмування при початковому тиску в живлячій магістралі $p_p := 8{,}4 \cdot 10^5$ Па і тиски у ресивері $p_r := 8{,}4 \cdot 10^5$ Па

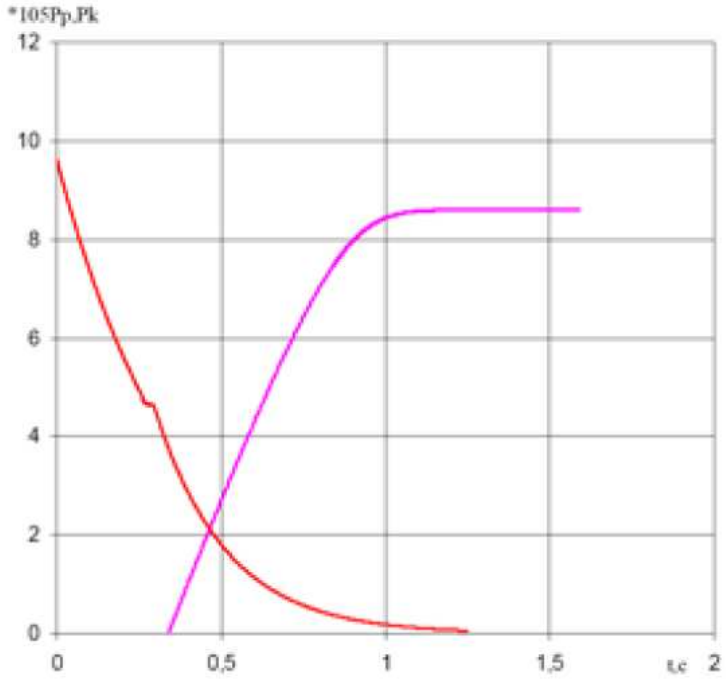


Рисунок В.5 – Розрахункова динамічна характеристика ПГП, що включає РГС з функціями повітророзподільного клапана для процесу автоматичного гальмування при початковому тиску в живлячій магістралі $p_p := 9{,}6 \cdot 10^5$ Па і тиски у ресивері $p_r := 8{,}6 \cdot 10^5$ Па

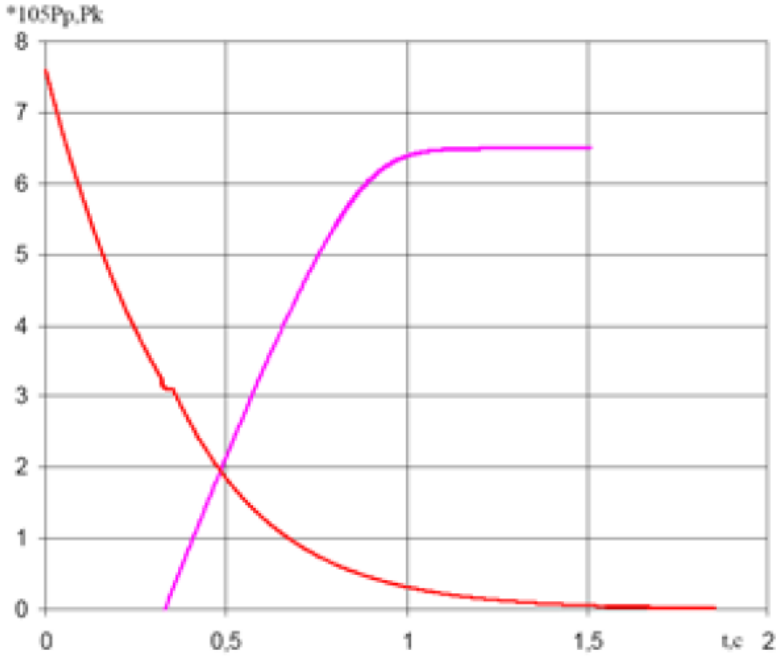


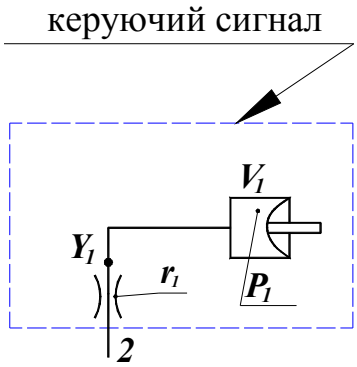
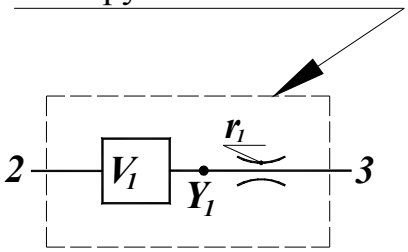
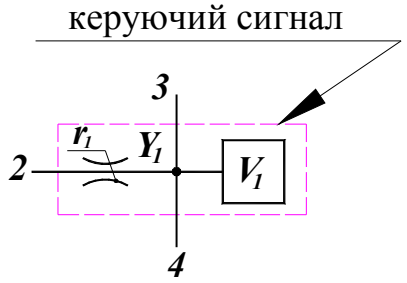
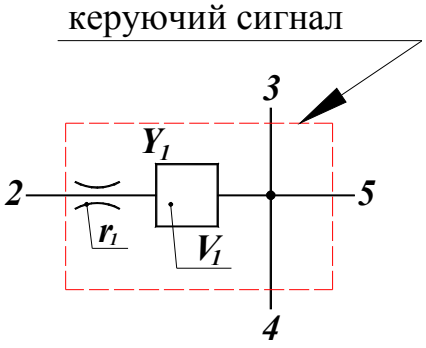
Рисунок В.6 – Розрахункова динамічна характеристика ПГП, що включає РГС з функціями повітророзподільного клапана для процесу автоматичного гальмування при початковому тиску в живлячій магістралі $p_p := 7{,}6 \cdot 10^5$ Па і тиски у ресивері $p_r := 6{,}8 \cdot 10^5$ Па

Додаток Г

Вихідні данні та результати моделювання ДЄ-ланок

Таблиця Г.1

Основні елементи привода з електронним керуванням

№	Апарати ПГП АТЗ	Схема
1	Виконавчі елементи ПГП, гальмові камери	
2	Ресивери, трубопроводи, гальмовий кран, окремі режими роботи захисних клапанів, проточні порожнини	
3	Верхня секція двосекційного гальмового крана, розгалуження	
4	Нижня секція двосекційного гальмового крана, розгалуження	

Таблиця Г.2

Сигнали керування та відповідний стан ДЄ-ланки

№	Сигнал		Стан ДЄ-ланки
	Y	*Z*	
1	0	0	Тиск у порожнині підтримується постійним, впускний та випускний клапани закриті
2	1	0	Впускний клапан відкритий. Випускний клапан закритий. Відбувається наповнення порожнини. В даному випадку модель аналогічна порожнині виконавчого апарату під час наповнення.
3	0	1	Впускний клапан закритий. Випускний клапан відкритий. Відбувається спорожнення порожнини.
4	1	1	Впускний та випускний клапани відкриті. Такий стан клапанної системи застосовується для моделювання проміжних положень клапанів у модуляторах тиску або як проміжний стан під час роботи модулятора.

Таблиця Г.3

Основні розрахункові параметри контуру ЕПГП

№	Параметр	Значення	Розмірність
1	Діаметр трубопроводу Y_{TM}	12,5	мм
2	Довжина трубопроводу Y_{TM}	2,5	м
3	Об'єм модулятора Y_M	0,101	л
4	Діаметр вхідного отвору Y_M	12	мм
5	Діаметр трубопроводу Y_{TTK}	12,5	мм
6	Довжина трубопроводу Y_{TTK}	0,785	м
7	Діаметр вхідного отвору Y_{TK}	10	мм
8	Об’єм ємності Y_{TK}	1,025	л

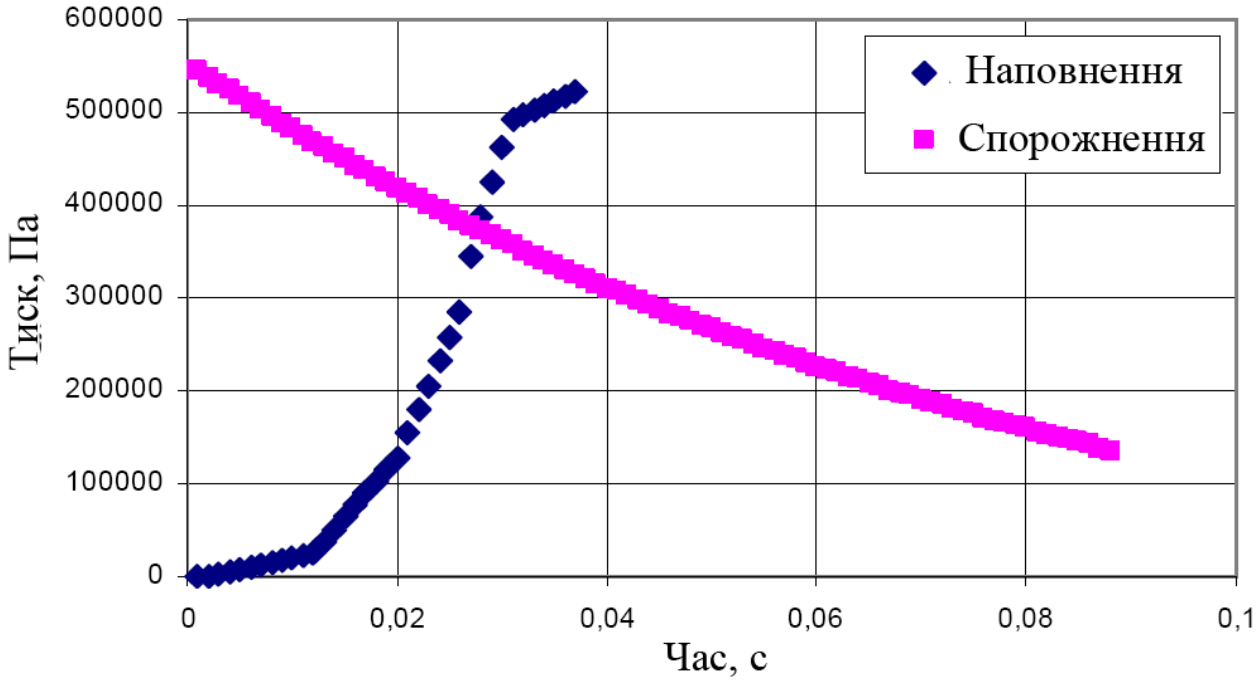


Рисунок Г.1 – Розрахункові криві наповнення і спорожнення гальмової камери тип 30

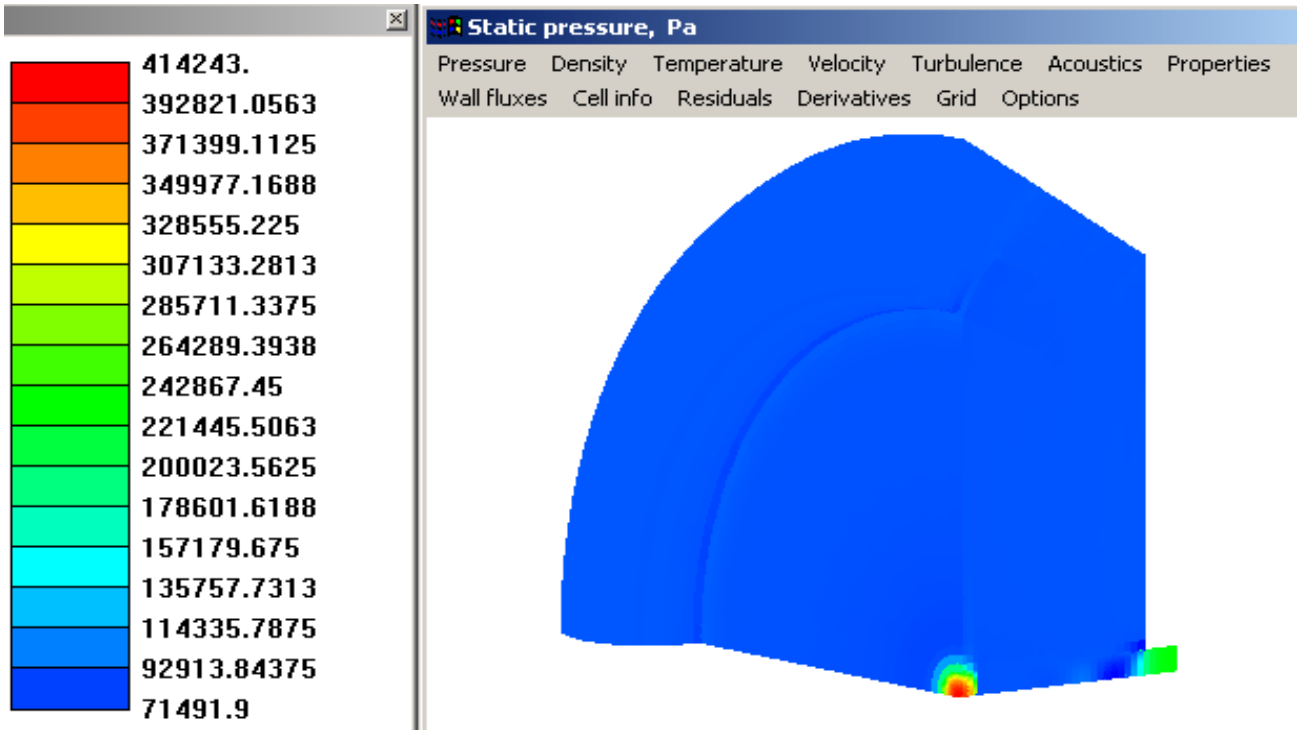


Рисунок Г.2 – Поле розподілу статичного тиску на момент часу 0,009614 с у процесі наповнення гальмової камери

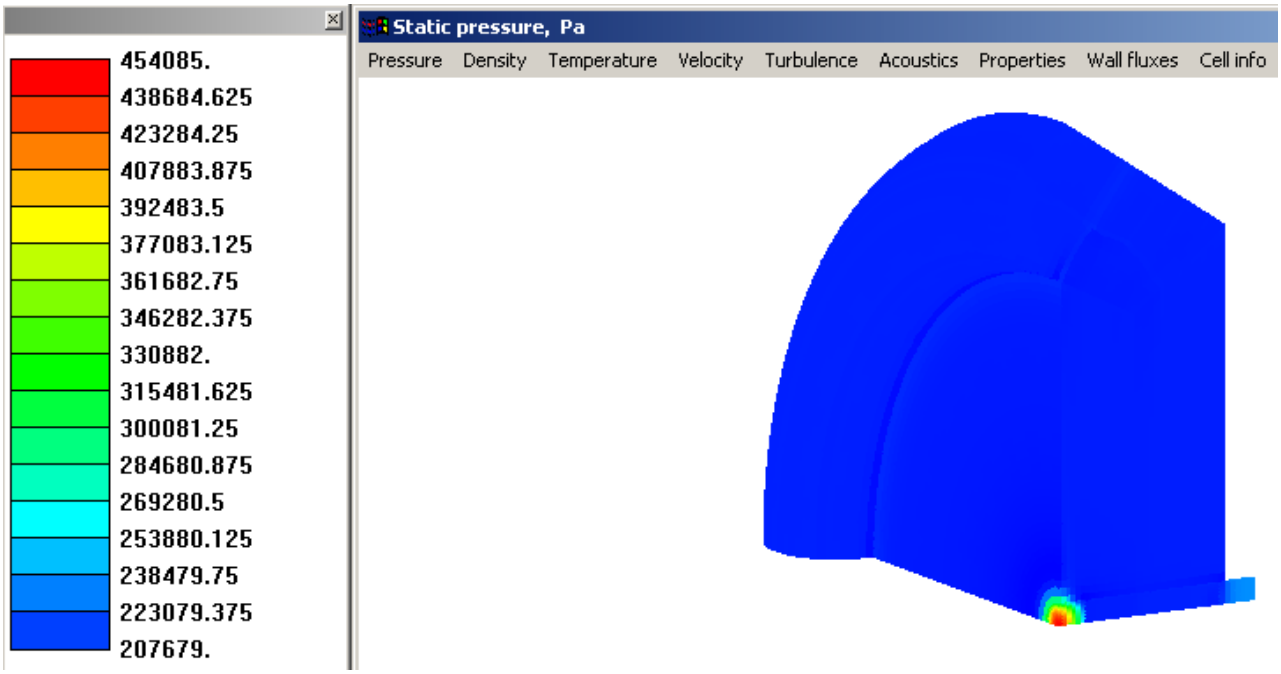


Рисунок Г.3 – Поле розподілу статичного тиску на момент часу 0,02061 с у процесі наповнення гальмової камери

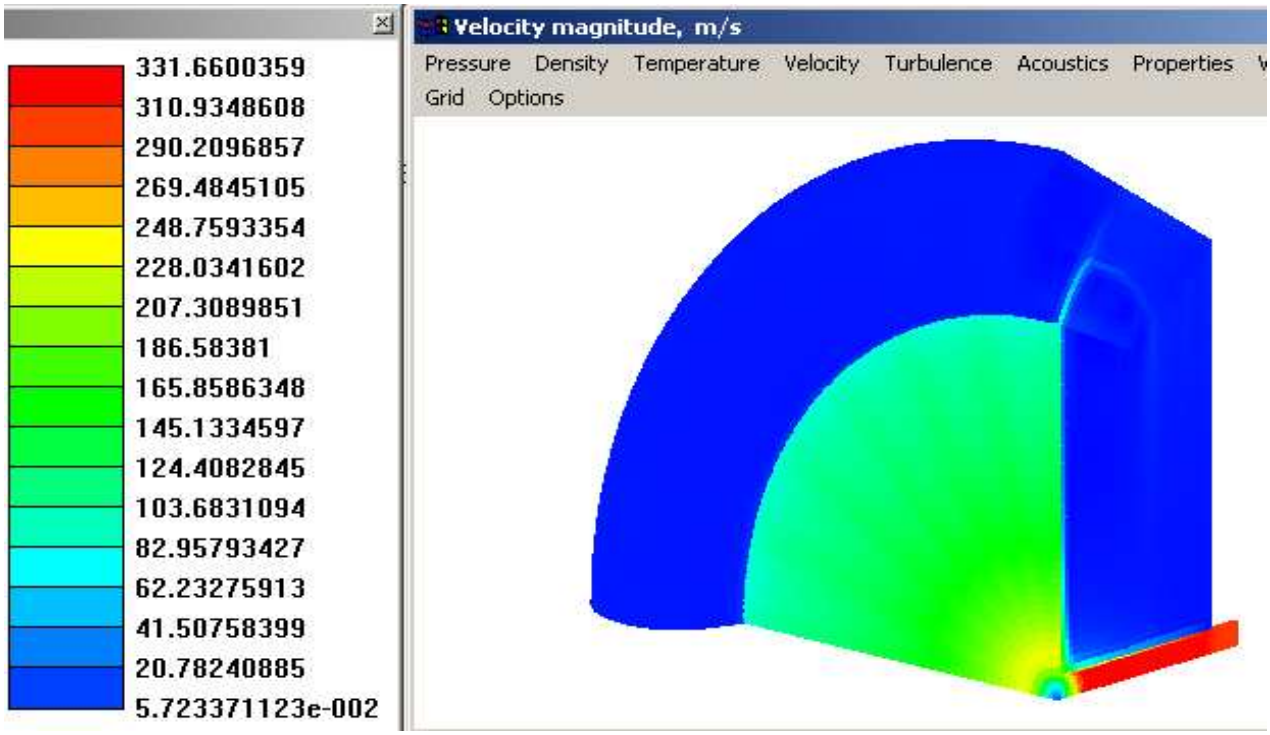


Рисунок Г.4 – Поле розподілу значення модуля вектора швидкості на момент часу 0, 02061 с у процесі наповнення гальмової камери

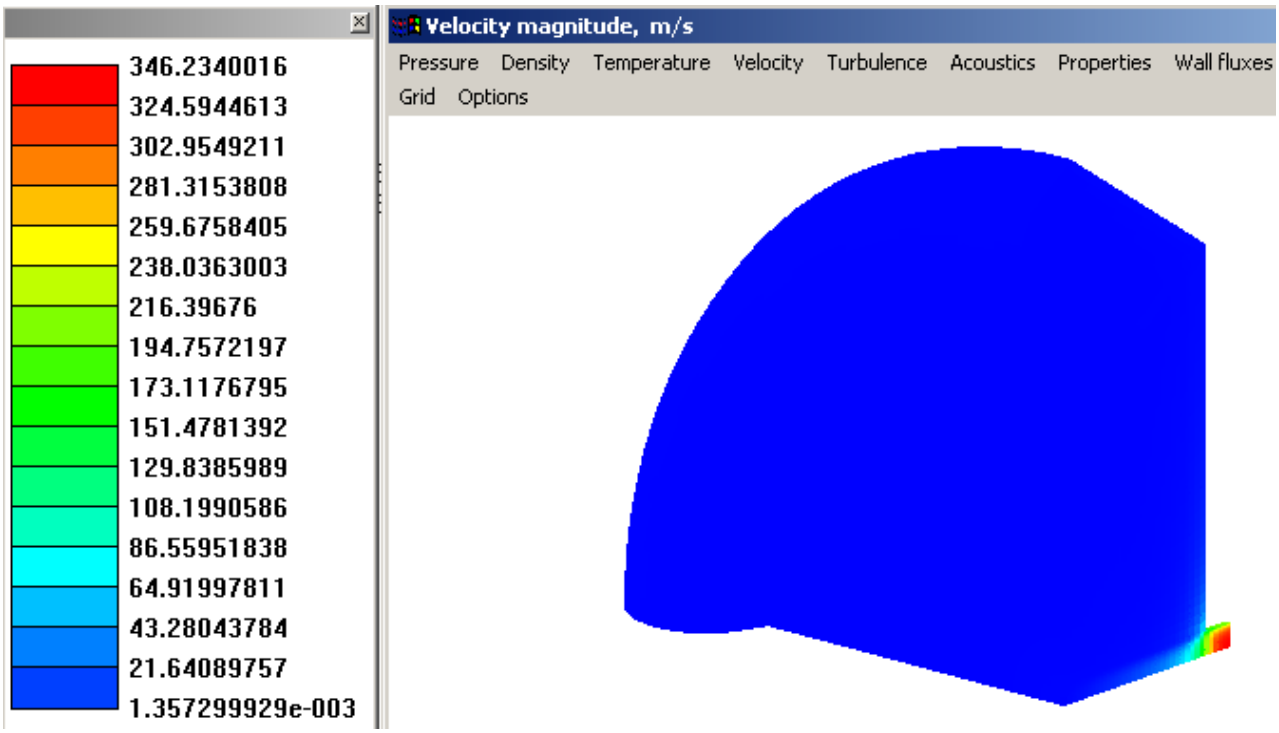


Рисунок Г.5 – Поле розподілу значення модуля вектора швидкості на момент часу 0, 01491 с у процесі спорожнення гальмової камери

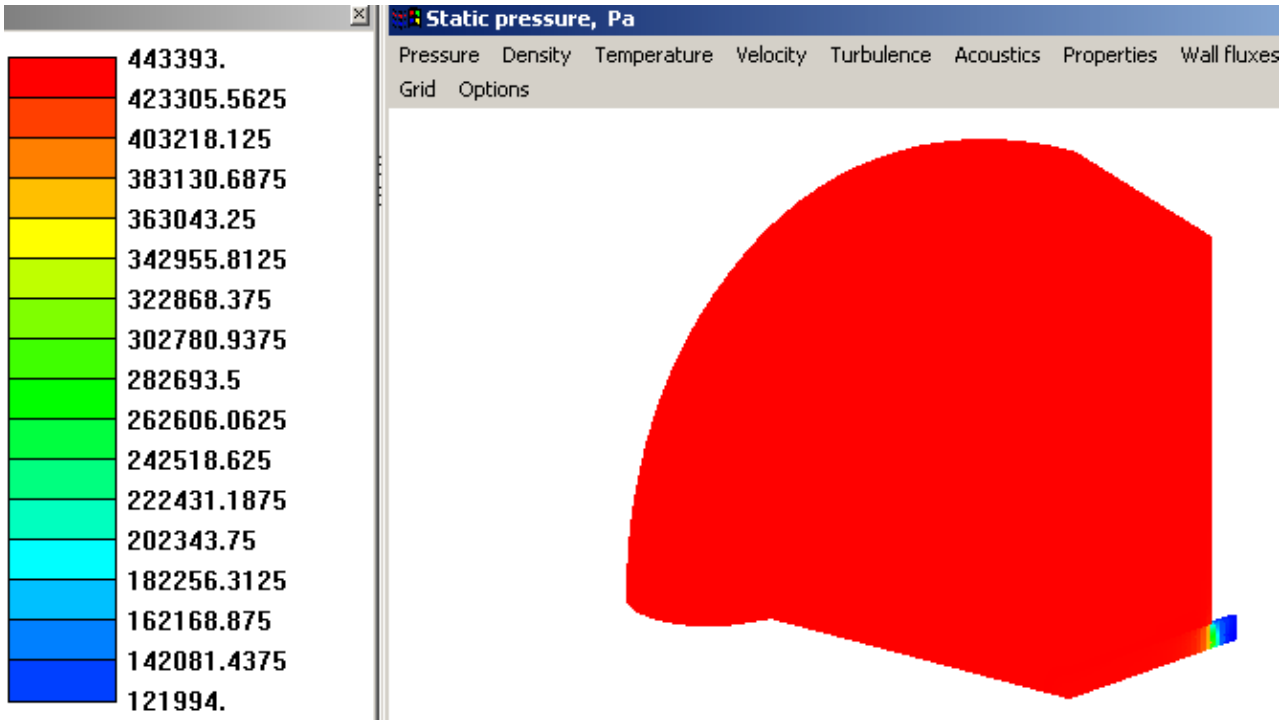


Рисунок Г.6 – Поле розподілу статичного тиску на момент часу 0,01491 с у процесі спорожнення гальмової камери

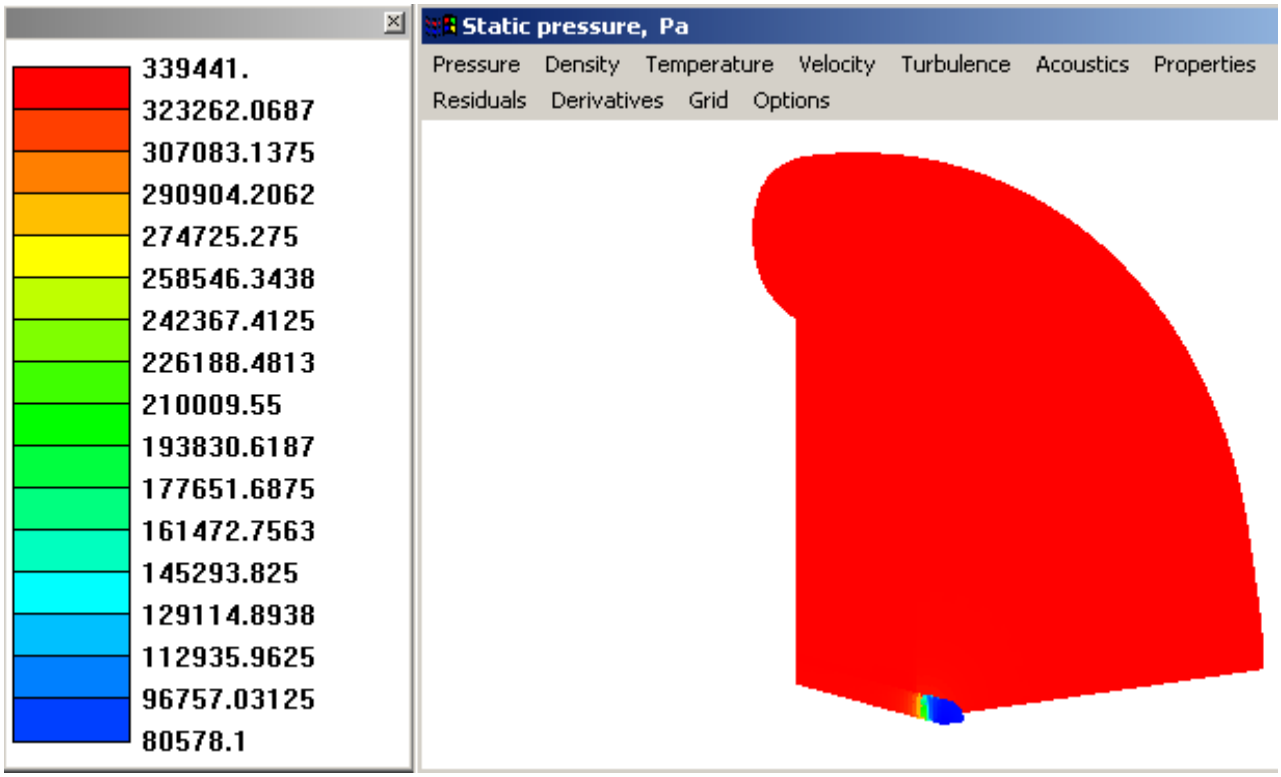


Рисунок Г.7 – Поле розподілу статичного тиску на момент часу 0,032462 с у процесі спорожнення гальмової камери

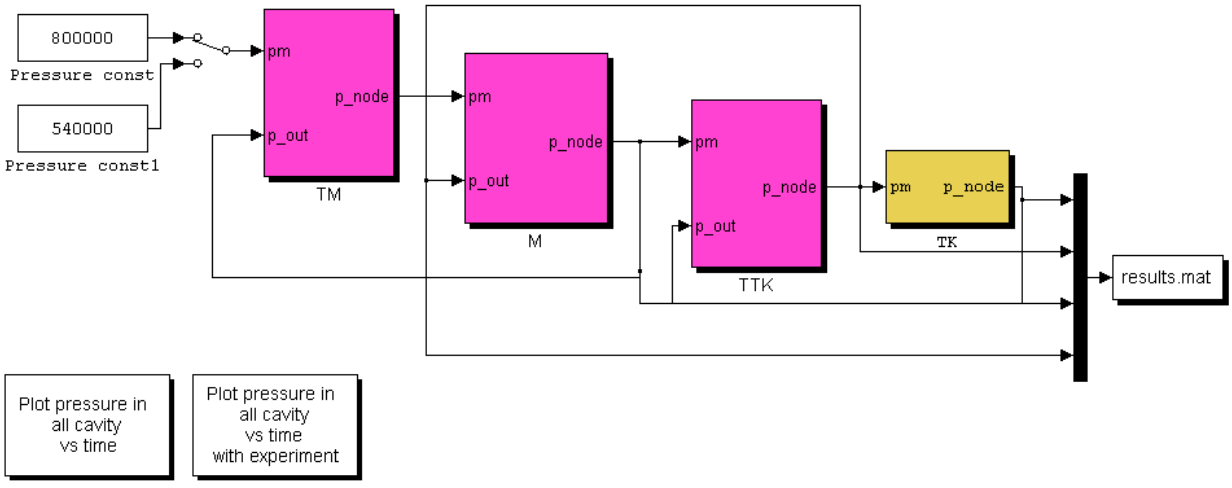


Рисунок Г.8 – Структурна схема програми для розрахунку контуру привода з електронним керуванням в режимі наповнення

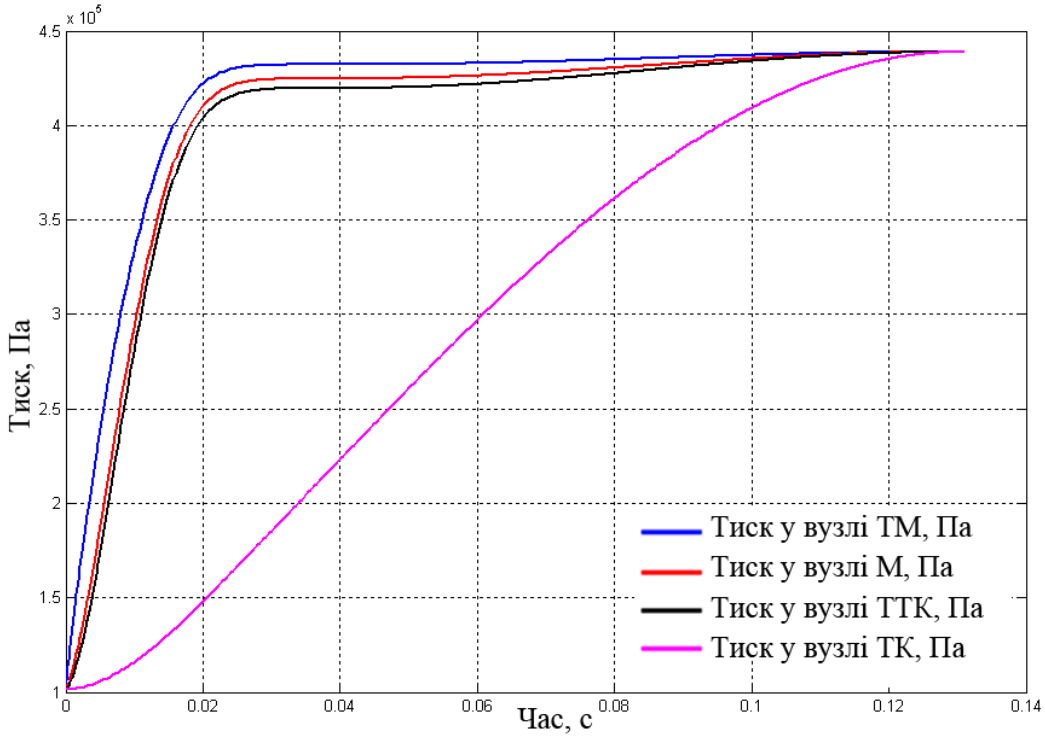
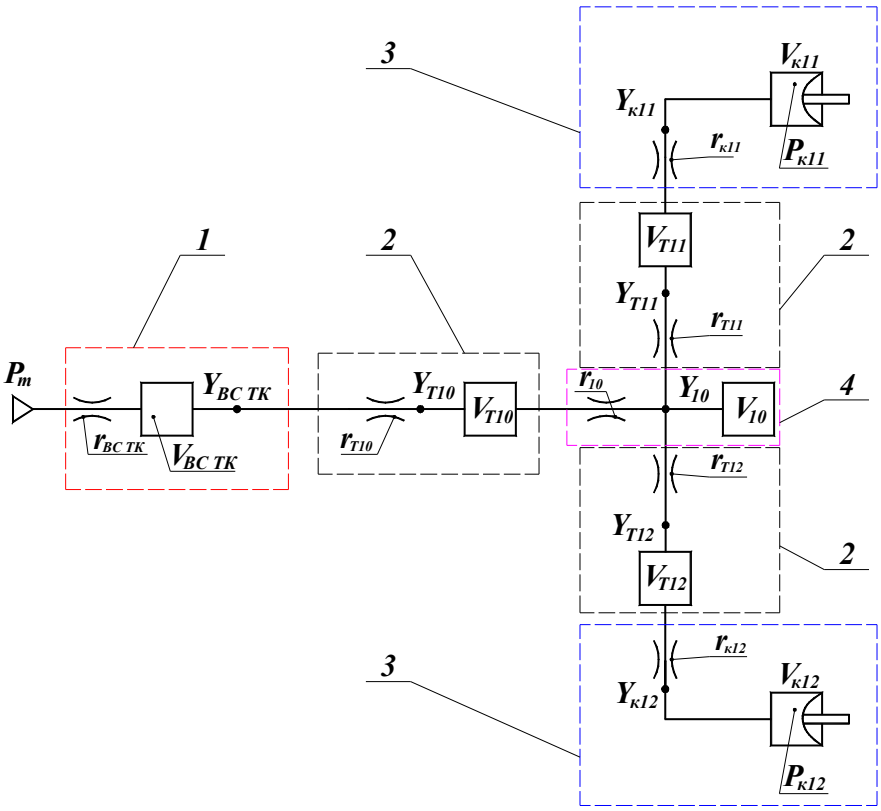


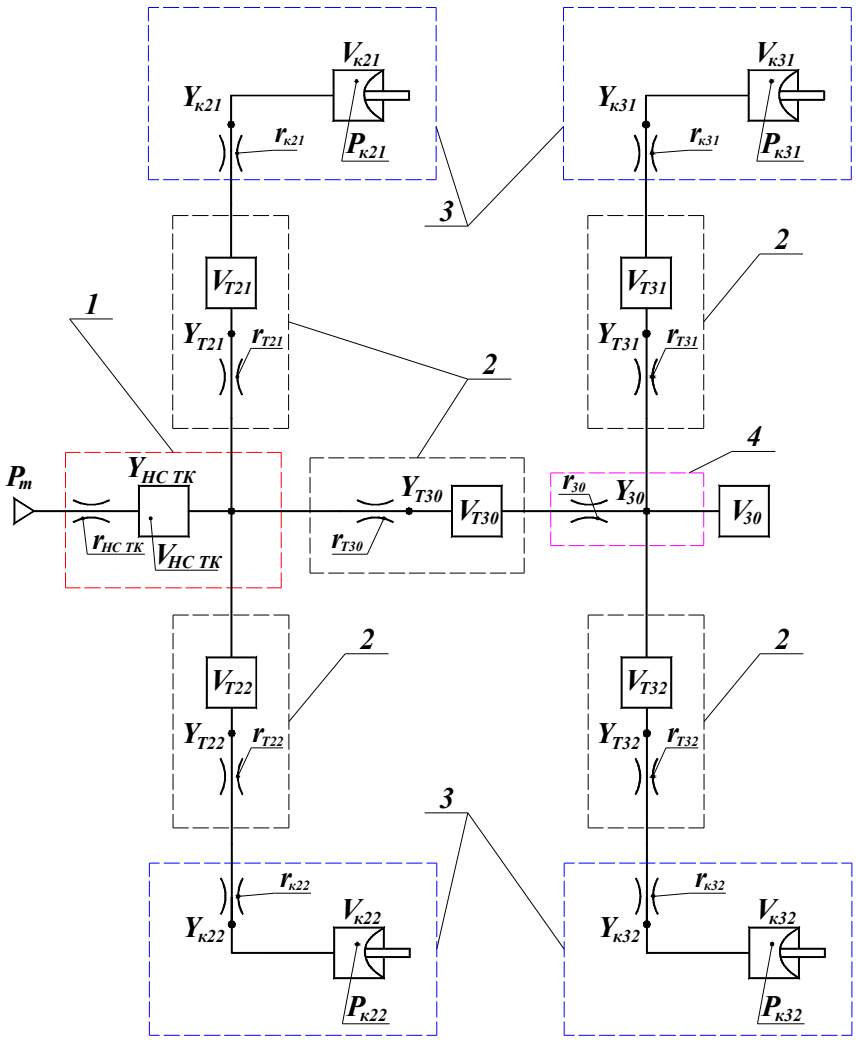
Рисунок Г.9 – Графіки залежності тиску у вузлах від часу



1 – верхня секція гальмового крана; 2 – з'єднувальна трубопроводи;
3 – гальмові камери; 4 – трійник

Рисунок Г.10 – Розрахункова схема контуру привода транспортного засобу категорії N_3 , пов'язаного з заднім мостом

На рис. Г.10 позначено наступне: p_m – тиск стисненого повітря в ресивері; $Y_{\text{ВСТ К}}$ – вузол, що відповідає верхній секції гальмового крана; $Y_{\text{Т 10}}$ – вузол, що відповідає трубопроводу, який з'єднує верхню секцію гальмового крана з трійником 4; Y_{10} – вузол, що відповідає трійнику 4; $Y_{\text{Т 11}}$ – вузол, що відповідає трубопроводу, який з'єднує трійник з правою гальмовою камерою заднього моста; $Y_{\text{Т 12}}$ – вузол, що відповідає трубопроводу, який з'єднує трійник з лівою гальмовою камерою заднього моста; $Y_{\text{К11}}$ – вузол, що відповідає правій гальмовій камері заднього моста; $Y_{\text{К12}}$ – вузол, що відповідає лівій гальмовій камері заднього моста; r_i та V_i – опір і об'єм i-го вузла.



1 – нижня секція гальмового крана; 2 – з'єднувальні трубопроводи; 3 – гальмові камери; 4 - трійник

Рисунок Г.11 – Розрахункова схема контуру приводу транспортного засобу категорії N_3 , пов'язаного з переднім і середнім мостами

На рис. Г.11 позначено наступне: $Y_{\text{НСТ К}}$ – вузол, що відповідає нижній секції гальмового крана; $Y_{\text{Т 21}}$ – вузол, що відповідає трубопроводу, який з'єднує нижню секцію гальмового крана і праву передню гальмову камеру; $Y_{\text{Т 22}}$ – вузол, що відповідає трубопроводу, який з'єднує нижню секцію гальмового крана і ліву передню гальмову камеру; $Y_{\text{К21}}$ – вузол, що відповідає правій гальмовій камері переднього моста; $Y_{\text{К22}}$ – вузол, що відповідає лівій гальмовій камері переднього моста; $Y_{\text{Т 30}}$ – вузол, що відповідає трубопроводу, який з'єднує нижню секцію гальмового крана з трійником 4; Y_{30} – вузол, що відповідає трійнику 4; $Y_{\text{Т 31}}$ – вузол, що відповідає трубопроводу, який з'єднує трійник і праву гальмову камеру середнього моста; $Y_{\text{Т 32}}$ – вузол, що відповідає трубопроводу, який з'єднує трійник і ліву гальмову камеру середнього моста; $Y_{\text{К31}}$ – вузол, що відповідає правій гальмовій камері середнього моста; $Y_{\text{К32}}$ – вузол, що відповідає лівій гальмовій камері середнього моста.

Таблиця Г.4

Параметри трубопроводів ПГП транспортного засобу категорії N_3

Позначення на схемі	Параметри трубопроводів	
	Довжина, м	Внутрішній діаметр, мм
Т10	5,6	13
Т11	1,2	10
Т12	0,8	10
Т21	3,3	10
Т22	2,5	10
Т30	4,08	13
Т31	1,2	10
Т32	0,8	10

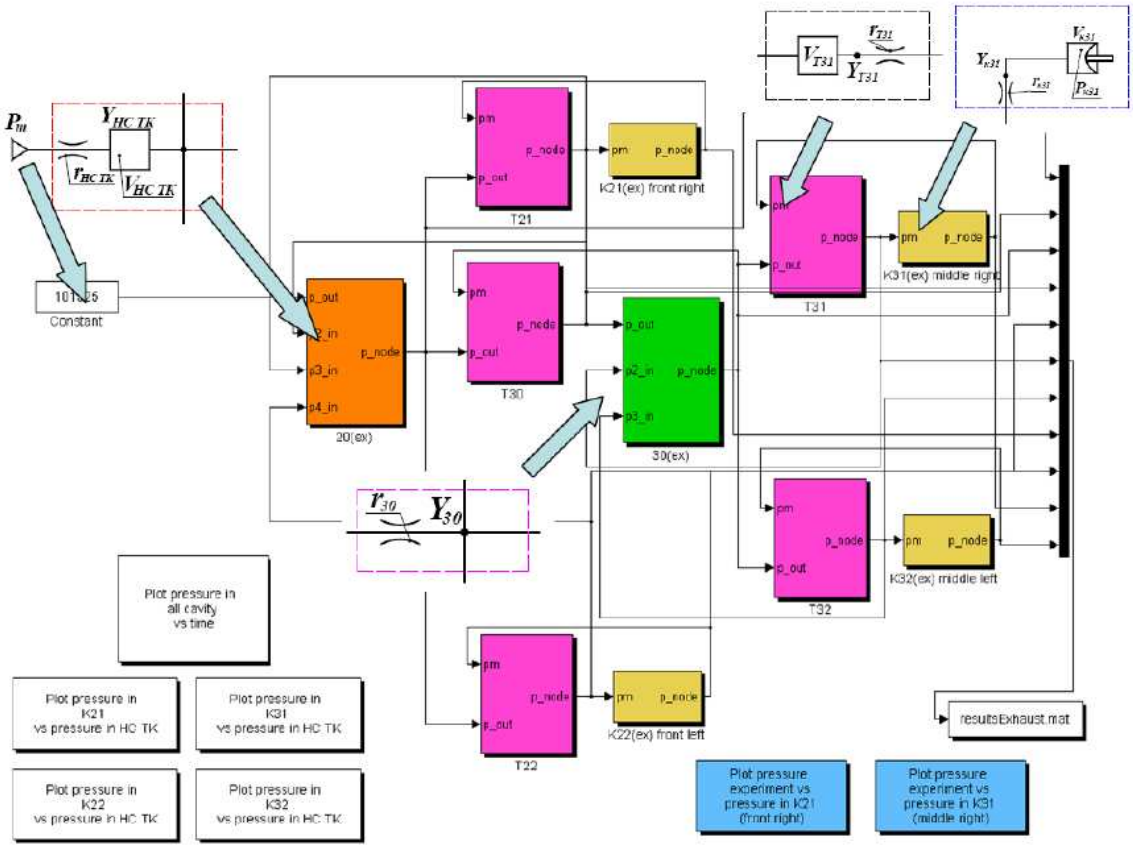


Рисунок Г.12 – Програмна реалізація контуру ПГП, пов’язаного з переднім і середнім мостами, в режимі розгальмовування

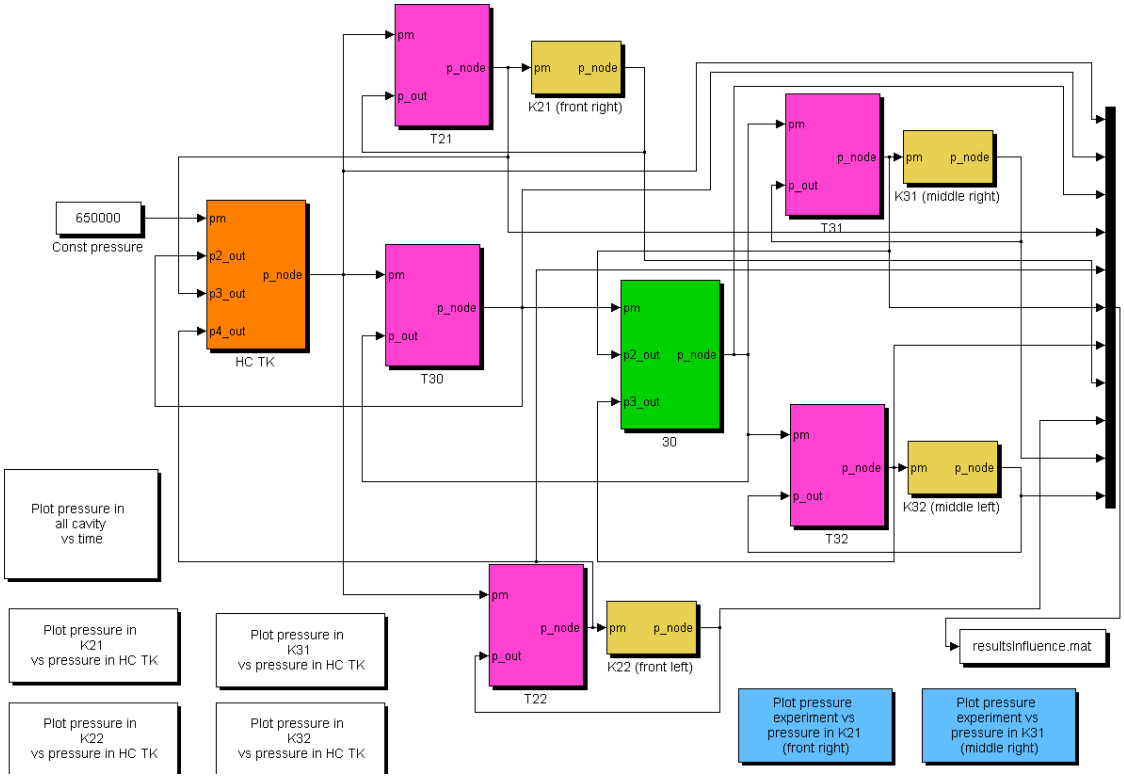


Рисунок Г.13 – Програмна реалізація контуру ПГП, пов’язаного з переднім і середнім мостами, в режимі гальмування

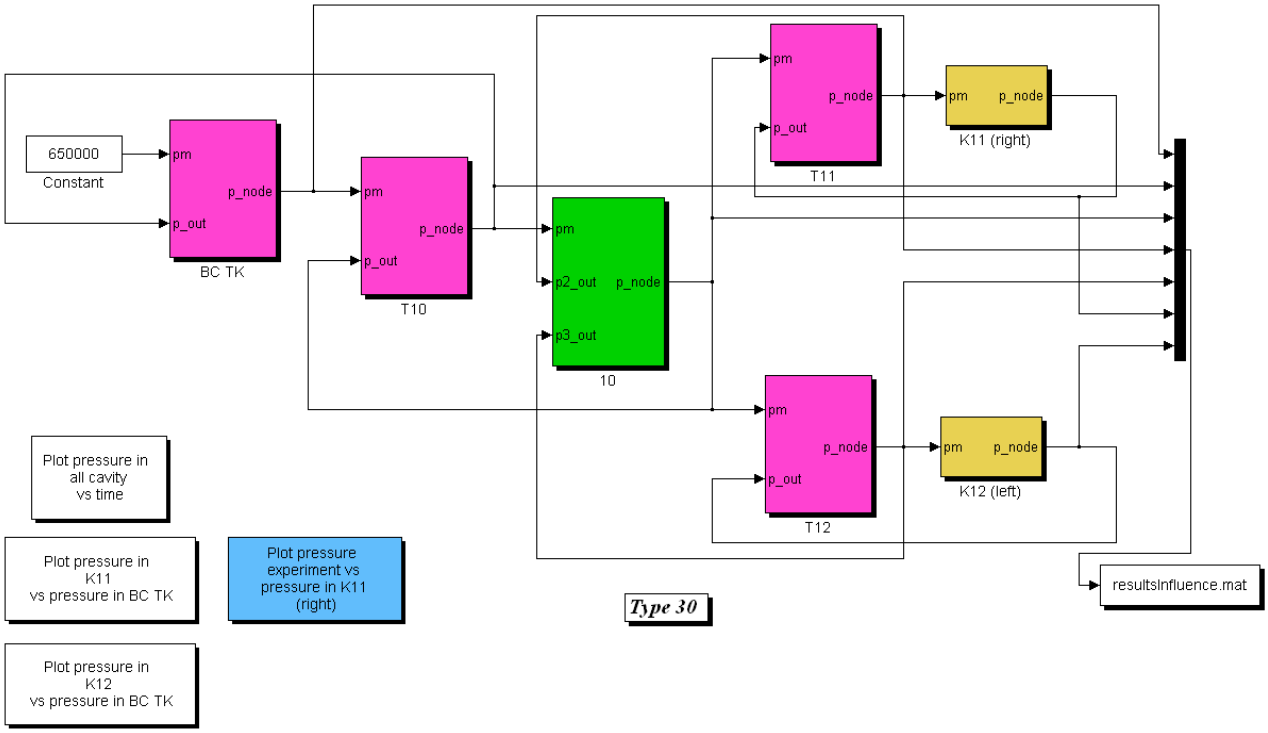


Рисунок Г.14 – Програмна реалізація контуру ПГП, пов’язаного з заднім мостом, у режимі гальмування

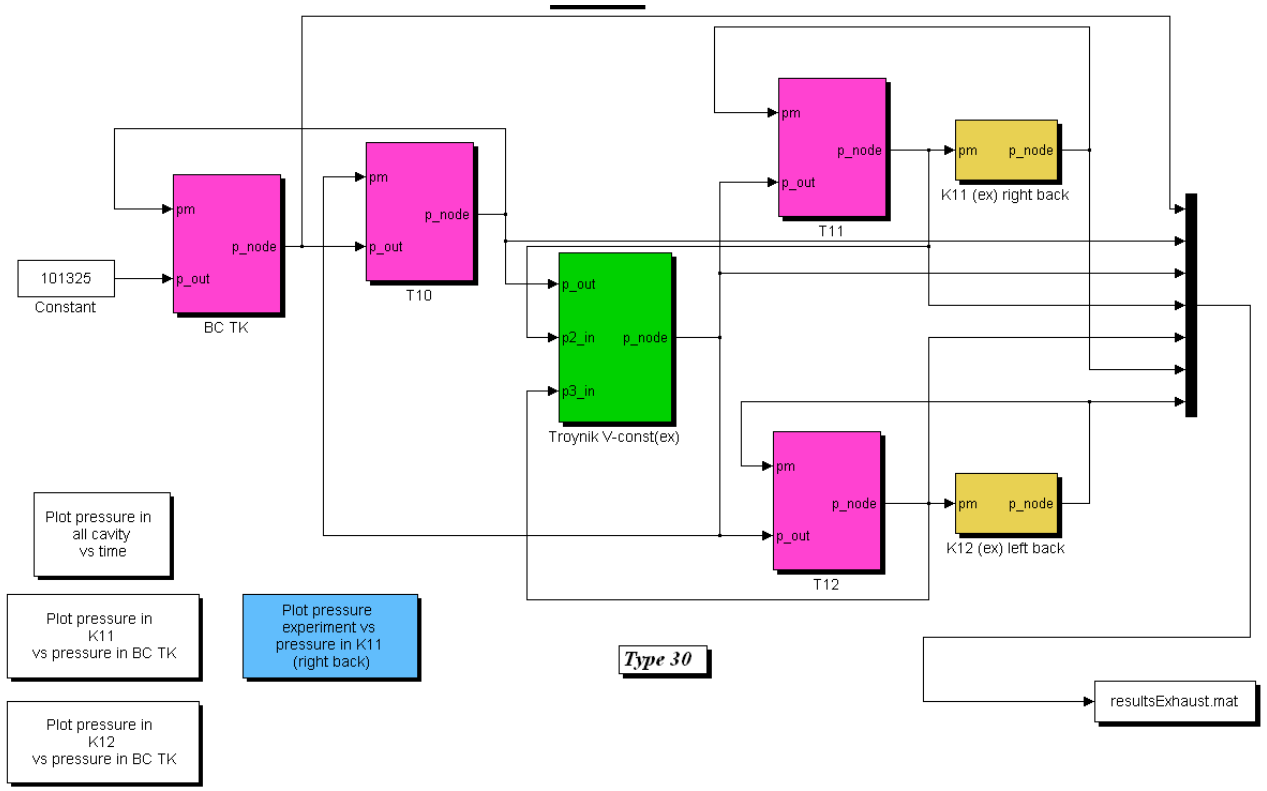


Рисунок Г.15 – Програмна реалізація контуру ПГП, пов’язаного з заднім мостом, у режимі розгальмування

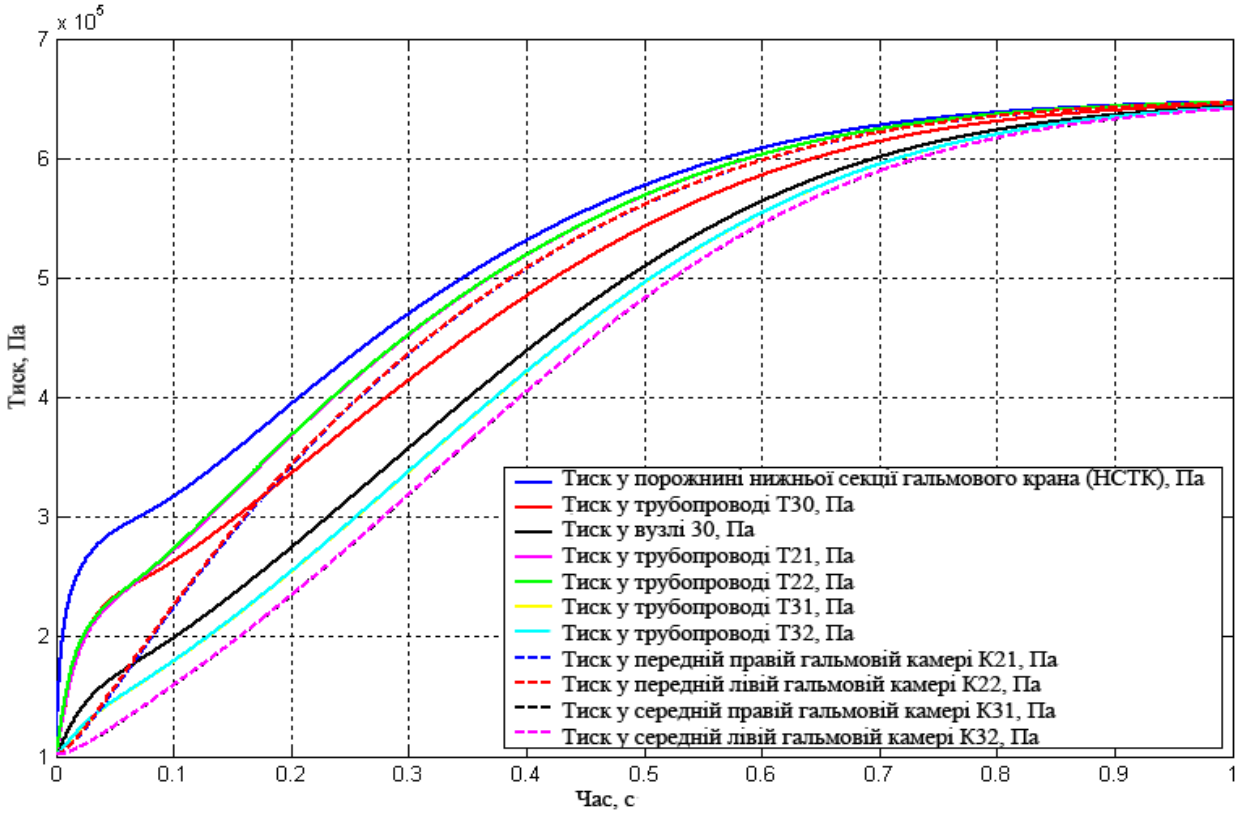


Рисунок Г.16 – Графіки залежності зміни тиску від часу при гальмуванні для контуру ПГП, пов’язаного з переднім і середнім мостами (пропонований метод)

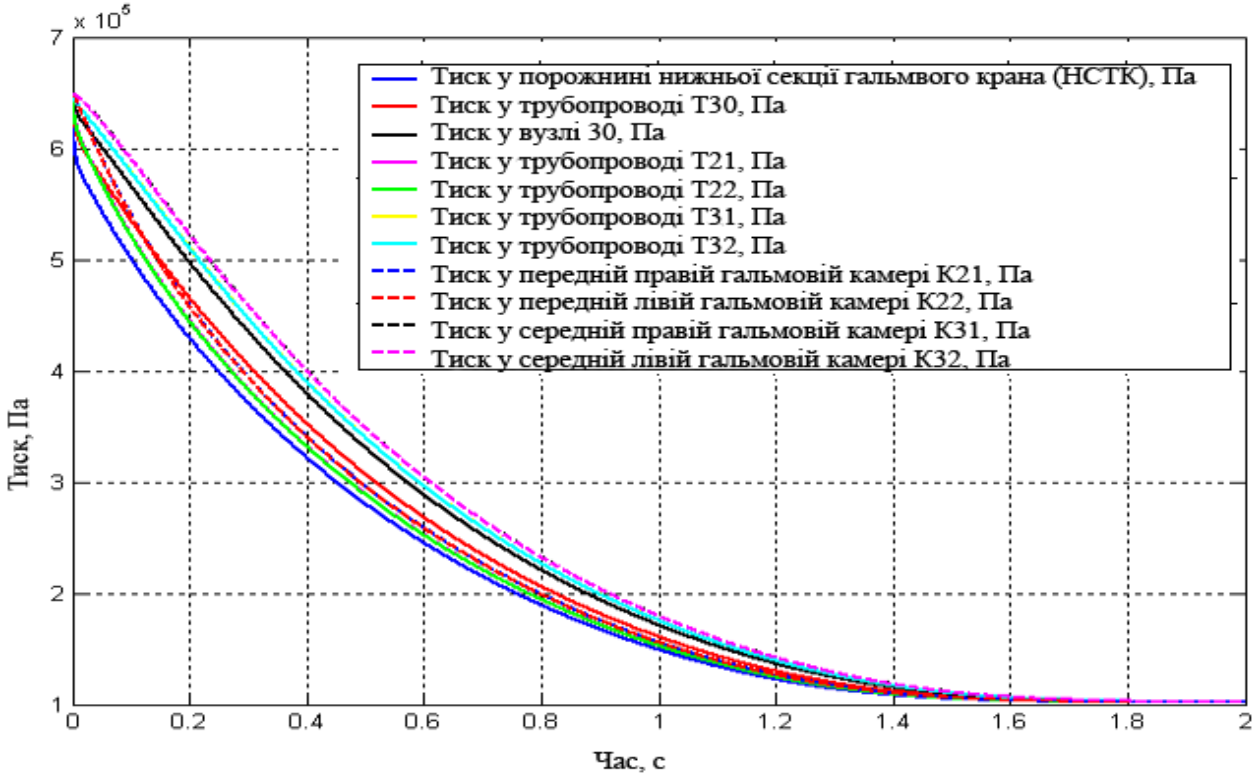


Рисунок Г.17 – Графіки залежності зміни тиску від часу при розгальмовуванні для контуру ПГП, пов’язаного з переднім і середнім мостами (пропонований метод)

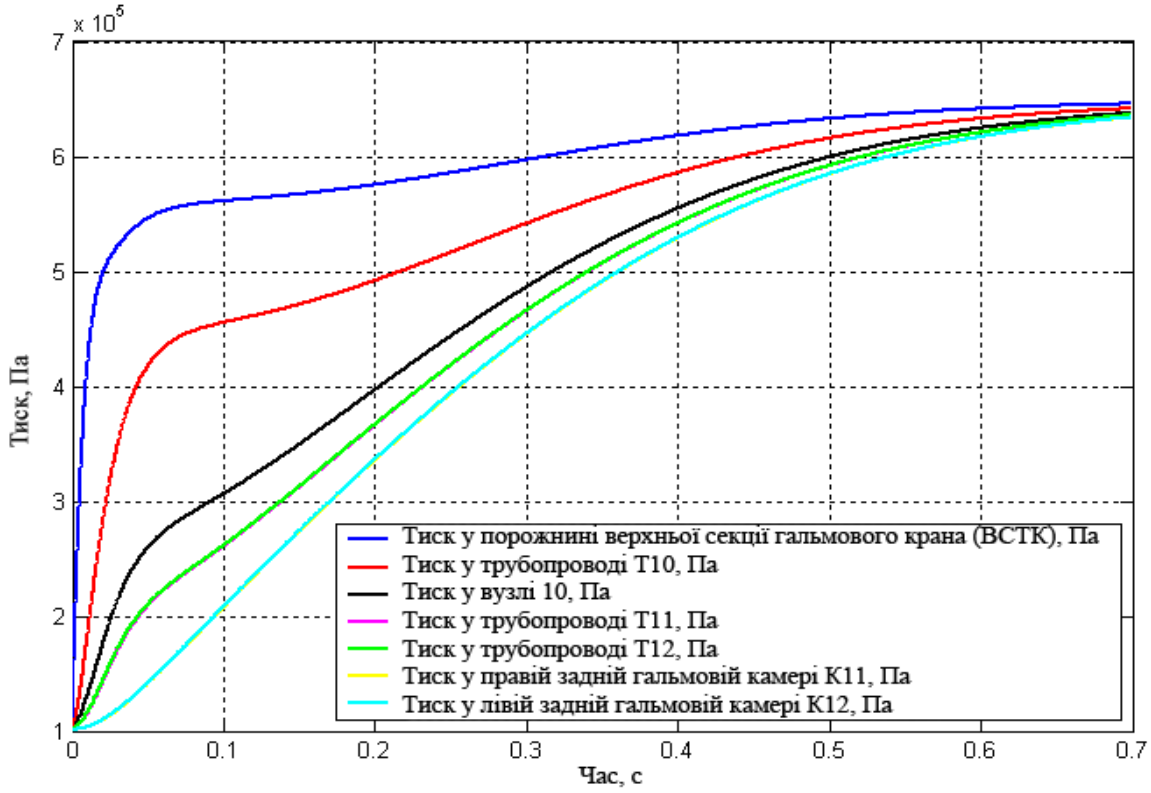


Рисунок Г.18 – Графіки залежності зміни тиску від часу при гальмуванні для контуру ПГП, пов’язаного з заднім мостом (пропонований метод)

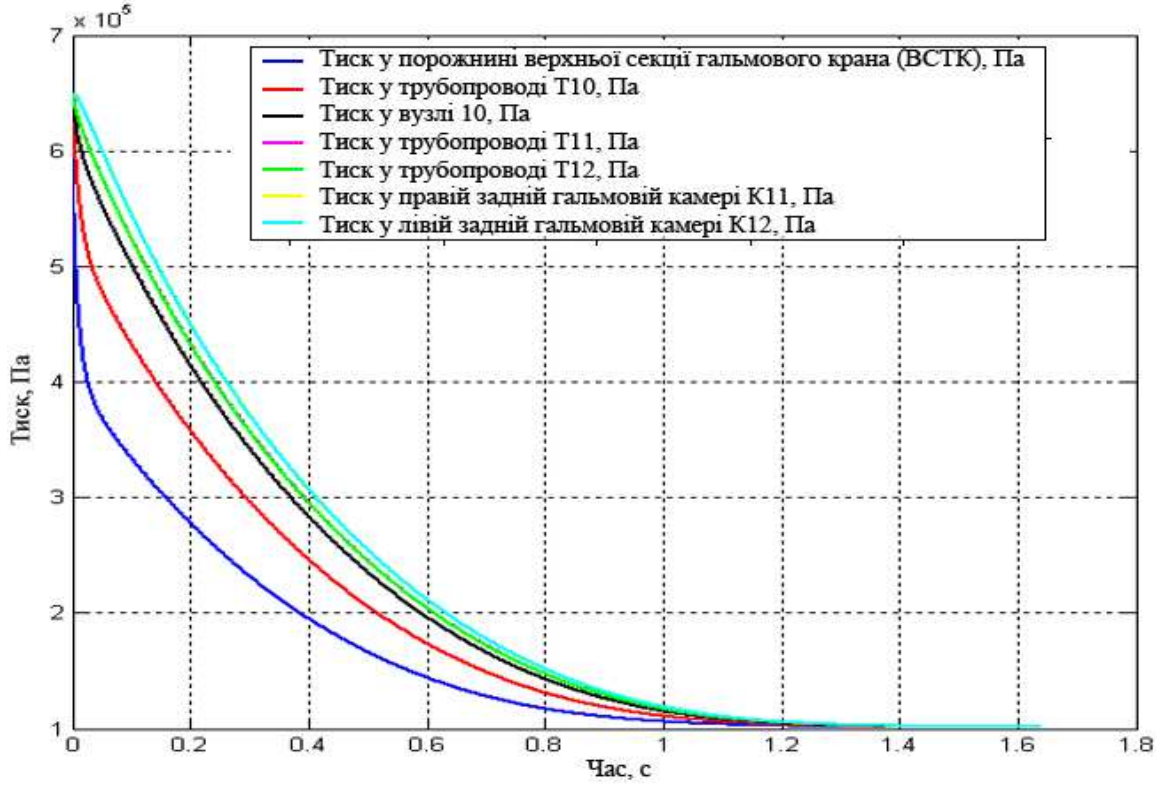


Рисунок Г.19 – Графіки залежності зміни тиску від часу при розгальмовуванні для контуру ПГП, пов’язаного з заднім мостом (пропонований метод)

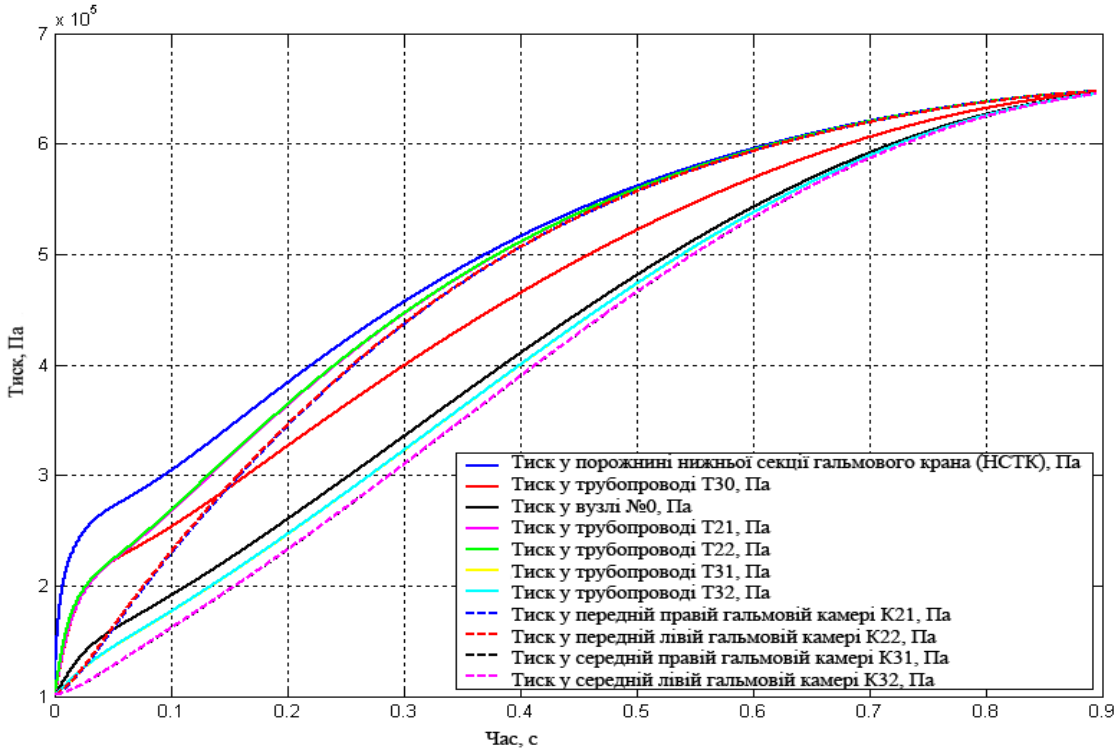


Рисунок Г.20 – Графіки залежності зміни тиску від часу при гальмуванні для контуру ПГП, пов’язаного з переднім і середнім мостами (метод Є. В. Герц)

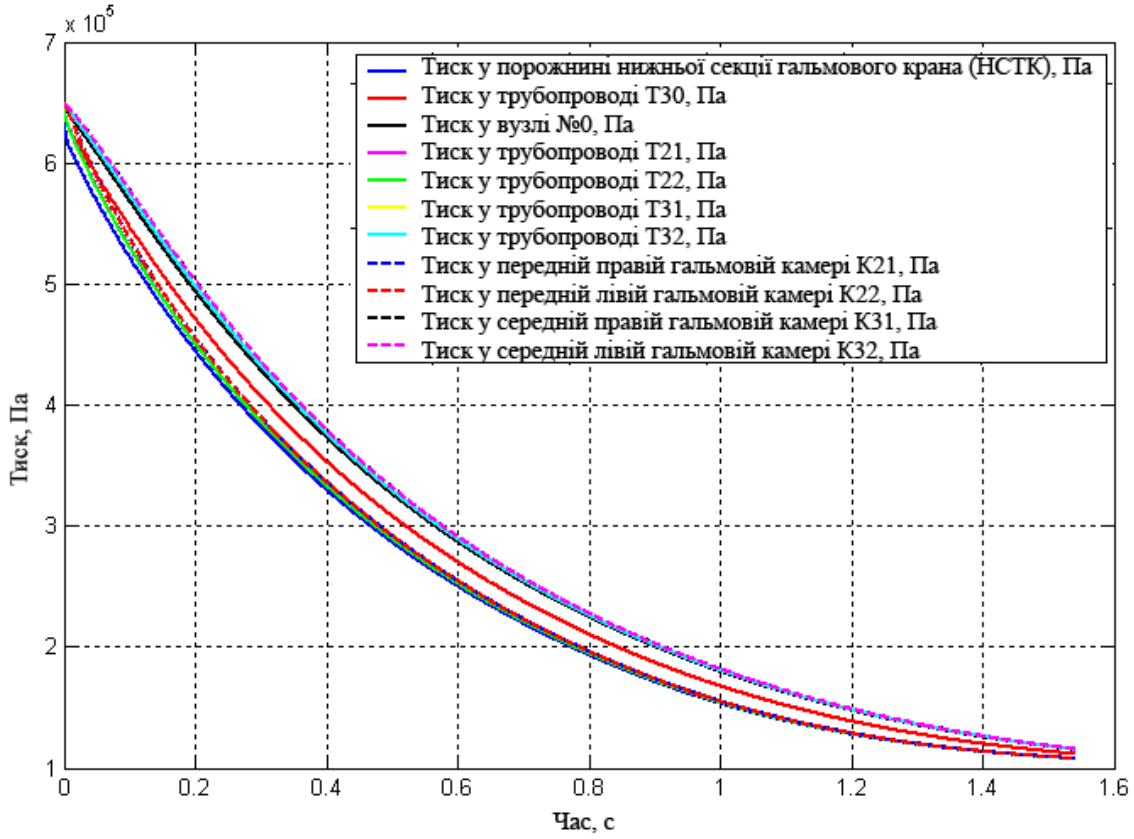


Рисунок Г.21 – Графіки залежності зміни тиску від часу при розгальмовуванні для контуру ПГП, пов’язаного з переднім і середнім мостами (метод Є. В. Герц)

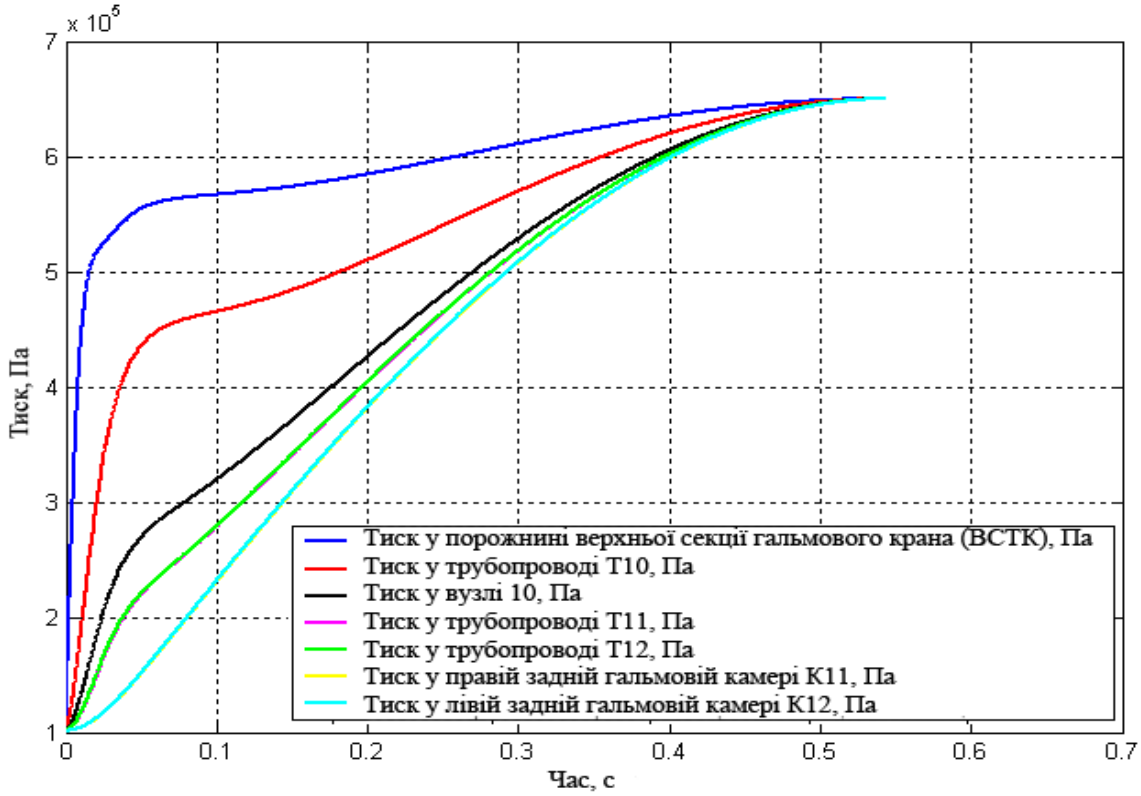


Рисунок Г.22 – Графіки залежності зміни тиску від часу при гальмуванні для контуру ПГП, пов’язаного з заднім мостом (метод Є. В. Герц)

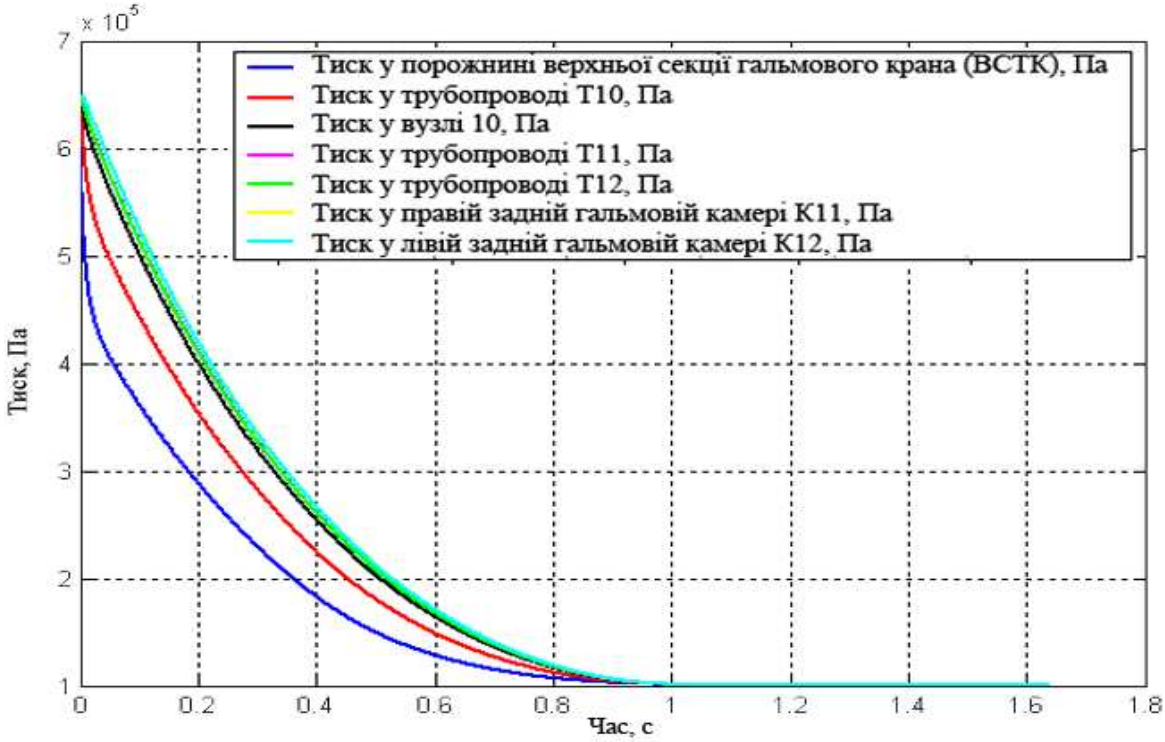


Рисунок Г.23 – Графіки залежності зміни тиску від часу при розгальмовуванні для контуру ПГП, пов’язаного з заднім мостом (метод Є. В. Герц)

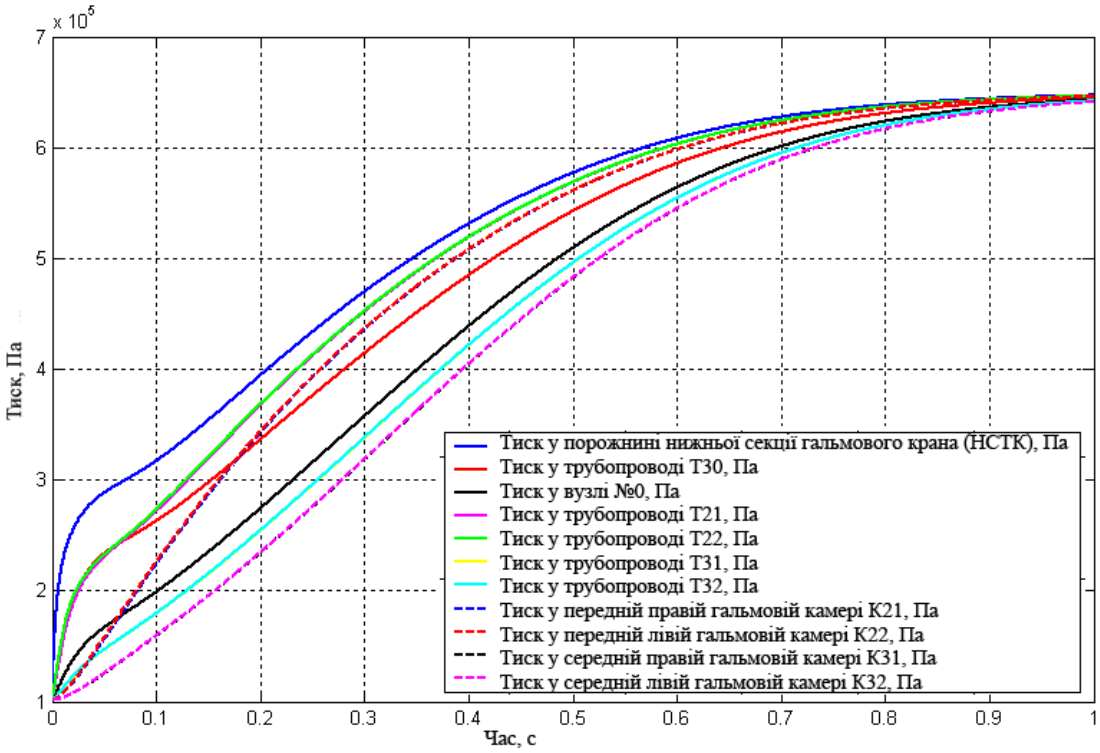


Рисунок Г.24 – Графіки залежності зміни тиску від часу при гальмуванні для контуру ПГП, пов’язаного з переднім і середнім мостами (метод М. Ф. Метлюка)

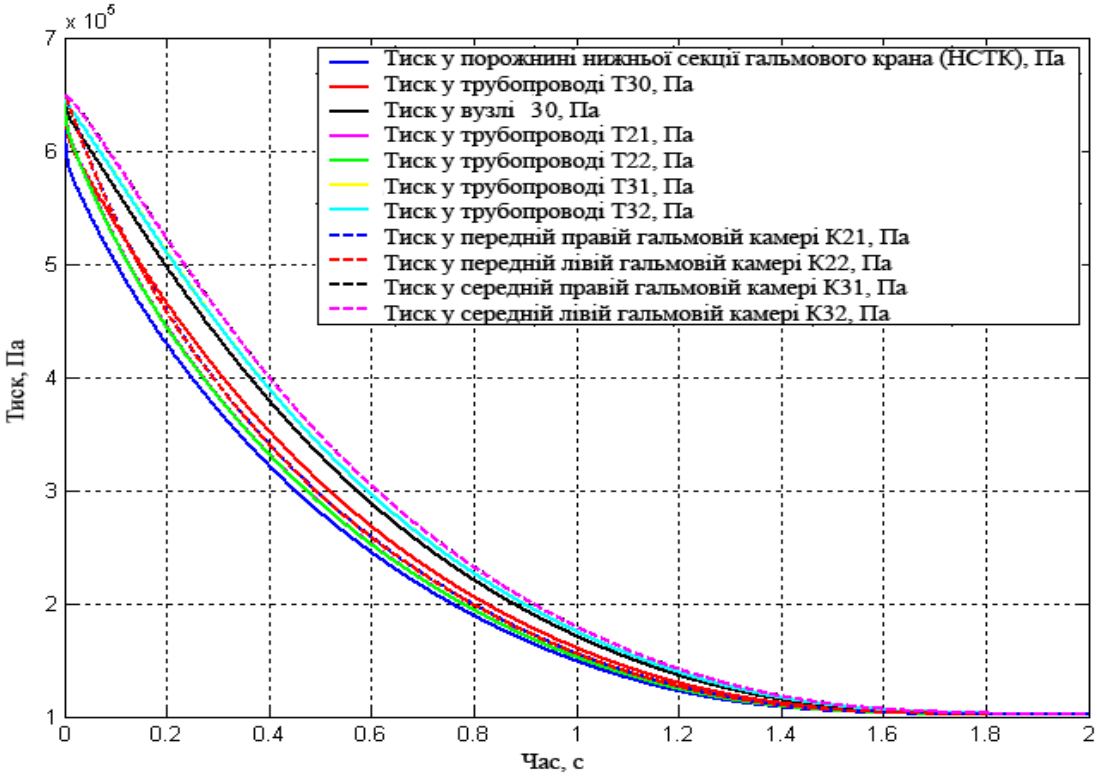


Рисунок Г.25 – Графіки залежності зміни тиску від часу при розгальмовуванні для контуру ПГП, пов’язаного з переднім і середнім мостами (метод М. Ф. Метлюка)

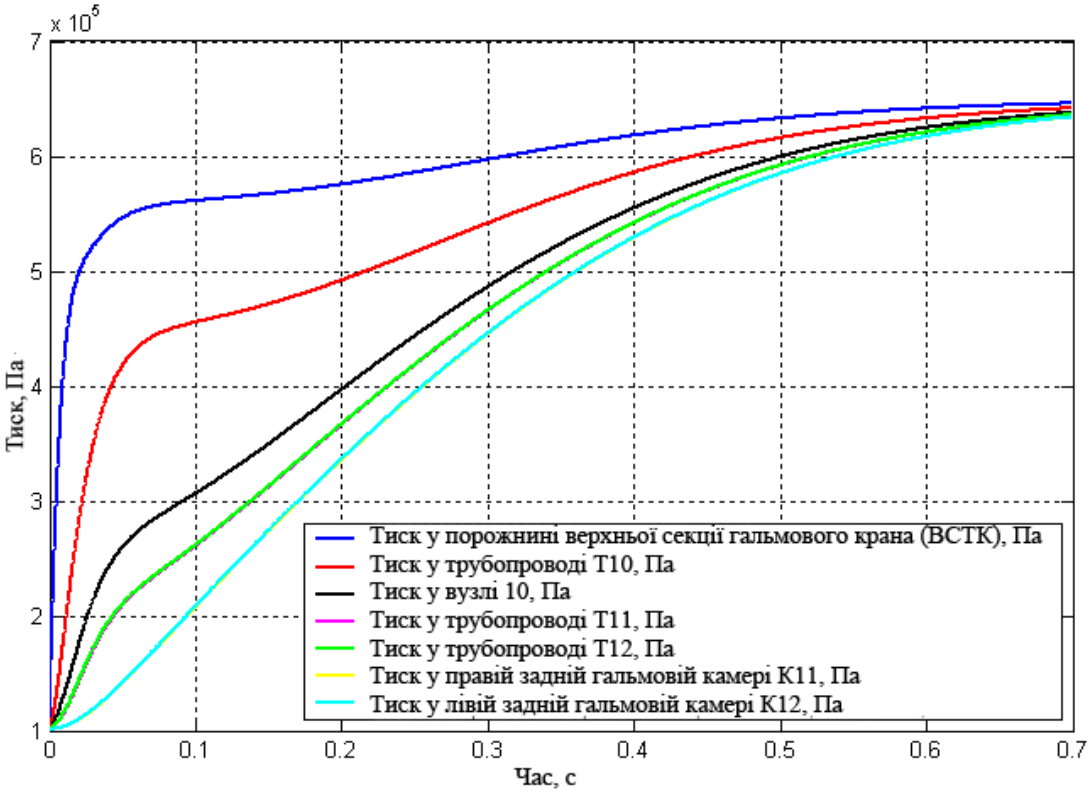


Рисунок Г.26 – Графіки залежності зміни тиску від часу при гальмуванні для контуру ПГП, пов’язаного з заднім мостом (метод М. Ф. Метлюка)

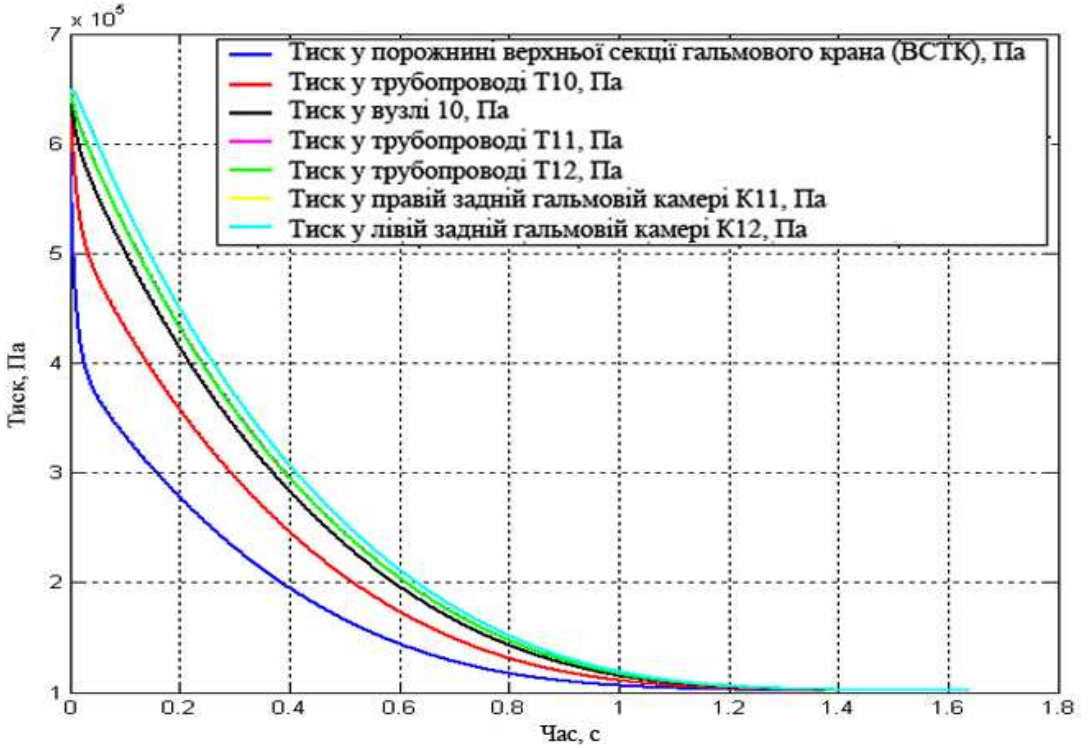


Рисунок Г.27 – Графіки залежності зміни тиску від часу при розгальмовуванні для контуру ПГП, пов’язаного з заднім мостом (метод М. Ф. Метлюка)

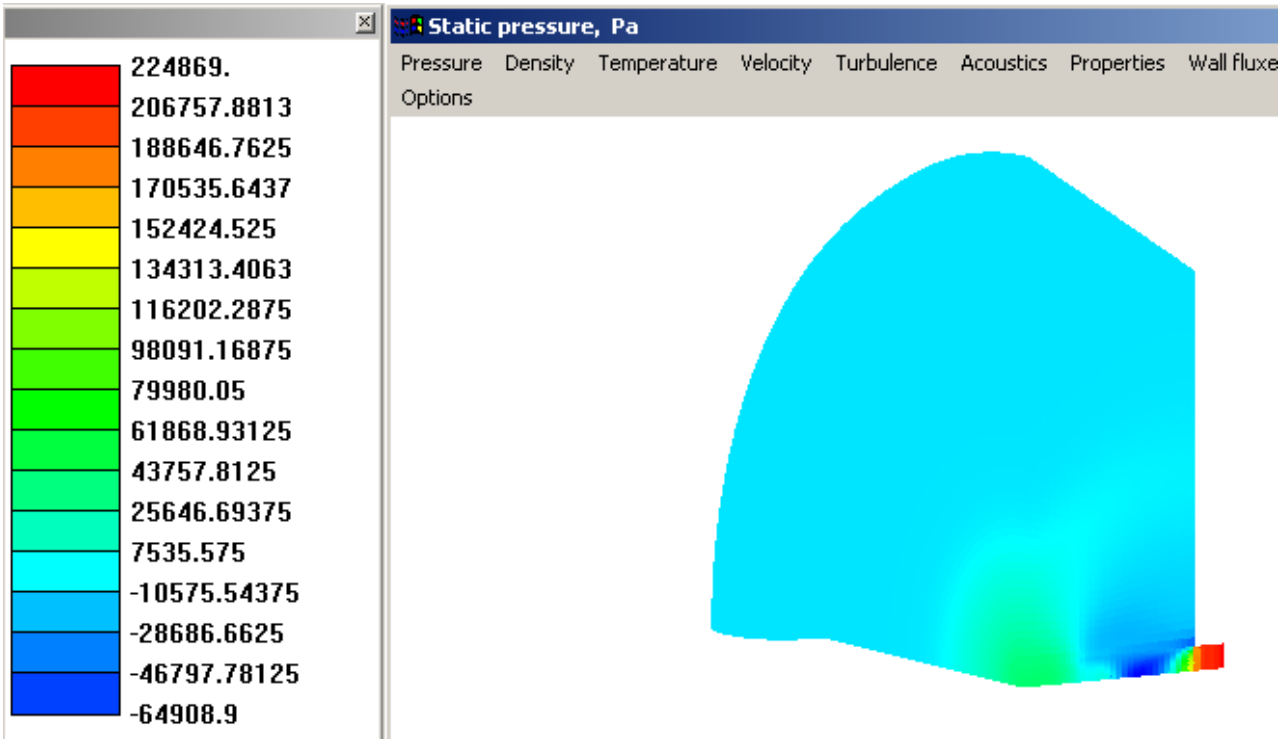


Рисунок Г.28 – Поле розподілу статичного тиску на момент часу 0,0001074 с у процесі наповнення гальмової камери

Додаток Д

Список публікацій за темою дисертації та відомості про апробацію результатів дисертації

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Повышение эффективности торможения автотранспортних средств с пневматическим тормозным приводом: монография / [Туренко А. Н., Богомолов В. А., Клименко В. И., Кирчатый В. И.]. – Х.: ХГАДТУ, 2000. – 472 с.

2. Совершенствование способов регулирования выходных параметров тормозной системы автотранспортных средств: монография / [Туренко А. Н., Богомолов В. А., Клименко В. И., Кирчатый В. И., Ходырев С. Я.]. – Х.: ХНАДУ, 2002. – 400 с.

3. Основы создания и исследования электронно-пневматического тормозного управления транспортных средств: монография / [Туренко А. Н., Клименко В. И., Рыжих Л.А., Леонтьев Д.Н., Красюк А. Н.]. – Х.: ХНАДУ, 2012. – 288 с.

4. Теоретические и практические основы создания электропневматического тормозного привода и антиблокировочной системы автотранспортных средств: монография / [Туренко А. Н., Клименко В. И., Ломака С. И., Рыжих Л. А., Михалевич Н. Г., Чебан А. А.]. – Х.: ХНАДУ, 2012. – 336 с.

5. Реализация интеллектуальных функций в электронно-пневматическом тормозном управлении транспортных средств: монография 2-е издание/ [Туренко А. Н., Клименко В. И., Богомолов В. А., Рыжих Л. А., Леонтьев Д.Н., Красюк А.Н., Михалевич Н. Г.]. – Х.: ХНАДУ, 2015. – 450 с.

6. Клименко В.И. О применении в системах управления автотранспортных средств гидропневматического привода / В.И. Клименко, В.П. Логвинов // Автомобильный транспорт. – Х.: РИО ХГАДТУ, 1999. – Выпуск №3. – С. 54 − 56.

7. Туренко А.М. Математична модель пневматичної підвіски транспортних засобів / А.М. Туренко, В.О. Богомолов, В.І. Клименко, А.І. Шилов // Вісник Тернопільського національного технічного університету. – Тернопіль.: ТДТУ, 2000. – Випуск №4. – С. 124 − 127.

8. Туренко А.Н. Влияние регулятора уровня пола на эксплуатационные свойства пневматической подвески / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко, А.И. Шилов // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. – Харьков: ХГПУ, 2000. – Выпуск №82. – С. 42 − 43.

9. Туренко А.Н. Пиковые динамические нагрузки в трансмиссии автомобиля и мероприятия по их уменьшению / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко, В.П. Логвинов // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. – Харьков: ХГПУ, 2000. – Выпуск №119. – С. 19 − 21.

10. Туренко А.Н. Экспериментальный регулятор тормозных сил с функциями тормозного крана прицепа / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко, А.В. Сараев // Автомобильный транспорт. – Х.: РИО ХГАДТУ, 2000. – Выпуск №4. – С. 5 − 7.

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

12. Туренко А.Н. Исследование процесса включения сцепления с пневмогидравлическим усилителем / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко, В.П. Логвинов, С.В. Грищенко // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. – Харьков: ХГПУ, 2000. – Выпуск №128. – С. 109 − 114.

13. Туренко А.Н. К вопросу о гидропневматическом тормозном приводе / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко, И.Н. Никитченко // Вестник ХГАДТУ. – Х.: РИО ХГАДТУ, 2000. – Выпуск №11. – С. 16 − 18.

14. Туренко А.М. Придатність гіперболічної функції витрати для розрахунку пневматичного гальмового приводу автотранспортного засобу / А.М. Туренко, В.О. Богомолов, В.І. Клименко, А.О. Цуприк // Всеукраїнський щомісячний науково-технічний і виробничий журнал «Машинознавство». – Львів, 2000. – Випуск №9. – С. 35 − 38.

15. Туренко А.М. Аналіз часу включення зчеплення з пневмогідравлічним підсилювачем / А.М. Туренко, В.О. Богомолов, В.І. Клименко, В.П. Логвінов, С.В. Грищенко // Методи та прилади контролю якості. Науково-технічний журнал. – Івано-Франківськ: 2000. – Випуск №6. – С. 103 − 107.

16. Туренко А.Н. Определение характеристик статической точности электропневматического тормозного привода / А.Н. Туренко, В.И. Клименко, Н.Н. Алекса, А.А. Серый, С.В. Черков // Автомобильный транспорт. – Х.: ХГАДТУ, 2001. – Выпуск №6. – С. 35 − 37.

17. Туренко А.Н. Анализ методов расщепления при изучении нестационарных течений сжатого воздуха в пневматических системах автомобиля / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко, А.В. Крамской, А.Н. Ларин // Автомобильный транспорт. – Х.: ХГАДТУ, 2001. – Выпуск №7-8. – С. 119 − 122.

18. Клименко В.И. Гидропневматический привод в системах управления АТС / Автомобильная промышленность. – М.: 2001. – Выпуск №8. – С. 16 − 17.

19. Туренко А.Н. Аварийное и автоматическое торможение автопоезда / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко, А.В. Сараев // Вестник ХГАДТУ. – Х.: ХГАДТУ, 2001. – Выпуск №14. – С. 36 − 38.

20. Туренко А.Н. Применение метода объёмного моделирования для проектирования аппаратов автомобильного тормозного привода / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко, С.Я. Ходырев, А.П. Сопко,

Д.П. Соловьев // Автомобильный транспорт. – Х.: ХГАДТУ, 2002. – Вып. №9. – С. 3 − 5.

21. Туренко А.Н. Работа электропневмопривода в аварийном режиме / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко, С.Я. Ходырев, Н.Г. Михалевич // Вестник ХНАДУ и СВНЦ ТАУ. – Х.: ХНАДУ, 2002. – Вып. №17. – С. 26 − 27.

22. Туренко А.Н. Сравнительный анализ применимости гиперболической и усовершенствованной функции расхода при расчете пневматического привода / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко, А.П. Сопко // Вестник ХНАДУ и СВНЦ ТАУ. – Х.: ХНАДУ, 2002. – Выпуск №18. – С. 14 − 18.

23. Туренко А.Н. Математическая модель динамического процесса наполнения для типовых звеньев пневматического привода авто-транспортных средств / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко, А.В. Крамской, Ю.В. Кирчатый // Вестник ХНАДУ и СВНЦ ТАУ. – Х.: ХНАДУ, 2003. – Выпуск №22. – С. 112 − 116.

24. Туренко А.Н. Алгоритмы управления электропневматическими модуляторами давления / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко, С.Я. Ходырев, Н.Г. Михалевич // Автомобильный транспорт. – Х.: ХНАДУ, 2003. – Выпуск №13. – С. 157 − 159.

25. Клименко В.И. Построение численных моделей случайных дорожных возмущений в задачах плавности хода автомобиля / В.И. Клименко, М.В. Дячук // «Новини науки Придніпров'я». Науково-практичний журнал. – Дніпропетровськ: РВА "Дніпро-VAL", 2003. – Выпуск №5. – С. 60 − 64.

26. Туренко А.Н. Математическое моделирование динамического процесса наполнения типовых звеньев пневматического привода автотранспортных средств / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко, А.В. Крамской // Автошляховик України. Науково-виробничий журнал. – К.: 2004. – Випуск №5. – С. 22 − 25.

27. Клименко В.И. Экспериментальные исследования динамики электропневматического тормозного привода / В.И. Клименко, Н.Г. Михалевич, А.А. Чебан, А.Н. Красюк // Автомобильный транспорт. – Х.: ХНАДУ, 2005. – Выпуск №16. – С. 156 − 158.

28. Туренко А.М. Сучасні електронні гальмівні системи автомобілів / А.М. Туренко, В.І. Клименко, Л. О. Рижих, С. Й. Ломака, Д. М Леонтьев // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету. – Кременчук: КДПУ, 2006. – Випуск №2. – С. 64 − 66.

29. Туренко А.М. Передавальна функція пневматичної підвіски / А.М. Туренко, В.О. Богомолов, В.І. Клименко, А.І. Шилов / Автомобільний транспорт. – Х.: ХНАДУ, 2006. – Випуск №19. – С. 11 − 13.

30. Туренко А.М. Аналіз алгоритмів регулювання гальмівних сил регулятором з електронним керуванням / А.М. Туренко, С.Й. Ломака, В.І. Клименко, Л.О. Рижих, Д.М. Леонтьев / Вісник Житомирського державного технологічного університету. – Житомир.: ЖДТУ, 2006. – Випуск №4(39). – С. 26 − 35.

31. Туренко А.М. Моделювання перехідних процесів у пневматичному приводі з послідовно сполученими ланками / А.М. Туренко, В.О. Богомолов, В.І. Клименко, О.В. Крамський // Автошляховик України. Науково-виробничий журнал. – К.: 2006. – Випуск №6. – С. 16 − 18.

32. Туренко А. Н. Расчет питающей части пневматического тормозного привода автотранспортного средства с антиблокировочной системой / А. Н. Туренко, В.И. Клименко, Л. А. Рыжих, А. В. Крамской, А. А. Чебан // Вестник ХНАДУ и СВНЦ ТАУ. – Х.: ХНАДУ, 2008. – Выпуск №41. – С. 51 − 54.

33. Клименко В.И. Моделирование переходных процессов в пневмоаппаратах транспортных средств / В.И. Клименко, А.В. Крамской, А.А. Чебан // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – Луганськ: СНУ, 2008. – Випуск №7 (125). – С. 53 − 57.

34. Клименко В.И. Современные АБС и реализация их алгоритмов работы / В.И. Клименко, Л.А. Рыжих, А.Н. Красюк, Д.Н. Леонтьев // Известия МГТУ

«МАМИ». Научный рецензируемый журнал. – М.: МГТУ «МАМИ», 2009. – Выпуск №1 (7). – С. 34 − 37.

35. Клименко В.И. Уточнение методики определения статической точности электропневматического тормозного привода и требований к его статической характеристике / В.И. Клименко, Н.Г. Михалевич // Автомобильный транспорт. – Х.: ХНАДУ, 2009. – Выпуск №24. – С. 27 − 32.

36. Богомолов В.О. Огляд та аналіз конструкцій пневматичних підвісок автомобілів з електронним керуванням / В.О. Богомолов , В.І. Клименко, А.І. Шилов, Р.О. Алексеєв // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – Луганськ: Видавництво СНУ, 2010. – Науковий журнал №6 (148). – С. 54 − 58.

37. Богомолов В.О. Моделювання дорожньої поверхні для розрахунку динаміки руху транспортних засобів / В.О. Богомолов, В.І. Клименко, А.І. Шилов / Автомобільний транспорт. – Х.: ХНАДУ, 2011. – Випуск №29. – С. 37 − 42.

38. Богомолов В.А. Пути повышения быстродействия исполнительного механизма электропневматического привода сцепления автомобилей / В.А. Богомолов, В.И. Клименко, Н.Г. Михалевич, А.А. Ярита // Вісник СевНТУ. Серія Машиноприладобудування та транспорт. – 2013. − Випуск №142. – С.73 – 75.

39. Богомолов В.А. Построение статической характеристики механизма выключения сцепления транспортного средства / В.А. Богомолов, В.И. Клименко, Н.Г. Михалевич, А.А. Ярита // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – Випуск №8 (1051). – С. 164 – 169.

40. Богомолов В. А. Выбор способа управления рабочим процессом и построение алгоритма управления электропневматическим приводом сцепления / В. А. Богомолов, В. И. Клименко, Н. Г. Михалевич, А. А. Ярита // Вісник Харківського національного технічного університету імені Петра Василенка. – Х.: ХНТУСГ, 2014. – Випуск №155. – С. 14 – 20.

41. Клименко В.І. Моделювання роботи автоматичної системи керування зчепленням / В.І. Клименко, М.Г. Михалевич, Д.М. Леонтьєв, О.О. Ярита, Ю.О. Рябуха // Автомобільний транспорт. – Х.: ХНАДУ, 2017. – Випуск №41. – С. 74 − 79.

42. Yarita O. A. Features of controlling electropneumatic valves of actuator to control its clutch with acceleration valve / O. O. Yarita, M.G. Mychalevich, D.N. Leontiev, V. I. Klimenko, V.A. Bogomolov, I. V. Gritsuk, Y. B. Novikova // Science & Technique, 17 (1). – Minsk: BNTU, 2018. – International scientific and technical journal – P. 64 − 71. DOI:10.21122/2227-1031-2018-17-1-64-71 (Web of Science Core Collection (ESCI))

43. Mychalevich M. Assessment of Operation Speed and Precision of Electropneumatic Actuator of Mechanical Transmission Clutch Control System / M. Mychalevich, O. Yarita, A. Turenko, D. Leontiev, I. Gritsuk, V. Bogomolov, V. Klimenko, M. Smieszek // SAE Technical Paper 2018-01-1295, 2018, doi:10.4271/2018-01-1295 (Scopus).

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

44. Туренко А. Н. Анализ применимости гидропневматического привода в системах управления автотранспортных средств / А.Н. Туренко, В.И. Клименко // Надежность машин, механизмов, оборудования. Материалы международной научно – технической конференции, 15–17 февраля 2000 г. – Карпаты п. Славское: 2000. – С. 114–115.

45. Клименко В.И. Анализ применимости гидропневматического привода в системах управления автотранспортных средств / В.И. Клименко // Ассоциация автомобильных инженеров. Вып.7. Материалы XXX конференции "Безопасность конструкции автотранспортных средств", 31.05.-01.06.2000 г. – Дмитров: 2000. – С. 104–109.

46. Туренко А.Н. Алгоритмы управления электропневматическими модуляторами давления / А.Н. Туренко, В.О. Богомолов, В.И. Клименко, С.Я.

Ходырев, Н.Г. Михалевич // X научно-техническая конференция с международным участием «Транспорт, экология – устойчиво развитие», 10−12 мая 2007 г. – Варна, Республика Болгария: 2007. – С. 419–422.

47. Клименко В.И. Уточнение методики определения статической точности электропневматического тормозного привода и требований к его статической характеристике / В.И. Клименко, Н.Г. Михалевич // Труды 65 Международной научно-технической конференции ААИ «Приоритеты развития отечественного автотракторостроения и подготовки инженерных и научных кадров». – М.: 2009. – С. 14.

48. Антоненко А.А. Особенности рабочего процесса в пневматических тормозных приводах большегрузных транспортных средств / А.А. Антоненко, В.А. Богомолов, С.В. Богомолов, В.И. Клименко // Материалы Международной научно-практической конференции «Прогресс транспортных средств и систем – 2009» Ч. 1 ВГТУ. – Волгоград: 2009. – С. 103 – 104.

49. Туренко А.Н. Оценка эффективности торможения транспортных средств оборудованных АБС / А.Н. Туренко, В.И. Клименко, С.Й. Ломака, Л.А. Рыжих, Д.Н. Леонтьев // «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» Сборник докладов международной научно-технической конференции. – Минск: БНТУ, 2010. – С. 21 – 29.

50. Богомолов В.А. Численное моделирование вязких гидро- и газо-динамических процессов в проточных полостях в широком диапазоне давлений и температур на параллельных системах / В.А. Богомолов, В.И. Клименко, А.В. Крамской // «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» Сборник докладов международной научно-технической конференции. – Минск: БНТУ, 2010. – С. 29 – 36.

51. Клименко В.И. Теоретические исследования электропневматического тормозного привода / В.И. Клименко // Сборник научных трудов Международной научно-практической конференции «Актуальные вопросы развития транспортной системы». – Махачкала: 2015. – С. 17 – 22.

52. Клименко В.И. К вопросу определения рационального распределения тормозного усилия автомобилей с пневматическим или электропневматическим тормозным приводом / В.И. Клименко, Д.Н. Леонтьев // Сборник материалов международной научно-технической конференции «Перспективы развития дорожно-транспортных и инженерно-коммуникационных инфраструктур». – Ташкент: 2017. – С. 268 – 272.

Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:

53. Пат. 84816 Україна МПК(2006) B60K 23/00. Пневмогідравлічний підсилювач приводу зчеплення транспортного засобу / Богомолов В.О., Клименко В.І., Антоненко О.А., Сопов В.О. – №200712578; заявл. 13.11.2007; опубл. 25.11.2008. Бюл. №22, 6 с.

54. Пат. 87663 Україна МПК(2009)B60 G 17/00, B 60 G 17/04. Регулятор рівня підлоги транспортного засобу / Богомолов В.О., Клименко В.І. – №200511240; заявл. 28.11.2005; опубл. 10.08.2009. Бюл. №15, 4 с.

55. Пат. 2435077 Россия МПК F15B15/14, B60K23/02 Пневмогидравлический усилитель привода сцепления транспортного средства / Богомолов В.А., Клименко В.И., Антоненко А.А., Сопов В.А. – №2008118907/11; заявл. 13.05.2008; опубл. 27.11. 2011. Бюл. №33, 7 с.

56. Пат. 109739 Україна, МПК (2006. 01), B60G 17/056. Регулятор рівня підлоги автотранспортного засобу / Богомолов В. О., Клименко В.І., Леонтьєв Д.М., Алексєєв Р.О. – №201405713; заявл. 27.05.2014; опубл. 25.09.2015. Бюл. №18, 4 с.

57. Пат. 2329158 Россия МПК B60G 17/04. Регулятор уровня пола транспортного средства / Туренко А.Н., Богомолов В. А., Клименко В.И.. – №2005115039/11; заявл. 27.11.2006; опубл. 20.07.2008. Бюл. №20, 4 с.

58. Туренко А.Н. Основы прикладной теории колебаний: учебное пособие с грифом Министерства образования и науки Украины / А.Н. Туренко, А.Д. Сопко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко, С.Я. Ходырев. – Х.: ХНАДУ, 2002. – 130с.

59. Туренко А.М. Функціональний розрахунок гальмівної системи автомобіля з барабанними гальмами та регулятором гальмівних сил: підручник з грифом Міністерства освіти і науки України / А.М. Туренко, В.О. Богомолов, В.І. Клименко, С.Я. Ходирєв, В.І. Кирчатий, М.Г. Михалевич. – Х.: ХНАДУ, 2003. – 120с.

60. Туренко А.М. Автотехнічна експертиза. Дослідження обставин ДТП: підручник для вищих навчальних закладів / А.М. Туренко, В.І. Клименко, О.В. Сараєв, С.В. Данець. – Х.: ХНАДУ, 2013. – 320с.

61. Богомолов В.А. Моделирование систем управления в SIMULINK: учебное пособие / В.А. Богомолов, А.Г. Гурко, В.И. Клименко, Д.Н Леонтьев, А.Н. Красюк. – Х.: ХНАДУ, 2017. – 232с.

Відомості про апробацію результатів дисертації

Дисертаційна робота обговорена на науковому семінарі кафедри автомобілів ім. А. Б. Гредескула Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (ХНАДУ). Основні положення і результати теоретичних і експериментальних досліджень доповідалися, обговорювалися і отримали позитивну оцінку на науково-технічних і науково-методичних сесіях ХНАДУ і міжнародних конференціях, як-от:

– Науково-технічна конференція «Надійність машин, механізмів, устаткування» (с. Славське, Карпати, Україна, 15 − 17 лютого 2000 р., форма участі – заочна);

– 30-а міжнародна науково-технічна конференція «Безпека конструкції автотранспортних засобів», (с. Автополігон, Московська обл., Російська Федерація, 31.05.-01.06.2000 р., форма участі – очна);

– Науково-технічна конференція (з міжнародною участю) «Автомобільний транспорт: прогрес, технології, кадри» (м. Севастополь, Крим, Україна, 4 − 8 вересня 2000 р., форма участі – заочна);

– Науково-технічна конференція «Теорія і практика розробки колісних і гусеничних машин спеціального призначення», (м. Алушта, Крим, Україна, 11 − 15 вересня 2000 р., форма участі – очна);

– 38-а міжнародна науково-технічна конференція «Безпека автотранспортних засобів», (с. Автополігон, Московська обл., Російська Федерація, 18 − 20 червня 2002 р., форма участі – очна);

– XIII науково-технічна конференція з міжнародною участю «Транспорт, екологія - стійкий розвиток», (м. Варна, Республіка Болгарія, 10 − 12 травня 2007 р., форма участі – заочна);

– 62-а міжнародна науково-технічна конференція «Активна безпека автотранспортних засобів», (с. Автополігон, Московська обл., Російська Федерація, 4 − 5 червня 2008 р., форма участі – очна);

– Міжнародний науковий симпозіум «автотракторобудування - 2009», (МГТУ "МАМИ м. Москва, Російська Федерація, 25 − 26 березня 2009 р., форма участі – очна);

– Міжнародна конференція «Прогрес транспортних засобів і систем - 2009», (м. Волгоград, Російська Федерація, 13 − 15 вересня 2009 р., форма участі – заочна);

– 70-а міжнародна науково-технічна конференція «Конструктивна безпеку транспортних засобів», (с. Автополігон, Московська обл., Російська Федерація, 1−2 червня 2010 р., форма участі – очна);

– XIII міжнародна науково-технічна конференція «Автомобільний транспорт: проблеми і перспективи», (м. Севастополь, Крим, Україна 13 − 18 вересня 2010 р, форма участі – заочна);

– Міжнародна науково-технічна конференція Білоруського національного технічного університету «Гідропневмосистеми мобільних і технологічних машин », (БНТУ, м. Мінськ, Республіка Білорусь, 17 − 19 листопада 2010 р., форма участі - заочна);

– 78-а міжнародна науково-технічна конференція «Конструктивна безпеку автотранспортних засобів», (с. Автополігон, Московська обл., Російська Федерація, 6 − 7 червня 2012 р., форма участі – очна);

– 1-а міжнародна науково-практична конференція «Актуальні питання розвитку транспортної системи», (м. Махачкала, Республіка Дагестан, 14 − 15 травня 2015 р. форма участі – заочна);

– Міжнародна науково-практична та науково-методична конференція «Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців» (м. Харків, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна, 20 – 21 жовтня 2016, форма участі – очна);

– Міжнародна науково-практична конференція «Автомобільний транспорт та автомобілебудування. Новітні технології і методи підготовки фахівців» (м. Харків, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна, 19 – 20 жовтня 2017, форма участі – очна);

Додаток Ж

Акти впровадження

ПРИВАТНЕ АКЦІОНЕРНЕ ТОВАРИСТВО

«ВОВЧАНСЬКИЙ АГРЕГАТНИЙ ЗАОВОД«

Стверджую
Голова правління
ПрАТ «ВАЗ»
_____ О. А. Антоненко
«14» 03. 2018р.

АКТ

про впровадження розробок, виконаних професором Клименко В. І. по створенню і вдосконаленню пневмогідравлічних підсилювачів зчеплення і регуляторів рівня підлоги автотранспортних засобів

Цей акт складений комісією в складі:

Голова - Головний інженер	
ПрАТ «ВАЗ»	Рожнов О. І.
Члени комісії :	
Заступник директора ПрАТ «ВАЗ»	Репка В. В.
Головний конструктор ДКБ ПрАТ «ВАЗ»	Лукащик М. А.
Зав. кафедрою автомобілів ім. А. Б. Гредескула	Клименко В. І.

Комісія встановила, що результати дисертаційної роботи Клименко Валерія Івановича, яка представляється на здобуття вченого ступеня доктора технічних наук впроваджені на Вовчанському агрегатному заводі у виді:

1. Розроблені двадцять модифікацій пневмогідравлічного підсилювача приводу зчеплення 11.1602410.
2. Розроблена три модифікації підсилювача приводу зчеплення гідропневматичного 11.1609010.
3. Розроблені п'ять модифікацій регуляторів рівня підлоги 11. 2935010

Міра участі в цих розробках кандидата технічних наук, професора Клименко В. І. - складає 70%.

Вовчанським агрегатним заводом впроваджені в конструкціях силових агрегатів, що встановлюються на автомобілях КрАЗ, МАЗ, КамАЗ і Урал, автобусах ЛіАЗ, МАЗ, Неман, Волжанин наступні розробки:

- модифікації пневмогідравлічних підсилювачів привода зчеплення 11.1602410;
- модифікації підсилювачів привода зчеплення гідропневматичних 11.1609010;
- модифікації регуляторів рівня підлоги 11.2935010;

- методика розрахунку статичних характеристик, яка дозволяє враховувати початок спрацьовування підсилювача і характер наростання тиску повітря в пневмоциліндрі залежно від тиску повітря в ресивері;

- методика раціонального вибору основних параметрів слідкуючого пристрою;

- методика визначення раціонального часу включення зчеплення, дозволяє проектувати привід зчеплення із заданим коефіцієнтом посилення ($К_u$) і дає можливість зниження динамічних навантажень в трансмісії автотранспортного засобу до величини, що не перевищує статичний момент тертя за зчепленням;

4. З моменту постановки на виробництво Вовчанський агрегатний завод виготовив і реалізував пневмогідравлічних підсилювачів різних модифікацій більше 600000 (шістсот тисяч) штук, регуляторів рівня підлоги більше 120000 (сто двадцять тисяч) штук.

Члени комісії :

О. І. Рожнов

В. В. Репка

М. А. Лукащик

В. І. Клименко

ПУБЛИЧНЕ АКЦІОНЕРНЕ ТОВАРИСТВО

«ПОЛТАВСЬКИЙ АВТОАГРЕГАТНИЙ ЗАОВОД«

Затверджую
Генеральний директор
ПАТ «ПААЗ»
_____ А. П. Литовченко
«20» 03 2018 р.

АКТ
про впровадження розробок, виконаних професором Клименко В. І.

Цей акт складений комісією в складі:
Голова – Технічний директор
ПАТ «ПААЗ» Майстренко С. П.
Члени комісії :
Консультант з перспективного проектування
та маркетингу Зеленский С. М.
Зав. кафедрою автомобілів ім. А. Б. Гредескула Клименко В. І.

Комісія встановила, що результати дисертаційної роботи Клименко Валерія Івановича, яка представляється на здобуття вченого ступеня доктора технічних наук впроваджені на Полтавському автоагрегатному заводі у вигляді:

- методика розрахунку статичних характеристик ВРК, яка дозволяє враховувати початок спрацьовування ВРК і характер наростання тиску повітря в пневмокамерах залежно від тиску повітря в ресивері;
- методика раціонального вибору основних параметрів слідкуючого пристрою;
- методика визначення раціонального часу включення зчеплення, дозволяє проектувати привід зчеплення із заданим коефіцієнтом посилення (K_u) і дає можливість зниження динамічних навантажень в трансмісії автотранспортного засобу до величини, що не перевищує статичний момент тертя за зчепленням;

Міра участі в цих розробках кандидата технічних наук, професора Клименко В. І. - складає 70%.

Члени комісії :

С. П. Майстренко
С. М. Зеленский
В. І. Клименко

ТОВ «АВТОКОМПОНЕНТ ПЛЮС»

УКРАЇНА
м. Полтава
вул. Кагамлика, 72Д
8-0532-611-984

р/р 26001054500787
ПГРУ "ПРИВАТБАНК"
МФО 331401 ЗКПО 32461302

АКТ

про використання результатів дисертаційної роботи
професора кафедри автомобілів Харківського національного
автомобільно-дорожнього університету
Клименко Валерія Івановича

Підприємство ТОВ «Автокомпонент Плюс» займається розробкою та виробництвом пневматичної гальмівної апаратури для вантажних автомобілів, автобусів, тракторів і причепів.

Наше конструкторське бюро тривалий час співпрацює з кафедрою автомобілів Харківського національного автомобільно-дорожнього університету та користується методиками, які розроблені професором Клименко В. І.

Так, методики розрахунку статичних характеристик і раціонального вибору основних параметрів слідкуючих пристроїв були нами використані при розробці конструкцій прискорювального клапана 16.3518010, розподільників повітря 16.353101 і 16.3531010-70/80, кранів гальмівних тракторних 16.3514010 і 16.3514210.

Нині вказані вузли виготовляються серійно і поставляються на трактори Мінського тракторного заводу, Ставропольського заводу автопричепів, а також в запасні частини.

Директор
ТОВ «Автокомпонент Плюс» 20.03.2018р. В. І. Дольберг