

Харківський національний автомобільно-дорожній університет  
Міністерства освіти і науки України

Харківський національний автомобільно-дорожній університет  
Міністерства освіти і науки України

Кваліфікаційна наукова  
праця на правах рукопису

Дон Євген Юрійович

УДК 629.33 + 629.062

## **ДИСЕРТАЦІЯ**

Удосконалення динамічних властивостей електропневматичного гальмового керування колісного транспортного засобу

05.22.02 – автомобілі та трактори

27 Транспорт

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук  
Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей,  
результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело



Є.Ю. Дон

Науковий керівник: Леонтєв Дмитро Миколайович,  
кандидат технічних наук, доцент

Харків – 2020

## АНОТАЦІЯ

*Дон Є.Ю.* Удосконалення динамічних властивостей електропневматичного гальмового керування колісного транспортного засобу. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук (доктора філософії) 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, 2020.

Дисертація присвячена удосконаленню динамічних властивостей електропневматичного гальмового привода (ЕПП), вибору принципу керування осьовими модуляторами тиску, вибору раціонального закону зміни тиску в осьовому електропневматичному апараті та раціональному перекриттю фаз наповнення/витримки/спорожнення в осьових модуляторах тиску, які розташовані на різних мостах колісного транспортного засобу (КТЗ), покращенню експлуатаційних показників електропневматичної гальмової системи КТЗ, вибору алгоритму роботи ЕПП з функцією антиблокувальної системи (АБС), розробці рекомендацій щодо реалізації принципу керування осьовими пропорційними модуляторами тиску електропневматичної гальмової системи.

Актуальність дисертаційної роботи визначається необхідністю вирішення науково-практичного завдання, пов'язаного з покращенням ефективності роботи електропневматичного гальмового привода системи робочого гальмування колісного транспортного засобу за рахунок вдосконалення принципу керування осьовими пропорційними модуляторами тиску ЕПП з урахуванням особливостей динаміки руху коліс транспортного засобу.

В Україні, як і в більшості іноземних країн, усі колісні транспортні засоби повинні задовольняти вимогам безпеки дорожнього руху, що не можливо без

виконання вимог міжнародних стандартів *UN/ECE* стосовно гальмування транспортних засобів категорій  $M_2$ ,  $M_3$ ,  $N_2$ ,  $N_3$  та  $O$ . Тому під час створення електропневматичного гальмового привода, у тому числі з функціями антиблокувальної системи (АБС), необхідно враховувати вимоги цих міжнародних стандартів.

Відсутність на території України серійних розробок електропневматичних апаратів змушує вітчизняні автомобільні заводи використовувати в конструкціях своїх автомобілів продукцію закордонних виробників автомобільних компонентів та систем, що вводить в залежність українських виробників автомобільної продукції та погіршує їх конкурентоспроможність на світовому ринку.

На основі проведеного аналізу відомих принципів керування осьовими модуляторами тиску електропневматичного гальмового приводу зроблено висновок про доцільність подальшого вдосконалення їх принципу керування при роботі в складі ЕППП як найбільш актуального на сьогодні для застосування у системі робочого гальмування колісних транспортних засобів зазначених вище категорій.

Основним недоліком відомих принципів керування електропневматичними модуляторами тиску сьогодення є нераціональна витрата робочого тіла (повітря) під час виконання функції АБС в електропневматичному гальмовому приводі сучасних колісних транспортних засобів, що негативно впливає на ефективність їх гальмування з такими приводами на довгих спусках і збільшує вартість транспортного засобу у зв'язку з необхідністю встановлення додаткових систем – уповільнювачів, які в експлуатації вимагають систематичного технічного обслуговування.

Під час проведеного дослідження було визначено, що при трифазному регулюванні гальмового моменту можливо стабілізувати процес кочення колеса внаслідок розтягування процесу наповнення гальмової камери робочим тілом. Також встановлено, що регулювання гальмового моменту необхідно

виконувати на високих швидкостях руху КТЗ за кутовим прискоренням автомобільного колеса ( $\omega_k$ ), оскільки воно зростає швидше ніж проковзування ( $S$ ) шини відносно поверхні дорожнього покриття, і навпаки, при невеликій початковій швидкості гальмування КТЗ (не більше  $8 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$ ) проковзування досягає критичних значень швидше, ніж прискорення автомобільного колеса, тому регулювання гальмового моменту необхідно виконувати за проковзуванням ( $S$ ).

За підсумками аналізу отриманих результатів для подальшого вдосконалення запропоновано характер зміни тиску в електропневматичному апараті ЕППП під час реалізації осьового принципу керування, який дозволяє зменшити витрати робочого тіла під час виконання функції АБС в електропневматичному гальмовому приводі. Головна відмінність запропонованого принципу керування модуляторами тиску електропневматичного гальмового привода від існуючих – розтягування процесів наповнення робочим тілом ДС-ланок привода гальмової системи в межах зміни тиску від 0,2 до 0,5 МПа за час не більший ніж 0,6 с.

Виконано математичний опис робочого процесу електропневматичного привода з функцією АБС у різних експлуатаційних умовах руху колісного транспортного засобу.

Моделювання робочого процесу зміни тиску в гальмовому приводі КТЗ з урахуванням особливостей взаємодії автомобільних коліс з поверхнею дорожнього покриття показало, що примусове розтягування процесу наповнення гальмових камер ЕППП дає загальну позитивну динаміку процесу гальмування КТЗ, при цьому кількість циклів спрацьовування автоматизованої системи регулювання гальмового зусилля в режимі АБС зменшується на 20-30 % без значної зміни ефективності гальмування колісного транспортного засобу. Слід також зазначити, що навантаженість гальмових механізмів при розтягуванні процесу наповнення гальмових камер – зменшується, а отже, збільшується їх довговічність. Порівняння результатів моделювання з

експериментальними дослідженнями показує, що середнє значення тиску в ДЄ-ланках електропневматичного гальмового приводу внаслідок зміни ваги колісного транспортного засобу практично не змінюється і залишається в діапазоні від 0,38 до 0,50 МПа, що підвищує ресурс гальмових механізмів під час експлуатації КТЗ та не знижує ефективності його гальмування.

Математична модель, яка дозволяє визначити раціональний принцип керування осьовими електропневматичними модуляторами тиску електропневматичної гальмової системи колісного транспортного засобу, включає: диференціальні рівняння, які описують перехідні процеси в ДЄ-ланках відповідно до переднього та заднього контурів приводу, диференціальні рівняння, які враховують зміну площі поперечного перетину каналу дроселя під час процесів наповнення / спорожнення приводу через електропневматичні модулятори тиску, диференціальні рівняння взаємодії автомобільного колеса з поверхнею дорожнього покриття, що базуються на крутильній жорсткості пневматичної шини, а також рівняння зв'язку, які дозволяють описати вплив динаміки гальмового приводу на динаміку гальмування КТЗ. Математична модель також враховує алгоритм керування осьовими модуляторами тиску ЕПГП з функціями АБС.

Експериментальні стендові та дорожні дослідження гальмування колісного транспортного засобу при реалізації вдосконаленого принципу керування осьовими електропневматичними модуляторами тиску показали, що внаслідок екстреного гальмування доцільно на початку процесу гальмування швидко підвищувати тиск у гальмовому приводі до  $0,2 \cdot P_{\max}$  за час, не більший ніж 0,1 с, а потім протягом часу 1 – 1,5 с доцільно розтягнути процес наповнення гальмової камери від  $0,2 \cdot P_{\max}$  до величини  $\cdot P_{\max}$ .

У роботі виявлені взаємозв'язки між принципом керування осьовими електропневматичними модуляторами тиску та характером зміни тиску в них,

які дають можливість визначити раціональні вихідні параметри гальмової системи КТЗ та здійснити моделювання перехідних процесів, що відбуваються в гальмовому приводі при реалізації зчіпних властивостей між шинами автомобільних коліс та дорожнім покриттям.

Наукова новизна отриманих результатів полягає у наступному:

*Вперше встановлено:*

– взаємозв'язок між принципом керування осьовими модуляторами тиску та характером зміни тиску в модуляторі, який відрізняється від відомих тим, що в режимі екстреного або службового гальмування колісного транспортного засобу заповнення гальмових камер стиснутим повітрям відбувається за двома різними темпами: з більшим темпом на початку гальмування і з меншим у подальшому загальмуванні коліс транспортного засобу;

– взаємозв'язок між уповільненням транспортного засобу та реалізованим зчепленням його одинарних або здвоєних коліс, який відрізняється від відомих тим, що враховує особливості зміни деформації пневматичних шин коліс транспортного засобу відносно поверхні дорожнього покриття в наслідок зміни вертикального навантаження на вісях останнього та реалізації двох різних темпів наповнення гальмових камер електропневматичного гальмового привода автомобіля.

*удосконалено:*

– метод розрахунку динаміки гальмування колісного транспортного засобу, який відрізняється від раніше відомого моделлю взаємодії автомобільних коліс з поверхнею дорожнього покриття;

*набула подальшого розвитку:*

– концепція формування тиску в електропневматичному гальмовому приводі шляхом примусового розтягування процесу наповнення гальмових камер під час роботи автоматизованих систем регулювання гальмового зусилля.

Робота має практичне значення, оскільки отримані результати дозволяють покращити якість гальмування колісного транспортного засобу в різних умовах його експлуатації та підвищують комфортабельність перевезення пасажирів.

**Ключові слова:** гальмова система, гальмовий привід, електропневматична гальмова система, пропорційний модулятор тиску, процес гальмування колісного транспортного засобу, автоматизована система регулювання гальмового зусилля, гальмові сили, динаміка гальмування, принцип керування.

## СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА

**Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:**

1. Леонтьев Д. Н. Анализ и выбор принципов управления электропневматическими модуляторами рабочей тормозной системы автомобилей / Д. Н. Леонтьев, Е. А. Серикова, А. В. Быкадоров, Е. Ю. Дон // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ«ХПІ», 2012. – Вип. №60 2012. – С. 67–72.

2. Leontiev D. Specifics of automobile dual wheels interaction with the supporting surface / D. Leontiev, E. Don // – Автомобільний транспорт: науковий журнал. – Х.: ХНАДУ, 2016. – Вип. 39. – С. 74-79.

3. Рижих Л.О. Контроль вихідних параметрів пневматичного гальмівного керування в експлуатації / Л.О. Рижих, С.Й. Ломака, Є.Ю. Дон // Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. – Х.: ХНАДУ, 2016. – Вип. 75. – С. 145–150.

4. Дон Є.Ю. Теоретичні дослідження впливу зміни тиску в електропневматичному гальмівному приводі на динаміку руху коліс КТЗ / Є.Ю. Дон // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ«ХПІ», 2017. – Вип. 39 2017. – С. 14-18.

5. Леонтьев Д. М. Обґрунтування раціонального закону зміни тиску в електропневматичному гальмовому приводі під час екстреного гальмування /

Д. М. Леонтьєв, Є. Ю. Дон // Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. – Х.: ХНАДУ, 2019. – Вип. 84. – С. 21–30.

6. Leontiev D., Klimenko V., Mykhalevych M., Don Y., Frolov A. (2020) Simulation of Working Process of the Electronic Brake System of the Heavy Vehicle. In: Palagin A., Anisimov A., Morozov A., Shkarlet S. (eds) Mathematical Modeling and Simulation of Systems. MODS 2019. Advances in Intelligent Systems and Computing, vol 1019. Springer, Cham, pp 50-61. (First Online: 18 July 2019) [https://doi.org/10.1007/978-3-030-25741-5\\_6](https://doi.org/10.1007/978-3-030-25741-5_6) (Scopus, Quartiles - Q3)

### **Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:**

7. Ryjikh L. Analysis and selection of principles of electropneumatic modulator control of vehicle braking system / L. Ryjikh, D. Leontiev, E. Don // Innovative Processes and Technologies. Ways of Their Implementation in Automobile, Road-Building, Transport, Nature Protection and Educational Fields: Collection of scientific works (in foreign languages) / – Харківський національний автомобільно-дорожній університет: збірник матеріалів конференції. – Харків: ХНАДУ, 2013. – С. 282 – 286

8. Рижих Л.О. Про вибір принципу керування пропорційними модулятором електронно–пневматичної гальмової системи автотранспортного засобу / Л.О. Рижих, Д.М. Леонтьєв, Є.Ю. Дон // Новітні технології розвитку конструкції, виробництва, експлуатації та експертизи автомобіля: Збірник тез / Харківський національний автомобільно-дорожній університет. – Харків: ХНАДУ, 2014. – С. 53 – 54.

9. Рижих Л.О. Аналіз динаміки гальмування автотранспортних засобів з електронно-пневматичною гальмівною системою / Л.О. Рижих, Є.Ю. Дон // Новітні технології в автомобілебудівництві та транспорті: Наукові праці міжнародної науково-практичної конференції / Харківський національний автомобільно-дорожній університет. – Харків: ХНАДУ, 2015. – С. 49 – 50.

10. Красюк А.Н. Статическая характеристика электронно-пневматической тормозной системы / А. Н. Красюк, Д. Н. Леонтьев, Е. Ю. Дон // Организация дорожного движения и перевозок пассажиров и грузов и транспорт: Сборник



научных трудов конференции / Белорусский национальный технический университет, Автотракторный факультет. – Минск: БНТУ, 2017. – С. 254 – 262.

11. Simulation of working process of the electronic brake system of the heavy vehicle / D. Leontiev, V. Klimenko, M. Mykhalevych, Y. Don, A. Frolov // Математичне та імітаційне моделювання систем. МОДС 2019: тези доповідей Чотирнадцятої міжнародної науково-практичної конференції (Чернігів, 24 - 26 червня 2019 р.) / МОН України, Національна академія наук України, Академія технологічних наук України, Інженерна академія України та ін. - Чернігів: ЧНТУ, 2019. – С. 76 - 79.

**Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:**

12. А.с. 24904 Україна, Департамент авторського права в Україні. Комп'ютерна програма “Програма обробки показників вихідних параметрів гальмування транспортних засобів” / Є.Ю. Дон, Д.М. Леонтєв, О.О. Журавський (Україна). – Опубл. 07.07.16.

## ABSTRACT

*Don E.* Improvement of the dynamic properties of electropneumatic braking system of wheeled vehicle. – Qualifying scientific work as a manuscript.

Dissertation for Ph.D. degree in on specialty 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, 2019.

The dissertation is devoted to the improvement of the principle of controlling axial proportional pressure modulators of the electro-pneumatic brake drive (EPBD), the choice of rational law for pressure variation in axial electro-pneumatic apparatus, and the rational overlapping of filling / endurance / drainage phases in axial pressure modulators located on different axles of the vehicle (wheeled vehicle) improvement of performance of electro-pneumatic brake system of wheeled vehicle, the choice of

EPBD operation algorithm with the function of the anti-block system (ABS), development of recommendations for the implementation of the principle of controlling the axial proportional pressure modulators of the electro-pneumatic braking system.

The relevance of the dissertation is determined by the necessity of solving the scientific and practical task associated with improvement in efficiency of the electro-pneumatic brake drive of the braking system of the wheeled vehicle by improving the principle of controlling the axial proportional pressure modulators of EPBD considering the peculiarities of movement dynamics of the vehicle's wheels.

In Ukraine, as in most foreign countries, all wheeled vehicles must meet requirements to road traffic safety, which is not possible without complying with UN/ECE international standards for the braking of vehicles of categories M, N and O. Therefore, it is necessary to consider the requirements of these international standards upon development of electro-pneumatic brake drive with the ABS functions. Since there is no serial development of electro-pneumatic devices in Ukraine, domestic automobile plants use foreign components and systems in their vehicles. This fact contributes to dependence of Ukrainian manufacturers of automotive products and impairs their competitiveness on the world market.

The analysis of principles of control of pressure modulators of the electro-pneumatic brake drive suggests that it is expedient of further improvement of control of axial pressure modulators of EPBD as the most suitable for application in braking system of wheeled vehicle. The main disadvantage of existing principles of controlling electro-pneumatic pressure modulators is the inappropriate consumption of the working medium (air) during ABS operation in the electro-pneumatic brake drive of modern wheeled vehicles, which negatively affects the effectiveness in braking of wheeled vehicle with such drives on long descents and increases the cost of the vehicle due to installation of additional systems - retarders n require regular maintenance.

During the study, it was determined that it is possible to stabilize wheel rolling upon three-phase adjustments of the brake torque, due to extension of filling of brake chamber with working medium (air).

It has also been disclosed that the brake torque control must be performed at high speeds of wheeled vehicle based on angular acceleration of the wheel ( $\omega_\kappa$ ) since it increases faster than tire slipping ( $S$ ) relative to road surface, and vice versa, in case of small initial braking speed of wheeled vehicle (no more than 30 km/h), the slipping reaches the critical values faster than the acceleration of the wheel, so the brake torque must be adjusted based on sliding.

Based on the analysis of obtained results, it is proposed to improve the nature of pressure change in electro-pneumatic apparatus of EPBD for axial control, allowing the reduction in consumption of working medium upon performance of ABS functions in electro-pneumatic brake drive.

The main difference of proposed principle of control of pressure modulators of electro-pneumatic brake drive from existing ones is extension of the filling of throttle links of brake drive with working medium with pressure change from 0.2 to 0.5 MPa for not more than 0.6 sec.

This work includes mathematical description of operation of electro-pneumatic drive with ABS function in different operation conditions of wheeled vehicle.

Modeling of operation process of pressure change in brake drive of wheeled vehicle, considering the specifics of adhesion of wheels to road surface has shown that forced extension of filling of EPBD brake chamber gives general positive dynamics in braking of wheeled vehicle. Moreover, number of tripping cycles of automated braking control system in ABS mode reduces by 20-30% without considerable change in braking efficiency of wheeled vehicle. It should be noted that load capacity of braking mechanism reduces upon extension of brake chamber filling and thereby increasing their service life. Comparison of modeling results with results experimental studies suggests that the average value of pressure in the throttling links of the electro-pneumatic brake drive does not change due to the change in the weight

of the wheeled vehicle and remains in the range from 0.38 to 0.50 MPa. This fact increases the life of braking mechanisms upon operation of wheeled vehicle and doesn't reduce its braking efficiency.

The mathematical model that allows us to determine the rational principle of control of axial electro-pneumatic pressure modulators of the electro-pneumatic brake system of a wheeled vehicle includes as follows: differential equations that describe the transient processes in throttling links for the front and rear drive circuits respectively, differential equations that consider change in the cross-sectional area of throttle channel during filling/emptying of the drive through the electro-pneumatic pressure modulators, differential equations of the interaction of the road wheel with the surface of the road surface, based on the torsional rigidity of the pneumatic tire, as well as the equation of relations, which can describe the effect of the brake actuator dynamics on braking dynamics of wheeled vehicle.

Mathematical model also considers algorithm of control of axial pressure modulators of EPBD with ABS functions.

Bench and highway studies of braking of wheeled vehicle upon implementation of improved principle of control of axial electro-pneumatic pressure modulators have shown that it is reasonable to increase the pressure in brake chamber up to  $0,2 \cdot P_{\max}$  for a time of 0.2 sec. and then extend filling of brake chamber at  $0,2 \cdot P_{\max}$  up to  $P_{\max}$ . within 1 – 1.5 sec.

The work discloses the relationship between the principle of control of axial electro-pneumatic pressure modulators and nature of the pressure variation, which make it possible to determine the rational output parameters of the brake system of wheeled vehicle and simulate the transient processes that occur in the brake drive upon implementation of adhesion properties between wheel tires and road surface.

The scientific novelty of the results is as follows:

The following aspects are determined for the first time:

- the relationship between the principle of controlling axial pressure modulators and the nature of pressure variation in the modulator, which differs from those known

by the fact that pressure variation in the modulator is extended during the filling of the brake chambers of the electro-pneumatic brake derive in emergency braking mode of the wheeled vehicle;

- the relationship between the realized adhesion of single or double wheels of a vehicle and its weight, which differs from that known by the fact it considers effect of the weight of the wheeled vehicle on its deceleration due to implementation of adhesion properties between the tire and road surface;

*improved:*

- method of calculating the dynamics of braking a wheeled vehicle, which differs model of interaction of automobile wheels with the surface of the road surface;

*was further developed:*

- the concept of forming pressure in the electropneumatic brake actuator by forcibly stretching the process of filling the brake chambers while operating automated brake control systems.

This work has practical value since the obtained results allow the improvement of braking quality of wheeled vehicle in different conditions of its operation and increase the comfort of passenger transportation.

**Keywords:** brake system, brake drive, electro-pneumatic brake system, proportional pressure modulator, wheel braking process, automated brake control system, braking forces, braking dynamics, regulation control.

## **LIST OF BUILDER PUBLICATIONS**

**Scientific papers, in which the main scientific results of the dissertation are published:**

1. Leontiev D.N. Analysis and selection of control principles for electropneumatic modulators of a working brake system of automobiles / D.N. Leontyev, E.A. Serikova, A.V. Bykadorov, E.Yu. Don // Visnyk NTU "KhPI". 2012. – Vol. 60. - p. 67 –72.

2. Leontiev D. Specifics of automobile dual wheels interaction with the supporting surface / D. Leontiev, E. Don // - Car transport: scientific magazine. - Kharkiv: KhNADU, 2016. - Vol. 39. - p. 74-79.

3. Ryzhich L.O. Control of output parameters of pneumatic brake control in operation / L.O. Ryzhykh, S.Y. Lomaka, Ye.Y. Don // Bulletin of the Kharkiv National Automobile and Road University. - Kharkiv: KhNADU, 2016. – Vol. 75. - p. 145-150.

4. Don E.Yu. Theoretical studies of the influence of pressure change in the electro-pneumatic brake actuator on the dynamics of the wheels of the KTZ / E.Yu. Don // Bulletin of the NTU "KhPI". Series: Dynamics and durability of machines. - Kh. NTU "KhPI", 2017. - Vol. 39 (1261). - p. 14-18.

5. Leontiev D.M. The substantiation of the nature of the pressure change in the electro-pneumatic brake drive during emergency braking / D.M. Leontiev, E.Yu. Don // Visnyk KhNADU. – Kh.: HNADU, 2019. - Vol. 84. - p. 21–30.

6. Leontiev D., Klimenko V., Mykhalevych M., Don Y., Frolov A. (2020) Simulation of Working Process of the Electronic Brake System of the Heavy Vehicle. In: Palagin A., Anisimov A., Morozov A., Shkarlet S. (eds) Mathematical Modeling and Simulation of Systems. MODS 2019. Advances in Intelligent Systems and Computing, vol. 1019. Springer, Cham, pp 50-61. (First Online: 18 July 2019) [https://doi.org/10.1007/978-3-030-25741-5\\_6](https://doi.org/10.1007/978-3-030-25741-5_6) (Scopus, Quartiles - Q3)

**Scientific papers certifying the testing of the materials of the dissertation:**

7. Ryjikh L. Analysis and selection of principles of electropneumatic modulator control of vehicle braking system / L. Ryjikh, D. Leontiev, E. Don // Innovative Processes and Technologies. Ways of Their Implementation in Automobile, Road-Building, Transport, Nature Protection and Educational Fields: Collection of scientific works (in foreign languages) / – Kharkiv National Automobile and Road University. - Kharkiv: KhNADU, 2013. – p. 282 – 286

8. Ryzhykh L.O. About the choice of the principle of controlling the proportional modulator of the electronic-pneumatic brake system of the vehicle / L.O. Ryzhykh, D.N. Leontyev, Ye.Y. Don // The latest technology development of

the design, production, operation, repair and examination of the car: Collection of abstracts / Kharkiv National Automobile and Road University. - Kharkiv: KhNADU, 2014. – p. 53 – 54.

9. Ryzhykh L.O. Brake dynamics analysis of motor vehicles with electronic-pneumatic braking system / L.O. Ryzhykh, Ye.Y. Don // Newest technologies in automobile construction and transport: Scientific works of the international scientific and practical conference / Kharkiv National Automobile and Road University. - Kharkiv: KhNADU, 2015. – p. 49 – 50.

10. Krasnyuk A.N. Static characteristic of an electron-pneumatic brake system / A.N. Krasnyuk, D.N. Leontyev, E.Yu. Don // Organization of traffic and transport of passengers and cargo and transport: Collection of scientific papers of the conference / Belarusian National Technical University, Faculty of Tractors. - Minsk: BNTU, 2017. - p. 254 - 262.

11. Simulation of working process of the electronic brake system of the heavy vehicle / D. Leontiev, V. Klimenko, M. Mykhalevych, Y. Don, A. Frolov // The 14th ISP conference Mathematical modeling and Simulation Systems. MODS 2019: Report's abstracts of the 14th International Scientific and Practical Conference (Chernihiv, June 24-26, 2019) / Ministry of Education and Science of Ukraine, National Academy of Sciences of Ukraine. Academy of Sciences of Ukraine, Academy of Technological Sciences of Ukraine, Engineering Academy of Ukraine, etc. - Chernigov: 2019. – C. 76 - 79.

**Scientific works, which additionally reflect the scientific results of the dissertation:**

12. AS 24904 Ukraine, Department of copyright in Ukraine. Computer program "Program for processing indices of initial parameters of braking of vehicles" / E.Yu. Don, D.M. Leontiev, O.O. Zhuravsky (Ukraine). - Published. 07.07.16.

## ЗМІСТ

Перелік умовних позначень .....	18
Вступ .....	19
Розділ 1. Стан проблеми, мета та задачі досліджень .....	25
1.1 Аналіз законів керування пневматичним гальмовим приводом колісних транспортних засобів.....	27
1.2 Аналіз принципів керування пневматичним гальмовим приводом колісних транспортних засобів.....	35
1.3 Аналіз динаміки гальмування автотранспортних засобів з електропневматичною гальмовою системою.....	45
Висновки по розділу 1. Задачі дослідження.....	48
Розділ 2. Теоретичні дослідження впливу характеру зміни тиску в приводі на динаміку гальмування автомобіля при різних принципах керування модуляторами тиску.....	50
2.1 Аналіз законів зміни тиску в гальмовому приводі колісних транспортних засобів.....	50
2.2 Особливості взаємодії одинарних та спарених автомобільних коліс з дорожнім покриттям.....	54
2.3 Динаміка гальмування КТЗ, обладнаних системами автоматизованого регулювання гальмового зусилля .....	61
2.4 Динаміка електропневматичного гальмового привода та її вплив на процес гальмування транспортного засобу.....	65
2.5 Теоретичні дослідження впливу принципів керування на динаміку руху двовісного КТЗ з урахуванням темпу зміни тиску в електропневматичному гальмовому приводі.....	70
Висновки по розділу 2 .....	76
Розділ 3 Обґрунтування вхідних та вихідних параметрів системи керування пропорційними модуляторами електропневматичного гальмового привода колісного транспортного засобу .....	78



3.1 Синтез закону керування електропневматичними модуляторами тиску з кроковим електродвигуном.....	78
3.2 Алгоритм роботи ЕПГС для колісного транспортного засобу .....	82
3.3 Обґрунтування характеру зміни тиску в ЕППІ при екстреному гальмуванні на основі імітаційного моделювання робочих процесів, які відбуваються в елементах привода .....	88
3.4 Обґрунтування вибору принципу керування електропневматичними модуляторами тиску на основі імітаційного моделювання динаміки руху транспортного засобу .....	98
Висновки по розділу 3 .....	105
Розділ 4. Експериментальні дослідження електропневматичної гальмової системи колісного транспортного засобу .....	106
4.1 Прилади, обладнання та апаратура для проведення досліджень. ....	106
4.2 Дослідження динаміки гальмування колісного транспортного засобу з електропневматичним гальмовим приводом.....	121
Висновки по розділу 4 .....	134
Висновки .....	136
Список використаних джерел.....	138
Додаток А. Вихідні дані для моделювання динаміки руху колісного транспортного засобу з електропневматичним гальмовим приводом .....	152
Додаток Б. Список публікацій за темою дисертації та відомості про апробацію результатів дисертації.....	155
Додаток В. Акти впровадження.....	159
Додаток Г. Свідоцтво авторського права .....	167

## ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

АБС – антиблокувальна система;

АЦП – аналогово-цифровий перетворювач;

ДКД – драйвер крокового двигуна;

ДЄ-ланка – дросильюча ланка (ланка „дросель – ємність”);

ЕПГС – електропневматична гальмова система;

ЕПП – електропневматичний гальмовий привід;

КТЗ – колісний транспортний засіб;

ПП – пневматичний гальмовий привід;

ПСПП – підсилювач сигналу положення педалі;

САК – системи автоматичного керування;

САР – системи автоматичного регулювання;

ТЗ – транспортний засіб;

ФСДОК – формувач сигналу датчика обертання колеса;

*UART* – інтерфейс послідовного зв’язку;

*USB* – (*Universal Serial Bus* «універсальна послідовна шина») – послідовний інтерфейс для підключення периферійних пристроїв до обчислювальної техніки.

## ВСТУП

Розвиток електронних систем автомобілів та оснащення сучасних колісних транспортних засобів (КТЗ) бортовими комп'ютерами дав можливість за останні роки вийти гальмовим системам на новий етап розвитку в умовах забезпечення безпеки руху. Електропневматична гальмова система (ЕПГС) [1] для вантажних автомобілів і автопоїздів у сучасності якісно забезпечує максимальний рівень експлуатаційної надійності та активної безпеки за рахунок відпрацювання нею великої кількості функцій. Але увага сучасних дослідників у галузі гальмових систем приділена тільки режимам екстреного гальмування. Однак залишаються недостатньо розглянутими питання, пов'язані з якістю гальмування в службовому режимі експлуатації та вибором методів і принципів керування пропорційними модуляторами тиску.

**Актуальність теми.** Актуальність теми визначається тим, що сучасний розвиток автомобільного транспорту набув високого рівня експлуатації і неухильно веде до активної зміни як законодавчої бази [14], [15], так і самих конструктивних рішень, які впливають на безпеку дорожнього руху. Закордонні виробники компонентів та систем КТЗ в останні роки активно вдосконалюють електропневматичну гальмову систему (ЕПГС) для забезпечення вимог, які висуваються державними стандартами різних країн світу, але проведений аналіз науково-технічної літератури й експериментальних досліджень електропневматичного гальмового привода (ЕПП) показали, що на сьогоднішній день фактично відсутні рекомендації щодо вибору закону і принципу керування модуляторами ЕПГС.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, 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 на

території України, 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», а також комплексної теми «Розробка та впровадження інтелектуальної системи керування гальмами транспортного засоби» (ГР № 0112U001239).

Особистий внесок пошукача у виконанні вказаних науково-дослідницьких робіт полягає в розробці, теоретичному та експериментальному дослідженні принципів керування електропневматичним гальмовим приводом з функціями АБС.

**Мета і завдання дослідження.** Удосконалення динамічних властивостей електропневматичного гальмового керування колісного транспортного засобу за рахунок вибору принципу керування осьовими модуляторами тиску його електропневматичного гальмового привода шляхом дослідження робочих процесів, які відбуваються в приводі гальм при осьовій схемі розміщення електропневматичних апаратів регулювання тиску під час службових та екстрених гальмувань.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- визначити основні недоліки відомих принципів керування електропневматичними модуляторами тиску ЕППП;
- оцінити вплив принципу керування модуляторами тиску ЕППП на ефективність гальмування колісного транспортного засобу при осьовій схемі розміщення пропорційних модуляторів тиску;
- розробити рекомендації щодо вибору закону зміни тиску в гальмовому приводі під час керування модуляторами електропневматичної гальмової системи.

**Об'єкт дослідження.** Робочі процеси в приводі електропневматичної гальмової системи з пропорційними модуляторами тиску.

**Предмет дослідження.** Характер зміни тиску в гальмових камерах під час керування осьовими пропорційними модуляторами електропневматичної гальмової системи автотранспортного засобу в процесі його гальмування.

**Методи дослідження.** В роботі використовуються фізичні та математичні методи дослідження процесів які протікають у елементах ЕПП в процесі гальмування автомобіля за різними схемами під'єднання пропорційних модуляторів. Використовуються методи фактичного планування експерименту на основі як натурних стендових випробовувань, так і дорожніх випробувань автомобіля, обладнаного ЕПГС.

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

– уперше встановлено взаємозв'язок між принципом керування осьовими модуляторами тиску та характером зміни тиску в модуляторі, який відрізняється від відомих тим, що в режимі екстреного або службового гальмування колісного транспортного засобу заповнення гальмових камер стиснутим повітрям відбувається за двома різними темпами: з більшим темпом на початку гальмування і з меншим у подальшому загальмуванні коліс транспортного засобу;

– уперше встановлено взаємозв'язок між уповільненням транспортного засобу та реалізованим зчепленням його одинарних або здвоєних коліс, який відрізняється від відомих тим, що враховує особливості зміни деформації пневматичних шин коліс транспортного засобу відносно поверхні дорожнього покриття в наслідок зміни вертикального навантаження на вісях останнього та реалізації двох різних темпів наповнення гальмових камер електропневматичного гальмового привода автомобіля.

– удосконалено метод розрахунку динаміки гальмування колісного транспортного засобу, який відрізняється від раніше відомого моделлю взаємодії автомобільних коліс з поверхнею дорожнього покриття;

– набула подальшого розвитку концепція формування тиску в електропневматичному гальмовому приводі шляхом примусового розтягування процесу наповнення гальмових камер під час роботи автоматизованих систем регулювання гальмового зусилля.

**Практичне значення отриманих результатів.** Робота має теоретичне і практичне значення, оскільки результати теоретичних досліджень доповнюють теорію руху автомобіля та теорію робочих процесів гальмового керування. Запропоновані в роботі залежності можуть бути використані при формуванні характеристик гальмового керування, оцінюванні ефективності дії електропневматичного гальмового привода та ефективності гальмування колісного транспортного засобу. Впровадження отриманих результатів дослідження дозволить покращити ефективність гальмування колісного транспортного засобу в різних умовах його експлуатації та підвищити комфортабельність перевезення пасажирів вразі застосування вказаного гальмового привода на відповідних автомобілях.

Основні наукові положення роботи та рекомендації щодо вдосконалення принципу керування електропневматичними модуляторами тиску колісного транспортного засобу використані:

– у навчальному процесі підготовки бакалаврів і магістрів за спеціальностями: 133 «Галузеве машинобудування», 274 «Автомобільний транспорт» та 208 «Агроінженерія»;

– на підприємствах: ТОВ «*GRAND DVS*» та АТ «АТП-16365» під час визначення умов безпечної експлуатації транспортних засобів з пневматичним або електропневматичним гальмовим приводом та оцінки ефективності дії гальмового привода під час діагностування, технічного обслуговування та після поточного ремонту рухомого складу для перевезення вантажів і пасажирів;

– на підприємстві ДП «ХАЗ» під час ремонтно-відновлювальних робіт гальмової системи військових та цивільних колісних транспортних засобів.

**Особистий внесок здобувача.** Результати, які виносяться на захист, отримані автором самостійно. У роботах, опублікованих у співавторстві, авторові належать: аналіз принципів керування електропневматичними модуляторами робочої гальмової системи [1]; математичний опис взаємодії здвоєних коліс з поверхнею дорожнього покриття [2]; концепція організації системи контролю вихідних параметрів пневматичного гальмового керування транспортного засобу під час його експлуатації [3]; дослідження впливу зміни тиску в електропневматичному гальмовому приводі [5-9]; обґрунтування статичної характеристики гальмового крана транспортного засобу з пневматичним гальмовим приводом [10]; алгоритм обробки показників вихідних параметрів руху колісних транспортних засобів [11, 12].

**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 й отримали позитивну оцінку на науково-технічних і науково-методичних сесіях ХНАДУ і на наступних міжнародних конференціях:

– Міжнародна науково-технічна конференція, присвячена 100-річчю з дня народження В.К. Нікітіна, 80-річчю з дня заснування кафедри автомобілів та 50-річчю з дня заснування лабораторії швидкісних автомобілів “Проблеми та перспективи автомобілебудування та автомобільного транспорту” (м. Харків, Україна, ХНАДУ, 3-4 листопада 2011 року, форма участі – очна);

– Міжнародна науково-практична конференція присвячена Дню автомобіліста та дорожника “Новітні технології розвитку конструкції, виробництва, експлуатації, ремонту та експертизи автомобіля” (м. Харків, Україна, ХНАДУ, 15-16 жовтня 2014 року, форма участі – очна);

– Міжнародна науково-технічна конференція, присвячена 85-річчю заснування ХНАДУ та 85-річчю автомобільного факультету «Новітні

технології в автомобілебудівництві та транспорті» (м. Харків, Україна, ХНАДУ, 15-16 жовтня 2015 року, форма участі – очна);

– Міжнародна науково-практична конференція автотракторного факультету Білоруського національного технічного університету «Організація дорожнього руху, перевезень пасажирів та вантажів і транспорт» (м. Мінськ, Республіка Білорусь, БНТУ, 01-03 листопада 2017 року, форма участі – заочна);

– 82-га науково-технічна та науково-методична конференція Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (м. Харків, Україна, 7 – 11 травня 2018 року, форма участі – очна).

**Публікації.** Основні положення дисертаційної роботи опубліковані у 12 наукових працях: 6 статей у наукових фахових виданнях України та інших держав (з них 1 – у науковому виданні, що проіндексовано в базі даних Scopus, віднесеного до третього квартиля (Q3)), 5 тез доповідей; 1 авторське свідоцтво на твір видане Державним департаментом інтелектуальної власності України.

**Структура і обсяг роботи.** Дисертація складається зі вступу, 4 розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Повний обсяг дисертації складає 168 сторінки, у тому числі 4 додатка на 14 сторінках. Обсяг основного тексту дисертації становить 112 сторінок, 64 рисунки, 10 таблиць. Список використаних джерел нараховує 130 найменувань на 14 сторінках.



## РОЗДІЛ 1

### СТАН ПРОБЛЕМИ, МЕТА ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ

Щорічно збільшується кількість транспортних засобів, які знаходяться в міській експлуатації, що призводить до підвищення концентрації автомобілів і збільшення їх інтенсивності руху, особливо в крупних містах. Тому у світі підвищуються вимоги до безпеки дорожнього руху в результаті чого, виникає нагальна потреба в активній модернізації пневматичного привода через низку його недоліків. Так, використання повітря в гальмових системах із пневматичним приводом у контурах керування веде до збільшення часу спрацювання робочих механізмів і, як наслідок, призводить до запізнення реагування виконавчих механізмів і збільшення вірогідності виникнення дорожньо-транспортної пригоди (ДТП). Використання електронних компонентів для керування пневматичним гальмовим приводом (ПП) дозволяє фактично вирішити питання швидкодії привода.

Як показують експериментальні дослідження, які були проведені М.Г. Михалевичем [16], забезпечення слідкуючої дії ЕПГС при використанні релейних модуляторів тиску ускладнює систему керування та призводить до підвищення її вартості. Дослідження, проведені А.М. Красюком. [17], показали, що використання пропорційних модуляторів тиску дозволяє спростити систему керування ЕПГС, але алгоритми роботи таких систем не розкриті в повній мірі для транспортних засобів, оскільки автор виконував дослідження процесів керування тільки одним колесом автомобіля. Дослідження систем автоматичного регулювання гальмового зусилля на транспортному засобі, проведені Д.М. Леонтьєвим [18], на базі науково-дослідницької лабораторії ХНАДУ, показують, що для розв'язання питання, пов'язаного з керуванням автоматизованої гальмової системи, необхідно розглядати комплексно – рух автомобіля в конкретних експлуатаційних умовах та процеси, які протікають в його гальмовому керуванні, при цьому рекомендації щодо вибору принципу керування модуляторами тиску та характеру зміни тиску в гальмовій камері при

спрацьовуванні модуляторів систем автоматичного регулювання, до яких також відноситься і ЕПГС, відсутні.

Таким чином, при проектуванні сучасної системи керування ЕПГС необхідно вирішити ряд завдань, пов'язаних:

- 1) з вибором закону керування;
- 2) з вибором принципів керування, які включають вибір закону зміни тиску в гальмовому приводі.

Пояснення щодо завдань, які необхідно вирішити при проектуванні системи керування ЕПГС, зображені на рис.1.1.



Рисунок 1.1 – Структурна схема завдань, які необхідно вирішити під час проектування ЕПГС

Перше завдання широко висвітлене в науково-технічній літературі різними авторами [13 – 16], але інтерес в цьому питанні представляє лише вибір граничних значень, які забезпечують якість роботи автоматизованої системи регулювання гальмового зусилля. Друге ж завдання, не зважаючи на те, що означеним питанням займалися такі дослідники, як: Л.В. Гуревич [19], І.К. Пчелін [15], О.О. Ревін [21] та Д.М. Леонтьєв [18], вимагає додаткових пояснень і уточнень, оскільки їх дослідження частково стосувались принципів керування і в основному були присвячені стійкості і керованості транспортного засобу при роботі АБС, а не ЕПГС. Слід зазначити, що питаннями швидкодії ЕПГС та його слідкуючої дії займалися: А.І. Попов [22], М.Г. Михалевич [16], А.М. Красюк [17], але ці дослідження не дають відповіді на питання, за яким характером необхідно змінювати тиск у гальмових камерах транспортного засобу при службових гальмуваннях в умовах, коли необхідно забезпечити високу ефективність руху КТЗ.

Проведений аналіз закордонної науково-технічної літератури [23, 24] показав, що такі відомі фірми як “*Knorr-Bremse*” і “*WABCO*” активно розвивають означений напрямок, тому дослідження вибору законів керування та принципів керування ЕПГС потребують більш глибокого дослідження.

### **1.1 Аналіз законів керування пневматичним гальмовим приводом колісних транспортних засобів**

Основаючись на класифікації В.Г. Іванова [25], яка стосується філософії керування антиблокувальною системою (АБС), керування ЕПГС може бути здійснене за наступними законами, які наведено на рис. 1.2.

У сучасній практиці при створенні ЕПГС реалізація закону керування за уповільнюванням колеса ( $d\omega_k / dt$ ) найбільш широко використовується провідними закордонними фірмами в алгоритмах роботи електронних блоків керування системами, які забезпечують активну безпеку руху КТЗ.

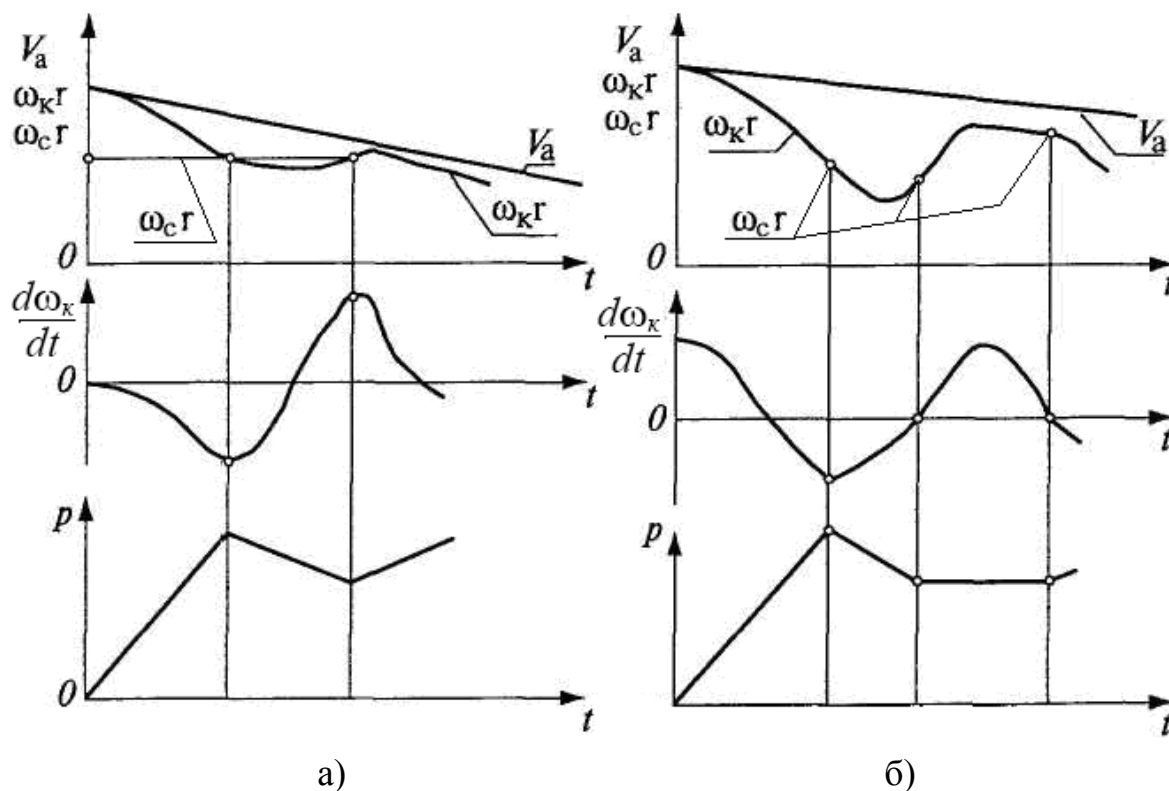


Рисунок 1.2 – Класифікація законів керування ЕПГС

Так, наприклад, робота автоматизованої системи при реалізації робочого процесу з використанням двох фаз [25 – 32] (перша фаза – гальмування, друга фаза – розгальмовування), може забезпечити роботу гальмової системи тільки в циклічному режимі, що призводить до підвищеної витрати робочого тіла в ЕППІ і знижує надійність системи в цілому, оскільки кількість циклів спрацьовування модуляторів тиску безпосередньо впливає на ресурс гальмового привода. Характер роботи автоматизованої системи при реалізації робочого процесу з використанням двох фаз наведено на рис. 1.3 а.

Більшість сучасних автоматизованих систем використовують алгоритми, в яких реалізується робочий процес з використанням трьох фаз (рис. 1.3 б).

Системи, в яких використовується робочий процес з трьома фазами, дозволяють підвищити ресурс складових елементів гальмового привода, не погіршуючи фактичної ефективності гальмування КТЗ. Використання фази витримки дозволяє підвищити якість регулювання в системах без слідкуючої дії та знизити витрати робочого тіла в гальмовому приводі, а її тривалість безпосередньо впливає на процес блокування та розблокування колеса КТЗ. Так, при невеликих швидкостях руху транспортного засобу дуже тривала фаза витримки призводить до блокування колеса, що впливає, як на керованість, так і на стійкість автомобіля, а на великих швидкостях призводить до не ефективного використання гальмового зусилля.



а) – робочі процеси з використанням двох фаз; б) – робочі процеси з використанням трьох фаз;  $p$  - тиск в гальмовому приводі;  $\omega_c$  – значення кутової швидкості колеса, яке відповідає граничному значенню уповільнення;  $\omega_k$  – кутова швидкість колеса

Рисунок 1.3 – Характер роботи автоматизованої системи з уповільнення колеса при реалізації робочого процесу з використанням двох та трьох фаз

У деяких наукових роботах С.Й. Ломаки [33] пропонується використовувати в алгоритмах систем автоматичного регулювання (САР) не уповільнення колеса ( $d\omega_k / dt$ ), а проковзування ( $S$ ) колеса відносно опорної поверхні. Проковзування можна визначити як відношення швидкості ковзання колеса відносно поверхні ( $V_s$ ) та лінійної швидкості руху центра колеса, яка рівна швидкості автомобіля ( $V_a$ )

$$S = \frac{V_s}{V_a}. \quad (1.1)$$

Швидкості ковзання колеса можна визначити для різних режимів руху автомобіля за наступними залежностями:

– для гальмового режиму:

$$V_s = V_a - \omega_k \cdot r_k,$$

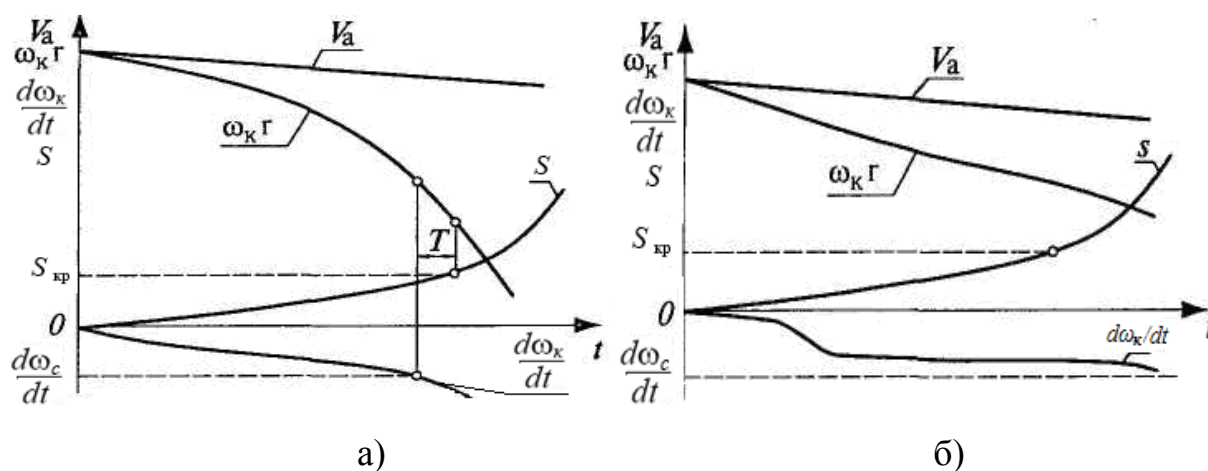
– для режиму розгону (тяговий режим):

$$V_s = \omega_k \cdot r_k - V_a.$$

Використання алгоритмів по проковзуванню, як показують дослідження, проведені в Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті (ХНАДУ) в роботах Д.М. Леонтєєва [18], А.М. Красюка [17], А.А. Чебана [34], не дозволяють у повній мірі забезпечити ефективність гальмування при високих швидкостях руху автомобіля, але на малих швидкостях – компенсують втрату ефективності за рахунок більш інтенсивного навантаження гальмового механізму. Використання алгоритмів по проковзуванню, знайшли практичне застосування в протиблокувальних системах перших конструкцій [35, 37], а також були встановлені на деяких моделях автомобілів фірм “*Citroen*” та “*Ford*” [36, 38], але практика використання таких систем показала їх невисоку ефективність [35, 39].

Аналізуючи закони керування по уповільнюванню та проковзуванню [17, 18, 25, 27, 28, 33, 34], за якими може бути виконане регулювання гальмового моменту, можна констатувати, що темп кочення колеса по-різному впливає на них. Так, наприклад, при інтенсивному загальмовуванні колеса на високих швидкостях кутове прискорення колеса  $d\omega_k/dt$  наростає швидше, ніж проковзування  $S$ , і навпаки, при невеликій інтенсивності гальмування проковзування досягає критичних значень, коли прискорення знаходиться в межах граничного діапазону (від 0 до  $d\omega_c/dt$ ). Тому використання комбінованих алгоритмів (по уповільненню та проковзуванню) дозволяють підвищити якість гальмування за рахунок використання переваг наведених вище законів керування САК (рис.1.4).

Найбільш простим регулюванням за уповільнюванням колеса ( $d\omega_k/dt$ ) та проковзуванням ( $S$ ) є постійне порівняння цих параметрів по відношенню до сигналів лінійного уповільнювання транспортного засобу ( $dV_a/dt$ ) у порівняльній пристрої автоматизованої системи регулювання гальмового зусилля. При виконанні відповідних умов роботи алгоритму подається сигнал на модулятор тиску, який відпрацьовує відповідну фазу регулювання, змінюючи робочий процес у приводі, тим саме впливаючи на темп руху колеса.



- а) - спрацьовування по уповільнюванню колеса;  
 б) - спрацьовування по проковзуванню колеса.  $T$  – час випередження формування уставки по уповільнюванню колеса.

Рисунок 1.4 – Зміна законів керування для одного колеса з різними темпами кочення

Відомо [18, 23, 24, 27, 28], що при трифазному регулюванні гальмового моменту протягом часу за порогами уповільнення колеса  $d\omega_c^-/dt$  та  $d\omega_c^+/dt$  процес кочення колеса стабілізується, що дозволяє підвищити ресурс модюляторів гальмової системи та спростити алгоритм реалізації закону керування. На рис.1.5 наочно зображено принципний цикл роботи САР [24] за комбінованими законами керування, що запропоновані фірмою *WABCO*.

Під час руху КТЗ на його колеса впливають різні фактори, які в різній мірі впливають на процес реалізації гальмового зусилля. Діапазон зміни

факторів під час експлуатації КТЗ постійно змінюється, що впливає на сам закон керування автоматизованою системою. Тому виникає потреба у використанні закону керування по заданій функції ( $y$ ), яка може бути описана наприклад виразом (1.2).

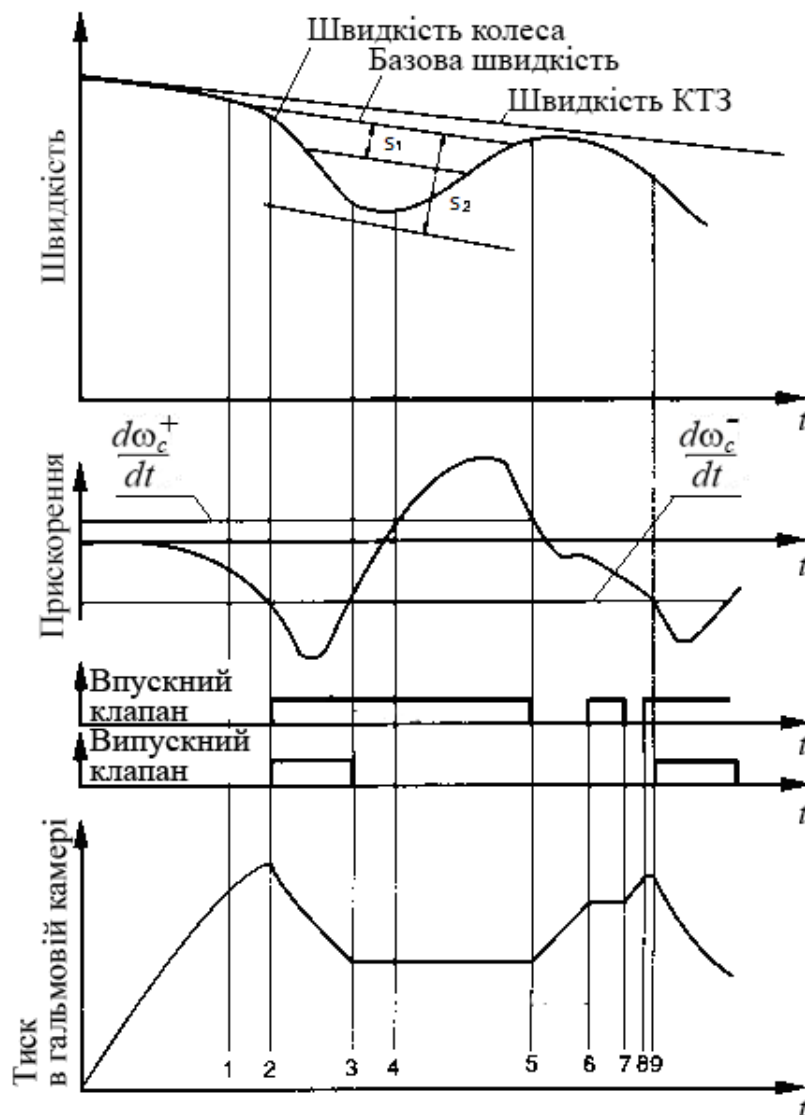


Рисунок 1.5 – Характеристика роботи САР за комбінованими законами керування

Закон керування по заданій функції має вигляд:

$$y = b_o + \sum_{i=1}^n b_i \cdot x_i + \sum_{\substack{i=1, \dots, n-1 \\ j=2, \dots, n}}^n b_{ij} \cdot x_i \cdot x_j + \sum_{i=1}^n b_{ii} \cdot x_i^2, \quad (1.2)$$



В рівнянні 1.2 коефіцієнти  $b_0$ ,  $b_i$ ,  $b_{ij}$  та  $b_{ii}$  це коефіцієнти регресії полінома факторів впливу, а  $x_i$  та  $x_j$  – кодовані значення натуральних факторів.

При цьому дійсне натуральне значення кодованого фактора  $x_i$  може бути визначене з рівняння:

$$x_i = \frac{2 \cdot X_i - X_{i \max} - X_{i \min}}{X_{i \max} - X_{i \min}}, \quad (1.3)$$

В залежності (1.3) використано наступні позначення:  $X_{i \max}$  – максимальне натуральне значення фактора впливу;  $X_{i \min}$  – мінімальне натуральне значення фактора впливу;  $X_i$  – значення фактора на даний момент часу.

Використання такого закону керування потребує великої кількості датчиків для формування коректного процесу керування для забезпечення найвищої ефективності гальмування КТЗ у різних умовах експлуатації. Теоретично можна використати найменшу кількість датчиків, але сам процес керування може суттєво вплинути на безпеку дорожнього руху через недостатню кількість інформації про процес гальмування коліс автомобіля. Тому такий закон керування в автоматизованих системах гальмового керування не набув широкого застосування.

Останнім часом провідні фірми, що проектують елементи ЕПГС, в якості законів керування, використовують в блоках керування, принципи нечіткої логіки, які враховують необхідні складові для керування робочими процесами, що відбуваються в ЕППП. Такий підхід до проектування дозволяє підвищити ефективність роботи системи керування в умовах неповноти та обмеженості інформації про умови руху КТЗ.

У системах керування ЕПГС нечітка логіка базується на використанні таких конструкцій як: “далеко” – “близько”, “холодно” – “гаряче”. Такий підхід реалізовано в блоках керування за допомогою простих математичних операцій (числовим аналогам лінгвістичних оборотів) типу “0” та “1”, що дозволяє

вирішити багато задач, пов'язаних з керуванням, які неможливо вирішити, використовуючи складні математичні моделі. При малих вибірках у системах керування з нечіткою логікою найчастіше застосовують так званий контролер Мамдані (*Mamdani controller*) [40, 41], який дозволяє отримати якісний результат та може бути легко інтерпретований у вигляді наступної функції:

$$y = f\left(h, \frac{d\omega_k}{dt}, V_a\right), \quad (1.4)$$

у якій як вхідні величини використано сигнали про переміщення педалі привода гальм ЕПГС ( $h$ ), уповільнення коліс КТЗ ( $\frac{d\omega_k}{dt}$ ) та швидкості автомобіля ( $V_a$ ). В графічному вигляді застосування нечіткої логіки в ЕПГС з використанням функції наведеної вище можна зобразити у вигляді, подібному до представленого в роботі [25].

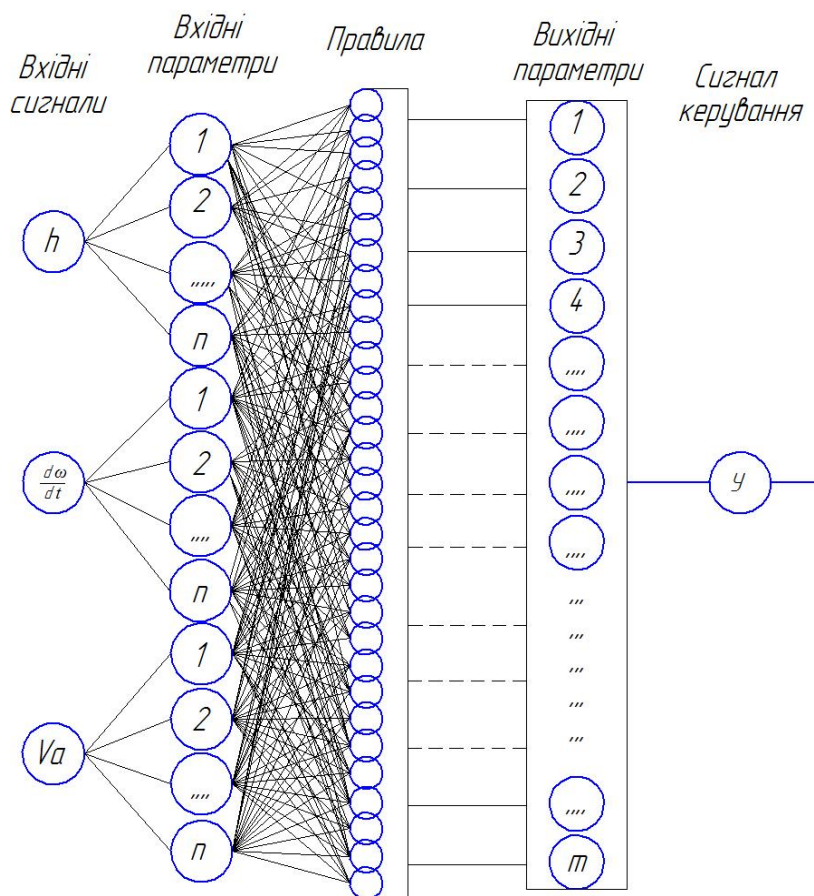


Рисунок 1.6 – Структура нечіткої логіки керування в ЕПГС

Як показують дослідження систем керування з нечіткою логікою [25], збільшення кількості вхідних функцій призводить до ускладнення алгоритмів роботи системи та витрат часу на обробку інформації, яка була надана для визначення функції нечіткої логіки. Функція нечіткої логіки визначає закон керування для САР гальмового зусилля, який реалізується при керуванні ЕПГС.

Слід зазначити, що питання оптимізації процесу керування за нечіткою логікою є предметом окремого аналізу, який не розглядається в рамках даної дисертаційної роботи.

Таким чином, можна констатувати, що використання різних законів керування САР гальмового зусилля можна використати для різних завдань: ідентифікації дорожніх умов руху, режимів руху транспортного засобу, прогнозування поведінки автомобіля при роботі автоматизованої системи, а також під час вибору принципу керування модуляторами тиску.

## **1.2 Аналіз принципів керування пневматичним гальмовим приводом колісних транспортних засобів**

На сьогоднішній день на всі автотранспортні засоби та особливо ті, що перевозять пасажирів, розповсюджуються вимоги та стандарти [14, 15, 42], які стосуються безпеки дорожнього руху, а згідно з наказом №82 Кабінету міністрів України від 16.02.04, всі автобуси повинні бути обов'язково укомплектовані АБС. Для виконання цих вимог українські виробники, на жаль, змушені придбати системи активної безпеки в іноземних виробників, оскільки вітчизняні аналоги відсутні, тому більшість сучасних транспортних засобів з пневматичними гальмовими системами комплектуються автоматизованими системами таких відомих фірм, як “*WABCO-Westengause*” [27], “*Knorr-Bremse*” [28] та “*BOSCH*” [43].

Сучасні електропневматичні гальмові системи колісних транспортних засобів мають різну конструкцію, але всіх їх поєднує одна загальна ознака, це

електронна педаль, якою керує водій під час гальмування КТЗ та модулятори тиску, які впливають на процес кочення коліс автомобіля в різних експлуатаційних умовах.

Відомо, що розташування модуляторів тиску в гальмовій системі КТЗ можна класифікувати за ознаками компонування складових елементів гальмової системи. Так, у роботі Л.В. Гуревича [19] було запропоновано використовувати кодування компонувальних схем у вигляді  $ABCD$ , де  $A$  та  $C$  відповідно кількість модуляторів на передній та задній осі автомобіля, а  $B$  та  $D$  – відповідно кількість датчиків обертання коліс на передній та задній осі. Приклад класифікації, запропонованої в роботі [19], зображено на рис. 1.7.

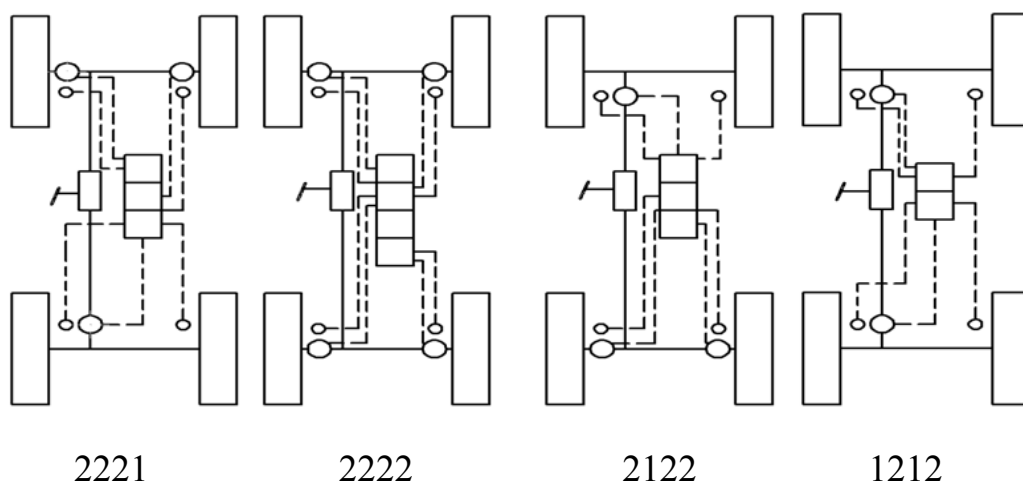
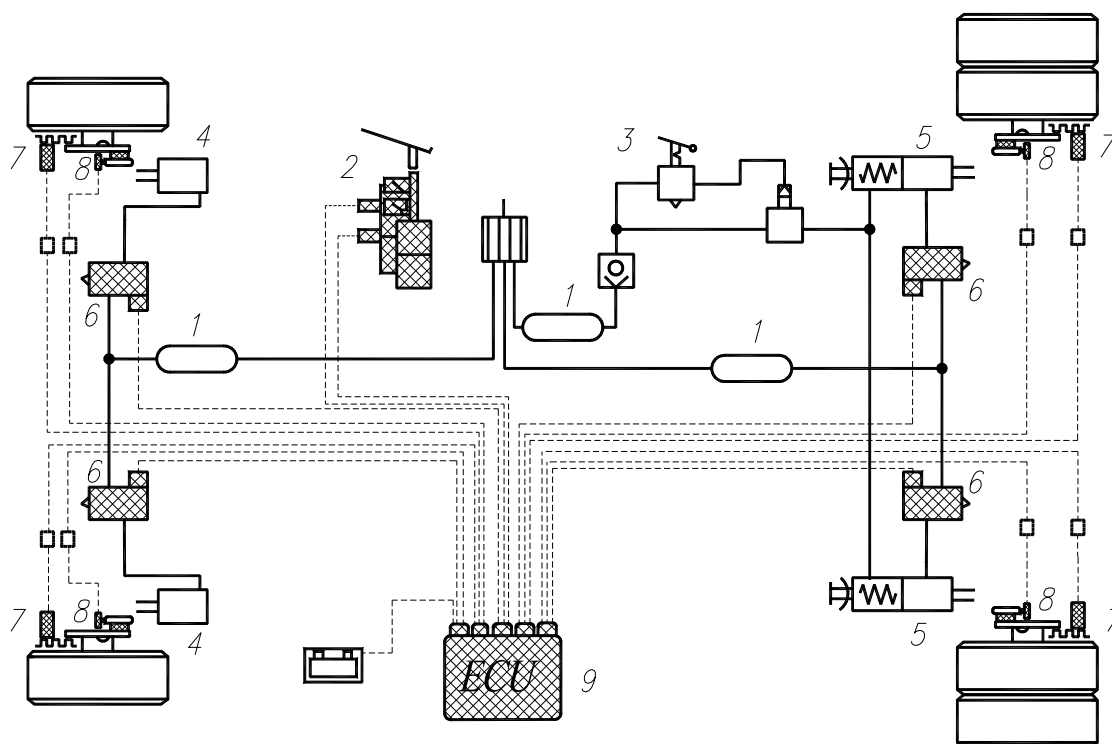


Рисунок 1.7 – Приклад класифікації компонування складових елементів гальмової системи, що запропонована Л.В. Гуревичем у роботі [19]

За кордоном прийнято дещо інше кодування компонувальних схем, яке має вигляд  $ES/FM$ . У такій схемі  $F$  та  $E$  – це відповідно кількість модуляторів та колісних датчиків в схемі, а літери  $S$  та  $M$  – це відповідно перші літери від слів “*sensor*” та “*modulator*” [44].

Аналізуючи електропневматичні гальмові системи, які впроваджують закордонні виробники на КТЗ, можна виділити такі найбільш поширені схеми компонування елементів ЕПГС (рис. 1.8 – 1.11), які за класифікацію Л.В. Гуревича [19] мають кодування вигляду: 2222 або 2212.



1 - ресивери; 2 - електронна педаль; 3 - ручне гальмо; 4,5 - гальмові камери;  
 6- пропорційний модулятор тиску; 7 - датчик кутової швидкості;  
 8 – датчик уповільнювання колеса; 9 - електронний блок керування.

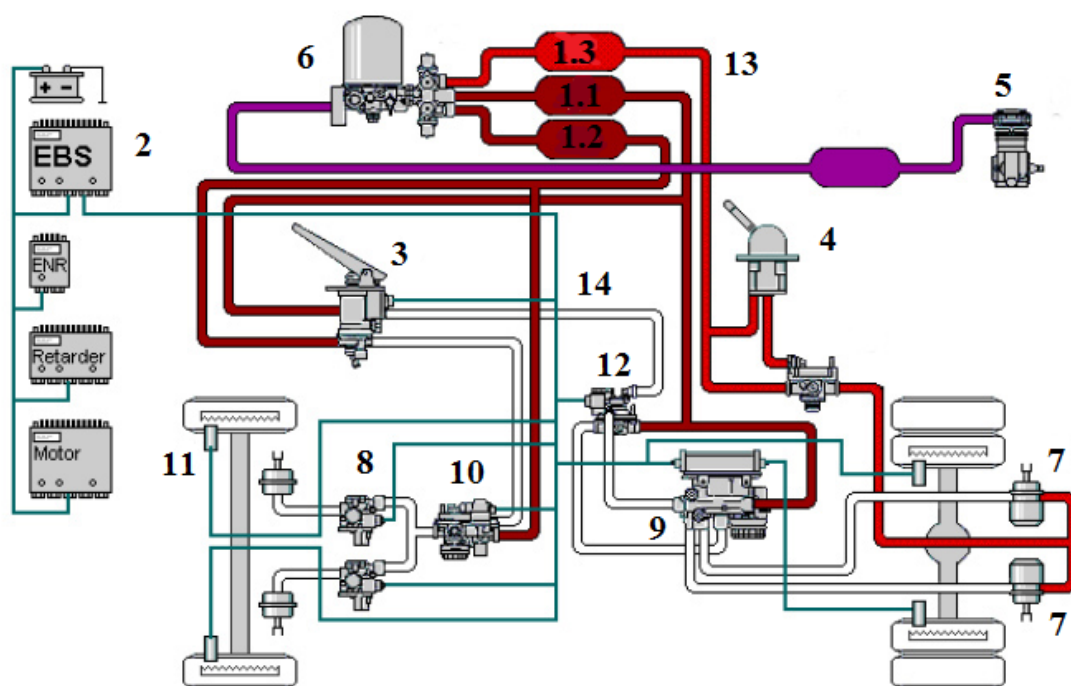
Рисунок 1.8 – Структурна схема "перспективної" ЕПГС [45]

Типова схема ЕПГС (вигляду 2222), яка запатентована в роботі [45] та зображена на рис.1.8, складається з: електронної педалі (2), ресиверів (1), модуляторів тиску (6) і виконавчих пристроїв (4) і (5). Запропонована ЕПГС має найменшу кількість пневматичних елементів, але найбільшу кількість модуляторів тиску та датчиків обертання коліс.

Через відсутність нормативних документів відносно гальмової системи, зображеної на рис.1.8, виробники ЕПГС змушені дублювати електричний контур керування пневматичним контуром (рис. 1.9, рис. 1.10 та рис. 1.11), що збільшує вартість гальмової системи.

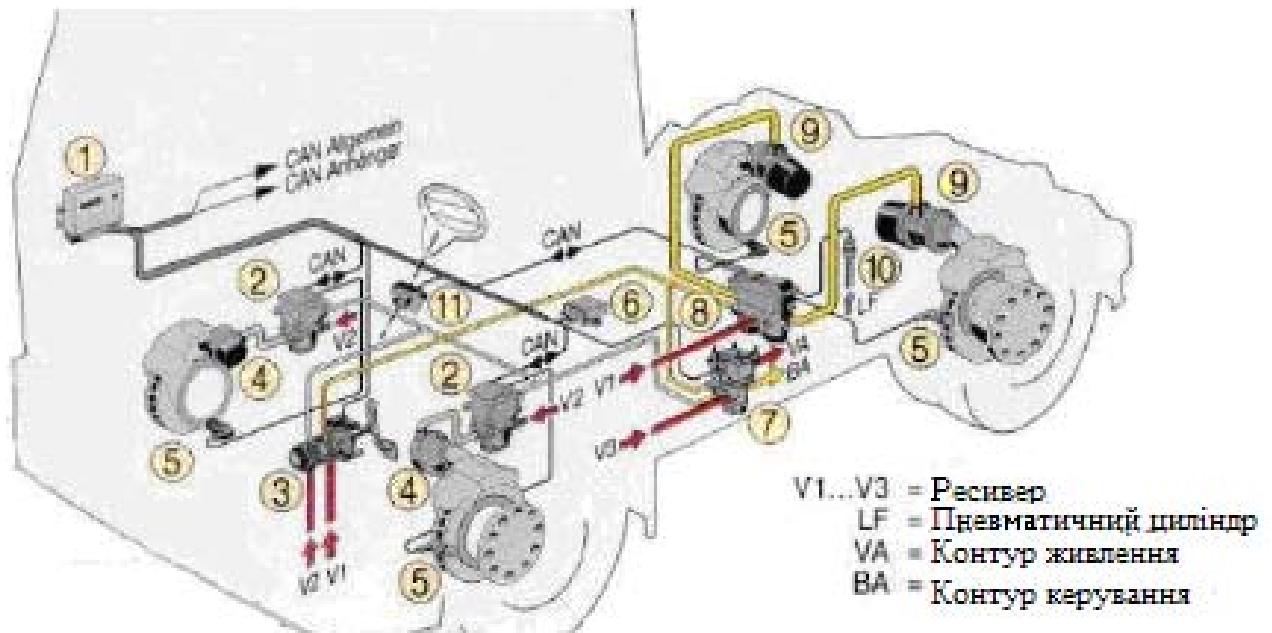
Так, електропневматична гальмова система, яка встановлюється на КТЗ фірмою “WABCO-Westengause” (рис. 1.9), складається з двох контурів керування – електронного та пневматичного, при цьому пріоритет віддається

електронному контуру керування, до складу якого входять наступні елементи: електронна педаль (3), індивідуальні модулятори (8) на передньому мості й один осьовий модулятор (9) на задньому мості, при цьому кожне колесо цієї системи має індивідуальний датчик (11) його обертання. Згідно з класифікацією Гуревича, такий привід має кодування 2212. Особливістю цієї схеми є те, що в передньому контурі встановлено додатково пропорційний модулятор тиску, який обмежує максимальний тиск на передньому керуючому мосту та дозволяє забезпечити раціональну керуваність в умовах руху “мікст”.



- 1.1, 1.2, 1.3 – відповідно ресивери основної, додаткової та стоянкової магістралей системи; 2 – електронний блок керування системою;  
 3 – електронна педаль гальмового крану; 4 – кран стоянкового гальма;  
 5 – компресор системи; 6 – волого-масловідокремлювач; 7 – гальмові камери;  
 8 – колісні модулятори; 9 – осьовий модулятор тиску; 10 – пропорційний модулятор тиску; 11 – датчик кутової швидкості колеса (частоти обертання колеса); 12 – захисний клапан; 13 – пневматичні магістралі; 14 – електричні магістралі

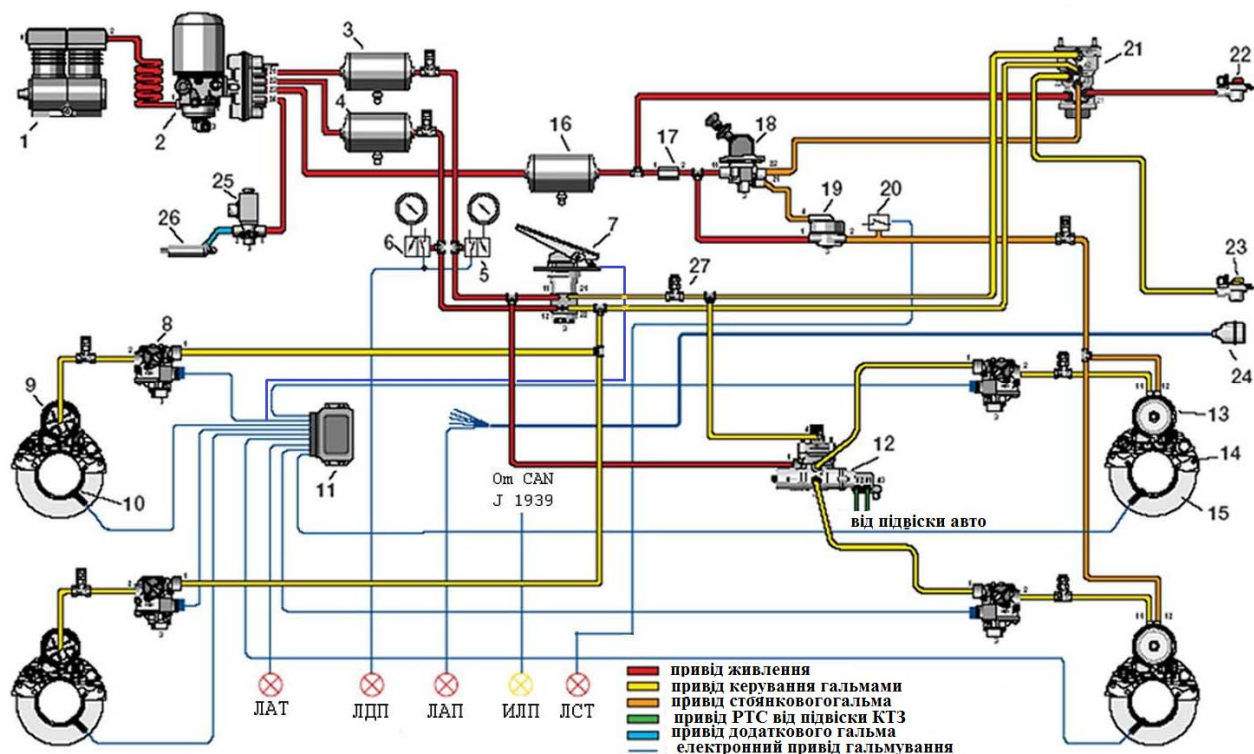
Рисунок 1.9 – Структурна схема електропневматичної гальмової системи фірми "WABCO-Westengause" [27]



- 1 – блок керування; 2 – одноканальний модулятор тиску;  
 3 – гальмовий кран; 4 – передні гальмові камери; 5 – колісний датчик кутової швидкості; 6 – датчик вертикального та бічного прискорення; 7 – клапан керування причепом; 8 – двоканальний модулятор тиску; 9 – задні гальмові камери з енергоакумуляторами; 10 – датчик навантаження;  
 11 – датчик повороту кермового колеса

Рисунок 1.10 – Структурна схема ЕПГС фірми “BOSCH” [43]

Схема ЕПГС фірми “BOSCH” (рис. 1.10) також має кодування 2212, але особливістю наведеної схеми є те, що осьовий модулятор сконструйовано двоканальним, що забезпечує роботу привода в режимі незалежного індивідуального керування лівим та правим колесами заднього мосту (імітація розташування складових елементів гальмової системи, яка має за класифікацією Л.В. Гуревича [19] кодування 2222). Такий оригінальний підхід до реалізації електропневматичної гальмової системи дозволив фірмі “BOSCH” підвищити ефективність гальмування колісного транспортного засобу в умовах непрямолінійного руху, а також забезпечив керованість та стійкість автомобіля під час виконання маневру.



- 1 – компресор; 2 – волого-масловідокремлювач; 3 – ресивер заднього контуру гальм; 4 – ресивер переднього контуру гальм; 5,6 та 20- відповідно датчики тиску заднього, переднього та стоянкового контурів; 7 – гальмовий кран; 8 – індивідуальний модулятор тиску; 9 – передня гальмова камера; 10 – датчик частоти обертання колеса; 11 – блок керування ЕПГС; 12 – механічний регулятор гальмових сил (РГС); 13 – задня гальмова камера з енергоаккумулятором; 14 – гальмовий механізм; 15 – гальмовий диск; 16 – ресивер третього контуру; 17 – зворотній клапан; 18 – ручний гальмовий кран; 19 – прискорювальний клапан; 21 – клапан керування гальмами причепа; 22 – з’єднувальна головка типу “Палм” для підводу живлення; 23 – з’єднувальна головка типу “Палм” для керування гальмами причепа; 24 – роз’єм ЕПГС до напівпричепа; 25 – клапан вмикання допоміжної гальмової системи; 26 – пневматичні циліндри привода механізмів допоміжної гальмової системи

Рисунок 1.11 – Схема електропневматичної гальмової системи фірми “Knorr-Bremse” [28]

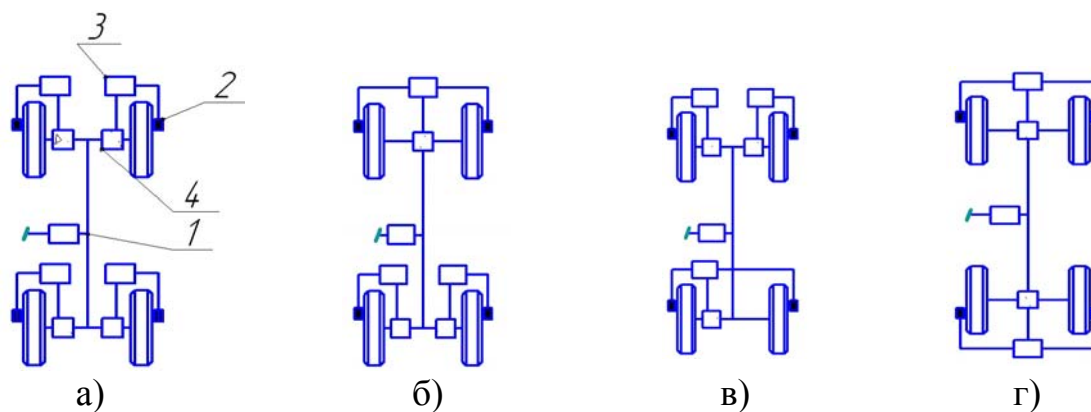


Електропневматична гальмова система фірми “*Knorr-Bremse*” [28] (рис. 1.11) має індивідуальне розташування модуляторів та датчиків обертання коліс (схема гальмової системи за Гуревичем має кодування 2222), особливістю даної схеми є те, що фірма виробник використовує в гальмовому приводі спеціальний пристрій 12 – механічний регулятор гальмових сил (РГС), який обмежує максимальну величину тиску в електронних модуляторах заднього моста КТЗ в залежності від його завантаженості. Використання механічного регулятора гальмових сил дає змогу зменшити вірогідність спрацювання алгоритму антиблокувальної системи ЕПГС під час службового гальмування, що дозволяє зменшити навантаження на задні гальмові механізми із збереженням ефективності гальмування КТЗ.

Також використання уніфікованих індивідуальних модуляторів тиску дозволило фірмі “*Knorr-Bremse*” знизити собівартість виготовлення електропневматичної гальмової системи, що дало їй конкурентні переваги перед провідними фірмами “*WABCO-Westengause*” та “*BOSCH*”.

З проведеного аналізу схем компоновок елементів ЕПГС провідних фірм “*BOSCH*”, “*WABCO-Westengause*” та “*Knorr-Bremse*” не можливо визначити, який принцип керування пневматичними модуляторами тиску закладено при реалізації тієї чи іншої схеми, оскільки ця опція закладається в електронному блоці керування ЕПГС і виробниками не висвітлюється в науково-технічній літературі. Таким чином, при одній і тій же самій схемі розташування модуляторів тиску можуть бути реалізовані різні принципи керування цими модуляторами.

Розглянувши науково-технічну літературу [18, 21, 46, 47] в розрізі цього питання, можна зазначити, що першу спробу суміщення схем розташування елементів систем автоматичного регулювання та принципів керування ними запропонував у своїй монографії О.О. Ревін [21] у 2002 році. Схематично кодування в якому закладено, окрім розташування модуляторів та датчиків, ще і принципи керування модуляторами, наведено на рис.1.12.



а) принцип керування 1/и – 2/и; б) принцип керування 1/зн – 2/и;  
в) принцип керування 1/и – 2/зн; г) принцип керування 1/зн – 2/зн;

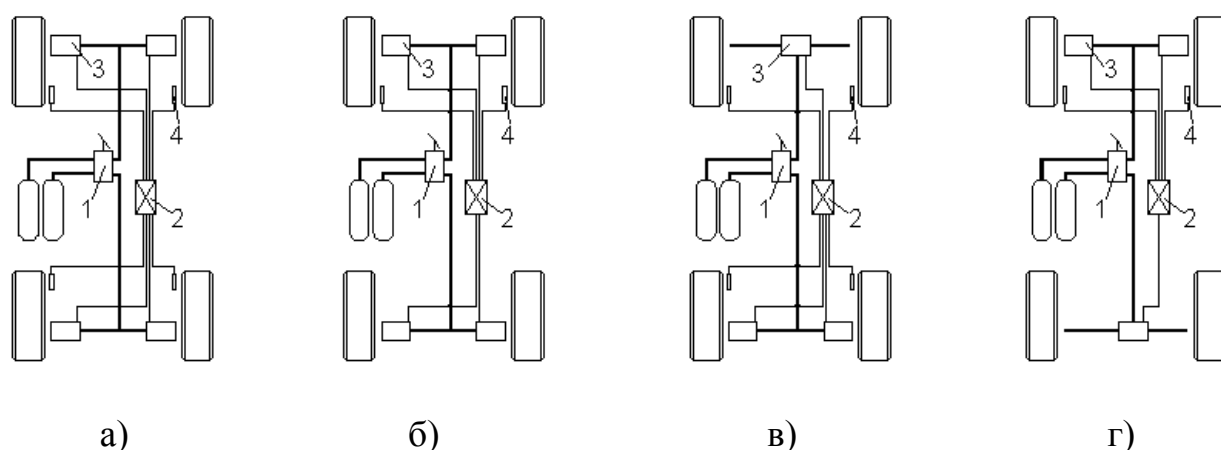
1 – гальмова педаль; 2 – датчики кутової швидкості колеса;

3 – модуль логічного блоку; 4 – модулятор тиску

Рисунок 1.12 – Кодування принципів керування запропоноване дослідником О.О. Ревіним [21]

У наведеному кодуванні використано цифри, які позначають порядковий номер моста КТЗ, починаючи з переднього моста (“0” означає відсутність автоматизованої системи на мосту), а через дріб вказані літерні значення, які доповнюють кодування принципами керування: и – незалежне (індивідуальне) керування; з – залежне мостове керування; б – залежне бортове керування; д – залежне діагональне; г – залежне групове. Принцип формування команди керування в залежних схемах відображено за допомогою ознак: н – низькопорогове; в – високопорогове. Аналізуючи принципи керування систем автоматичного регулювання гальмових сил, які запропонував у своїй роботі О.О. Ревін [21], встановлено, що вони не повною мірою відображають можливі схеми керування модуляторами ЕПГС.

Аналізуючи роботу [46], був виявлений інший підхід до позначення принципів керування (рис. 1.13), ніж кодування, запропоноване в роботі [21]. Суть запропонованого в роботі [46] кодування принципів керування базується на кодуваннях Л.В. Гуревича та О.О. Ревіна, а також дає змогу використовувати інші відомі принципи керування ЕПГС.



- а) принцип керування 22и – 22и; б) принцип керування 22и – 02ик;  
 в) принцип керування 21о – 22и; г) принцип керування 22и – 01ок;

1 – гальмовий кран з педаллю керування; 2 – електронний блок керування ЕПГС; 3 – модулятори тиску; 4 – колісні датчики кутової швидкості;  
 Рисунок 1.13 – Кодування принципів керування, запропоноване в роботі [46]

В наведеному кодуванні на рис. 1.13 використано цифри, які позначають кількість датчиків та модуляторів на відповідних мостах, як в позначеннях Л.В. Гуревича [19], а літери – принцип керування ними: и – незалежне керування; ик – індивідуальне непряме керування; ок – осьове непряме керування; о – осьове керування.

З відомих сучасних принципів керування можна виділити три базових принципи (табл. 1.1), які використовуються виробниками сучасних колісних транспортних засобів [44, 48].

Принцип *SH (Select Height)* в «чистому» вигляді не використовується в системах автоматичного регулювання гальмового зусилля, оскільки він неефективний в умовах типу «мікст», при криволінійному русі колісного транспортного засобу та в інших складних дорожньо-експлуатаційних умовах під час експлуатації автомобіля.

Таблиця 1.1 – Сучасні принципи керування системами автоматичного регулювання гальмового зусилля

Абревіатура принципу керування	Назва принципу керування (нім.)	Назва принципу керування (англ.)	Назва принципу керування (укр.)
<b>Базові принципи керування</b>			
<i>IR</i>	<i>Individual-Regelung</i>	<i>Individual (Wheel) Control</i>	Індивідуальне керування
<i>MIR</i>	<i>Modifizierte Individual-Regelung</i>	<i>Modified Individual (Wheel) Control</i>	Модифіковане індивідуальне керування
<i>DIR</i>	<i>Diagonal Individual-Regelung</i>	<i>Diagonal Individual (Wheel) Control</i>	Діагональне індивідуальне керування
<b>Модифікації базових принципів керування</b>			
<i>MAR</i>	<i>Modifizierte Achsregelung</i>	<i>Modified Axle Control</i>	Модифіковане осьове керування
<i>MSR (= MAR)</i>	<i>Modifizierte seitenweise Regelung</i>	<i>Modified Sidewise Control</i>	Модифіковане бортове керування
<b>Модифікації принципів керування, які працюють за непрямыми ознаками</b>			
<i>SLR</i>	<i>Select Low Regelung</i>	<i>Select Low Control</i>	Низькопорогове керування
<i>SLAR</i>	<i>Select Low Achsregelung</i>	<i>Select Low Axle Control</i>	Низькопорогове осьове керування
<i>SLSR (= SLAR)</i>	<i>Select Low seitenweise Regelung</i>	<i>Select Low Sidewise Control</i>	Низькопорогове бортове керування
<i>SLTR</i>	<i>Select Low Tandemregelung (4S/1M)</i>	<i>Select Low Tandem Control (4S/1M)</i>	Низькопорогове подвійне керування
<i>InR</i>	<i>Indirekte Regelung</i>	<i>Indirect Control</i>	Непряме керування
<i>InSR</i>	<i>Indirekte Seiten-Regelung Sidewise</i>	<i>Sidewise Indirect Control</i>	Бортове непряме керування
<i>InIR</i>	<i>Indirekte Individual-Regelung</i>	<i>Indirect Individual (Wheel) Control</i>	Непряме індивідуальне керування
<i>InAR</i>	<i>Indirekte Achs-Regelung</i>	<i>Indirect Axle Control</i>	Непряме осьове керування

На основі проведеного аналізу роботи [48] можна дати коротку оцінку принципам керування САР гальмового зусилля. Принципи індивідуального керування (*IR*) та діагонального керування (*DIR*) дозволяють досягати високої гальмової ефективності, але при використанні на керованому мості не завжди забезпечується стійкість і керованість автомобіля.

Також даний принцип вимагає конструктивно складної схеми. Принцип *IR* ефективніше використовувати на ведучих мостах, для збереження стійкості транспортного засобу, а принцип *DIR* (*Diagonal Individual-Regelung*) – при використанні елементів принципу *SLR* (*Select Low Regelung*).

Принципи низькопорогового керування (*SLR*, *SLAR*, *SLSR*, *SLTR*) сприяють збереженню курсової стійкості автомобіля, але знижують його гальмову ефективність. Такі принципи адекватно використовувати на базі алгоритмів роботи принципів *MIR*, *DIR*, *MAR* та *MSR* за умови встановлення на ведучий міст принципу *IR*, для забезпечення необхідної ефективності гальмування та стійкості руху колісного транспортного засобу. Такі комбінації як *MIR/IR* і *MAR/IR* набули найбільшого поширення. Можна припустити, що при даній конфігурації системи автоматичного регулювання гальмового зусилля буде відповідати «першій категорії», але точну відповідь на це питання можна надати лише після проведення сертифікаційних випробувань, наведених у ДСТУ *UN/ECE R 13* [15].

Принципи модифікованого регулювання *InR*, *InIR*, *InSR* і *InAR* призначені в першу чергу для регулювання близько розташованих, однакових за конструктивними та експлуатаційними параметрами коліс, при цьому забезпечується керованість і стійкість автомобіля, але ефективність його гальмування використовується не повною мірою. Перевагою таких принципів є те, що вони не вимагають складної конструктивної схеми розташування модуляторів та датчиків.

В залежності від прийнятого принципу керування та компоувальної схеми розміщення виконуючих елементів привода можуть бути реалізовані різні закони зміни тиску в гальмовому приводі, що безпосередньо вплине на безпеку дорожнього руху та ефективність гальмування КТЗ.

### 1.3 Аналіз динаміки гальмування автотранспортних засобів з електропневматичною гальмовою системою

Колісні транспортні засоби – це підвищене джерело небезпеки, оскільки вони мають велику кінетичну енергію, яку необхідно гасити під час гальмування, тому динаміці гальмування КТЗ приділяється багато уваги як у світі загалом [19-25, 27, 29-32, 36, 41, 44, 56, 57], так і безпосередньо в Україні [16-18, 33, 34, 55].

Дослідження параметрів гальмування як складової динаміки руху КТЗ є складною задачею, яка потребує адекватного математичного апарату, що враховує положення теорії ймовірності при моделюванні збуджуючих факторів. На динаміку руху КТЗ, виходячи з попередньо проведеного аналізу, суттєво впливає компоновальна схема гальмової системи, характер зміни тиску в гальмовій камері та закон керування модуляторами тиску.

Щодо компоновальних схем у роботах [19-22, 25, 56] розглянуті деякі питання, які стосуються динаміки гальмування КТЗ, а саме: в роботі [19] І.К. Пчелін зазначає, що найменше курсове відхилення мають КТЗ з компоновальною схемою типу 2121 за класифікацією Л.В. Гуревича [19], але при використанні цієї схеми дещо збільшується гальмовий шлях у порівнянні зі схемою типу 2222. До такого ж висновку дійшов і О.О. Ревін у своїй роботі [21].

У роботах О.І. Попова [22] та С.Ю. Артамонова [56], які проводили дослідження на вантажних автопоїздах різного класу, також зазначається, що у порівнянні з іншими схемами встановлення модуляторів та датчиків найбільш ефективно гальмування автомобіля з причіпною ланкою спостерігається при використанні схем типу 21212121 або 21210021. Використання таких схем дозволяє скоротити гальмовий шлях автомобіля у порівнянні з заблокованими колесами на 7 – 10 %.

С.Ю. Артамонов у своїй роботі [56] також стверджує, що зниження гальмового шляху відбувається тільки коли автомобіль знаходиться в порожньому стані, в завантаженому ж стані гальмовий шлях, навпаки, збільшується на 25% у порівнянні з гальмовим шляхом порожнього автомобіля. Автор роботи [56] також відмічає, що бічне відхилення автомобіля при гальмуванні в повороті з використанням компоновальної схеми 21212121 у 7 разів менше в порівнянні з компоновальною схемою 22222222.

Іншої думки дотримується автор роботи [25] В.Г. Іванов. У роботі стверджується, що найбільшу ефективність має компоновальна схема типу 2222 (4S/4M), причому автор відмічає, що спрацювання автоматизованої системи регулювання гальмового зусилля, яка працює за принципом індивідуального керування, дає можливість зменшити гальмовий шлях ( $S_T$ ) КТЗ на 3,4% на сухому та вологому асфальтовому покритті. Що стосується гальмування КТЗ в умовах “мікст”, автор роботи [25] відмічає, що гальмовий шлях зменшується до 9,8%. Такі показники можливо отримати при використанні схеми 2222, якщо використовувати принципи нечіткої логіки керування та багаторівневі алгоритми, які мають можливість адаптації та самонавчання. Аналіз роботи [25] показав, що автор не розглядав питання стійкості та керованості КТЗ у порівнянні з роботами [10, 45].

У роботі [21] О.О. Ревін відмічає, що при використанні компоновальних схем для зменшення гальмового шляху КТЗ необхідно враховувати принцип керування модуляторами тиску, як і автор роботи [25]. Так, використовуючи керування модуляторами за низьким порогом, у роботі [21] зазначено підвищення ефективності гальмування КТЗ зі схемою типу 2121. Такі ж результати отримані авторами робіт [22] та [56].

На основі попереднього аналізу можна зробити висновок, що використання принципу керування типу *MIR* найбільш раціональні для компоновальних схем типу 2121 та 2222 при використанні нескладних

алгоритмів роботи системи. Використання принципу керування типу IR потребує ускладнення алгоритмів та введення нечіткої логіки в роботу системи, що не завжди є виправданими.

Аналізуючи характер зміни тиску робочого тіла в модуляторах гальмової системи, можна зробити висновок, що найбільш раціональним є використання пропорційних систем [17], оскільки вони дозволяють регулювати характер зміни робочого тіла, не навантажуючи елементи гальмової системи транспортного засобу. Питання характеру зміни тиску робочого тіла в модуляторах гальмової системи з ЕПГП потребує додаткових досліджень, оскільки в науково-технічній літературі інформація з цього приводу відсутня.

### **Висновки по розділу 1. Задачі дослідження**

Проведений аналіз науково-технічної літератури показав, що сучасні автоматизовані пневматичні гальмові системи мають недоліки з питання керування ними, тому це питання є актуальним і потребує подальшого дослідження.

Вибір принципу керування елементами ЕПГС впливає на вибір компоновальної схеми і залежить від характеру зміни тиску робочого тіла в модуляторах гальмової системи, тому в результаті проведеного попереднього аналізу можна зробити наступні висновки:

1. Найбільш актуальними з компоновальних схем можна вважати схеми типів 2121, 2222 та їх модифікації для автопоїздів, оскільки на їх основі можна реалізувати декілька принципів керування, які забезпечують раціональну динаміку руху КТЗ під час гальмування;

2. Використання компоновальної схеми типу 2222 при індивідуальному керуванні (*IR*) модуляторами тиску, вимагають використання складних



алгоритмів та багаторівневих структурних блоків керування, що не завжди є обґрунтованим з технічної та економічної точки зору;

3. Відсутні рекомендації, щодо вибору характеру зміни тиску в електропневматичному гальмовому приводі, який безпосередньо впливає на вибір принципу керування та раціональний вибір компоновальної схеми розташування модуляторів тиску.

Спираючись на проведений аналіз та попередньо зроблені висновки, для досягнення мети можливо сформулювати наступні задачі дослідження:

1. Виконати теоретичні дослідження характеру зміни тиску в ЕПП з урахуванням динаміки руху КТЗ у різних дорожніх умовах з метою уточнення положень теорії роботи пневматичних приводів;

2. Виконати теоретичні дослідження впливу принципів керування на динаміку руху двохвісного КТЗ, обладнаного ЕПП, з метою уточнення факторів які впливають на уповільнювання транспортного засобу під час гальмування;

3. Розробити рекомендації щодо вибору характеру зміни тиску в пневматичних модуляторах ЕПП для подальшого використання при виборі принципу керування та компоновальної схеми розташування елементів гальмової системи КТЗ;

4. Виконати експериментальні дослідження динаміки гальмування двохвісного транспортного засобу категорії  $M_3$ , характер зміни тиску в пневматичних модуляторах ЕПП, який вибрано з урахуванням динамічних властивостей транспортного засобу, з метою перевірки теоретичних положень, прийнятих у роботі.

Основні результати дослідження з даного розділу опубліковані в наукових роботах [1, 5].

## РОЗДІЛ 2

### **ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ НА ДИНАМІКУ ГАЛЬМУВАННЯ АВТОМОБІЛЯ В РІЗНИХ ДОРОЖНІХ УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ПРИНЦИПІВ КЕРУВАННЯ МОДУЛЯТОРАМИ ТА ХАРАКТЕРУ ЗМІНИ ТИСКУ В ПРИВОДІ**

Оскільки інтенсивність використання автомобільного парку постійно зростає, як і вимоги до їх безпеки експлуатації, виникає нагальна потреба у поглибленні досліджень динаміки гальмування КТЗ. В свою чергу потенційне впровадження електронних систем керування, модернізація конструктивних рішень пневматичних апаратів гальмового привода впливає на необхідність удосконалення також і методів проведення розрахунку динаміки гальмування транспортних засобів, особливо під час їх експлуатації в різних дорожніх умовах на основі розрахункових методів визначення перехідних процесів, які відбуваються у гальмовому приводі обладнаного системами автоматичного регулювання гальмового зусилля. Але такі дослідження можливо виконати тільки розглядаючи динаміку гальмування КТЗ у комплексі “автомобіль – гальмовий привід – гальмовий механізм – гальмуюче колесо”. Зазначені складові наведеного комплексу свого часу розглядалися у різних дисертаційних роботах, автори яких здійснили вагомий внесок у теорію руху автомобіля, але все ж таки залишаються питання, що потребують уваги з точки зору вибору принципів керування електропневматичними модуляторами гальмової системи.

#### **2.1. Аналіз законів зміни тиску в гальмовому приводі колісних транспортних засобів**

На сучасних транспортних засобах керування робочими процесами в ЕПГС здійснюється електронним блоком, який впливає на вихідні характеристики гальмових систем у більш широкому діапазоні і забезпечує реалізацію раціональної статичної характеристики гальмового керування.

Відомо [49], що істотний вплив на безпеку руху транспортного засобу в режимі гальмування має якість керування процесом загальмовування КТЗ, яке залежить від зміни тиску в гальмовому приводі.

Раціональну зміну тиску в гальмовому приводі визначає характеристика гальмового керування, яку прийнято відображати у вигляді, представленому на (рис. 2.1) [49, 10].

Згідно з аналізом характеристик, наведених на рис. 2.1, та виходячи з ергономічних властивостей ЕПГС [49], можна зазначити, що раціональна статична характеристика, не повинна мати лінійний характер. Це також підтверджується новітніми дослідженнями іноземних провідних фірм [46, 47, 50 – 53]. Аналіз характеристик сучасних органів керування фірми “*WABCO*” (рис. 2.2) показав, що найбільш ефективне гальмування КТЗ відбувається при тиску в гальмовому приводі близько 0,40...0,45 МПа.

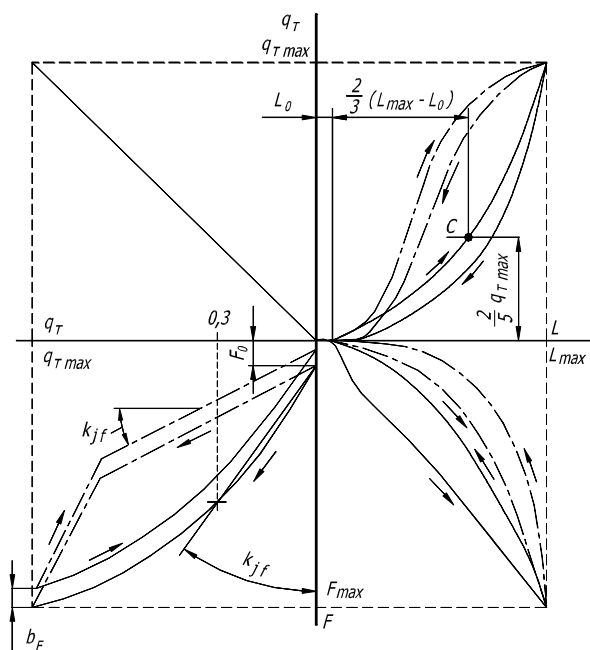
Проаналізувавши характеристики сучасних органів керування (рис. 2.2) та раціональну статичну характеристику гальмового керування (рис. 2.1) з позиції критерію – корисний хід педалі гальма, можна відзначити кілька недоліків, притаманних сучасним органам керування.

Перший недолік полягає в тому, що при малому ході педалі гальма тиск у гальмовій камері використовується для притиснення гальмових колодок до барабана або диска, а не для регулювання гальмової сили (на великих швидкостях це призводить до втрати часу, протягом якого автомобіль майже не загальмовується).

Другим недоліком є те, що при ході педалі гальма більш ніж 60% (на сухому асфальтовому покритті) і більш ніж на 30% (на укоченому засніженому покритті) тиск, створений у гальмовій камері, призводить до блокування автомобільного колеса (на великих швидкостях це впливає на керуваність та стійкість КТЗ) [46, 47, 10].

Зміну тиску в гальмовому приводі від 0 до  $P_{\text{рац}}$  МПа (рис. 2.3) необхідно забезпечити при найбільш можливому корисному ході ( $L_{\text{кор}}$ ) гальмової педалі

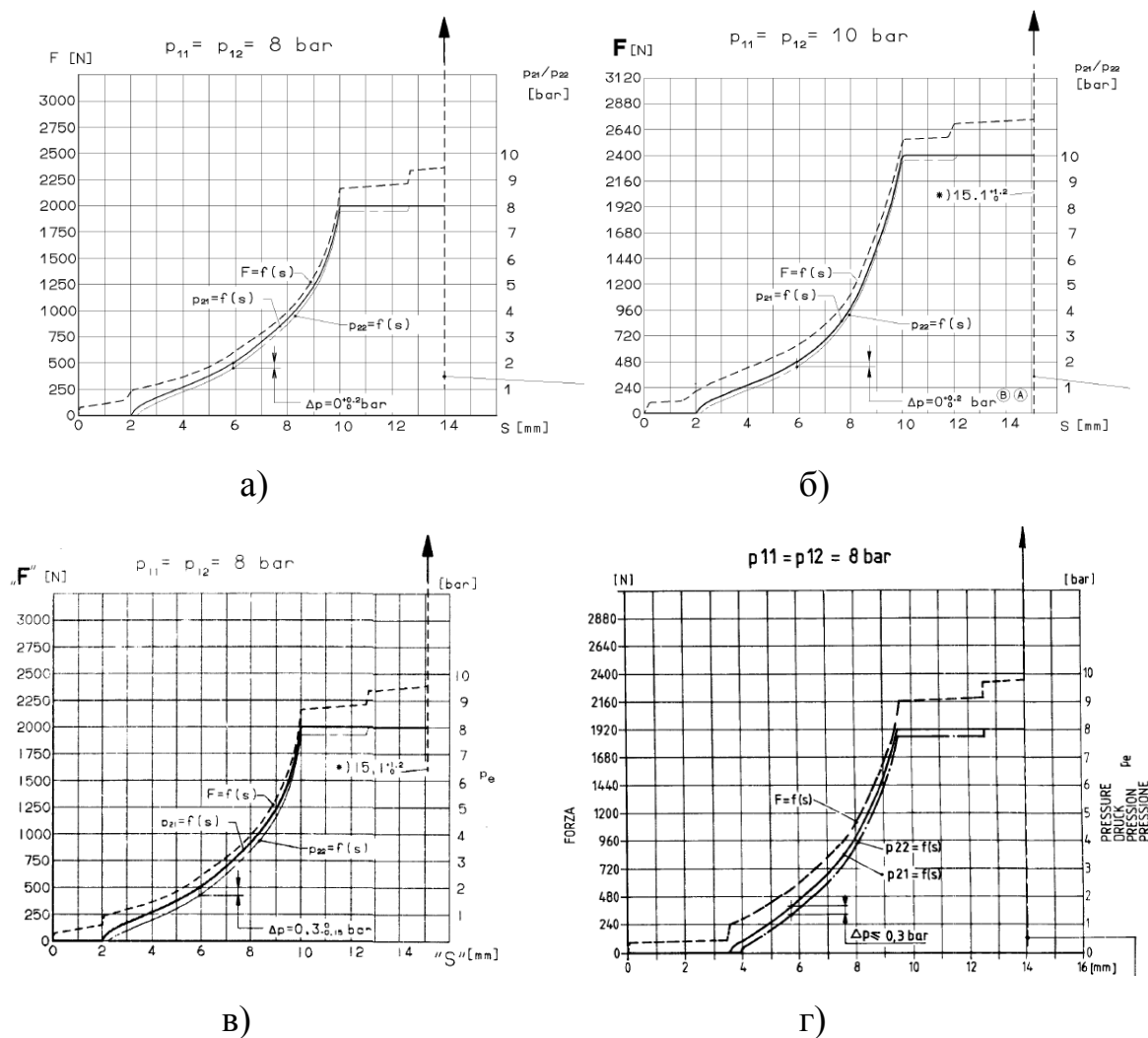
для режимів службового гальмування, що не завжди реально забезпечити в пропорційних органах керування, оскільки вони обмежують корисний хід педалі при досягненні тиску в приводі 0,40...0,45 МПа [10].



$q_T$  – питома сила гальмування;  $q_{Tmax}$  – максимальна питома сила гальмування;  
 $F$  – зусилля, прикладене до педалі гальма;  $F_{max}$  – максимальне зусилля, при якому всі елементи педалі гальма переміщені на максимальні відстані;  
 $F_0$  – зусилля, при якому починає спрацьовувати гальмовий кран;  
 $L$  – переміщення педалі гальма;  $L_0$  – переміщення елементів гальмового крана під час вибору технологічних зазорів;  $b_F$  – нечутливість;  
 $k_{jf}$  – кут відхилення кривої від осі  $F$ ;  $C$  – точка раціонального значення характеристики гальмування

Рисунок 2.1 – Раціональна статична характеристика гальмового керування

Якщо розширити корисний хід педалі пропорційних органів керування, то це в режимах екстреного гальмування призведе до втрати ефективності гальмування при використанні автоматизованих систем через недостатню кількість робочого тіла в гальмовому приводі.

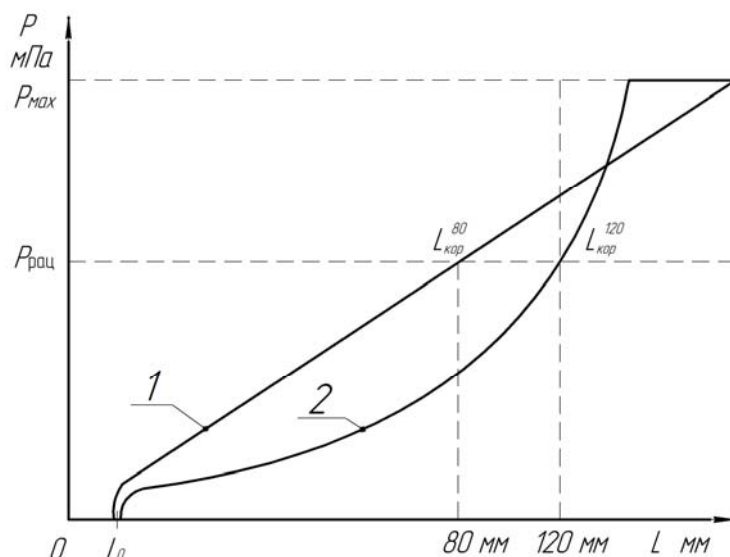


а) – характеристика гальмового крана 461 315 068 0; б) – характеристика гальмового крана 461 315 076 0; в) – характеристика гальмового крана 461 315 008 0; г) – характеристика гальмового крана 461 315 494 0

Рисунок 2.2 – Типові характеристики органів керування фірми *WABCO* [43]

Отже, очевидно, що в разі гальмування порожнього транспортного засобу за несприятливих погодно-кліматичних умов (ожеледиця, сніг), у водія практично немає можливості керувати процесом гальмування, оскільки зона марного ходу педалі розширюється і провокує більш часте блокування коліс транспортного засобу.

З вищесказаного можна зробити висновок, що нехтування характером зміни тиску в ЕПГП знижує якість керування гальмуванням і провокує більшу ймовірність виникнення аварійних ситуацій при службових гальмуваннях КТЗ.



- 1 – пропорційна характеристика органа керування;  
 2 – прогресивна характеристика органа керування

Рисунок 2.3 – Зміна тиску в залежності від переміщення гальмової педалі

Для забезпечення високої якості керування процесом гальмування необхідно при проектуванні ЕПГС більш раціонально підходити до вибору закону зміни тиску в ЕПГП. Дослідження, пов'язані з принципами вибору закону зміни тиску, в науково-технічній літературі відсутні, тому це питання вимагає додаткових досліджень, які безпосередньо пов'язані з динамікою руху транспортного засобу, обладнаного ЕПГС. Слід зазначити, що для вирішення питання вибору закону зміни тиску при роботі ЕПГП необхідно також розглянути питання взаємодії транспортного засобу з навколишнім середовищем при службових гальмуваннях, оскільки вони будуть безпосередньо впливати на закон зміни тиску в приводі.

## 2.2 Особливості взаємодії одинарних та здвоєних автомобільних коліс з дорожнім покриттям

Взаємодія шини з опорною поверхнею визначається, насамперед, зчіпними властивостями шини. В теорії експлуатаційних властивостей

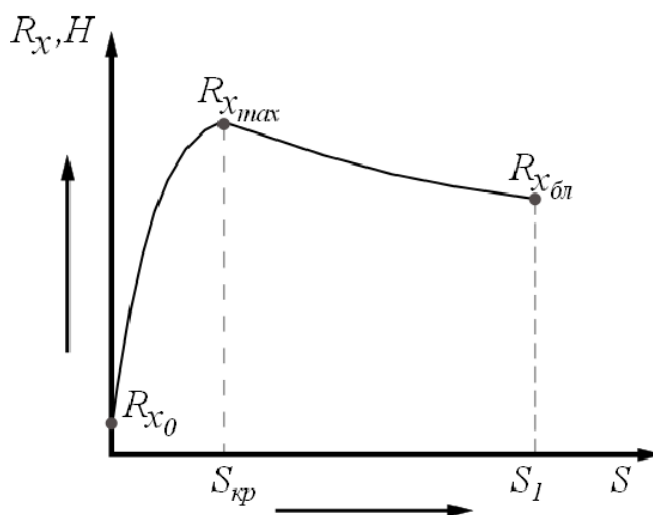
автомобілів і тракторів зчпні властивості шин характеризуються реалізованим зчепленням  $f_x$  (питомою гальмовою чи тяговою силою), яке змінюється при зміні параметрів руху колеса. Фізичну сутність реалізованого зчеплення зазвичай представляють у вигляді залежності (2.1), де поздовжня реалізована сила зчеплення ( $R_x$ ) є не постійною величиною і залежить від безлічі факторів: швидкості поступального переміщення центра колеса, навантаження на колесо ( $R_z$ ), тиску повітря в шині, конструкції і матеріалу виготовлення шини, малюнка протектора шини та рівня його зносу, моменту інерції колеса, величини підведеного гальмового моменту, а також типу і стану дорожнього покриття, тому її величина викликає інтерес у дослідників автомобільної галузі

$$f_x = \frac{R_x}{R_z}. \quad (2.1)$$

Відомо, що крива зміни поздовжньої реалізованої сили зчеплення має характерно виражені точки (рис. 2.4). Очевидно, що для побудови кривої зміни поздовжньої реалізованої сили зчеплення від прослизання необхідні значення цих характерно виражених точок.

На сьогоднішній день, ґрунтуючись на експериментальних даних, ряд авторів запропонували емпіричні залежності [46, 58–63], які дозволяють описати характер зміни поздовжньої реалізованої сили зчеплення ( $R_x$ ) колеса з опорною поверхнею в залежності від проковзування (рис. 2.4).

Однак, оскільки в основу цих залежностей покладені постійні коефіцієнти, які в більшості випадків є заздалегідь невідомими, використання цих залежностей не завжди є виправданим з точки зору точності та адекватності отриманих рішень. Аналізуючи альтернативні теорії опису поздовжньої реалізованої сили зчеплення колеса з опорною поверхнею, засновані на властивості шини і її взаємодії з опорною поверхнею, звернула на себе увагу так звана теорія кріпа [64, 46].



$R_{x0}$  – сила опору хитання при вільному коченні колеса;  $R_{xmax}$  – максимальна реалізована сила зчеплення колеса з опорною поверхнею при критичному ковзанні (буксуванні)  $S_{кр} \approx 0,15 - 0,3$ ;  $R_{xбл}$  – реалізована сила зчеплення колеса з опорною поверхнею при повному ковзанні (буксуванні)  $S_1 = 1$

Рисунок 2.4 – Крива зміни поздовжньої реалізованої сили зчеплення

В основу означеної теорії покладено припущення, що сила, яка реалізується в контактї шини з опорною поверхнею, визначається як добуток крутильної жорсткості шини на кут її закручування, віднесений до динамічного радіуса колеса

$$R_x = \frac{C_x \cdot \xi_x}{r_0} \quad (2.2)$$

де  $C_x$  – крутильна жорсткість шини, Н·м/рад;

$\xi_x$  – кут закручування шини, рад.

Представлені параметри та кінематика сил, що діють на пневматичну шину, не є нововведеними, а регламентуються стандартами різних країн [65–75]. Крутильну жорсткість шини та її кут закручування можна визначити відповідно із залежностей (2.3) та (2.4), які пропонують автори робіт [62, 63].



$$C_x = \left( 100 - \frac{A_0}{g \cdot C_x^{p_{\max}}} \cdot e^{-10 \cdot A_1 \cdot p^2} \right) (635 \cdot \ln(R_z) - 5060); \quad (2.3)$$

$$\xi_x = \frac{a_0^\xi \cdot S}{b_0^\xi + c_0^\xi \cdot S + S^2} + \xi_0. \quad (2.4)$$

При визначенні крутильної жорсткості шини ( $C_x$ ) в роботах [62, 63] використовуються її експлуатаційні параметри: тиск у шині ( $p$ ) та граничне значення жорсткості шини при мінімальному та максимальному навантаженнях.

Аналізуючи науково-технічну літературу [58, 59, 76, 77] та державні стандарти різних країн світу [64–75, 78–79] щодо взаємодії здвоєних, широко профільних або строєних коліс, було з'ясовано, що теорія взаємодії їх з опорною поверхнею при гальмуванні не наводиться, а тільки розглядаються питання розподілу навантаження КТЗ на дорогу, тому, розглядаючи процес гальмування здвоєних коліс вантажного КТЗ, використаємо відомий закон Гука для паралельно розташованих пружних тіл [81, 82]. Для цього представимо спарені колеса (рис. 2.5, а) у вигляді двох пружних тіл (рис. 2.5, б).

При такому розташуванні пружних тіл кут закручування шини, який визначається з трикутника  $\angle abc$  (рис. 2.5, в), буде рівним на всіх паралельно розташованих шинах, а кутова жорсткість шин, згідно з законом Гука, буде складатися. В такому випадку сумарна сила ( $\sum R_x$ ), яка реалізується під здвоєними колесами, буде також складатися з двох сил, які реалізуються окремими шинами здвоєного колеса КТЗ ( $R_x^1$  та  $R_x^2$ ).

Значення сумарної сили  $\sum R_x$  не може бути реалізоване більшим, ніж максимальна гальмова сила ( $R_x^{\max}$ ), яка реалізується між відповідним типом шини та опорною поверхнею, про що свідчать експериментальні дослідження, наведені в роботі [18].

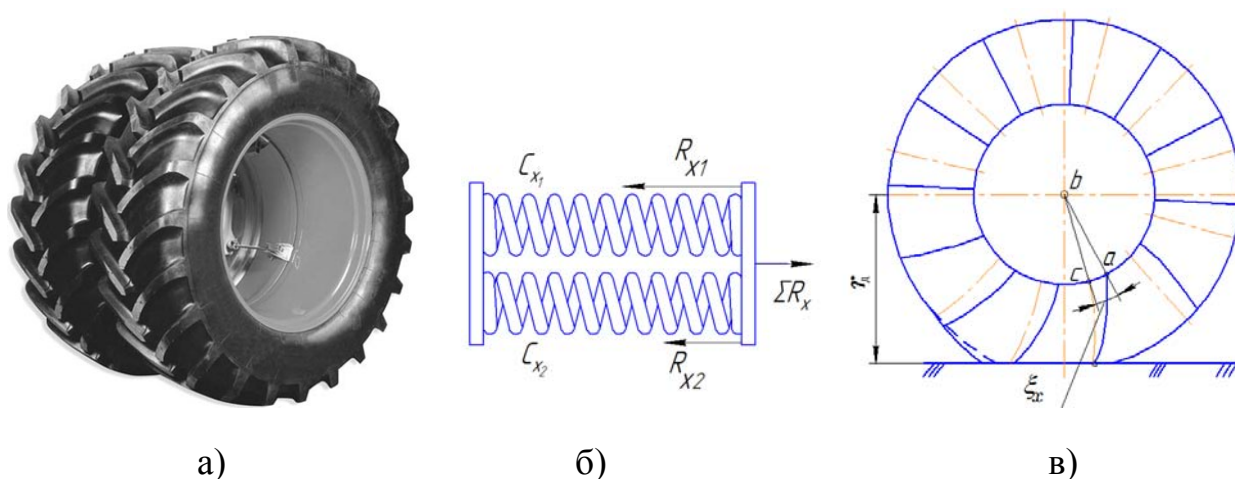


Рисунок 2.5 – Модель гальмування здвоєного колеса

Аналіз експериментальних досліджень, які проведені в роботі [18, 63], показали, що максимальні значення сили, яка реалізується, описується рівнянням (2.5)

$$R_x^{\max} = \frac{C_x \cdot \xi_x^{\max}}{r_0} \quad (2.5)$$

Оскільки під час гальмування кут закручування здвоєних шин буде однаковим, значення сили, яка реалізується, описуватиметься наступним рівнянням:

$$R_{x2}^{\max} = \frac{(C_{x1} + C_{x2}) \cdot \xi_{x2}^{\max}}{r_0} \quad (2.6)$$

Прирівнявши рівняння (2.5) та (2.6), отримаємо залежність, з якої кут закручування здвоєних коліс визначатиметься як:

$$\xi_{x2}^{\max} = \frac{C_x \cdot \xi_x^{\max}}{C_{x1} + C_{x2}} \quad (2.7)$$

Аналогічно для шин, що мають потрійне ошинування, рівняння максимального кута закручування прийме вигляд:

$$\xi_{x3}^{\max} = \frac{C_x \cdot \xi_x^{\max}}{C_{x1} + C_{x2} + C_{x3}}. \quad (2.8)$$

Аналізуючи залежності (2.7) та (2.8), можна зробити висновок, що загальна жорсткість спарених або строєних коліс призводить до зниження їх максимального кута закручування по відношенню до аналогічного одинарного колеса. В загальному вигляді характер зміни кута закручування коліс можна представити у вигляді, зображеному на рис. 2.6.

Таке фізичне явище, наприклад, призводить до передчасного блокування задніх коліс при однакових характеристиках передніх та задніх шин, тому щоб уникнути цього явища, необхідно підвищувати тиск у шинах передніх коліс, тим само компенсуючи за рахунок жорсткості шини темп наростання гальмової сили у відношенні до задніх здвоєних коліс.

Характер зміни кривої  $I$ , зображеної на рис. 2.6, з огляду на ошинування шин, можна описати залежністю:

$$\xi_{x i_n}^{\max} = B_0 \cdot e^{B_1 i_n}, \quad (2.9)$$

де  $i_n$  – ошинування, ( $i_n > 1$ );

$B_0$  та  $B_1$  – коефіцієнти, які визначаються для декількох шин.

Коефіцієнти  $B_0$  та  $B_1$  можна визначити з залежностей:

$$B_0 = \frac{\xi_x^{\max}}{e^{A_1}},$$

$$B_1 = \frac{\ln\left(\frac{\xi_{x i_n}^{\max}}{\xi_x^{\max}}\right)}{i_n - 1}.$$

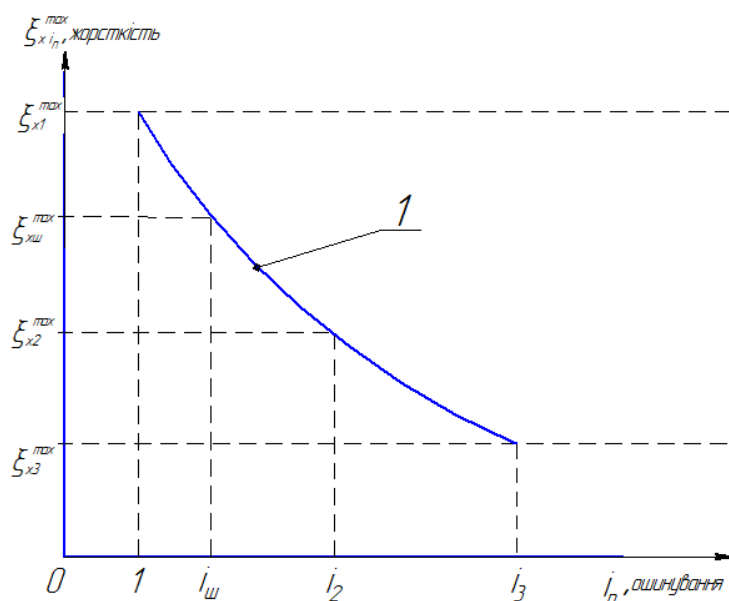
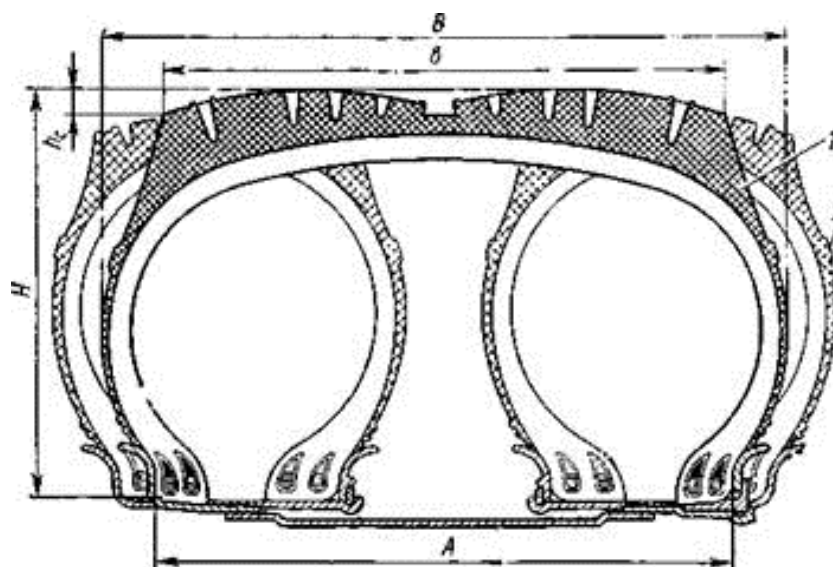


Рисунок 2.6 – Характер зміни максимального кута закручування шин ( $\xi_{x i_n}^{\max}$ ) в залежності від ошинування коліс ( $i_n$ ) КТЗ

Розглядаючи широкопрофільні шини (рис. 2.7) та порівнюючи їх із здвоєними шинами, можна припустити, що за рахунок зменшення кількості бічних бортів кутова жорсткість широкопрофільної шини трохи зменшується, оскільки шина стає більш еластичною, а кут закручування, треба вважати – збільшується.

При такому припущенні широкопрофільна шина може реалізувати менші сили по відношенню до здвоєних та більші сили по відношенню до одинарної шини. Причому більш широкий профіль широкопрофільної шини по відношенню до одинарної шини дозволяє збільшити бічні сили, що підвищує стійкість транспортного засобу.

Залежності (2.3) – (2.6) та (2.9) дозволяють виконати моделювання динаміки руху КТЗ, не використовуючи припущень щодо взаємодії колеса з опорною поверхнею, які застосовуються в теорії автомобіля [21, 25, 64, 79, 80], та оцінити ефективність гальмування автомобіля з електропневматичним гальмовим приводом.



1 – широкопрофільна шина; 2 – здвоєна шина;  $B$  – ширина профілю широкопрофільної шини;  $b$  – ширина бігової частини протектора широкопрофільної шини;  $H$  – висота профілю шини;  $hc$  – різниця висоти профілів шин;  $A$  – ширина посадочного місця (борта) шини

Рисунок 2.7 – Порівняння геометричних розмірів здвоєної та широкопрофільної шин

### 2.3 Динаміка гальмування КТЗ, обладнаних системами автоматизованого регулювання гальмового зусилля

Необхідність розгляду динаміки гальмування транспортного засобу з системами автоматичного регулювання пояснюється особливостями роботи електропневматичного гальмового привода, оскільки саме швидкодія останнього забезпечує безпеку руху автомобіля при гальмуванні. З точки зору безпеки експлуатації та руху КТЗ об'єктивними параметрами, за допомогою яких можна оцінити ефективність гальмування, вважаються: швидкість переміщення центра ваги транспортного засобу, кутова швидкість і прискорення відносно миттєвого центру обертання, які викликають зміщення і поворот транспортного засобу щодо його початкової траєкторії руху в процесі гальмування [79, 63].

Очевидно, що для визначення цих параметрів необхідно вирішити ряд питань, пов'язаних з вибором математичної моделі динаміки руху транспортного засобу. Динаміці руху автомобіля присвячено велику кількість наукових праць, із яких слід виділити такі роботи [18, 19, 21, 39, 44, 47, 80, 83, 84], оскільки в них розглядаються моделі, близькі за структурою до моделі, яка використовується в даному дисертаційному дослідженні.

Ґрунтуючись на моделі динаміки руху автомобіля, запропонованій в роботі [63], для визначення уповільнення ( $|-j_x|$ ) транспортного засобу з електропневматичним гальмовим приводом за залежністю (2.10) визначимо значення коефіцієнта гальмування ( $z$ ) з урахуванням виразів (2.3) – (2.6).

$$|-j_x| = z \cdot g \cdot \cos \psi - V_{cy} \cdot \omega_a, \quad (2.10)$$

де  $z$  – коефіцієнт гальмування колісного транспортного засобу;

$g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;

$\psi$  – курсовий кут відхилення автомобіля від прямолінійної траєкторії руху КТЗ, град;

$V_{cy}$  – швидкість руху транспортного засобу в бічному напрямку, м/с;

$\omega_a$  – кутова швидкість обертання транспортного засобу відносно миттєвого центра повороту автомобіля, рад/с.

Коефіцієнт гальмування ( $z$ ) аналогічно міркуванням, викладеним в роботі [63], визначимо із залежності:

$$z = \frac{D_0 \cdot \left( \frac{C_{x1}^L \cdot \xi_{x1}^L}{r_{\delta 1}^L \cdot R_{z1}^L} \cdot b + \frac{(C_{x2}^{L1} + C_{x2}^{L2}) \cdot \xi_{x2}^L}{r_{\delta 2}^L \cdot R_{z2}^L} \cdot a \right) + D_1 \cdot \left( \frac{C_{x1}^R \cdot \xi_{x1}^R}{r_{\delta 1}^R \cdot R_{z1}^R} \cdot b + \frac{(C_{x2}^{R1} + C_{x2}^{R2}) \cdot \xi_{x2}^R}{r_{\delta 2}^R \cdot R_{z2}^R} \cdot a \right)}{2 \cdot B \cdot L - h_g \cdot \left( 2 \cdot B \cdot C_2 \cdot \left( \frac{C_{x1}^L \cdot \xi_{x1}^L}{r_{\delta 1}^L \cdot R_{z1}^L} - \frac{(C_{x2}^{L1} + C_{x2}^{L2}) \cdot \xi_{x2}^L}{r_{\delta 2}^L \cdot R_{z2}^L} \right) + C_1 \cdot \left( \frac{C_{x1}^R \cdot \xi_{x1}^R}{r_{\delta 1}^R \cdot R_{z1}^R} - \frac{(C_{x2}^{R1} + C_{x2}^{R2}) \cdot \xi_{x2}^R}{r_{\delta 2}^R \cdot R_{z2}^R} \right) \right)}. \quad (2.11)$$

В залежності (2.11) використані наступні позначення:  $B$  – база транспортного засобу, м;  $L$  – довжина транспортного засобу, м;  $h_g$  – висота

центра ваги транспортного засобу, м;  $b$  – відстань від центра ваги КТЗ до задньої осі автомобіля, м;  $a$  – відстань від центра ваги КТЗ до передньої осі автомобіля, м;  $r_{\partial 1}^L$  та  $r_{\partial 1}^R$  – відповідно динамічні радіуси лівого та правого переднього колеса, м;  $r_{\partial 2}^L$  та  $r_{\partial 2}^R$  – відповідно динамічні радіуси лівого та правого заднього колеса, м;  $R_{z1}^L$  та  $R_{z1}^R$  – відповідно динамічне навантаження на ліве та праве переднє колесо, Н;  $R_{z2}^L$  та  $R_{z2}^R$  – відповідно динамічне навантаження на ліве та праве заднє колесо, Н;  $(C_{x2}^{L1} + C_{x2}^{L2})$  та  $(C_{x2}^{R1} + C_{x2}^{R2})$  – відповідно сумарна крутильна жорсткість лівих та правих здвоєних коліс (визначається за формулою (2.3)), Н·м/рад;  $C_{x1}^L$  та  $C_{x1}^R$  – відповідно крутильна жорсткість лівого та правого колеса з одним ошинуванням (визначається за формулою (2.3)), Н·м/рад;  $\xi_{x1}^L$  та  $\xi_{x1}^R$  – відповідно кути закручування переднього лівого та правого колеса (визначається за формулою (2.4)), рад;  $\xi_{x2}^L$  та  $\xi_{x2}^R$  – відповідно кути закручування заднього лівого та правого колеса (визначається за формулою (2.4) з урахуванням формули (2.9)), рад;  $D_0$  та  $D_1$  – коефіцієнти, які визначаються відповідно з виразів:

$$D_0 = 2 \cdot B \cdot C_2 + \frac{C_3 \cdot C_4}{g}; \quad D_1 = C_1 - \frac{C_3 \cdot C_4}{g}.$$

Коефіцієнти  $C_1$ ,  $C_2$ ,  $C_3$  та  $C_4$  визначаються згідно з наступними рівняннями, які запропоновані авторами роботи [63]:

$$C_1 = B \cdot \cos \beta - 2 \cdot h_g \cdot \sin \beta; \quad C_2 = 1 - \frac{C_1}{2 \cdot B};$$

$$C_3 = 2 \cdot h_g \cdot \cos \beta + B \cdot \sin \beta; \quad C_4 = V_x \cdot \omega_a - a \cdot \frac{d\omega_a}{dt}.$$

Для визначення кута закручування ( $\xi_x$ ) шин коліс необхідно знати проковзування ( $S$ ) колеса відносно опорної поверхні, яке визначається з залежності [63]:

$$S = \frac{V_x - \omega_{ki}^j \cdot r_k}{V_x}. \quad (2.12)$$

Для визначення значення проковзування ( $S$ ) необхідно вирішити диференціальні рівняння, які описують загальмовування коліс КТЗ. В якості таких рівнянь в даній роботі використаємо модифіковані рівняння, аналогічні запропонованим в роботі [63], які дозволяють врахувати жорсткість та деформацію шин при зростанні підведеного гальмового моменту до гальмового механізму.

Відповідно кутове прискорення передніх лівих та правих коліс визначимо із залежностей

$$\frac{d\omega_{k1}^L}{dt} = \frac{2 \cdot L \cdot B \cdot M_{T1}^L - m \cdot \left( \frac{C_{x1}^L \cdot \xi_{x1}^L}{R_{z1}^L} \right) \cdot (2 \cdot B \cdot C_2 \cdot g \cdot (b + h_g \cdot z) + b \cdot C_3 \cdot C_4)}{2 \cdot L \cdot B \cdot I_k}, \quad (2.13)$$

$$\frac{d\omega_{k1}^R}{dt} = \frac{2 \cdot L \cdot B \cdot M_{T1}^R - m \cdot \left( \frac{C_{x1}^R \cdot \xi_{x1}^R}{R_{z1}^R} \right) \cdot (C_1 \cdot g \cdot (b + h_g \cdot z) - b \cdot C_3 \cdot C_4)}{2 \cdot L \cdot B \cdot I_k}, \quad (2.14)$$

а кутове прискорення відповідно лівих та правих задніх коліс із залежностей

$$\frac{d\omega_{k2}^L}{dt} = \frac{2 \cdot L \cdot B \cdot M_{T2}^L - m \cdot \left( \frac{(C_{x2}^{L1} + C_{x2}^{L2}) \cdot \xi_{x2}^L}{R_{z2}^L} \right) \cdot (2 \cdot B \cdot C_2 \cdot g \cdot (a - h_g \cdot z) + a \cdot C_3 \cdot C_4)}{2 \cdot L \cdot B \cdot I_k}, \quad (2.15)$$

$$\frac{d\omega_{k2}^R}{dt} = \frac{2 \cdot L \cdot B \cdot M_{T2}^R - m \cdot \left( \frac{(C_{x2}^{R1} + C_{x2}^{R2}) \cdot \xi_{x2}^R}{R_{z2}^R} \right) \cdot (C_1 \cdot g \cdot (a - h_g \cdot z) - a \cdot C_3 \cdot C_4)}{2 \cdot L \cdot B \cdot I_k}. \quad (2.16)$$



Виконавши інтегрування наведених рівнянь, можна для кожного із коліс КТЗ з двома осями та встановленими здвосніми колесами на задній осі, визначити кутові швидкості при відповідних величинах гальмового моменту, моменту інерції коліс ( $I_k$ ) [63], розподілу навантажень на колеса та коефіцієнта гальмування транспортного засобу під час моделювання на кожній ітерації протягом часу процесу гальмування.

Гальмовий момент ( $M_T$ ), який є складовою частиною рівнянь (2.13) – (2.16), визначається динамікою електропневматичного гальмового привода і безпосередньо впливає на темп уповільнювання коліс КТЗ, тому моделювання зміни гальмового моменту необхідно виконувати на основі моделювання робочих процесів, які відбуваються в ЕППП.

#### **2.4 Динаміка електропневматичного гальмового привода та її вплив на процес гальмування транспортного засобу**

Динаміка електропневматичного гальмового привода (ЕППП) впливає на ефективність та надійність роботи гальмової системи КТЗ, у зв'язку з цим ряд європейських держав ввели обмеження та вимоги щодо ефективності гальмування колісних транспортних засобів.

Роботу ЕППП в залежності від темпу наповнювання гальмових камер можна описати двома режимами [85]: спрацювання привода під час екстреного гальмування та його спрацьовування під час службового гальмування. Обидва режими можна охарактеризувати статичною та динамічною характеристиками привода.

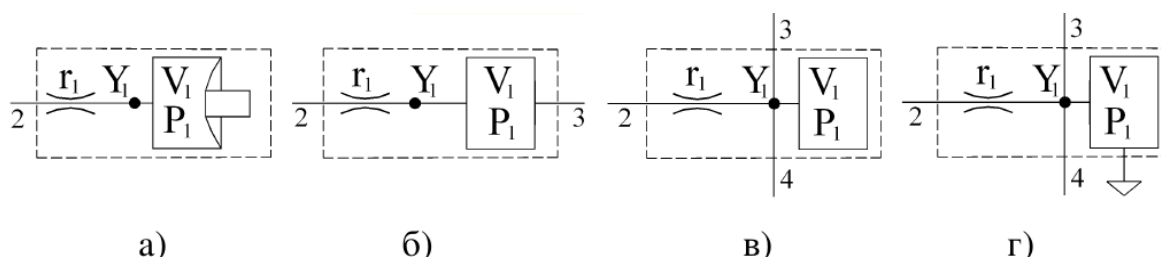
Статична характеристика отримується на окремих апаратах, які входять до складу ЕППП, або отримується з усього привода під час плавного (розтягнутого за часом) наростання тиску в приводі.

У свою чергу динамічна характеристика будується за часом в залежності від зміни тиску робочого тіла в гальмових камерах ЕППІ при екстремому натисканні на педаль гальма (елементи гальмового крана повинні спрацювати за час, не більше 0,1 с [86, 87], або під час штатного натискання на педаль гальма (коли час спрацювання елементів гальмового крана становить більше 0,1 с). Причому оцінка ефективності роботи привода здійснюється тільки під час екстремого натискання на педаль гальма.

На основі проведеного аналізу наукових робіт [88–92] для розрахунку динамічних характеристик електропневматичного гальмового приводу використаємо метод із зосередженими параметрами, в основу якого покладено принцип розділення привода на окремі ДЄ-ланки, які мають різні об'єми та порожнини, які дроселюють перетікання робочого тіла (повітря).

На основі аналізу різних конструкцій пневматичних гальмових приводів [21, 22, 25, 89, 90, 93–103] можна виділити наступні ДЄ-ланки привода, зображені на рис. 2.8.

Використовуючи наведені на рис. 2.8. елементи, не важко скласти математичну модель електропневматичного гальмового приводу. В даній роботі для виконання теоретичних досліджень складено наступну модель ЕППІ, яка зображена на рис. 2.9.



а) гальмова камера; б) трубопровід; в) розгалуження;

г) пневматичний апарат; 1 – індекс ДЄ-ланки, 2 – вхід до ДЄ-ланки, 3 та 4 – вихід з ДЄ-ланки;  $Y$  – розрахунковий вузол;  $r$  – прохідний переріз дроселюючого отвору в ДЄ-ланці;  $V$  – об'єм ДЄ-ланки;  $P$  – тиск у ДЄ-ланці.

Рисунок 2.8 – Елементи та розгалуження пневматичного привода [63]

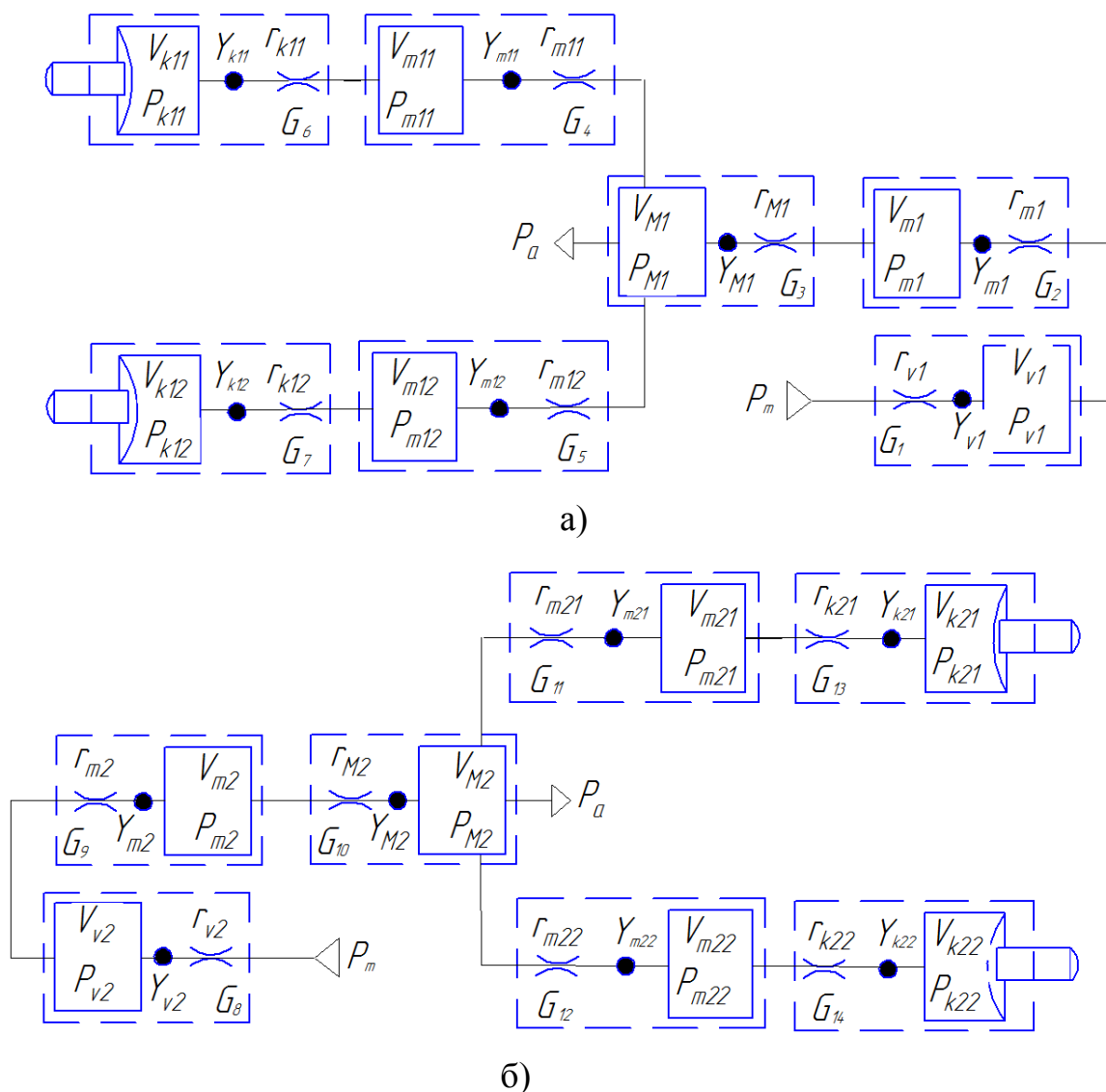


Рисунок 2.9 – Передній (а) та задній (б) контури ЕПГП з осьовими розташованими електропневматичними модуляторами тиску

На рис. 2.9 позначено:  $V_{k11}$ ,  $V_{k12}$ ,  $V_{k21}$ ,  $V_{k22}$  – відповідно об'єми гальмових камер переднього та заднього контурів,  $\text{м}^3$ ;  $P_{k11}$ ,  $P_{k12}$ ,  $P_{k21}$ ,  $P_{k22}$  – відповідно тиск у гальмових камерах переднього та заднього контурів, Па;  $r_{k11}$ ,  $r_{k12}$ ,  $r_{k21}$ ,  $r_{k22}$  – відповідно порожнини, які дроселюють перетікання робочого тіла в гальмових камерах переднього та заднього контурів;  $Y_{k11}$ ,  $Y_{k12}$ ,  $Y_{k21}$ ,  $Y_{k22}$  – відповідна ДС-ланка (гальмова камера) переднього та заднього контурів;  $G_6$ ,  $G_7$ ,  $G_{13}$ ,  $G_{14}$  – відповідні миттєві масові витрати повітря в гальмових камерах переднього та заднього контурів;  $V_{m1}$ ,  $V_{m11}$ ,  $V_{m12}$ ,  $V_{m2}$ ,  $V_{m21}$ ,  $V_{m22}$  – відповідно об'єми порожнин

з'єднувальних трубопроводів переднього та заднього контурів,  $\text{м}^3$ ;  $P_{m1}, P_{m11}, P_{m12}, P_{m2}, P_{m21}, P_{m22}$  – відповідно тиск у з'єднувальних трубопроводах переднього та заднього контурів, Па;  $r_{m1}, r_{m11}, r_{m12}, r_{m2}, r_{m21}, r_{m22}$  – відповідно порожнини, які дроселюють перетікання робочого тіла в з'єднувальних трубопроводах переднього та заднього контурів;  $Y_{m1}, Y_{m11}, Y_{m12}, Y_{m2}, Y_{m21}, Y_{m22}$  – відповідна ДЄ-ланка (з'єднувальний трубопровід) переднього та заднього контурів;  $G_2, G_4, G_5, G_9, G_{11}, G_{12}$  – відповідні миттєві масові витрати повітря в з'єднувальних трубопроводах переднього та заднього контурів;  $V_{M1}, V_{M2}$  – відповідно об'єми порожнин модуляторів переднього та заднього контурів,  $\text{м}^3$ ;  $P_{M1}, P_{M2}$  – відповідно тиск у модуляторах переднього та заднього контурів, Па;  $r_{M1}, r_{M2}$  – відповідно порожнини, які дроселюють перетікання робочого тіла в модуляторах переднього та заднього контурів;  $Y_{M1}, Y_{M2}$  – відповідна ДЄ-ланка (модулятор тиску) переднього та заднього контурів;  $G_3, G_{10}$  – відповідні миттєві масові витрати повітря в модуляторах тиску переднього та заднього контурів;  $P_{V1}, P_{V2}$  – відповідно тиск в ресиверах переднього та заднього контурів, Па;  $r_{V1}, r_{V2}$  – відповідно порожнини, які дроселюють перетікання робочого тіла в ресиверах переднього та заднього контурів;  $Y_{V1}, Y_{V2}$  – відповідний ресивер переднього та заднього контурів;  $G_1, G_8$  – відповідні миттєві масові витрати повітря в ресиверах тиску переднього та заднього контурів.

Диференціальні рівняння, які описують перехідний процес в ДЄ-ланках, аналогічно тому, як це наведено в роботах [63, 88–92], запишемо у вигляді рівнянь (2.17, 2.18).

У рівняннях (2.17) та (2.18) параметр  $x_{Mi}$  характеризує режим роботи відповідних модуляторів ЕПП. В залежності від фази регулювання (наповнення/витримка/спорожнення) сигнал може мати наступні значення: при наповненні ДЄ-ланки  $x_{Mi} = 1$ , при витримці тиску в ДЄ-ланці  $x_{Mi} = 0$  та при спорожненні ДЄ-ланки  $x_{Mi} = -1$ . За умов, коли  $x_{Mi} = 0$ , тиск у модуляторі необхідно встановити рівним тиску на попередньому етапі розрахунку.

– Передній контур

$$\left. \begin{aligned}
 \frac{dP_{V1}}{dt} &= \frac{(G_1 - G_2) \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{V1}} \\
 \frac{dP_{m1}}{dt} &= \begin{cases} \frac{(G_2 - G_3) \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{m1}} & \text{при } x_{M1} = 1 \\ \frac{G_2 \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{m1}} & \text{при } x_{M1} < 1 \end{cases} \\
 \frac{dP_{M1}}{dt} &= \frac{x_{M1} \cdot (G_3 - G_4 - G_5) \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{M1}} \\
 \frac{dP_{m11}}{dt} &= \frac{x_{M1} \cdot (G_4 - G_6) \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{m11}} \\
 \frac{dP_{m12}}{dt} &= \frac{x_{M1} \cdot (G_5 - G_7) \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{m12}} \\
 \frac{dP_{k11}}{dt} &= \frac{x_{M1} \cdot G_6 \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{k11}} \\
 \frac{dP_{k12}}{dt} &= \frac{x_{M1} \cdot G_7 \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{k12}}
 \end{aligned} \right\} \quad (2.17)$$

– Задній контур

$$\left. \begin{aligned}
 \frac{dP_{V2}}{dt} &= \frac{(G_8 - G_9) \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{V2}} \\
 \frac{dP_{m2}}{dt} &= \begin{cases} \frac{(G_9 - G_{10}) \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{m2}} & \text{при } x_{M2} = 1 \\ \frac{G_9 \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{m2}} & \text{при } x_{M2} < 1 \end{cases} \\
 \frac{dP_{M2}}{dt} &= \frac{x_{M2} \cdot (G_{10} - G_{11} - G_{12}) \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{M2}} \\
 \frac{dP_{m21}}{dt} &= \frac{x_{M2} \cdot (G_{11} - G_{13}) \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{m21}} \\
 \frac{dP_{m22}}{dt} &= \frac{x_{M2} \cdot (G_{12} - G_{14}) \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{m22}} \\
 \frac{dP_{k21}}{dt} &= \frac{x_{M2} \cdot G_{13} \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{k21}} \\
 \frac{dP_{k22}}{dt} &= \frac{x_{M2} \cdot G_{14} \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{k22}}
 \end{aligned} \right\} \quad (2.18)$$

Постійні коефіцієнти  $k$ ,  $R$ ,  $T$  у рівняннях (2.17) та (2.18) приймаємо згідно з науково-технічною літературою [63, 88–92] (показник адиабати  $k = 1,4$ ; газова постійна  $R = 287,14 \text{ м}^2/(\text{с}^2 \cdot \text{К})$ ; абсолютна температура робочого тіла перед дроселем  $T = 283 \text{ К}$ ).

Миттєва масова витрата повітря  $G$  у ДЄ-ланці може бути розрахована за залежністю [63]:

$$G = \mu \cdot f \cdot P_i \cdot \frac{\sqrt{k}}{\sqrt{R \cdot T}} \cdot \sqrt{\frac{2}{k-1} \cdot \left[ \left( \frac{P_j}{P_i} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{P_j}{P_i} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}. \quad (2.19)$$

У залежності (2.19) використано наступні позначення:  $\mu$  – коефіцієнт витрати робочого тіла;  $f$  – площа поперечного перетину каналу дроселя,  $\text{м}^2$ ;  $P_i$  – тиск перед дроселем, Па;  $P_j$  – тиск за дроселем, Па.

Використання залежності (2.19) згідно з дослідженнями, наведеними в науковій роботі [63], дозволяє моделювати зміну динамічних характеристик із точністю до 7% у порівнянні з іншими методиками розрахунку.

## **2.5 Теоретичні дослідження впливу принципів керування на динаміку руху двовісного КТЗ з урахуванням темпу зміни тиску в електропневматичному гальмовому приводі**

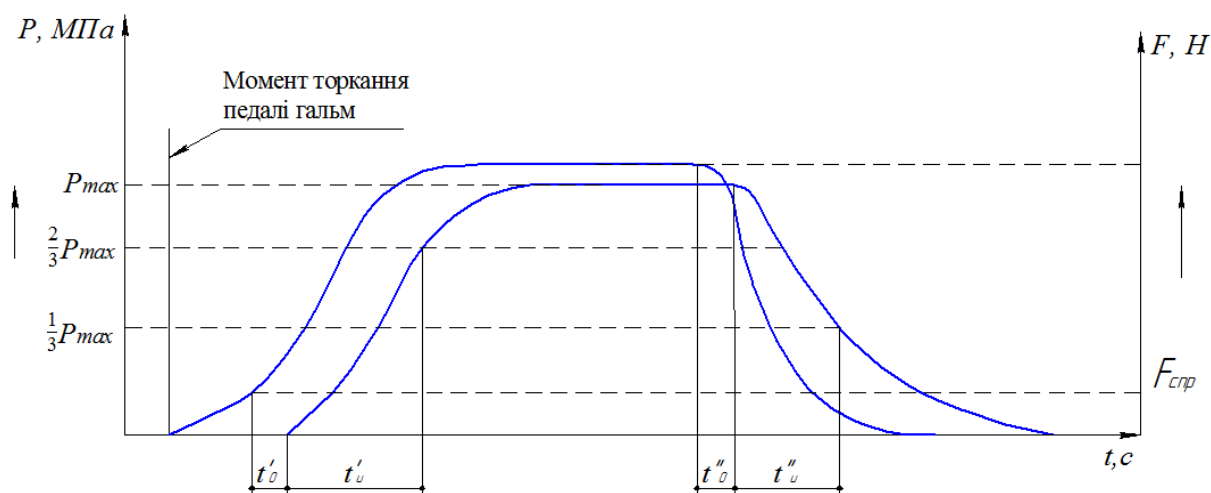
Відомо, що використання електропневматичних апаратів гальмового привода суттєво скорочує час спрацювання гальмової системи, так у роботі [16] зазначається, що при використанні ЕПГП темп зростання тиску в гальмових камерах скорочує час наповнення пневматичних контурів привода на відміну від типового ПГП до 45%. Отже, при використанні електропневматичних апаратів гальмового привода гальмування транспортного засобу може початися раніше, ніж при використанні типових елементів ПГП (мінімум на 0,15 с) [16, 22, 104, 105], що дозволяє скоротити гальмовий шлях КТЗ мінімум на 15% [16, 106, 107], а теоретично до 25%. В той же час дослідження, які проведені в роботах [17, 18], показують, що підвищення темпу зростання

тиску призводить до передчасного блокування коліс транспортного засобу, а отже, до втрати його керованості та стійкості, а в режимі сталого уповільнення – до збільшення гальмового шляху мінімум на 30%. Також слід зазначити, що в роботі [16] автор приходять до висновку щодо ускладнення процесу регулювання при підвищенні швидкодії привода через збільшення співвідношення часу запізнення початку зростання тиску в приводі ( $t_0$ ) до часу наростання тиску в гальмовій камері ( $t_u$ ), які наочно зображено на рис. 2.10. До такого ж висновку приходять і автори робіт [17, 18, 34] при дослідженні процесів гальмування транспортного засобу, обладнаного автоматизованою системою регулювання гальмової сили.

Очевидно, що наведені обставини безпосередньо впливають на принципи керування модуляторами тиску гальмового привода та визначають варіанти компоновальних схем, які можуть бути використані під час проектування електропневматичного гальмового привода колісного транспортного засобу.

На принципи керування модуляторами тиску також впливають їх конструктивні особливості. Так, наприклад, при використанні релейних електропневматичних модуляторів тиску необхідно для одного і того ж самого привода при різних модуляторах визначати допустимі значення добутку тиску під час наповнення та спорожнення привода. При цьому, як показують дослідження, наведені в роботі [16], використовувати допустимі значення добутку тиску статичної характеристики ЕПГП неприпустимо, оскільки це може призвести до неточності регулювання в 2...2,5 рази, яке оцінюється кількістю разів спрацювання модулятора в діапазоні від мінімального до максимального значення тиску в гальмовій камері.

У роботах [16, 104, 106, 108] пропонуються способи визначення допустимих значень добутку тиску на основі масових та геометричних характеристик транспортного засобу з урахуванням його уповільнення під час гальмування, але однозначного рішення, щодо вирішення цього питання, як відзначає автор роботи [16] досі не існує.



$t'_0$  – час запізнювання спрацювання елементів гальмового привода під час гальмування, с;  $t'_u$  – час зростання тиску в гальмовій камері привода, с;  $t''_0$  – час запізнювання спрацювання елементів гальмового привода під час розгальмовування, с;  $t''_u$  – час зниження тиску в гальмовій камері привода, с;  $P_{max}$  – максимальний тиск у гальмовій камері, МПа;  $F_{срр}$  – зусилля на гальмовій педалі, при якому всі перепускні клапани гальмового крана мають максимально можливий перепускний перетин, Н

Рисунок 2.10 – Перехідні процеси в гальмовій камері під час зміни зусилля на гальмовій педалі [4]

Як показують дослідження [17], пропорційні модулятори тиску [109 – 112] на відміну від релейних електропневматичних модуляторів [113 – 116] не мають потреби у визначенні допустимих значень добутку тиску і дозволяють спростити алгоритмічну логіку, яка застосовується при використанні тих чи інших принципів керування.

Аналіз науково-технічної літератури [16, 17] показав, що використання одноканальних осьових модуляторів релейних чи пропорційних не дозволяють реалізувати принципи керування типу *IR*, *MIR*, *DIR*, *InSR* та *InIR*, а отже, не дають можливості реалізувати в ЕППП функції курсової стійкості та стійкості проти перекидання транспортного засобу. Реалізація наведених функцій та різних принципів керування може бути реалізована тільки при використанні



двоканальних осьових модуляторів або індивідуальних модуляторів. Останні збільшують вартість системи, але на їх базі можуть бути виконані всі принципи керування, навіть ті, що допускають неузгодженість роботи модуляторів на одній осі ТЗ до 25% [15, 16] при гальмуванні транспортного засобу в різних дорожніх умовах.

Згідно з дослідженнями, проведеними М.Г. Михалевичем [16], в ЕПГП складно забезпечити комфортабельність руху ТЗ під час гальмування передньою віссю, оскільки не завжди вдається забезпечити раціональний приріст допустимих значень добутку тиску, тому в гальмових системах сучасних фірм “*WABCO*” [23] та “*KNORR-BREMSE*” [27] на передній осі використовується комбінація з квазіпропорційного модулятора ЕПГП та двох релейних модуляторів тиску, а на задній осі – один релейний електропневматичний модулятор.

На основі наведеного теоретичного аналізу слід зазначити, що розглядаючи питання теоретичного вибору характеру зміни тиску в гальмовій камері під час екстреного гальмування КТЗ, необхідно у відповідності до досліджень, які виконані в роботах [16, 17, 18], підвищуючи темп зростання в гальмових камерах ЕПГП, виконувати раціональне керування модуляторами тиску при досягненні тиску в гальмовому приводі  $\frac{1}{5} P_{\max}$ , для того щоб забезпечити зростання уповільнення автомобільного колеса, яке б не призводило до його блокування. Таке можливо забезпечити тільки при раціональному зниженні темпу зростання тиску в гальмових камерах аналогічно тому, як це проілюстровано на рис. 2.11 та підтверджується стендовими дослідженнями, виконаними в роботі [18].

Аналіз теоретичного процесу гальмування, який зображено на рис.2.11, показує, що під час наповнення гальмової камери робочим тілом за час менший ніж 0,1 с для забезпечення процесу кочення колеса з проковзуванням в межах від 10% до 30%, необхідно якомога швидше зменшити темп зростання

проковзування колеса  $\left(\frac{dS}{dt}\right)$ , інакше динамічні процеси в плямі контакту шини з поверхнею дорожнього покриття призведуть до неминучого блокування колеса, а у випадку використання електропневматичного гальмового привода з функціями регулювання гальмової сили в режимі АБС – до невиправданого збільшення кількості циклів спрацьовування модуляторів тиску і, як наслідок, до збільшення витрат робочого тіла (повітря під тиском).

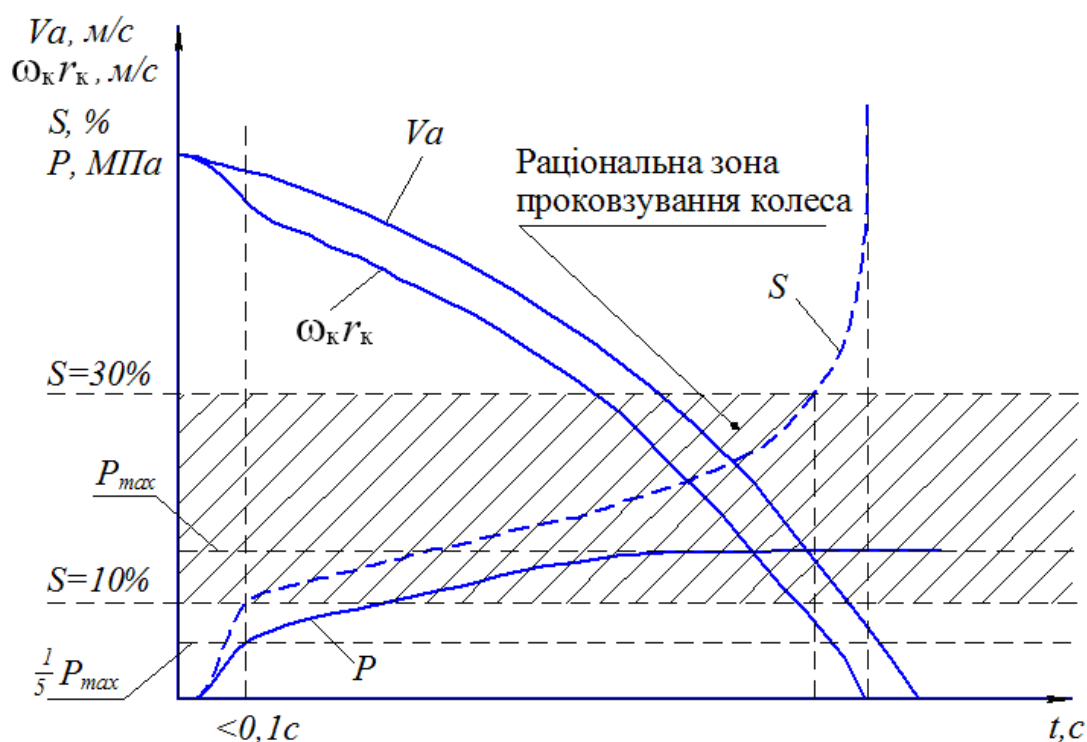


Рисунок 2.11 – Теоретична зміна тиску в гальмових камерах ЕПГП під час раціонального керування модуляторами тиску

На рис. 2.11 позначено:  $V_a$  – лінійна швидкість руху колісного транспортного засобу, м/с;  $P$  – тиск у гальмовій камері, МПа;  $S$  – проковзування автомобільного колеса відносно поверхні дорожнього покриття, %;  $\omega_k$  – кутова швидкість автомобільного колеса, рад/с;  $r_k$  – кінематичний радіус колеса, м.

Слід зазначити, що збільшення циклів розгальмовування колеса під час процесу гальмування призводить до збільшення гальмового шляху, оскільки час розгальмованого стану колеса збільшується, не зважаючи на те, що ЕПТП дозволяє зменшити час наповнення гальмових камер привода.

Зображений на рис. 2.11 характер зміни тиску в гальмових камерах можна промодельовувати шляхом введення в залежність (2.19) змінного параметра площі поперечного перетину каналу дроселя ( $f$ ), як функції від тиску в гальмовій камері ( $P_{kij}$ ), яка може бути представлена у вигляді наступної системи рівнянь:

$$f = \begin{cases} f_{\max} & \text{при } P_{kij} < 0,2 \cdot P_{\max} \\ f_{\max} \cdot \sin(A \cdot \arctan(B \cdot P_{kij})) & \text{при } P_{kij} \geq 0,2 \cdot P_{\max} \end{cases}, \quad (2.20)$$

де  $A$  – коефіцієнт, який враховує мінімальні та максимальні параметри площі поперечного перетину каналу дроселя ( $f$ ) і визначається із залежності:

$$A = \frac{2 \cdot f_{\max}^2 - f_{\min}^2}{f_{\max}^2};$$

$B$  – коефіцієнт, який залежить від раціонального тиску в гальмовій камері, при якому необхідне корегування роботи модуляторів ЕПТП:

$$B = 83 \cdot e^{-1,4 \cdot P_{\max}}.$$

При виконанні імітаційного математичного моделювання слід також врахувати, що при зміні площі поперечного перетину каналу дроселя ( $f$ ) змінюється коефіцієнт витрати робочого тіла ( $\mu$ ), який можна визначити з наступних залежностей [85]:

– для процесу наповнювання у надкритичному режимі:

$$\mu_i = \frac{1,0432 \cdot V \cdot (p_i - p_{i-1})}{(t_i - t_{i-1}) \cdot p_0 \cdot f \cdot \sqrt{R \cdot T}};$$

– для процесу наповнювання у підкритичному режимі:

$$\mu_i = \frac{1,8898 \cdot V}{(t_i - t_{i-1}) \cdot f \cdot \sqrt{R \cdot T}} \cdot \left( \sqrt{1 - \left( \frac{p_i}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}}} - \sqrt{1 - \left( \frac{p_{i-1}}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}}} \right);$$

– для процесу спорожнення у надкритичному режимі:

$$\mu_i = \frac{0,4891 \cdot V \cdot p_1^{\frac{k-1}{2 \cdot k}}}{(t_i - t_{i-1}) \cdot f \cdot \sqrt{R \cdot T}} \cdot \left( p_2^{\frac{1-k}{2 \cdot k}} - p_1^{\frac{1-k}{2 \cdot k}} \right).$$

Коефіцієнт витрати робочого тіла ( $\mu$ ) для процесу спорожнення у підкритичному режимі не визначається, оскільки перетікання повітря з елементів гальмового привода відбувається в атмосферу, а мінімальний тиск переходу в цьому режимі становить 0,192 МПа.

## Висновки по розділу 2

У процесі проведення теоретичних досліджень впливу принципів керування модуляторами тиску та характеру зміни тиску в гальмовому приводі на динаміку гальмування транспортного засобу в різних дорожніх умовах можна зробити наступні висновки:

1. Під час вибору принципів керування модуляторами ЕПГП необхідно враховувати особливості конструкції транспортного засобу та схеми розміщення модуляторів тиску, оскільки від цього буде залежати ефективність гальмування КТЗ.

2. Уперше запропоновано залежність коефіцієнта гальмування колісного транспортного засобу на основі пружних характеристик його шин, що дозволить під час створення системи керування модуляторами тиску ЕПГП врахувати особливості регулювання гальмової сили на колесах з подвійним ошинуюванням.

3. Вдосконалено методику визначення миттєвої масової витрати повітря ( $G_i$ ) в елементах електропневматичного гальмового привода в частині урахування характеру зміни площі поперечного перетину каналу дроселя ( $f$ ) в модуляторі тиску з електронним керуванням.

4. Удосконалено залежності, які дозволяють визначити кутове прискорення коліс КТЗ, що на стадії вибору принципу керування модуляторами тиску надасть можливість спрогнозувати поведінку транспортного засобу в різних експлуатаційних умовах його руху з електропневматичним гальмовим приводом.

Основні наукові результати розділу оприлюднені в науково-технічних працях [1 – 4, 10].

### РОЗДІЛ 3

## **ОБҐРУНТУВАННЯ ВХІДНИХ ТА ВИХІДНИХ ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ПРОПОРЦІЙНИМИ МОДУЛЯТОРАМИ ЕЛЕКТРОПНЕВМАТИЧНОГО ГАЛЬМОВОГО ПРИВОДА КОЛІСНОГО ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ**

### **3.1 Синтез закону керування електропневматичними модуляторами тиску з кроковим електродвигуном**

Для синтезу закону керування електропневматичними модуляторами тиску необхідно вирішити наступні завдання: вибір робочої частоти крокового електродвигуна при раціональному керуванні модулятором тиску, вибір закону зміни тиску в приводі під час раціонального керування модулятором тиску, вибір принципу керування окремо розташованими пропорційними модуляторами тиску.

**3.1.1 Вибір робочої частоти крокового електродвигуна при раціональному керуванні пропорційним модулятором тиску.** Дослідження пропорційного модулятора тиску з кроковим електродвигуном, виконані в роботі [17] показують, що при використанні таких модуляторів раціональна частота їх спрацьовування знаходиться в межах 230 – 380 кроків/с. Така частота не впливає на темп зміни тиску в приводі під час екстреного гальмування і забезпечує достатню швидкодію пневматичного гальмового привода, але як показано у підрозділах 2.1 та 2.5 даної роботи, робочі процеси, які відбуваються під час гальмування колісного транспортного засобу, обладнаного автоматичними системами регулювання гальмового зусилля, не забезпечують реалізацію цієї швидкодії.

Ці доведення також підтверджуються експериментальними дослідженнями [17] контуру електропневматичного гальмового привода, який забезпечував гальмування колеса автомобіля ЗіЛ 4335 в стендових умовах.

Виконуючи синтез закону керування електропневматичними модуляторами тиску з кроковим електродвигуном, слід врахувати, що частота спрацювання модуляторів з метою забезпечення раціонального процесу гальмування КТЗ повинна бути зменшена в залежності від здатності гальмової системи в повній мірі реалізувати гальмові моменти на колесах транспортного засобу. Очевидно, що зниження частоти спрацювання модуляторів тиску з кроковим електродвигуном призведе до зниження темпу наповнювання гальмової камери, але це тільки покращить процес гальмування колісного транспортного засобу згідно з дослідженнями, проведеними в роботах [16-18, 34, 117].

Ґрунтуючись на дослідженнях [17] при виборі робочої частоти спрацювання крокового електродвигуна приймемо за критерій зміни частоти час раціональної частоти спрацювання модуляторів. Величина цього часу становить 0,04 – 0,045 с від початку спрацювання елементів модулятора тиску з кроковим електродвигуном. При досягненні цього часу після початку роботи модулятора необхідно змінити частоту спрацювання крокового електродвигуна з 230 - 380 кроків/с до необхідних 50 - 80 кроків/с і тим само забезпечити темп зміни тиску в гальмовій камері пневматичного привода, при якому відбудеться ефективне гальмування КТЗ без використання алгоритмів роботи привода в циклічному режимі. Час дії частоти спрацювання 50 - 80 кроків/с крокового електродвигуна, не повинен перевищувати час спрацювання гальмового привода 0,4 с, інакше загальний час спрацювання привода може перевищити встановлене нормативне значення 0,6 с [14, 15, 86].

У випадку не екстреного гальмування КТЗ описаний вище критерій не буде впливати на слідкуючу дію між натисканням на педаль гальма і величиною тиску в гальмовій камері, оскільки пропорційність встановлення тиску в модуляторі з кроковим електродвигуном забезпечується конструкцією електропневматичного апарата.

**3.1.2. Вибір закону зміни тиску в приводі під час раціонального керування.** На основі проведеного аналізу що виконано в розділі 1 даної роботи, закони зміну тиску в приводі поділяються на: ступінчасті; ступінчасті, що регулюються; безступінчасті; безступінчасті, що регулюються.

Реалізація ступінчастих законів зміни тиску в приводі, в тому числі і тих що регулюються, вимагає рішення декількох проблемних питань, щодо вибору тривалості часу [16, 22] протягом якого необхідно зафіксувати незмінність тиску в гальмовій камері привода, а також щодо вибору зворотнього зв'язку для забезпечення слідкуючої дії електропневматичного модулятора тиску. Рішення таких проблемних питань призводить до ускладненні алгоритмів роботи електропневматичного гальмового привода та до збільшення кількості датчиків зворотнього зв'язку за допомогою яких забезпечується слідкуюча дія у електропневматичних апаратах. Як показують дослідження виконані в роботах [16, 22] місце встановлення датчиків зворотнього зв'язку відіграє одну з важливіших ролей під час створення алгоритму роботи системи керування, тому такий принцип не може бути раціональним, оскільки залежить від впливу багатьох чинників.

Безступінчасті закони зміни тиску в приводі або безступінчасті, що регулюються, дозволяють уникнути проблем, які виникають при використанні ступінчастих законів зміни тиску в приводі, але при використанні таких законів можливе перерегулювання, що негативно впливає на якість процесу гальмування колісного транспортного засобу. Дослідження проведені в роботах



[17, 18] показують, що під час керування ЕППС необхідно поєднувати переваги використання ступінчатого закону зміни тиску з перевагами безступінчастого закону зміни тиску, що регулюються. Таке поєднання законів, в залежності від режиму роботи гальмового приводу, дозволить не тільки покращити ефективність гальмування КТЗ, а і знизити витрати робочого тіла (повітря) під час роботи модуляторів електропневматичного гальмового приводу у режимі антиблокувальної системи.

**3.1.3. Вибір принципу керування окремо розташованими пропорційними модуляторами тиску.** Вибір принципів керування модуляторами тиску є непростим завданням, оскільки принципи керування визначають функціональні взаємозв'язки, які впливають на робочий процес автоматизованої гальмової системи та безпосередньо змінюють експлуатаційні гальмові властивості транспортного засобу в цілому, тому при виборі принципу керування модуляторами тиску ЕППП необхідно приділяти цьому питанню значну увагу.

В основу принципів керування модуляторами тиску гальмового привода покладено алгоритми роботи автоматизованих систем зміни тиску в робочому органі (гальмовій камері) привода, які є так званим “*know-how*” фірм, що виробляють системи керування гальмами КТЗ. На сьогодні застосовуються на транспорті та запатентовані багато алгоритмів керування гальмовою системою, але фактичні умови експлуатації автомобілів та прагнення до підвищення ефективності робочого процесу гальмування КТЗ призводять до вдосконалення існуючих алгоритмів та створення нових. Хотілось би відзначити що найбільш економічні за вартістю рішення організації принципів керування та схем розташування модуляторів тиску в гальмовій системі можуть виявитися найбільш небезпечними, ніж гальмова система без автоматизованих систем, і це доведено у роботах [19, 21].

Попередньо проведені дослідження динаміки гальмування двовісного транспортного засобу з електропневматичним гальмовим приводом показують,

що використання схеми розташування модуляторів та датчиків частоти обертання коліс типу 2222 (аналог у закордонній літературі 4S/4M) з принципом керування *SLR* найбільш раціонально використовувати для збереження курсової стійкості та керованості КТЗ, але з економічної точки зору використання схеми типу 2222 веде до збільшення вартості автоматизованої системи ЕПП. На великовагових транспортних засобах найбільш доцільно використовувати схему типу 2121 (аналог у закордонній літературі 4S/2M) з принципом керування *MIR+SLR* така комбінація дозволяє зменшити вірогідність втрати керованості та стійкості транспортним засобом при незначному збільшенні гальмового шляху у порівнянні з ідеальним процесом гальмування КТЗ. До антологічних висновків, на підставі свого дисертаційного дослідження динаміки гальмування автомобіля з антиблокувальною системою, прийшов також автор роботи [20] І.К. Пчелін.

Таким чином, можна вважати, що для доведення теоретичних положень дисертаційної роботи достатньо виконати дослідження динаміки гальмування транспортного засобу з вдосконаленим принципом керування пропорційними модуляторами тиску ЕПП. Вдосконалення принципу керування полягає в тому, що при керуванні модуляторами тиску використано двоступеневий алгоритм зміни тиску в залежності від часових параметрів роботи крокового електродвигуна та переміщення електронної педалі гальма. Теоретичні положення запропонованого вдосконалення розглядаються в підрозділі 2.5 з урахуванням підрозділів 2.1 – 2.4 та підрозділів 3.2 і 3.3.

### **3.2 Алгоритм роботи ЕПГС для колісного транспортного засобу**

В основі роботи системи керування ЕПГС закладено принципи алгоритмізації роботи гальмового привода з функцією АБС. В алгоритмі, що пропонується (рис. 3.1) в дисертаційній роботі, функціонування ЕПП відбувається шляхом обробки сигналів з так званого «інформаційного поля автомобіля» [120-128].

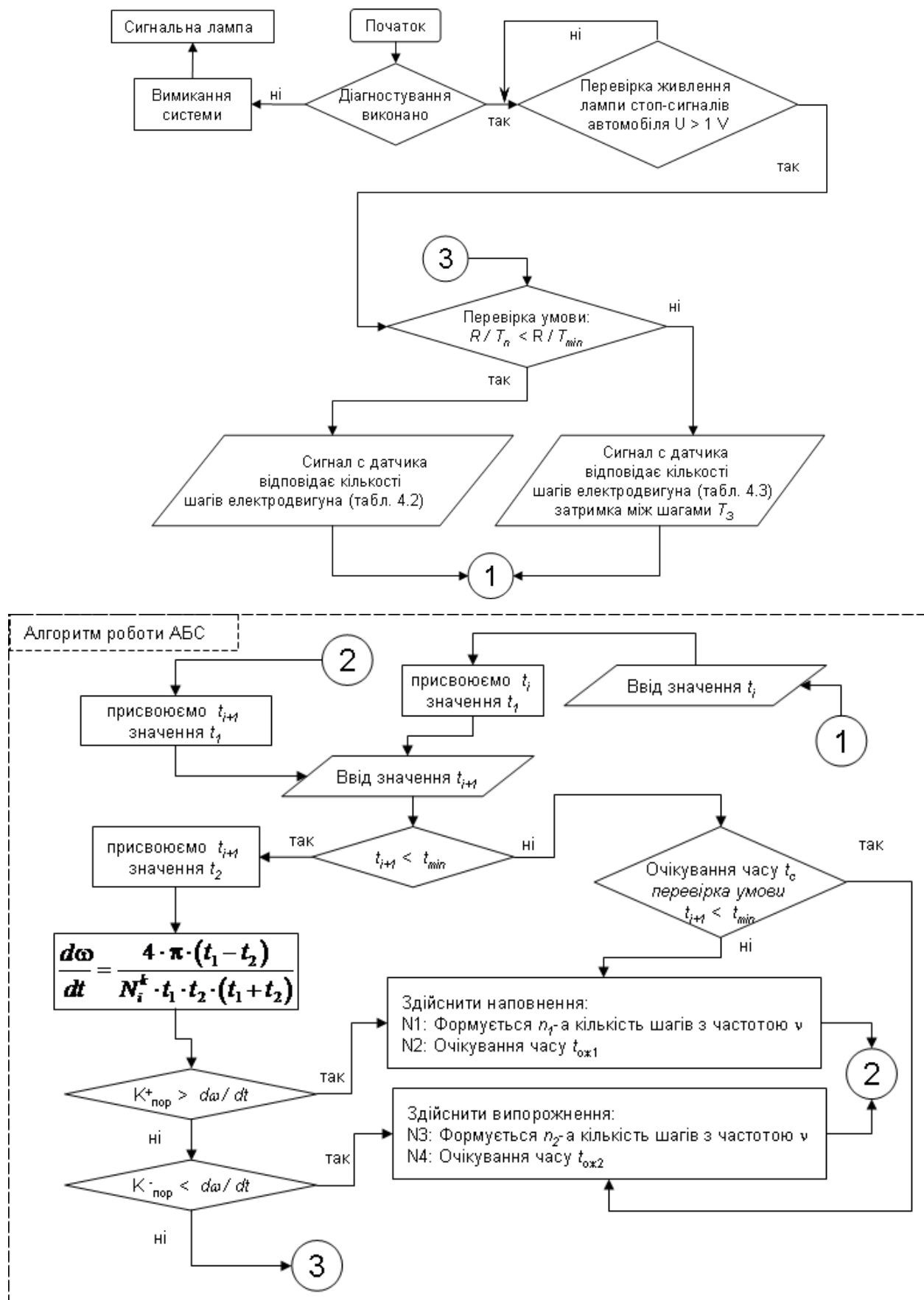


Рисунок 3.1 – Блок-схема алгоритму роботи ЕПГП з функцією АБС

Деякі з сигналів паралельно відображаються системою керування на панелі приладів автомобіля у вигляді спеціальних символів і піктограм, які дозволяють візуалізувати процеси, що відбуваються під час роботи ЕПГП.

Робота алгоритму починається з діагностування системи у момент повороту ключа запалювання водієм КТЗ. Після чого відбувається вмикання основної системи живлення приладами ЕПГП та виводиться на панель приладів інформація щодо її справності або несправності.

При нормальній роботі системи та наявності живлення на лампах стоп-сигналів автомобіля ( $U \geq 1B$ ) при виконанні умови  $\frac{R}{T_n} < \frac{R}{T_{min}}$  обирається один з двох варіантів керування кроковим двигуном пневматичного модулятора тиску електропневматичного гальмового привода (рис. 3.2).

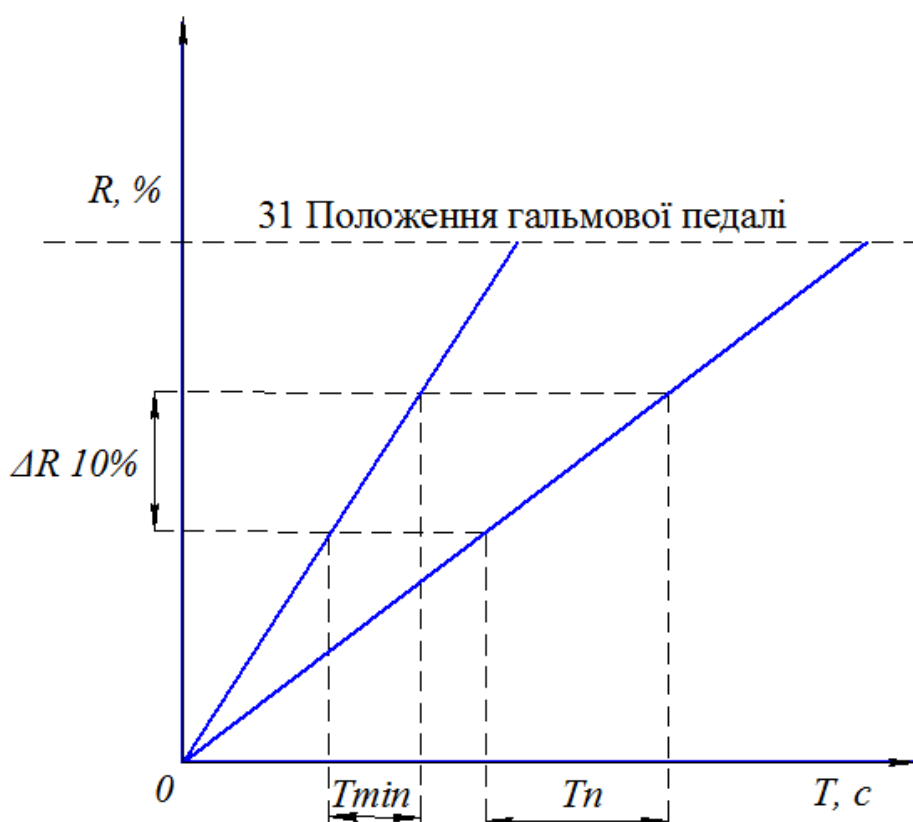


Рисунок 3.2 – Зміна сигналів з педалі гальма в залежності від часу її натискання

Перший варіант – це робота ЕПГП у режимі, що забезпечує слідкуючу дію у відповідності до темпу натискання педалі гальма водієм.

Другий варіант – це робота ЕПГП у режимі, що забезпечує екстрене гальмування транспортного засобу з використанням функції АБС.

**3.2.1 Робота ЕПГП у режимі, що забезпечує слідкуючу дію у відповідності до темпу натискання педалі гальма водієм.** При виконанні умови, що відповідає роботі електропневматичного привода робочої гальмової системи у режимі слідкуючої дії, алгоритм вибору кількості кроків крокового електродвигуна модулятора тиску базується на значеннях сигналу датчика положення педалі гальма у відповідності до значень наведених у табл. 3.1. Частота роботи крокового електродвигуна (КЕД) повинна забезпечуватися на рівні не нижче 150...180 Гц [47], що призведе до переміщення валу електродвигуна за час не більший ніж 0,1 с.

Таблиця 3.1 – Відповідність кількості кроків КЕД модулятора тиску положенню педалі гальма в режимі роботи ЕПГП, що забезпечує слідкуючу дію щодо переміщення педалі гальма

Умовний положення педалі гальма	0	1	2	3	4	5	6	...	31
Кількість кроків КЕД	0	$n_0$	1	1	1	1	1	...	1
Сумарна кількість кроків	0	$n_0$	$n_0 + 1$	$n_0 + 2$	$n_0 + 3$	$n_0 + 4$	$n_0 + 5$	...	$n_0 + 30$
Затримка між кроками КЕД	0								
Частота роботи КЕД	180-150 Гц								

У відповідності до таблиці 3.1 повний хід педалі гальма умовно поділено на 31 положення. Максимальна кількість положень відповідає 100% переміщення педалі, відповідно кожному положенню відповідає 3,2% переміщення. Сто відсотків переміщення педалі гальма відповідає  $5 \pm 0,25$  В

номінального живлення датчика типу КДБА453.621.001.ТУ, який використано під час проведення експериментальних досліджень у поданій роботі. Кожному умовному положенню педалі гальма відповідає один крок КЕД, який додається до попередніх кроків електродвигуна модулятора тиску. Затримка між кроками крокового електродвигуна під час роботи ЕПГП у режимі, що забезпечує слідкуючу дію, відсутня, оскільки час переміщення педалі гальма незрівнянно довший, ніж час спрацьовування КЕД при частоті вище 150 Гц. Приріст напруги під час зміни сигналу з датчика положення педалі гальма в режимі забезпечення слідкуючої дії формує в алгоритмі керування кроковим електродвигуном критерії вибору частоти та кількості кроків, необхідних для забезпечення відповідності положення вала електричного двигуна, положенню педалі гальма.

**3.2.2 Робота ЕПГП у режимі, що забезпечує екстрене гальмування транспортного засобу з використанням функції АБС.** Під час екстреного натискання на педаль гальма слідкуюча дія між переміщенням педалі та положенням крокового електричного двигуна модулятора тиску повинна зберігатися не при кожній зміні приросту напруги, а тільки при фіксованому його значенні. У зв'язку з цим на етапі встановлення положення вала крокового електродвигуна слідкуюча дія може бути порушена шляхом введення затримки між кожним кроком КЕД подібно тому, як це реалізовано в системах керування АБС закордонних фірм “*WABCO-Westengause*” [27], “*Knorr-Bremse*” [28] та “*BOSCH*” [43].

Внаслідок виявлення режиму швидкого переміщення педалі гальма система керування модуляторами тиску протягом часу 0,04 с зберігає слідкуючу дію між педаллю гальма та положенням вала крокового електродвигуна, з плином цього часу кожен наступний крок електродвигуна відбувається після завершення часу 0,02 с, що дає змогу розтягнути процес наповнення гальмової камери робочим тілом та зберегти тривалість

ефективності гальмування КТЗ, не вдаючись до зайвих розгальмовувань автомобільного колеса протягом 0,3 с. Внаслідок такої роботи системи керування ЕПТП повний хід педалі гальма розподіляється на дві частини (табл. 3.2). Хід від 1 до  $R$  забезпечується шляхом безперервного повороту вала крокового двигуна, а хід від  $R$  до 31 відповідає сумарній кількості кроків з витримкою в часі  $t_3 = 0,02$  с.

Оскільки передчасно визначити необхідний тиск у гальмових камерах не можливо через фізичні властивості автомобільних шин, які взаємодіють із дорожнім покриттям, в алгоритмі роботи ЕПТП при екстремому гальмуванні закладено принципи регулювання, на яких базуються алгоритми роботи антиблокувальних систем, отже, при досягненні граничних значень по проковзуванню колеса (на швидкостях КТЗ менше 20 км/год.) та граничних значень з уповільнення колеса (на швидкостях КТЗ більших за 20 км/год.).

Таблиця 3.2 – Відповідність кількості кроків КЕД модулятора тиску положенню педалі гальма в екстремому режимі гальмування КТЗ

Умовне положення педалі гальма	0	Від 1 до $R$	$R + 1$	$R + 2$	$R + 3$	....	31
Кількість кроків КЕД	0	$N$	1	1	1	....	1
Сумарна кількість кроків	0	$N$	$N + 14$	$N + 15$	$N + 16$	....	$N + 30$
Затримка між кроками КЕД	0	0	$t_3$				
Частота роботи КЕД	180-150 Гц						

Під час реалізації алгоритму роботи ЕПТП у режимі АБС час проходження одного з зубів кодового колеса ( $t_i$ ), отриманий за допомогою датчика швидкості типу АДЮИ 407111.003.МЧ, запам'ятовується системою керування та використовується разом із часом проходження наступного з зубів

кодового колеса ( $t_{i+1}$ ) для визначення величини уповільнення або прискорення

$$\text{колеса КТЗ} \left( \frac{d\omega_k}{dt} \right).$$

Отримане уповільнювання коліс порівнюється з граничним його значенням  $K_{nop}^-$  як під час гальмування колеса, так і під час його розгону ( $K_{nop}^+$ ).

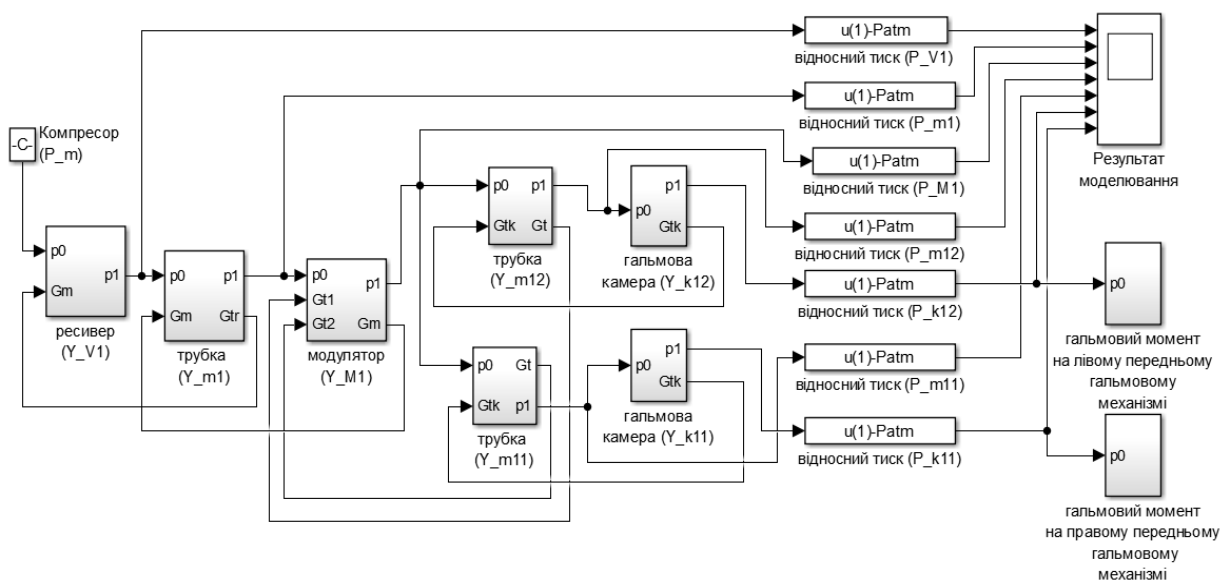
В залежності від умов процесу гальмування відбувається постійна перевірка умов можливості наповнення гальмових камер привода гальм або їх розгальмовування у відповідності до рис. 3.1.

### **3.3 Обґрунтування характеру зміни тиску в ЕПГП при екстремому гальмуванні на основі імітаційного моделювання робочих процесів, які відбуваються в елементах привода**

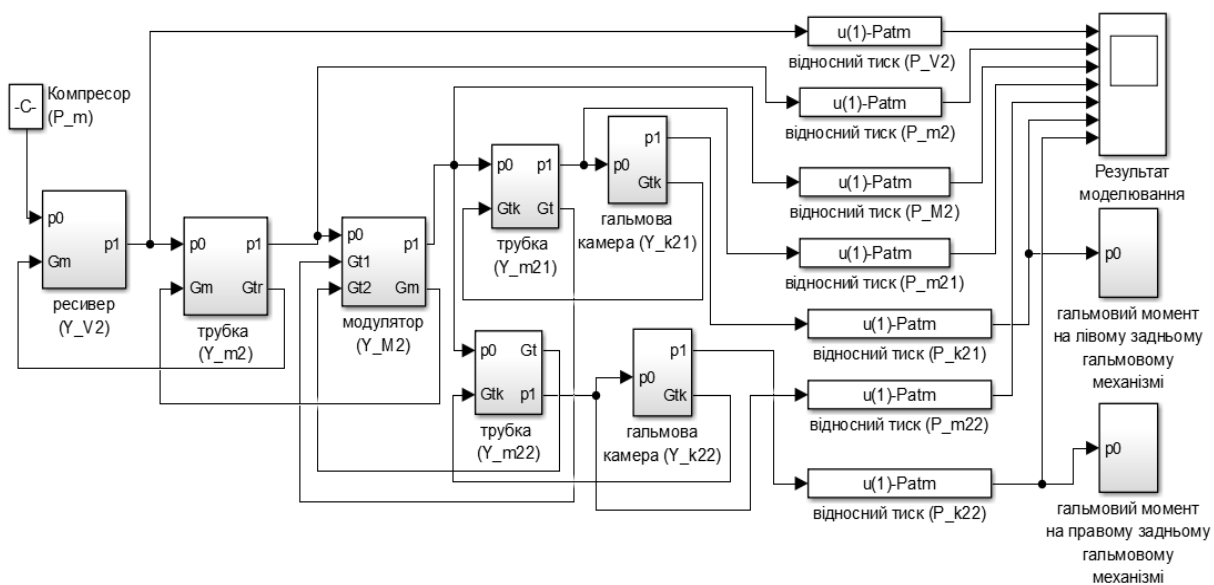
Задача моделювання динаміки руху стисненого повітря з урахуванням особливостей роботи електропневматичних модуляторів тиску вирішується шляхом розв'язання рівнянь (2.17) та (2.18), які дозволяють представити зміну тиску під час робочого процесу гальмового привода у вигляді фаз зростання, витримки та спорожнення його ДЄ-ланок. Реалізацію математичної моделі, прийнятої у розділі 2 даної роботи, не складно виконати в програмному комплексі *MATLAB* пакет *SIMULINK* (рис. 3.3). Модель контуру ЕПГП, запропонована в роботі, враховує падіння тиску в ресивері під час спрацювання електропневматичних модуляторів тиску, в тому числі і під час виконання функцій антиблокувальної системи.

Аналогічним чином за допомогою стандартних логічних елементів пакету *SIMULINK* можна реалізувати логіку керування модуляторами тиску на основі різних законів: наприклад, закону зміни проковзування шини автомобільного колеса, який реалізовано та представлено у вигляді структурної схеми, яка зображена на рисунку 3.4.





а)



б)

Рисунок 3.3 – Структурно-логічна схема реалізації переднього а) та заднього б) контуру електропневматичного гальмового привода у відповідності до схеми, зображеної на рис. 2.9

Запропонована структурно-логічна схема дозволяє під час виконання функцій антиблокувальної системи реалізувати функції електропневматичного привода у вигляді забезпечення слідкуючої дії по переміщенню електронної педалі гальма.

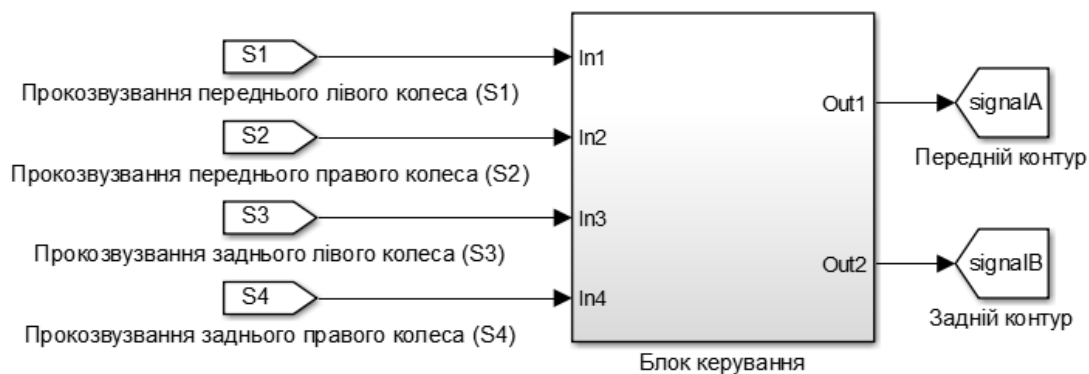


Рисунок 3.4 – Структурно-логічна схема реалізації блоку керування переднім та заднім контурами електропневматичного гальмового привода

Під час реалізації принципів керування в запропонованій схемі використано принцип *MIR* при осьовій схемі розташування модуляторів за типом *4S/2M*, який забезпечує достатньо високий рівень швидкодії під час випуску робочого тіла з гальмових камер привода та дозволяє зберегти керованість КТЗ у процесі гальмування.

Вихідні дані для визначення особливостей процесу гальмування під час моделювання прийняті у відповідності до технічних характеристик пересувної лабораторії кафедри автомобілів ім. А.Б. Гредескула, яка сформована на базі автобуса МАЗ-256200. Вихідні дані для розрахунку наведені в Додатку А.

Результати моделювання динаміки зміни тиску в передньому (рис. 3.5) та задньому (рис. 3.6) контурі ЕПГП у режимі АБС показують, що із зниженням швидкості руху КТЗ знижується інтенсивність випуску робочого тіла з електропневматичного гальмового привода та підвищується частота його спрацювання, що пов'язано із збільшенням величини реалізованого зчеплення під час взаємодії шини автомобільного колеса з поверхнею дорожнього покриття, що безпосередньо впливає на уповільнення транспортного засобу (див. рис. 3.16 та рис. 3.18).

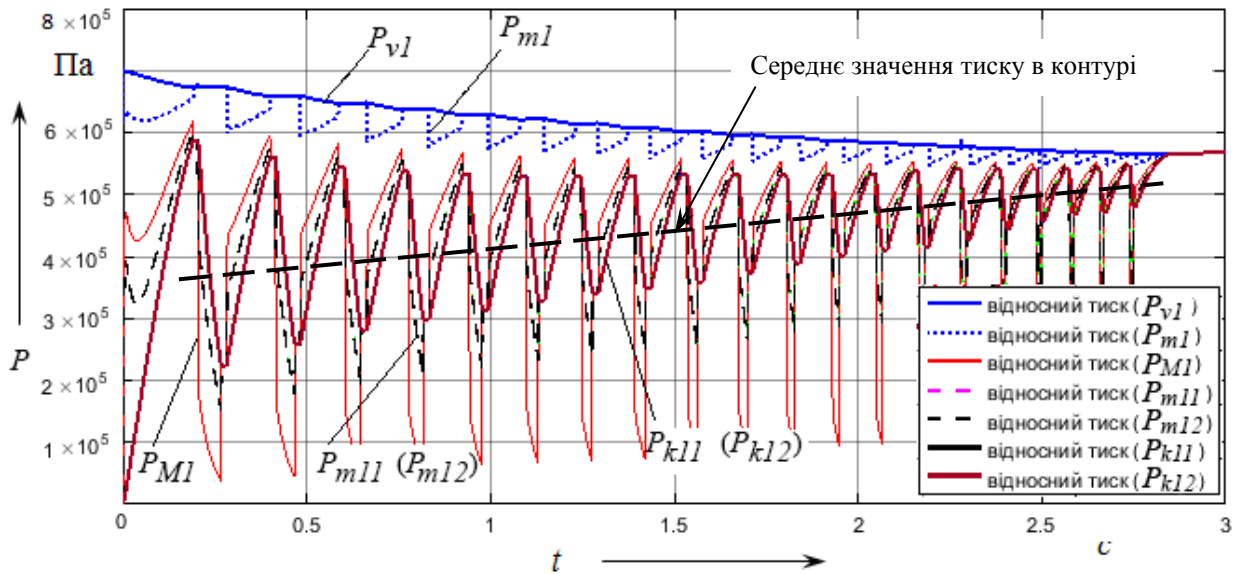


Рисунок 3.5 – Динамічні процеси зміни тиску в передньому контурі електропневматичного привода в режимі АБС (кут нахилу дорожнього покриття в бік обочини 1 град., маса автобуса 9500кг)

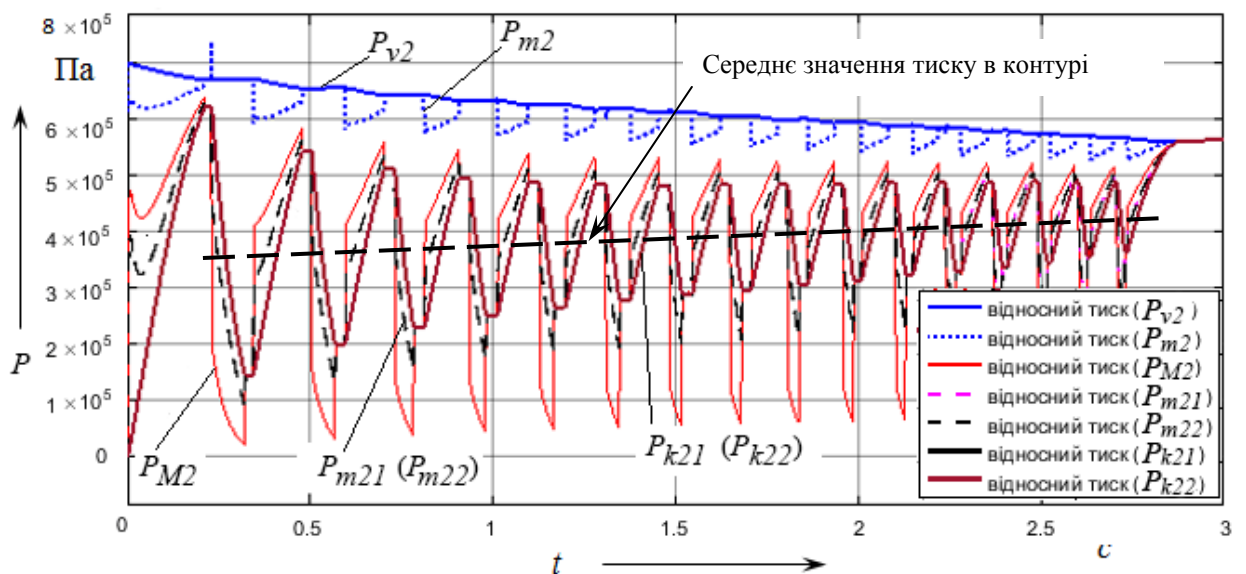


Рисунок 3.6 – Динамічні процеси зміни тиску в задньому контурі електропневматичного привода в режимі АБС (кут нахилу дорожнього покриття в бік обочини 1 град., маса автобуса 9500кг)

Також на основі результатів моделювання, зображених на рис. 3.5 та рис. 3.6, можна зазначити, що в передньому контурі ЕПГП середній робочий тиск підтримується на рівні 0,48 МПа, а в задньому – 0,39 МПа. Причому з аналізу моделювання робочого процесу, що протікає в передньому та задньому

контурі електропневматичного привода КТЗ, очевидно, що внаслідок інтенсивного протікання динамічних процесів під час взаємодії шини автомобільного колеса з поверхнею дорожнього покриття на початку процесу гальмування середній тиск менший, ніж наприкінці процесу гальмування КТЗ (пунктирна лінія на рис.3.5 та 3.6).

Як показують дослідження (рис. 3.7), врахування кута нахилу поверхні дорожнього покриття в бік обочини до 6 градусів призводить до зниження середнього тиску в ДЄ-ланках привода на 0,5 МПа, але в цілому характер зміни тиску зберігається.

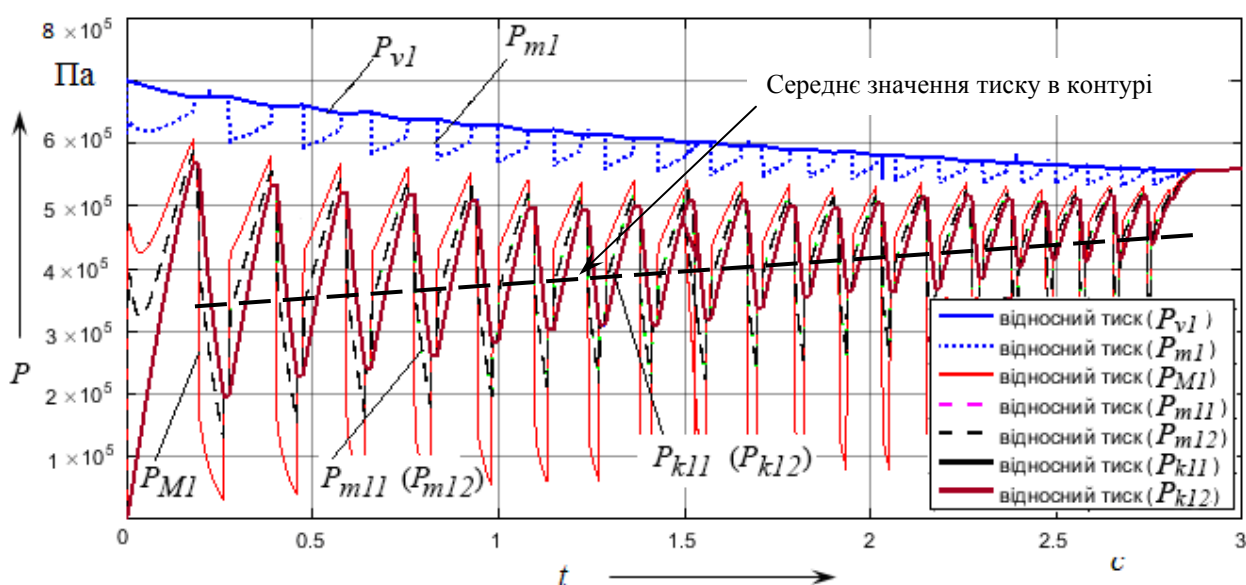


Рисунок 3.7 – Динамічні процеси зміни тиску в передньому контурі електропневматичного привода в режимі АБС (кут нахилу дорожнього покриття в бік обочини 6 град., маса автобуса 9500кг)

Детальний розгляд інтенсивності наповнення контуру ЕПГП (рис. 3.8) показує, що ДЄ-ланки привода можуть бути наповнені за час, менший ніж 0,3 с, але це не буде сприяти значному підвищенню ефективності гальмування, оскільки автоматизовані системи регулювання гальмового зусилля за рахунок часу розгальмовування автомобільного колеса знижують загальну ефективність гальмування КТЗ.

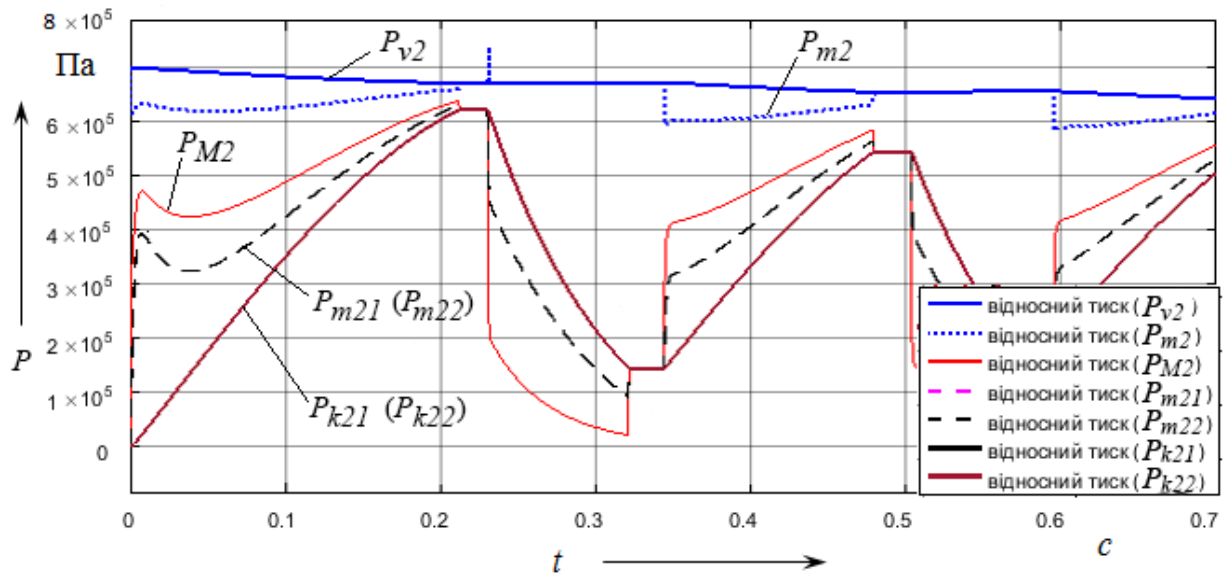


Рисунок 3.8 – Динамічні процеси зміни тиску в задньому контурі електропневматичного привода в режимі АБС на інтервалі часу від 0 до 0,7 с (кут нахилу дорожнього покриття в бік обочини 1 град., маса автобуса 9500кг)

Зниження часу розгальмовування автомобільного колеса, як показали експериментальні дослідження, наведені в розділі 4 цієї роботи, не дозволяють швидко вивести колесо зі стану блокування, тому необхідні інші підходи до організації алгоритмів роботи автоматизованих систем, які б забезпечили достатньо високу ефективність гальмування автомобіля.

Одним з таких підходів є розтягування процесів наповнення ДС-ланок приводу гальмової системи в межах від 0,2 до 0,5 МПа, але таке розтягування обмежено часом 0,6 с для пневматичного привода на початку процесу гальмування. Моделювання такого підходу показало (рис. 3.9 та рис. 3.10), що кількість циклів спрацювання автоматизованої системи регулювання гальмового зусилля зменшується на 20-30 % без значної зміни ефективності гальмування колісного транспортного засобу (ефективність гальмування погіршується не більше ніж на 1%, що відповідає збільшенню часу гальмування не більше ніж на 0,05 с).

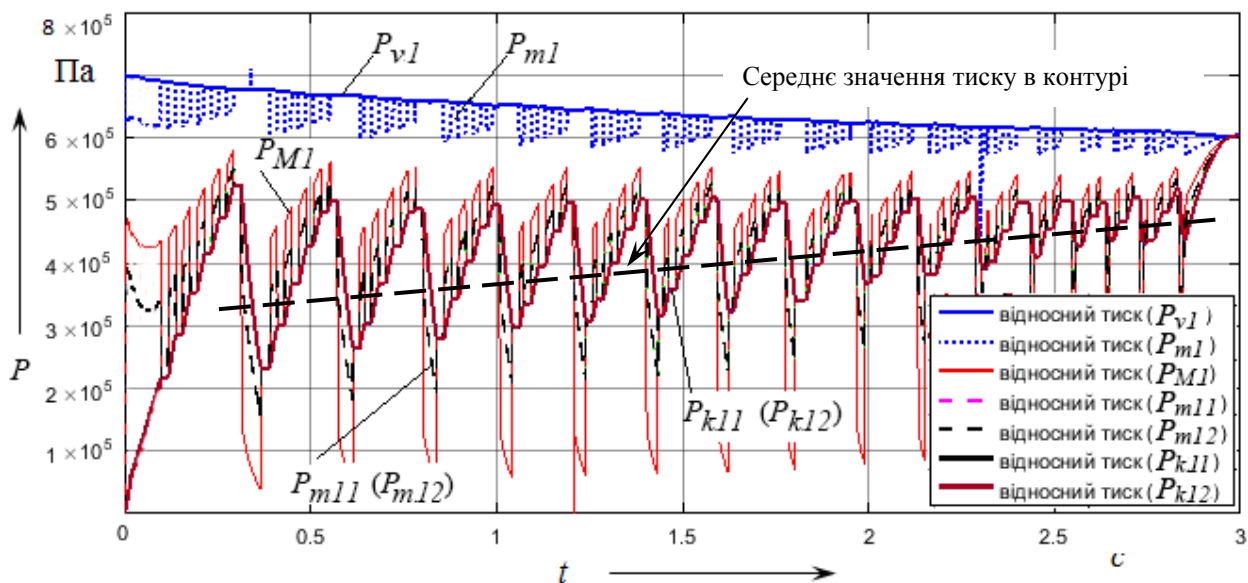


Рисунок 3.9 – Динамічні процеси зміни тиску в передньому контурі електропневматичного привода в режимі АБС з використанням підходу розтягування процесу наповнення гальмових камер (кут нахилу дорожнього покриття в бік обочини 6 град., маса автобуса 9500кг)

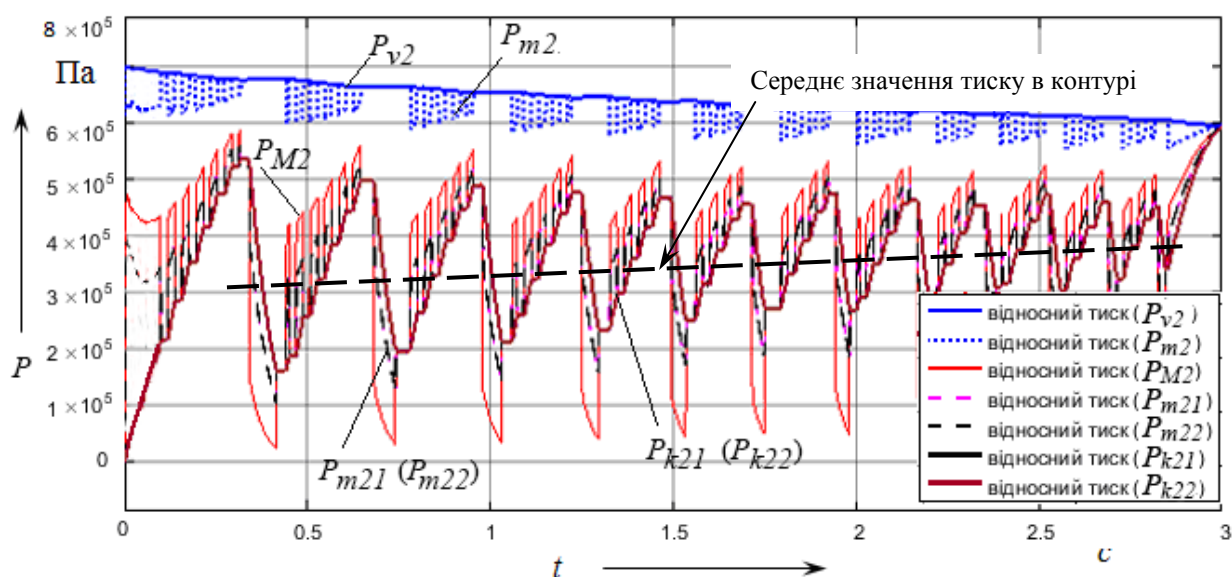


Рисунок 3.10 – Динамічні процеси зміни тиску в задньому контурі електропневматичного привода в режимі АБС з використанням підходу розтягування процесу наповнення гальмових камер (кут нахилу дорожнього покриття в бік обочини 6 град., маса автобуса 9500кг)

Слід також зазначити, що завантаженість гальмових механізмів при розтягуванні процесу наповнення гальмових камер зменшується, а отже, збільшується їх довговічність. При цьому порівняння результатів моделювання, зображених на рис. 3.7 та рис. 3.9, показує, що середні значення тиску в

ДС-ланках електропневматичного гальмового привода практично не змінюється і залишається в діапазоні від 0,38 до 0,5 МПа.

Зменшення кута нахилу дороги в бік обочини до 1 градуса, як і під час моделювання динаміки зміни тиску в ДС-ланках без розтягування процесу наповнення гальмових камер привода, призводить до підвищення середнього тиску в контурі ЕППП не більше ніж на 0,05 МПа.

Наповнення контуру ЕППП (рис. 3.11) з використанням підходу розтягування робочого процесу показує, що ДС-ланки привода наповнюються за час, більший ніж 0,3 с, але це в цілому не погіршує процес гальмування автомобіля, а навпаки, навіть призводить до підвищення ефективності гальмування КТЗ та зниження часу розгальмовування автомобільного колеса, оскільки динамічні процеси взаємодії шини автомобільного колеса з поверхнею дорожнього покриття стають не такими інтенсивними.

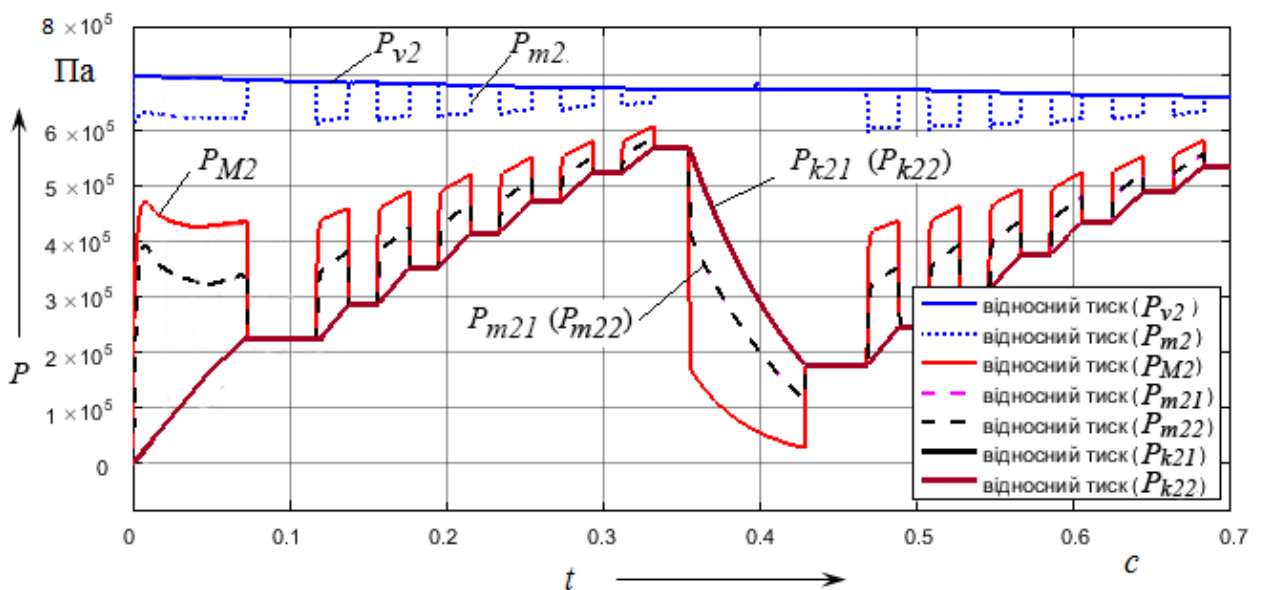


Рисунок 3.11 – Динамічні процеси зміни тиску в задньому контурі електропневматичного привода в режимі АБС на інтервалі часу від 0 до 0,7 с з використанням підходу розтягування процесу наповнення гальмових камер (кут нахилу дорожнього покриття в бік обочини 1 град., маса автобуса 9500кг)

З рис.3.9 та рис.3.10 очевидно, що кількість ступенів спрацювання модулятора тиску за один цикл наповнення гальмової камери на початку процесу гальмування та наприкінці відрізняється в 2 рази. Це пов'язано з підвищенням середнього значення тиску в приводі та зі зменшенням часу визначення критичного проковзування шин автомобільних коліс відносно опорної поверхні дорожнього покриття.

Також з аналізу динамічних процесів зміни тиску в задньому чи передньому контурі електропневматичного привода в режимі АБС з використанням підходу розтягування процесу наповнення гальмових камер можна побачити, що діапазон зміни тиску від максимальних до мінімальних значень тиску зменшується на 25 %, що призводить до меншого падіння тиску в ресивері на 5 %, який живить контур привода.

Слід зазначити, що із зменшенням маси КТЗ середній тиск у задньому контурі зменшується майже на 0,1 МПа та становить 0,3 МПа (рис. 3.12), а в передньому контурі залишається на рівні 0,45 МПа (рис. 3.13).

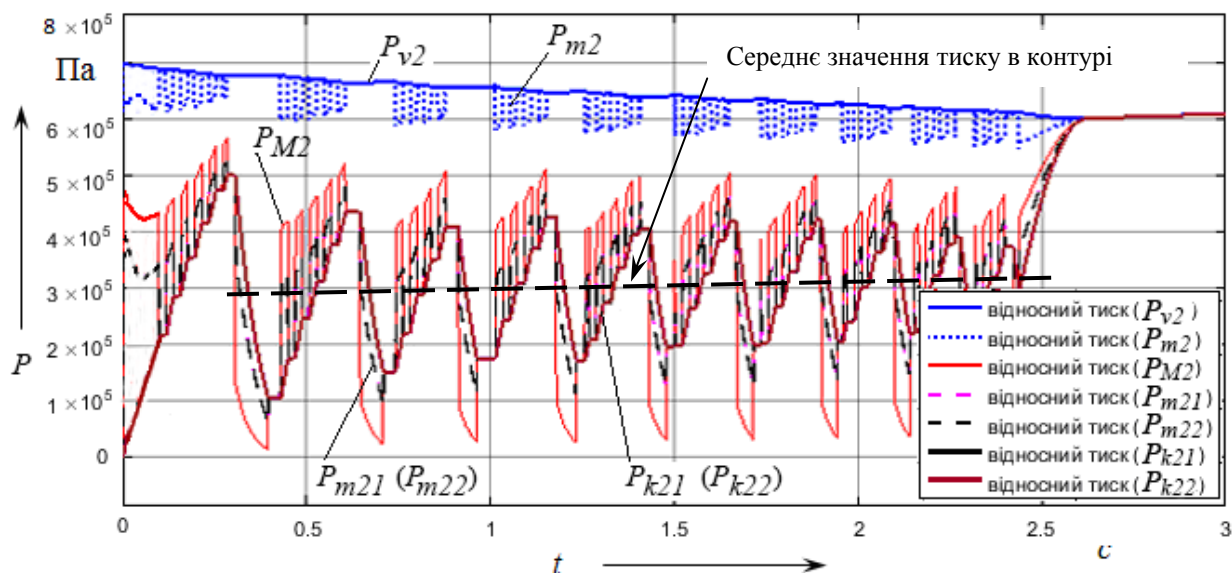


Рисунок 3.12 – Динамічні процеси зміни тиску в задньому контурі електропневматичного привода в режимі АБС з використанням підходу розтягування процесу наповнення гальмових камер (кут нахилу дорожнього покриття в бік обочини 1 град., маса автобуса 7200кг)



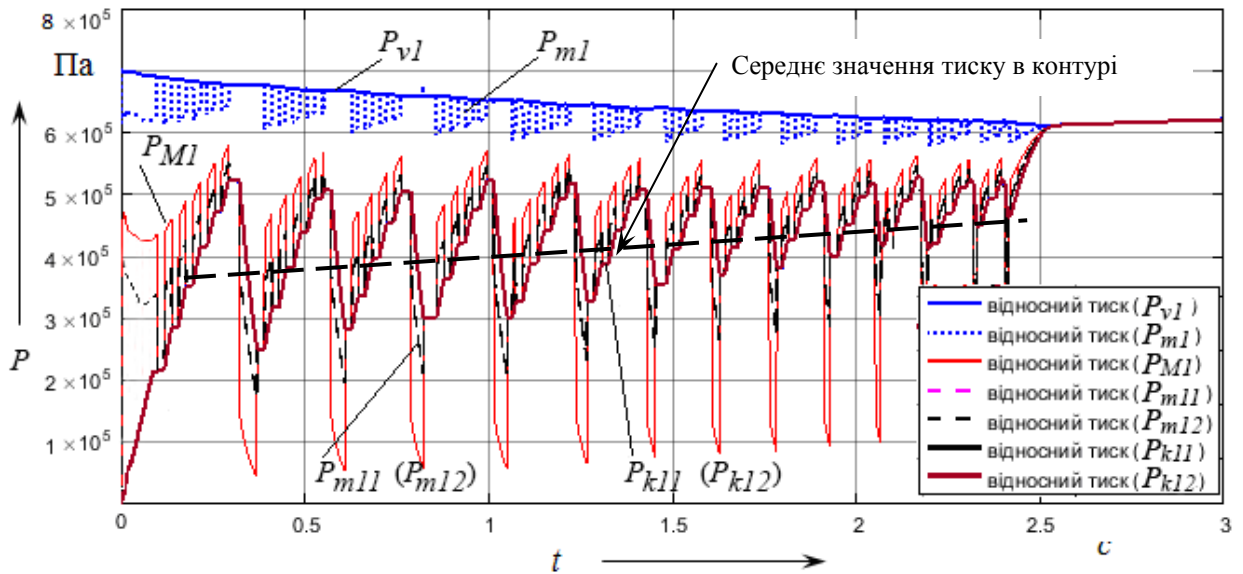


Рисунок 3.13 – Динамічні процеси зміни тиску в передньому контурі електропневматичного привода в режимі АБС з використанням підходу розтягування процесу наповнення гальмових камер (кут нахилу дорожнього покриття в бік обочини 1 град., маса автобуса 7200кг)

Аналіз процесів моделювання, зображених в підрозділі 3.4 на рис. 3.17 та рис. 3.20, з урахуванням аналізу процесів, що відбуваються у гальмовому приводі (рис. 3.5 – 3.13), показав, що зниження середнього тиску в приводі відбувається внаслідок зміни фізичних властивостей, які мають місце внаслідок взаємодії шин коліс транспортного засобу з дорожнім покриттям. Як показують дослідження, фізичні властивості шини суттєво залежать від навантаження на шину і тиску в шині, а також від швидкості обертання автомобільного колеса.

Також аналіз результатів, отриманих під час моделювання, показав, що розтягування процесів наповнення гальмових камер під час роботи електропневматичного гальмового привода зменшує навантаження на вестибулярний апарат водія та забезпечує більш комфортні умови в процесі екстреного гальмування колісного транспортного засобу за рахунок більш плавного зростання уповільнення (рис. 3.17, рис. 3.19 та рис. 3.20).

На основі результатів імітаційного моделювання можна зробити висновок, що раціональним характером зміни тиску в ДС-ланках привода ЕПГС під час екстреного гальмування КТЗ є швидке зростання тиску на початку робочого процесу (до 0,3 МПа – за час не більше ніж 0,3 с) та плавне зростання тиску під час подальшого гальмування (приріст тиску на 0,1 МПа повинен відбуватися за час, рівний або не менший ніж 1 с).

### 3.4 Обґрунтування вибору принципу керування електропневматичними модуляторами тиску на основі імітаційного моделювання динаміки руху транспортного засобу

Моделювання динаміки руху транспортного засобу, обладнаного ЕПГС, є складним завданням, яке вимагає поєднання робочих процесів, що відбуваються в ЕПП з робочими процесами взаємодії шин коліс КТЗ з поверхнею дорожнього покриття. Тому під час моделювання слід сформулювати окремі структурно-логічні схеми, які були б невід'ємними частинами структурно-логічної схеми транспортного засобу. За таку схему в роботі прийнято схему, зображену на рис.3.14.



Рисунок 3.14 – Структурно-логічна схема колісного транспортного засобу з електропневматичною гальмовою системою

В запропонованій структурно-логічній схемі КТЗ одну з найважливіших ролей відіграє структурно-логічна схема взаємодії автомобільних коліс з поверхнею дорожнього покриття (рис. 3.15). В її основу покладено теоретичні передумови, викладені в підрозділі 2.2.

На відміну від існуючих моделей використано підхід, що базується на теорії кріпа, який дозволяє врахувати особливості впливу ошинування коліс КТЗ на робочі процеси гальмового привода та критерії спрацьовування блоку керування ЕПГС.

Врахування особливостей будови дорожнього покриття (нахил дорожнього покриття в бік обочини (див. підрозділ 2.3)) дозволило оцінити його вплив на швидкість обертання автомобільних коліс лівого та правого борту автомобіля, а також визначити доцільність використання осьового принципу керування модуляторами електропневматичного гальмового привода колісного транспортного засобу.

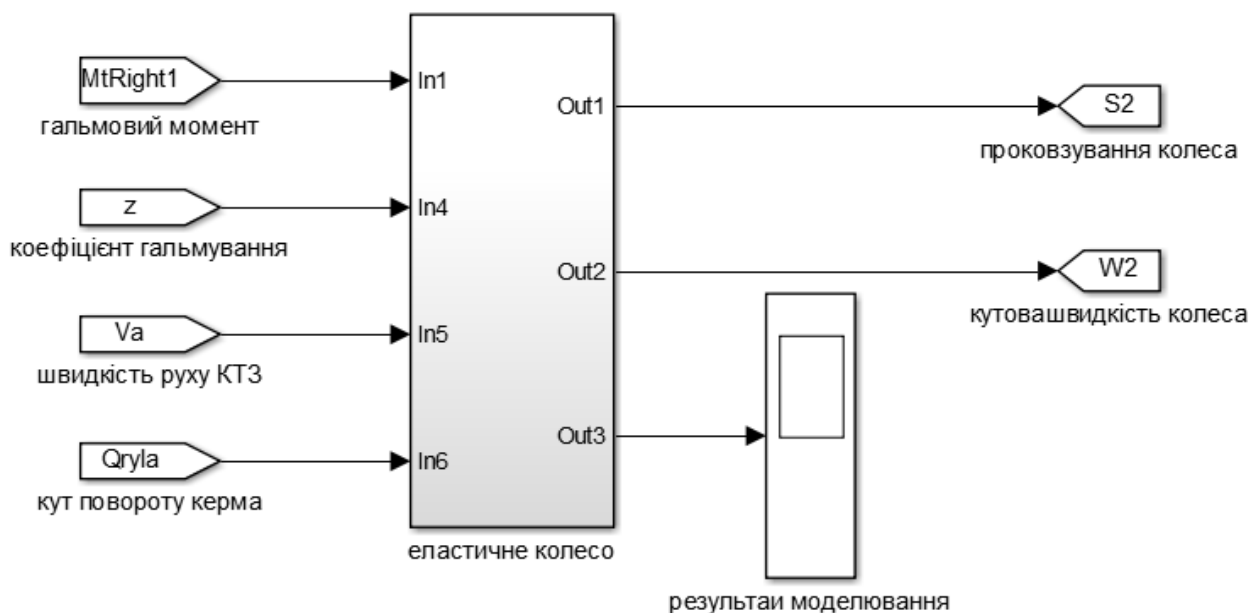


Рисунок 3.15 – Структурно-логічна схема реалізації моделі взаємодії автомобільного колеса з дорожнім покриттям

Так, під час імітаційного дослідження було встановлено, що на ефективність гальмування колісного транспортного засобу впливає перекриття фаз роботи автоматизованої системи регулювання гальмового зусилля заднього та переднього контуру. Під час одночасного спрацювання обох контурів на випуск загальна ефективність гальмування транспортного засобу знижується за рахунок одночасного розгальмовування автомобільних коліс (рис. 3.16 – 3.21).

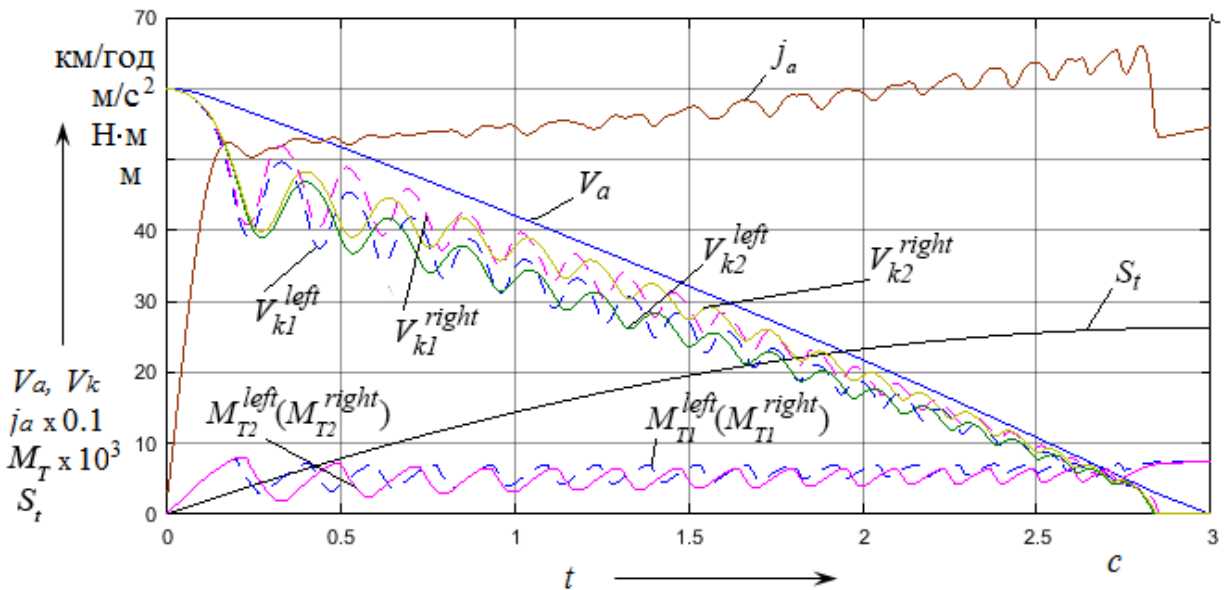


Рисунок 3.16 – Динаміка гальмування колісного транспортного засобу в режимі АБС (кут нахилу дорожнього покриття 1 град., маса автобуса 9500кг)

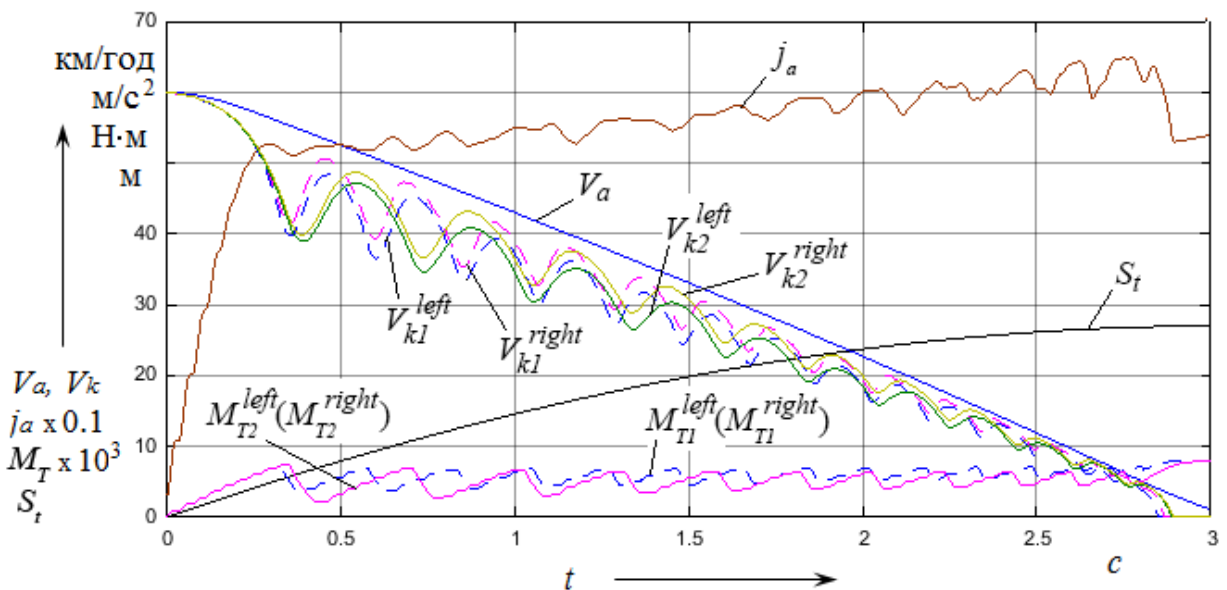


Рисунок 3.17 – Динаміка гальмування колісного транспортного засобу з ЕПГС (кут нахилу дорожнього покриття 1 град., маса автобуса 9500кг)

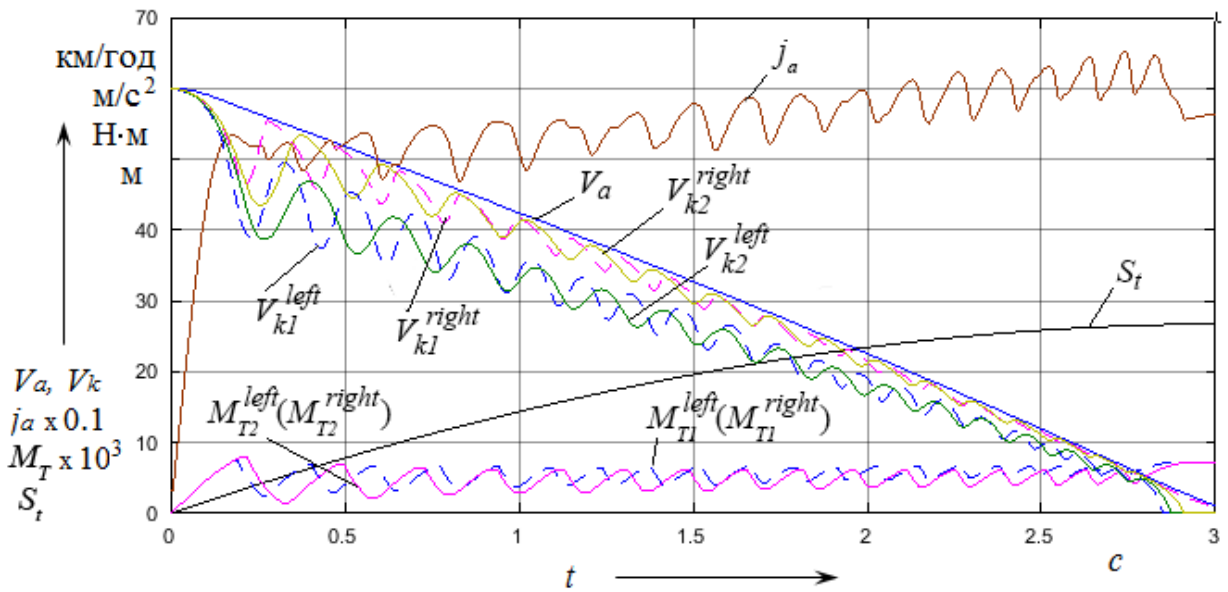


Рисунок 3.18 – Динаміка гальмування колісного транспортного засобу в режимі АБС (кут нахилу дорожнього покриття 6 град., маса автобуса 9500кг)

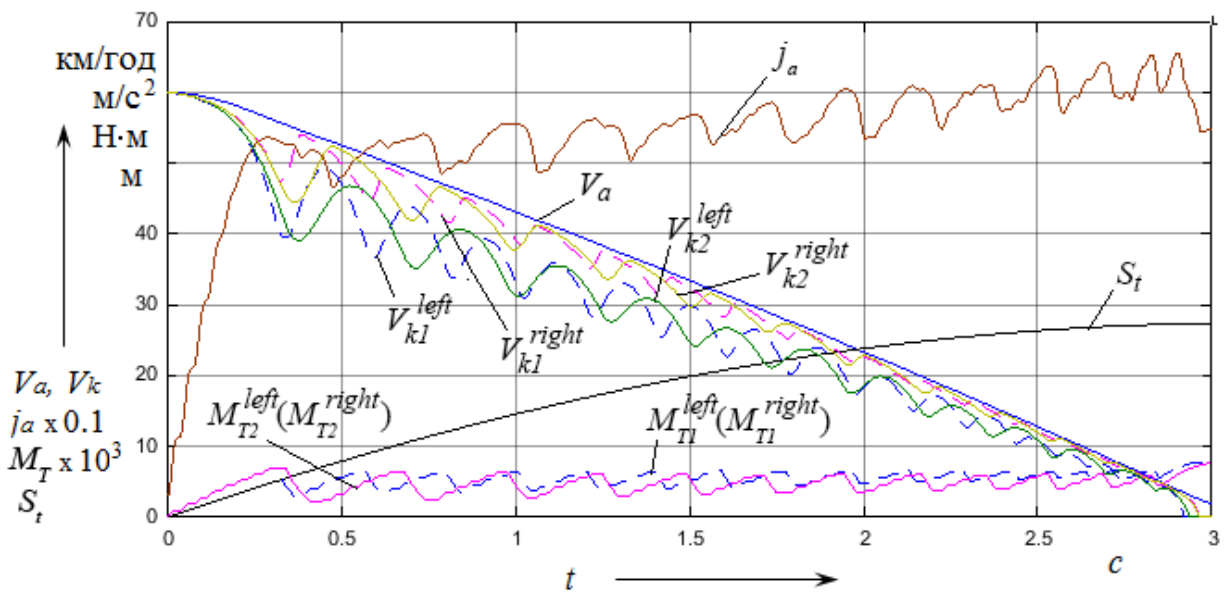


Рисунок 3.19 – Динаміка гальмування колісного транспортного засобу з ЕПГС (кут нахилу дорожнього покриття 6 град., маса автобуса 9500кг)

Крім того, під час дослідження було встановлено, що швидке зростання тиску в ДЄ-ланках привода призводить до частих спрацьовувань автоматизованої системи регулювання гальмового зусилля, які підтримують значення реалізованого зчеплення шини автомобільного колеса з дорожнім

покриттям в межах його максимуму. Під час використання ЕПТП кількість таких спрацьовувань може бути зменшена без втрати ефективності гальмування КТЗ, про що свідчать динамічні процеси, зображені на рис. 3.17, рис. 3.19 та рис. 3.20.

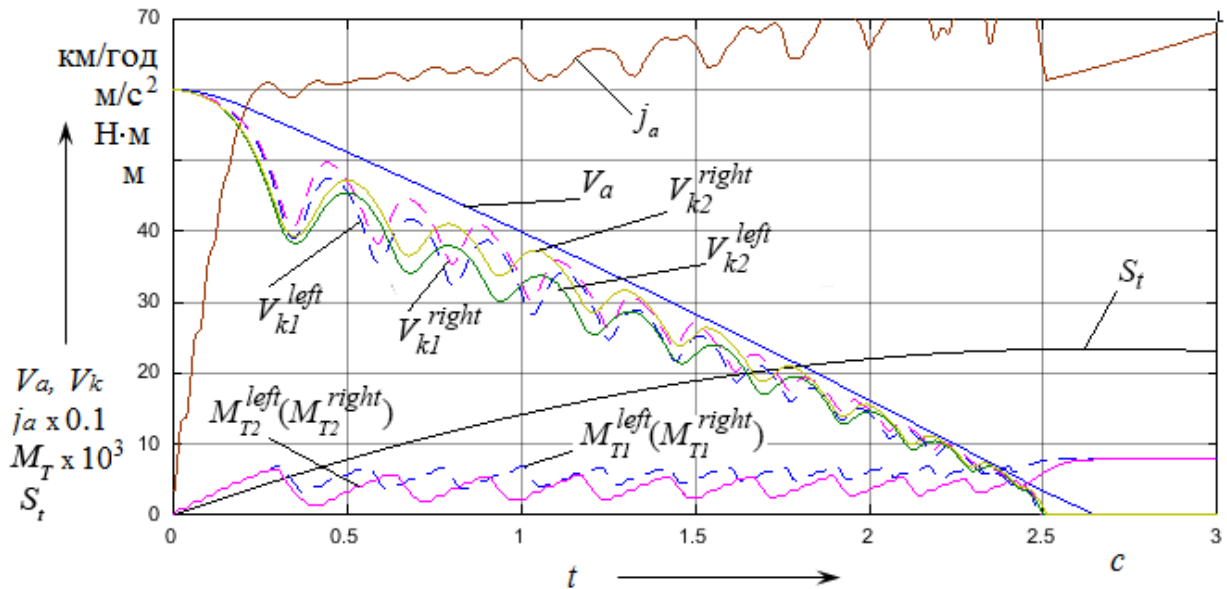


Рисунок 3.20 – Динаміка гальмування колісного транспортного засобу з ЕПТС (кут нахилу дорожнього покриття 1 град., маса автобуса 7200кг)

Аналіз динамічних процесів, які зображені на рис. 3.16 – 3.19, показує, що зі збільшенням кута нахилу дороги в бік обочини до 6 градусів зменшується навантаження на лівих колесах КТЗ і, як наслідок, це призводить до більш швидкого зростання проковзування шин лівого борту КТЗ відносно дорожнього покриття і втрати стійкості автомобіля.

На рис. 3.16 – 3.21 позначено:  $V_a$  – швидкість руху колісного транспортного засобу, км/год.;  $j_a$  – уповільнення КТЗ, м/с<sup>2</sup>;  $V_{k1}^{left}$  та  $V_{k1}^{right}$  – відповідні швидкості обертання переднього лівого та переднього правого колеса, км/год.;  $V_{k2}^{left}$  та  $V_{k2}^{right}$  – відповідні швидкості обертання заднього лівого та заднього правого колеса, км/год.;  $S_t$  – гальмовий шлях КТЗ, м;

$M_{T1}^{ieft}$  та  $M_{T1}^{right}$  – гальмові моменти, що створюється в відповідних гальмових механізмах лівих та правих передніх коліс КТЗ ( $M_{T1}^{ieft} = M_{T1}^{right}$  оскільки електропневматичний модулятор тиску розташований симетрично відносно лівої та правої гальмової камери), Н·м;  $M_{T2}^{ieft}$  та  $M_{T2}^{right}$  – гальмові моменти, що створюється в відповідних гальмових механізмах лівих та правих задніх коліс КТЗ ( $M_{T2}^{ieft} = M_{T2}^{right}$  оскільки електропневматичний модулятор тиску розташований симетрично відносно лівої та правої гальмової камери), Н·м.

Проблема втрати керованості КТЗ може бути вирішена шляхом вибору осевого принципу керування (*MIR*) електропневматичними модуляторами тиску по колесу відповідної осі, яке має найбільше значення проковзування шини відносно поверхні дорожнього покриття. При цьому можуть бути використані схеми розташування електропневматичних модуляторів тиску за типом *4S/4M*, *4S/3M* або *4S/2M* (див. підрозділ 1.2).

Слід зазначити, що при всіх рівних умовах схема з більшою кількістю модуляторів тиску є дорожчою, а ефективність гальмування КТЗ залишається на рівні ефективності, яка забезпечується схемою *4S/2M*.

Дослідження динаміки гальмування транспортного засобу в спорядженому стані показали, що із зменшенням ваги транспортного засобу (рис. 3.20) у порівнянні з максимальним його завантаженням (рис. 3.17) загальна ефективність гальмування зростає до 20%. Слід зазначити, що при зростанні уповільнення значення середнього тиску в гальмовому приводі ТЗ зменшується (див. рис. 3.5, рис. 3.6, рис. 3.12 та рис. 3.13). Це пов'язано із фізичними процесами, які відбуваються у плямі контакту шини з поверхнею дорожнього покриття, які розглянуто в підрозділах 2.2 та 2.3.

Відсутність кута нахилу дорожнього покриття в бік обочини веде до підвищення ефективності гальмування колісного транспортного засобу та

зменшення його гальмового шляху (рис. 3.21), але в умовах, коли на дорозі присутній шар води, виникає вірогідність втрати його стійкості.

При збільшенні кута нахилу дорожнього покриття внаслідок нерівномірності зростання проковзування шин лівих та правих коліс автомобіля спостерігається збільшення кількості осциляцій величини уповільнення (рис. 3.16 – 3.21), демпфірування яких необхідно враховувати під час проектування підвіски транспортного засобу на етапі його проектування.

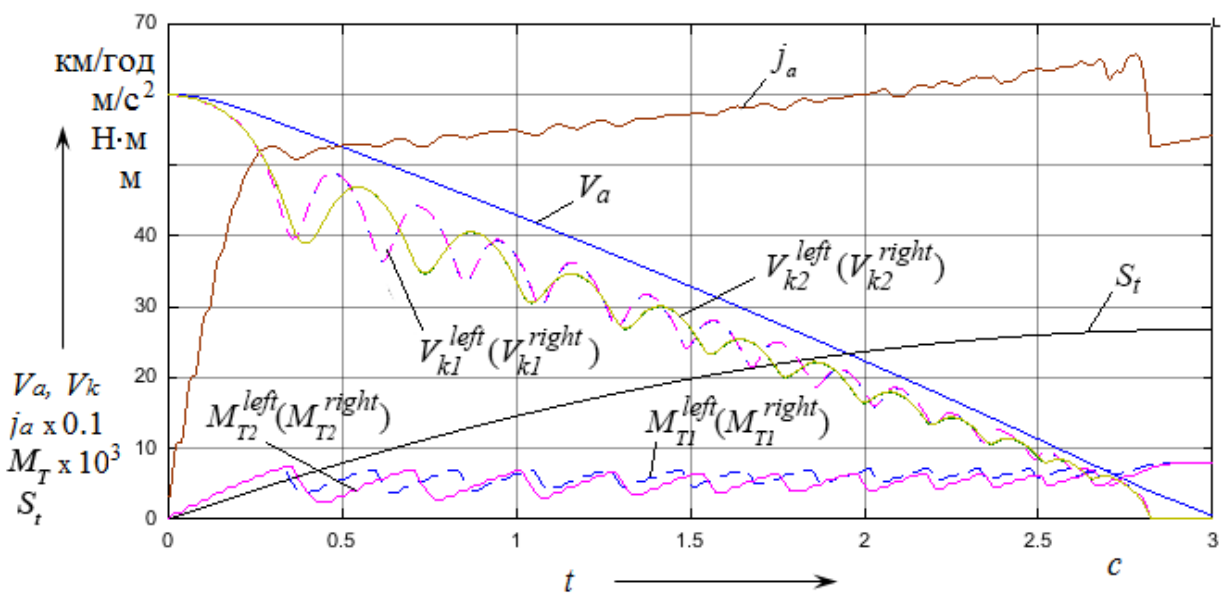


Рисунок 3.21 – Динаміка гальмування колісного транспортного засобу в режимі АБС (кут нахилу дорожнього покриття 0 град., маса автобуса 9500кг)

Аналіз отриманих результатів дослідження роботи електропневматичного гальмового привода в режимі АБС не суперечить проведеним дослідженням закордонних авторів [130], а навпаки, підтверджує правильність виконаних імітаційних досліджень.

Отже, аналіз результатів імітаційного моделювання динаміки руху КТЗ із системою регулювання гальмового зусилля та моделювання динаміки руху КТЗ з електропневматичним гальмовим приводом показав, що використання принципу керування *MIR* у електропневматичній гальмовій системі дозволяє



зменшити кількість циклів спрацювання автоматизованої системи без втрати ефективності гальмування колісного транспортного засобу, а використання схеми розташування модуляторів тиску типу *4S/2M* дозволяє знизити собівартість системи.

### **Висновки по розділу 3**

Дослідження процесу наповнення електропневматичного гальмового привода колісного транспортного засобу в різних навантажувальних режимах його руху дозволяють зробити наступні висновки:

1. Швидке зростання тиску в ДЄ-ланках привода призводить до частих спрацьовувань автоматизованої системи регулювання гальмового зусилля, тому під час проектування автоматизованої системи (в тому числі й електропневматичних апаратів ЕПП) слід прагнути до зменшення кількості циклів спрацьовувань із забезпеченням достатньо високої ефективності гальмування КТЗ.

2. Найбільш раціональним характером зміни тиску в ДЄ-ланках привода ЕПГС під час екстреного гальмування КТЗ є швидке зростання тиску на початку робочого процесу (до 0,3 МПа – за час не більше ніж 0,1 с) та плавне зростання тиску під час подальшого гальмування (приріст тиску на 0,1 МПа повинен відбуватися за час, рівний або не менший ніж 0,1 с).

3. Розтягування процесів наповнення робочим тілом (повітрям) гальмової камери електропневматичного гальмового привода колісного транспортного засобу зменшує навантаження на гальмовий механізм (до 20%) та підвищує його ресурс у порівнянні із циклічним процесом зміни тиску в приводі.

Основні результати дослідження з даного розділу опубліковані в наукових роботах [2, 4 – 11].

## РОЗДІЛ 4

### ЕКСПЕРЕМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

### ЕЛЕКТРОПНЕВМАТИЧНОЇ ГАЛЬМОВОЇ СИСТЕМИ КОЛІСНОГО

### ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

Для підтвердження результатів імітаційного дослідження та теоретичних передумов, які покладено в основу моделі динаміки руху транспортного засобу з електропневматичним гальмовим приводом необхідне проведення експериментальних досліджень у стендових та дорожніх умовах. Для реалізації таких досліджень потрібне спеціальне обладнання та відповідні датчики. Як таке обладнання під час досліджень по даній роботі використано вимірювально-реєструючий комплекс кафедри автомобілів ім. А.Б. Гредескула Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (ХНАДУ).

Вимірювальні датчики були проторовані на еталонних стендах та устаткуванні.

#### **4.1 Прилади, обладнання та апаратура для проведення досліджень**

**4.1.1 Вимірювально-реєструючий комплекс.** Вимірювально-реєструючий комплекс являє собою 12-бітний аналогово-цифровий перетворювач (АЦП), що дозволяє вимірювати величини з частотою до 200 Гц. Комплекс дозволяє одночасно обробляти та фіксувати до 27 фізичних величин (канали для під'єднання датчиків). Згідно з паспортними даними комплексу похибка проведення вимірювань за однією з фізичних величин не перевищує 0,08 % при напрузі живлення датчиків не більше 5 В.

Загальна похибка проведення вимірювань вимірювально-реєструючим комплексом з використанням усіх 27 каналів не перевищує 2,16%. При використанні меншої кількості каналів похибка виміру зменшується.

Принципова схема вимірювально-реєструючого комплексу, який використано для стендових та дорожніх експериментальних досліджень, наведена на рис. 4.1, а його загальний вигляд – на рис. 4.2.

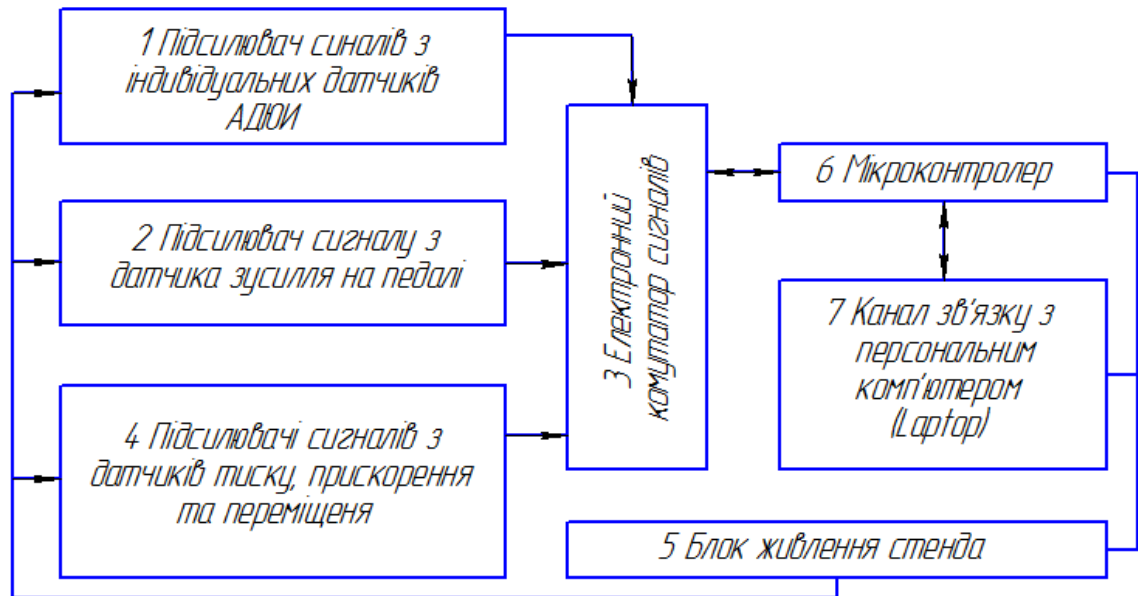


Рисунок 4.1 – Принципова схема вимірювально-реєструючого комплексу



Рисунок 4.2 – Загальний вид вимірювально-реєструючого комплексу

Вимірювально-реєструючий комплекс складається з друкованих плат на основі 4 мікропроцесорів, приймально-вивідного каналів та порту живлення комплексу від бортової мережі автомобіля або від акумулятора напругою 12 В.

Інтерфейс (рис.4.3) з'єднання вимірювально-реєструючого комплексу з портативним комп'ютером (*laptop*) побудовано на мові програмування C++, в середовищі Qt, яке має вільну ліцензію.



Рисунок 4.3 – Загальний вигляд інтерфейсу зв'язку вимірювально-реєструючого комплексу з портативним комп'ютером

У зазначеному інтерфейсі передбачено можливість проведення налаштування всіх датчиків, під'єднаних до відповідних каналів вимірювально-реєструючого комплексу, а також передбачено можливість фільтрації потоку даних, отриманих з датчиків з метою відсіювання випадкових величин, що виникають внаслідок дії зовнішніх перешкод.

Вимірювально-реєструючий комплекс дозволяє також відобразити отриману з датчиків інформацію на моніторі портативного комп'ютера у вигляді змінних за часом графічних кривих. Інформація на моніторі портативного комп'ютера може бути відображена з інтервалом часу від 0,05 до 0,002 с. Уся отримана інформація може бути збережена користувачем у вигляді текстового файлу з використанням розширення *\*.txt*, що дає можливість у подальшому користувачу імпортувати отримані дані в різні програмні продукти, такі як *Microsoft Excel* або *MATLAB*.

**4.1.2 Стенд для експериментальних досліджень.** Під час стендових експериментальних досліджень за допомогою вимірювально-реєстраційного комплексу фіксувалися: швидкість обертання колеса; швидкість обертання інерційних мас стенда; навантаження на колесо; гальмовий момент; тиск у гальмовому приводі; швидкість спрацьовування гальмового приводу; зусилля на гальмовій педалі; робочий хід штоку гальмової камери.

Схема інерційного стенда, який було використано під час стендових експериментальних досліджень, зображена на рис. 4.4.

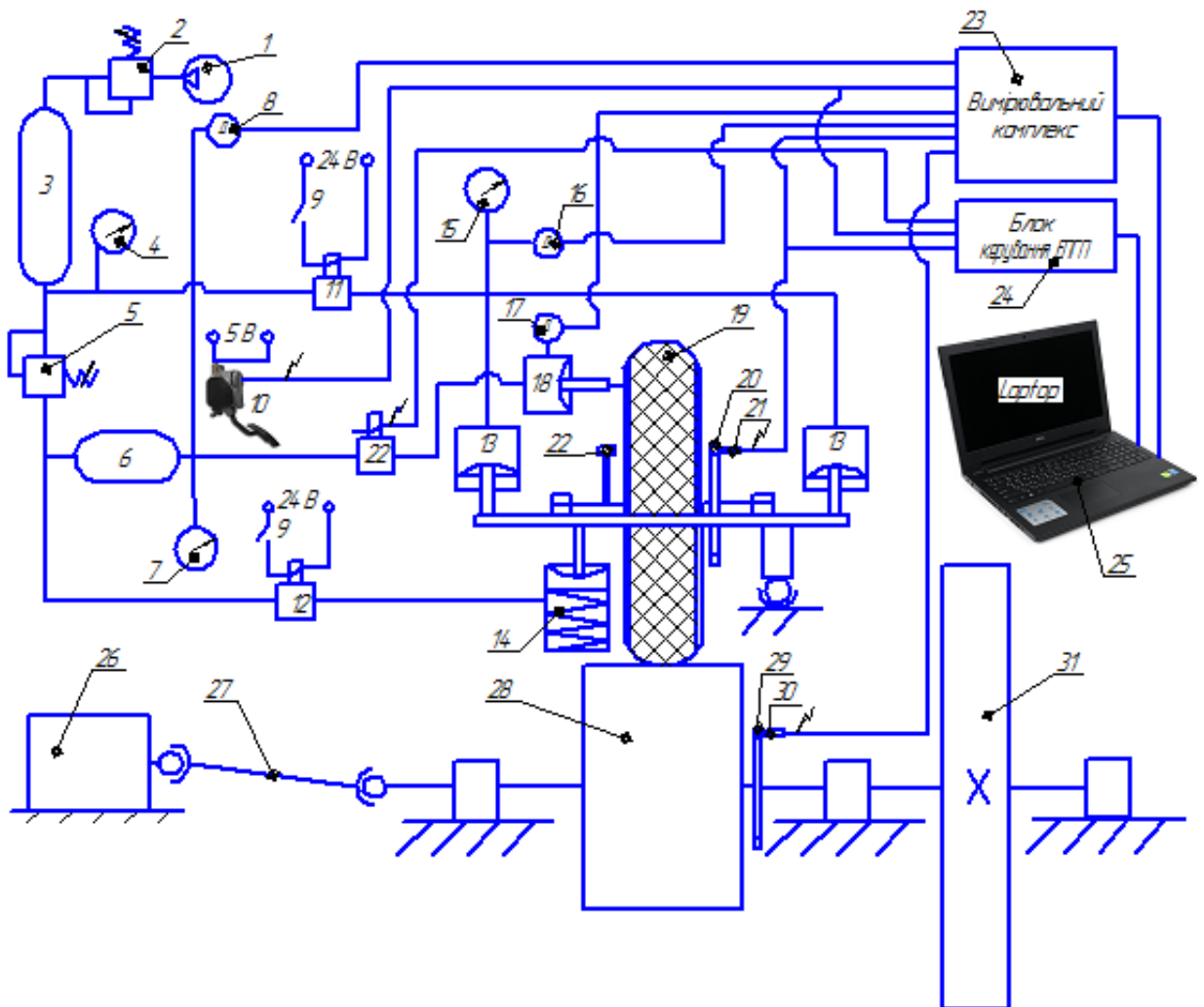


Рисунок 4.4 – Схема великого інерційного стенда на базі лабораторії кафедри автомобілів ім. А.Б. Гредескула Харківського національного автомобільно-дорожнього університету

Наведена схема інерційного стенда складається з наступних елементів: 1 – компресор моделі М 1555-2, 2 – автоматичний регулятор тиску (тиск спрацювання 1МПа), 3 – головний повітряний ресивер, 4, 7, 15 – манометр модель ЩБМ1-160 (шкала до 10 МПа, ціна ділення 0,25 МПа), 5 – ручний регулятор тиску *CAMMOZZI SA-R30-10*, 6 – ресивер компенсаційний, 8, 16, 17 – аналоговий датчик тиску, 9 – електронний ключ вмикання реле клапана, 10 – електронна гальмова педаль, 11, 12, 22 – електроклапан, 13 – подвійний циліндр навантаження колеса, 14 – циліндр підйому колеса, 18 – гальмовий циліндр (тип 20), 19 – колесо з шиною типорозміру 11.00 – R20, 20, 29 – кодове колесо *Knorr-Bremse* (100 зубців), 21, 29 – індуктивний датчик типу АДЮИ 407111.003М4, 22 – модулятор тиску ЕПП, 23 – вимірювально-реєструючий комплекс, 24 – блок керування ЕПП, 25 – ноутбук *DELL Inspiron 15-3521*, 26 – електродвигун привода стенда, 27 – привідний карданний вал, 28 – бігова доріжка інерційного стенда, 31 – інерційні маси стенда ( $I_b = 780 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ ).

**4.1.3 Обладнання для експериментальних досліджень електропневматичної гальмової системи у складі транспортного засобу.** На основі аналізу та теоретичного дослідження в конструкції електропневматичного гальмового привода використано пропорційні модулятори тиску з кроковими електричними двигунами (КЕД) [111, 112] з біполярною обмоткою. Загальні характеристики КЕД наведені в табл. 4.1.

З метою забезпечення оптимальної роботи крокових електричних двигунів модуляторів гальмового привода використано алгоритм роботи з функцією антиблокувальної системи, наведений в розділі 3 даної роботи.

Під час керування модуляторами тиску використано ступінчастий закон зміни тиску на етапі наповнення ДС-ланок електропневматичного гальмового привода подібно до того, як це описано в розділі 3.

Таблиця 4.1 – Технічні характеристики крокового електричного двигуна модулятора тиску

Характеристики рокового електричного двигуна (КЕД)	Номінальні значення
Тип електродвигуна	Електричний, гібридний, кроковий, універсальний, чотирифазний
Напруга фази, В	4,17
Струм фази, А	2,80
Опір фази, Ом	1,50
Індуктивність фази, мГн	6,80
Напруга живлення двигуна, В	12,0
Похибка, %	5,0
Маса електродвигуна, кг	1,40
Момент на валу електродвигуна, кг/см	31,0

Блок керування (ЕБК) електропневматичною гальмовою системою (див. підрозділ 4.1.4) забезпечує паралельне керування двома осьовими модуляторами тиску (рис. 4.5), які розташовано відповідно в передньому та задньому контурі ЕППІ колісного транспортного засобу.

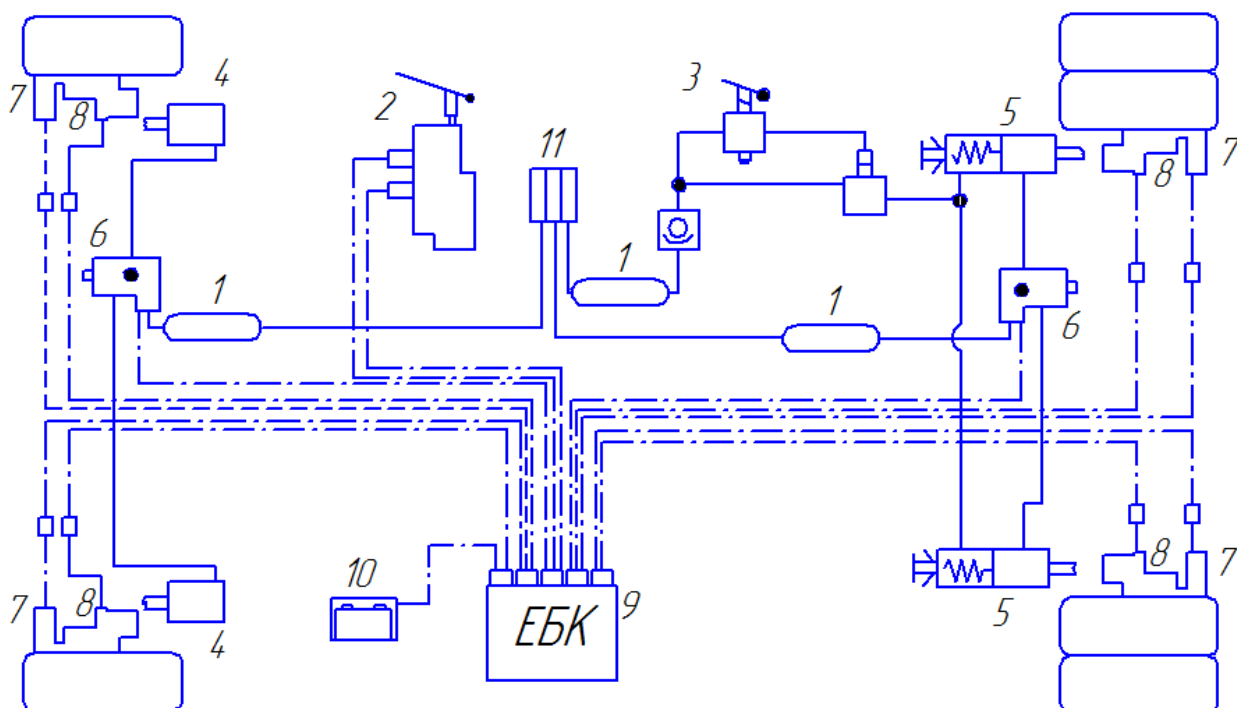


Рисунок 4.5 – Схема електропневматичної гальмової системи прийнята для дослідження динаміки гальмування автобуса МАЗ-256200

На рис. 4.5 зображено: 1 – пневматичні ресивери, 2 – електронна гальмова педаль, 3 – стоянковий гальмовий кран, 4 – робочі гальмові камери, 5 – робочі гальмові камери з енергоакумуляторами, 6 – модулятори тиску, 7 – датчики обертання коліс, 8 – датчики тиску, 9 – електронний блок керування (ЕБК), 10 – акумуляторна батарея ТЗ; 11 – компресор.

Вхідними сигналами для організації процесу керування ЕПГП з функцією антиблокувальної системи є: сигнал з електронної гальмової педалі (рис. 4.6) та сигнали з датчиків частоти обертання коліс транспортного засобу (рис. 4.7). Технічні характеристики гальмової педалі та датчиків частоти обертання коліс наведені в таблиці 4.2 та 4.3 відповідно.

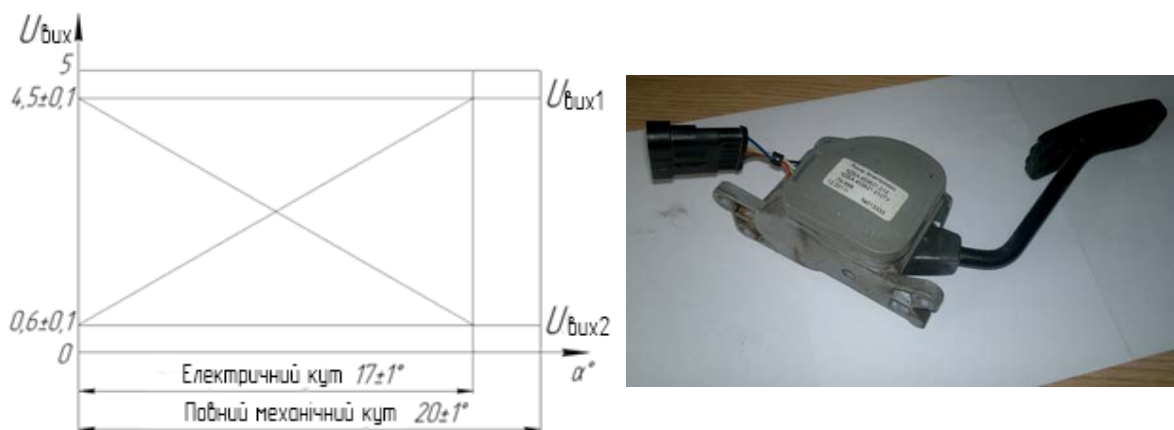
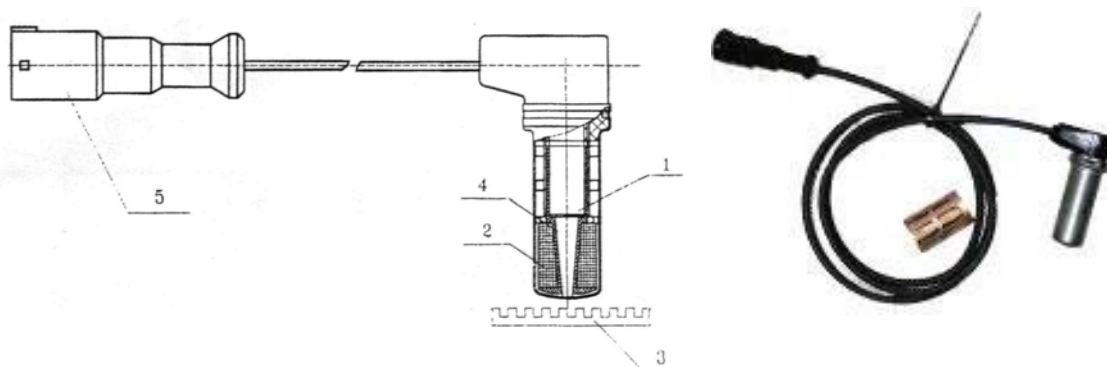


Рисунок 4.6 – Принципова електрична схема та загальний вигляд модуля гальмової педалі типу КДБА.453621.001

Формування керуючих сигналів у ЕПГП здійснюється за допомогою педального модуля типу КДБА.453621.001 та датчика типу АДЮИ 407111.003 МЧ. Педальний модуль, який застосовується як педаль, акселератора дизельних двигунів автомобілів сімейства ГАЗ, МАЗ, КмаАЗ (рис. 4.6). Застосований педальний модуль не вимагає в процесі його експлуатації додаткового технічного обслуговування чи регулювань. Основні технічні характеристики педального модуля наведені в табл. 4.2.





1 - магніт; 2 - обмотка; 3 - зубчасте колесо гальмового диску;

4 – концентратор магнітного поля; 5 – роз’єм з електричним дротом

Рисунок 4.7 – Електромагнітний датчик частоти обертання коліс

типу АДЮИ 407111.003.МЧ

Таблиця 4.2 – Технічні характеристики модуля КДБА.453621.001

Характеристики	Величина, не більше
Маса модуля в зборі	0,6 кг
Максимальне зусилля, яке прикладається до привідної педалі	50 кг
Номінальна напруга живлення модуля	$5 \pm 0,25$ В
Функціональна характеристика роботи потенціометру модуля	лінійна
Режим роботи	Довготривалий S1 за ГОСТ 3940
Ступінь захисту та вологозахищеність	IP55 за ГОСТ 14254

Педальний модуль містить два потенціометри, що необхідно для забезпечення можливості контролю достовірності інформації, яка надходить від органу керування. Враховуючи наявність одночасно двох потенціометрів, з’являється можливість одним контролювати роботу іншого.

На рис. 4.6 приведена функціональна характеристика потенціометра застосованого в модулі, відповідно до якої один потенціометр має лінійну характеристику від 0,5 В до 4,5 В, а інший навпаки.

Таблиця 4.3 – Технічні характеристики датчика АДЮИ 407111.003.МЧ

Характеристики	Величина, не менше
Маса датчика	0,03 кг
Формування амплітуди вихідного сигналу при швидкості обертання автомобільного колеса	0,17 об/сек.
Номінальна напруга живлення	5±0,25 В
Опір обмотки котушки при зазорі між ротором (0,7±0,01мм)	1 МОм
Діапазон робочих температур	-40...+125 °С
Режим роботи	Довготривалий S1 за ГОСТ 3940
Ступінь захисту та вологозахищеність	IP65 за ГОСТ 14254

Датчик АДЮИ 407111.003.МЧ працює разом із зубчастим колесом, який встановлено на маточину колеса транспортного засобу. Основні характеристики зубчастих коліс, які були використані в роботі наведені в табл. 4.4.

Таблиця 4.4 – Технічні характеристики зубчастого колеса *Knorr-Bremse*

Позначка	Найменування	Номінальний розмір	Допустимі відхилення
Z	Число зубців	100	–
t	Крок	9	–
t <sub>p</sub>	Похибка кроку	3,6	±5'
T <sub>p</sub>	Сумарна похибка кроку	3,6	±5'
c/t	Відношення повітряного зазору до кроку	0,5	–
h	Висота зуба	6 мм	±0,2 мм
R <sub>a</sub>	Радіус вершини зуба	286 мм	±0,05 мм
R <sub>c</sub>	Радіус основи зуба	280 мм	±0,05 мм
c	Повітряний зазор	4,5 мм	±0,1 мм
b	Ширина колеса	12 мм	±0,2 мм
α	Кут зачеплення	0°	±0,1°
–	Профіль зуба	прямокутний	–
a	Радіальне биття	<0,1 мм	–

Для керування модуляторами тиску ЕППП використано кроковий електродвигун, загальний вигляд якого представлено на рис. 4.8, а технічні характеристики наведені в табл. 4.5.



Рисунок 4.8 – Кроковий електричний двигун керування пропорційним модулятором ЕППП

Таблиця 4.5 – Технічні характеристики крокового електродвигуна

Характеристики	Величина, не більше
Маса електродвигуна	0,52 кг
Максимальне зусилля, яке прикладається до вала ротора	0,2 кг
Номінальна напруга живлення обмотки двигуна	12±0,25 В
Функціональна характеристика роботи	крокова
Режим роботи	Довготривалий S1 за ГОСТ 3940
Ступінь захисту та вологозахищеність	IP55 за ГОСТ 14254

Як датчик зворотнього зв'язку з ротором електричного крокового двигуна у схемі ЕППП використовується датчик положення дросельної заслінки автомобілів сімейства “Daewoo“, безконтактний, типу 3302.3855. Загальний вигляд датчика наведено на рис. 4.9, а технічні характеристики в табл. 4.6.

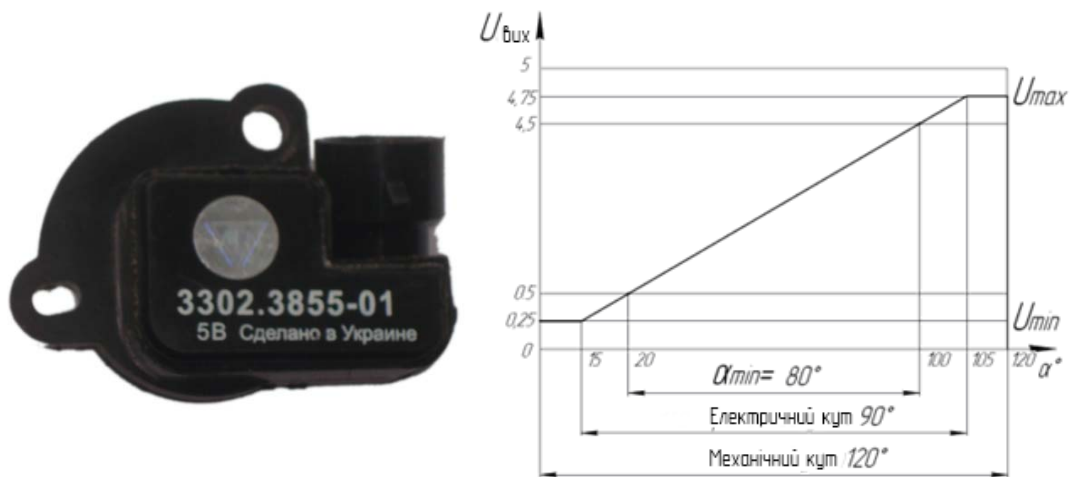


Рисунок 4.9 – Датчик положення ротора крокового електричного двигуна та його функціональна характеристика

Таблиця 4.6 – Технічні характеристики датчика типу 3302.3855

Характеристики	Величина, не більше
Маса виробу	0,025 кг
Номінальна напруга живлення	12 В
Вхідна робоча напруга датчика	$5 \pm 0,25$ В
Робочий кутовий діапазон	$23^{\circ} \dots 107^{\circ}$
Температурний діапазон роботи	$-40^{\circ}\text{C} \dots +140^{\circ}\text{C}$
Допустима нелінійність характеристики в робочому кутовому діапазоні	$\pm 1,5 \%$
Ступінь захисту та вологозахищеність	IP65 за ГОСТ 14254

Схема розташування вимірювального обладнання на пересувній лабораторії МАЗ-256200 та складових елементів електропневматичного гальмового привода, який досліджується, наведена на рис. 4.10. Вимірювання реальної швидкості руху транспортного засобу забезпечується за рахунок додатково встановленого п'ятого колеса (на рис. 4.10 позначено  $V_a$ ).

Під час руху транспортного засобу фіксувались прискорення за допомогою трикоординатних датчиків типу *ММА7260QT*.

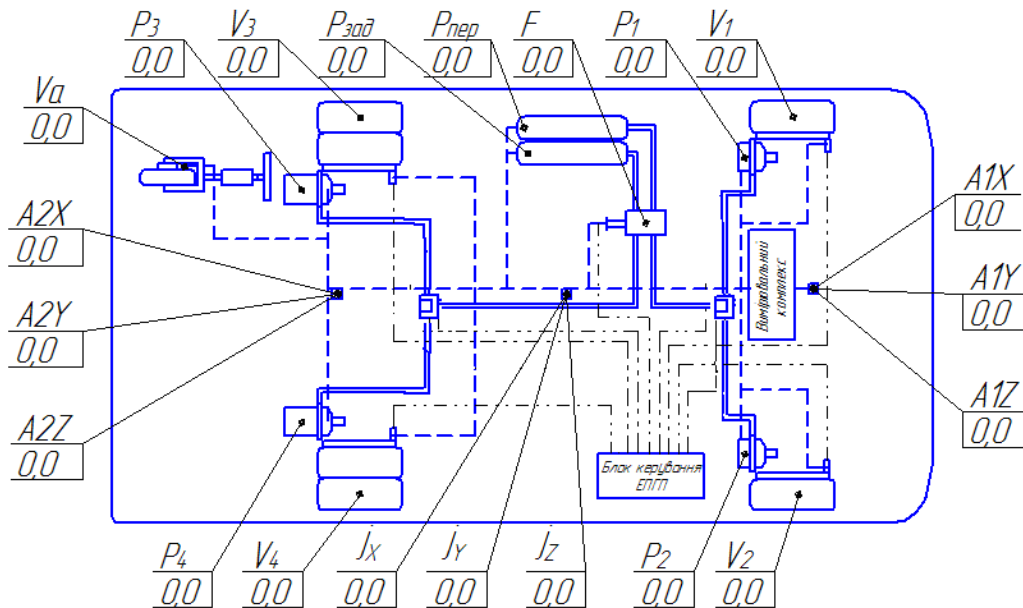
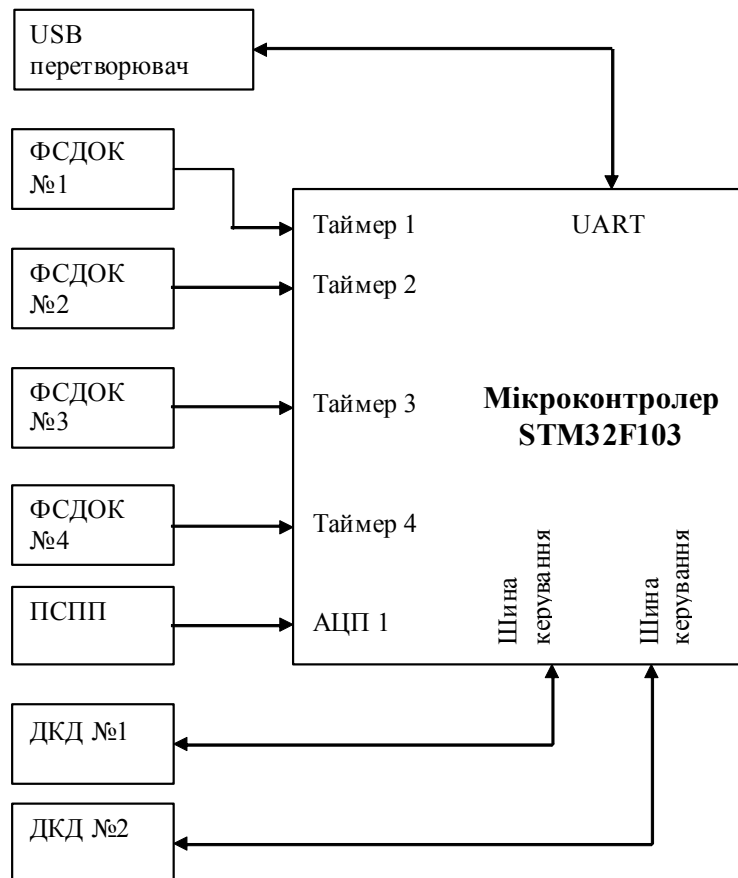


Рисунок 4.10 – Схема розміщення датчиків вимірювально-реєструючого комплексу та елементів ЕПГП на автобусі MAZ-256200

На рис.4.10 позначено:  $V_1$  та  $V_2$  – відповідно датчики швидкості обертання переднього лівого та переднього правого автомобільного колеса;  $V_3$  та  $V_4$  – відповідно датчики швидкості обертання заднього лівого та заднього правого автомобільного колеса;  $V_a$  – датчик швидкості обертання п'ятого колеса, додатково встановленого на КТЗ;  $P_{пер}$  та  $P_{зад}$  – відповідно датчики тиску встановлені в ресиверах переднього та заднього контуру пневматичного гальмового привода КТЗ;  $P_1$  та  $P_2$  – відповідно датчики тиску встановлені в передній лівій та передній правій гальмовій камері;  $P_3$  та  $P_4$  – відповідно датчики тиску встановлені в задній лівій та задній правій гальмовій камері;  $F$  – датчик зусилля встановлений на педалі гальма;  $A1$  – датчик прискорення встановлений на передньому мосту КТЗ, який здатний вимірювати прискорення в площинах  $X$ ,  $Y$  та  $Z$ ;  $A2$  – датчик прискорення встановлений на задньому мосту КТЗ, який здатний вимірювати прискорення в площинах  $X$ ,  $Y$  та  $Z$ ;  $j$  – датчик прискорення встановлений в центрі ваги КТЗ, який здатний вимірювати прискорення в площинах  $X$ ,  $Y$  та  $Z$ .

**4.1.4 Система керування електропневматичною гальмовою системою.** Електронний блок керування (ЕБК) являє собою 12 бітний пристрій у вигляді аналогово-цифрового перетворювача (АЦП) сигналів для приймання аналогових сигналів з гальмової педалі та датчиків частоти обертання автомобільних коліс. ЕБК складається з: підсилювача сигналів з датчиків обертання автомобільних коліс, мікроконтролера, АЦП, модуля керування кроковими двигунами модуляторів тиску, модуль *Universal Serial Bus (USB)* для виведення та збереження інформації на персональному комп'ютері. Структурна схема блоку керування зображена на рис. 4.11.



ФСДОК – формувач сигналу датчика обертання колеса;

ПСПП – підсилювач сигналу положення педалі; ДКД – драйвер крокового двигуна; АЦП – аналогово-цифровий перетворювач;

*UART* – інтерфейс послідовного зв'язку

Рисунок 4.11 – Структурна схема електронного блоку керування

Елементна база блоку керування розташована в пластиковому корпусі та має декілька виводів для керування пропорційними модуляторами тиску. Загальний вигляд елементної бази блоку керування з мікроконтролером *STM32F103* зображено на рис. 4.12.



Рисунок 4.12 – Елементна база електронного блоку керування (ЕБК)

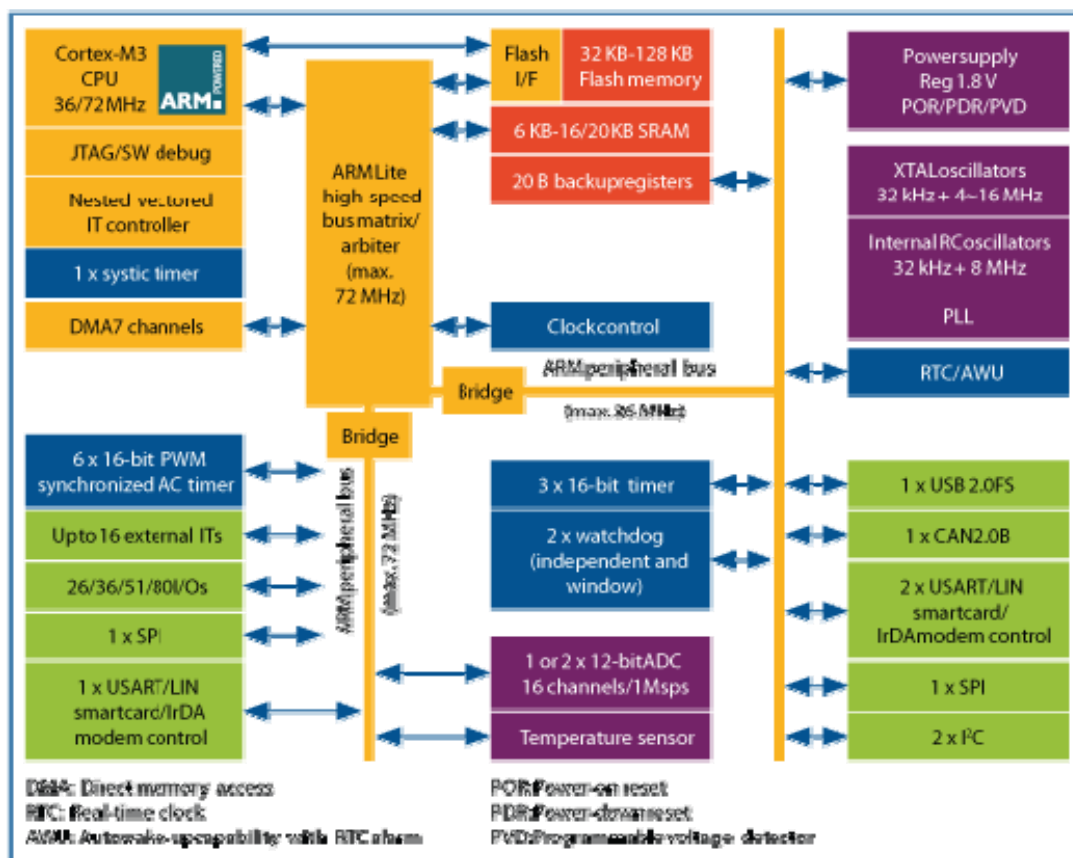


Рисунок 4.13 – Структурна схема мікроконтролера типу *STM32F103*

На друкованій платі (рис. 4.12) з подвійною металізацією розташовано формувач сигналу датчика обертання колеса, підсилювач сигналу положення педалі, драйвер крокового двигуна, аналогово-цифровий перетворювач, інтерфейс послідовного зв'язку.

Формувач сигналу датчика обертання колеса складається з операційного підсилювача, зібраного за схемою «перетворювач струму в напругу», на виході якого отримується сигнал прямокутної форми достатнього рівня (від 0 В до 3 В). Цей сигнал подається на входи розрахунків таймера мікроконтролера типу *STM32F103* (рис. 4.13) фірми *STMicroelectronics* для визначення основних вихідних керуючих дій, що регулюють рівень обертання ротора крокового електродвигуна.

Підсилювач сигналу положення педалі гальма складається з двох операційних підсилювачів, увімкнених за схемою повторювача напруги. Ці підсилювачі забезпечують великий вхідний опір і тим само не вносять спотворення в роботу потенціометрів (не шунтують сигнал) датчика, вмонтованого в педаль гальма (рис. 4.6).

Драйвер крокового двигуна складається з силової частини та контролера. Силова частина драйвера є напівпровідниковим підсилювачем потужності, призначення якого перетворити імпульси струму, що подаються на фази двигуна в переміщення його ротора: один імпульс - один точний крок чи мікрокрок. Силова частина драйвера також забезпечує утримання струму протягом деякого часу, а також здійснює швидке ввімкнення та вимкнення струмів, щоб швидкісні і навантажувальні характеристики привода відповідали поставленій меті керування.

Аналогово-цифровий перетворювач (АЦП) призначений для перетворення аналогового сигналу – напруги у відповідний цифровий код. АЦП, яке входить до складу мікроконтролера, має розрядність 12 біт. Роздільна можливість АЦП для діапазону від 0 В до 5 В становить 0,00122 В.



Інтерфейс послідовного зв'язку (*UART*) призначений для передачі даних в перетворювач *UART - USB* та необхідний для обміну інформацією (даними) мікроконтролера з персональним комп'ютером користувача.

Мікроконтролер *STM32F103* побудований на базі ядра *ARM Cortex-M3*, яке дозволяє керувати кроковими двигунами у часі, близькому до реального.

## 4.2 Дослідження динаміки гальмування колісного транспортного засобу з електропневматичним гальмовим приводом

### 4.2.1 Попередні дослідження роботи електропневматичного гальмового привода в стендових умовах

Проведені попередні стендові експериментальні дослідження роботи ЕПГП в режимі АБС показали, що під час роботи автоматизованої системи відбувається затримка реагування зміни гальмового моменту на зміну тиску в гальмовій камері (рис. 4.14).

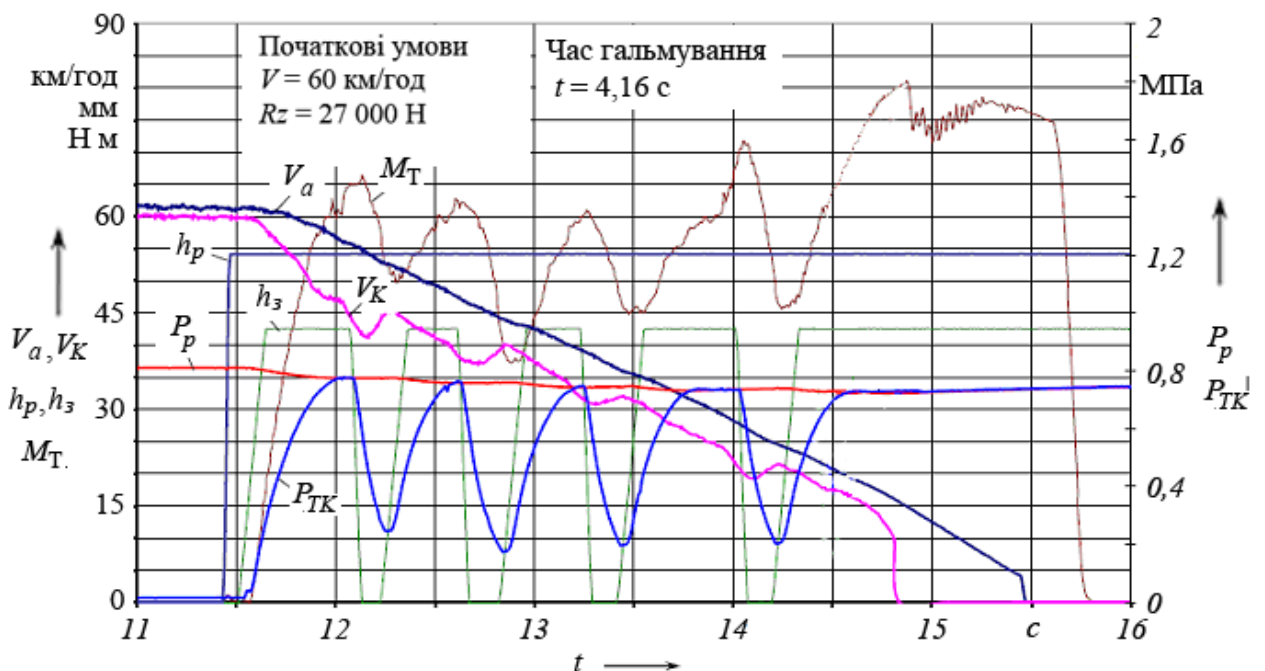


Рисунок 4.14 – Експериментальні дослідження роботи ЕПГП у режимі АБС з використанням швидкого темпу наповнення гальмової камери ( $t_n=0,2$  с)

На рис. 4.14 – рис. 4.17 позначено:  $V_a$  – лінійна швидкість руху маси інерційного стенду, км/год;  $V_k$  – лінійна швидкість руху колеса приведена до його вісі, км/год;  $M_T$  – гальмовий момент, Н·м;  $h_p$  – переміщення гальмової педалі, мм;  $h_3$  – переміщення штоку модулятора тиску, мм;  $P_p$  – тиск у ресивері, МПа;  $P_{TK}$  – тиск в гальмовій камері, МПа;  $R_z$  – навантаження на автомобільне колесо, Н;  $V$  – початкова швидкість гальмування, км/год;  $t$  – час гальмування, с;  $S$  – проковзування автомобільного колеса відносно опорної поверхні, %.

Так, спираючись на експериментальні дослідження зображені на рис. 4.14, було встановлено, що час реагування величини гальмового моменту на величину тиску в гальмовій камері становить близько 0,05 с як у процесі її наповнення, так і під час її спорожнення, що порівняно з часом блокування колеса в умовах ожеледиці.

Дослідження режимів роботи ЕППП з функціями АБС під час циклічного наповнення та спорожнення гальмової камери (рис. 4.15) підтвердили теоретичні дослідження, виконані в розділі 3. Аналіз результатів експериментальних досліджень показав, що із зниженням швидкості руху КТЗ для раціонального характеру зміни тиску в ДЄ-ланках привода ЕПГС під час екстреного гальмування необхідно швидко підвищувати тиск у приводі на початку робочого процесу (до 0,3 МПа – за час не більше ніж 0,3 с) та плавно підвищувати тиск під час подальшого гальмування (приріст тиску на 0,1 МПа повинен відбуватися за час, рівний або не менший ніж 1 с).

Слід зазначити, що під час експериментальних досліджень (рис. 4.15) середній тиск у приводі становив 0,45 МПа при максимально допустимому навантаженні 25500 Н на автомобільне колесо. Під час роботи автоматизованої системи не допускалося зниження тиску в системі нижче 0,2 МПа. Верхня межа тиску не обмежувалась.

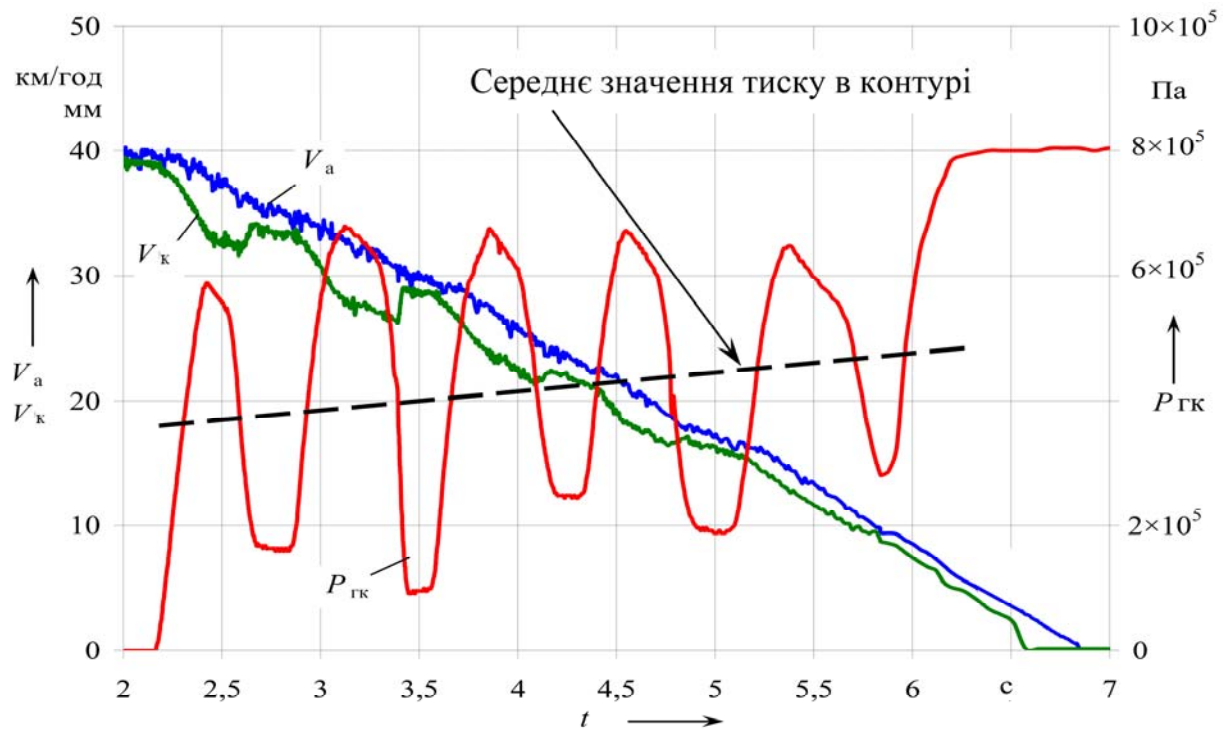


Рисунок 4.15 – Експериментальні дослідження роботи ЕПГП у режимі АБС з використанням темпу наповнення в інтервалі часу від ( $t_n=0,2-0,4$  с)

Експериментальні дослідження процесу гальмування автомобільного колеса під впливом електропневматичного гальмового привода в режимі розтягування процесів наповнення гальмової камери (рис. 4.16) показали, що такий підхід у керуванні призводить до суттєвого зниження навантажень на гальмовий механізм внаслідок зниження частоти знакозмінних навантажень під час реалізації гальмової сили. При цьому в залежності від величини проковзування шини автомобільного колеса відносно поверхні дорожнього покриття, внаслідок реалізації гальмової сили, використовується більша величина тиску в гальмовій камері, ніж під час гальмування в аналогічних умовах без розтягування процесу наповнення пневматичних гальмових камер електропневматичного гальмового привода колісного транспортного засобу.

З рис. 4.16 видно, що розтягування процесу наповнення пневматичної гальмової камери, під час виконання алгоритму АБС, дозволяє знизити витрату

робочого тіла (повітря), що дозволяє знизити вимоги щодо продуктивності компресора.

Економія робочого тіла в електропневматичному гальмовому приводі також дозволяє покращити умови експлуатації транспортного засобу з електропневматичною підвіскою, за рахунок використання надлишків повітря під час регулювальних процесів, пов'язаних з вирівнюванням рівня підлоги транспортного засобу в залежності від режимів його руху.

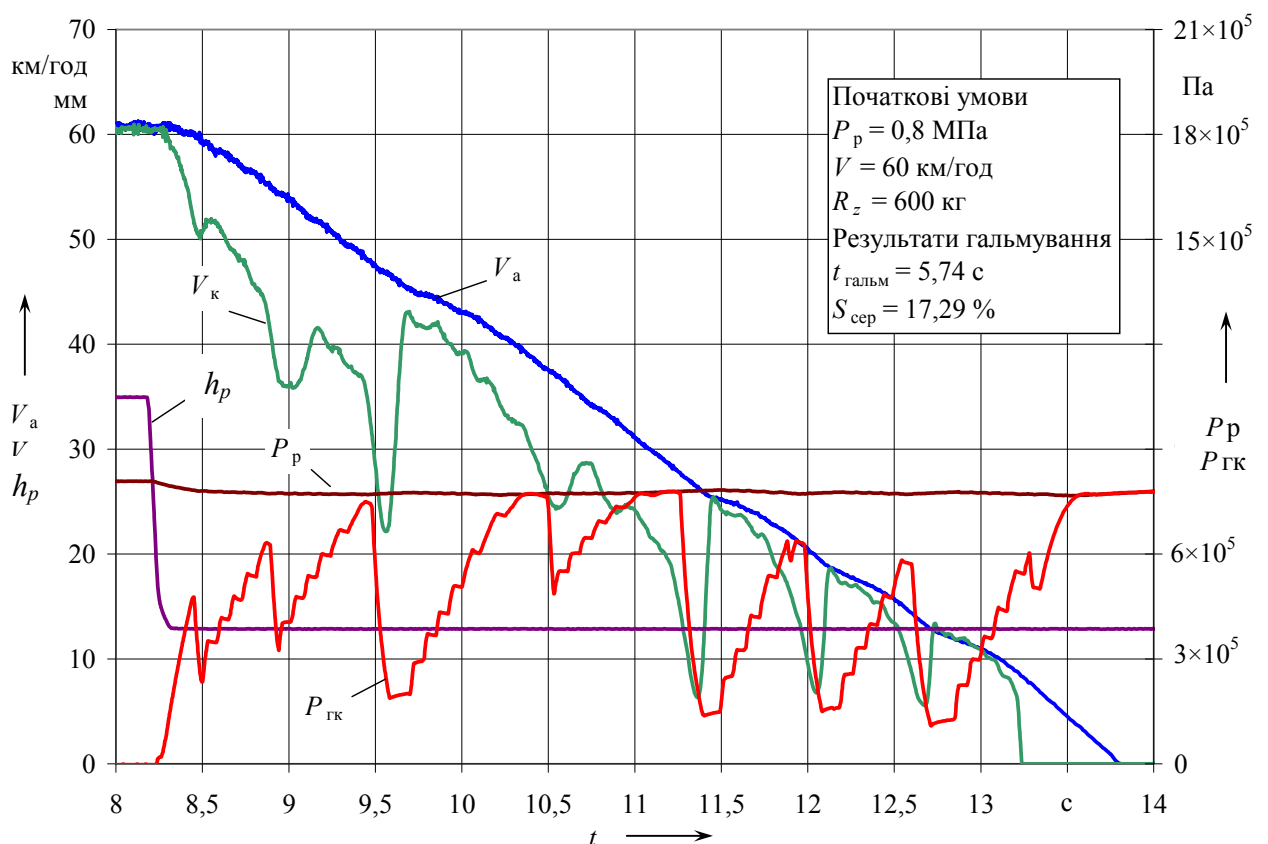


Рисунок 4.16 – Експериментальні дослідження роботи ЕПГП у режимі АБС з використанням розтягування процесу наповнення гальмової камери під час виконання алгоритму АБС ( $t_H=1$  с)

Експериментальні дослідження ідеалізованого режиму роботи ЕПГП (рис. 4.17) підтвердили теоретичні передумови щодо швидкого наповнення гальмової камери на початку процесу гальмування та плавного – під час подальшого гальмування.

Таким чином, можна констатувати, що під час екстреного гальмування недоцільно використовувати слідкуючу дію електропневматичного гальмового привода, а необхідно виконувати раціональну зміну тиску, не пропорційну натисканню на педаль гальма. Такий підхід суттєво дозволяє підвищити ефективність дії гальмової системи КТЗ наприкінці його процесу гальмування (рис. 4.17).

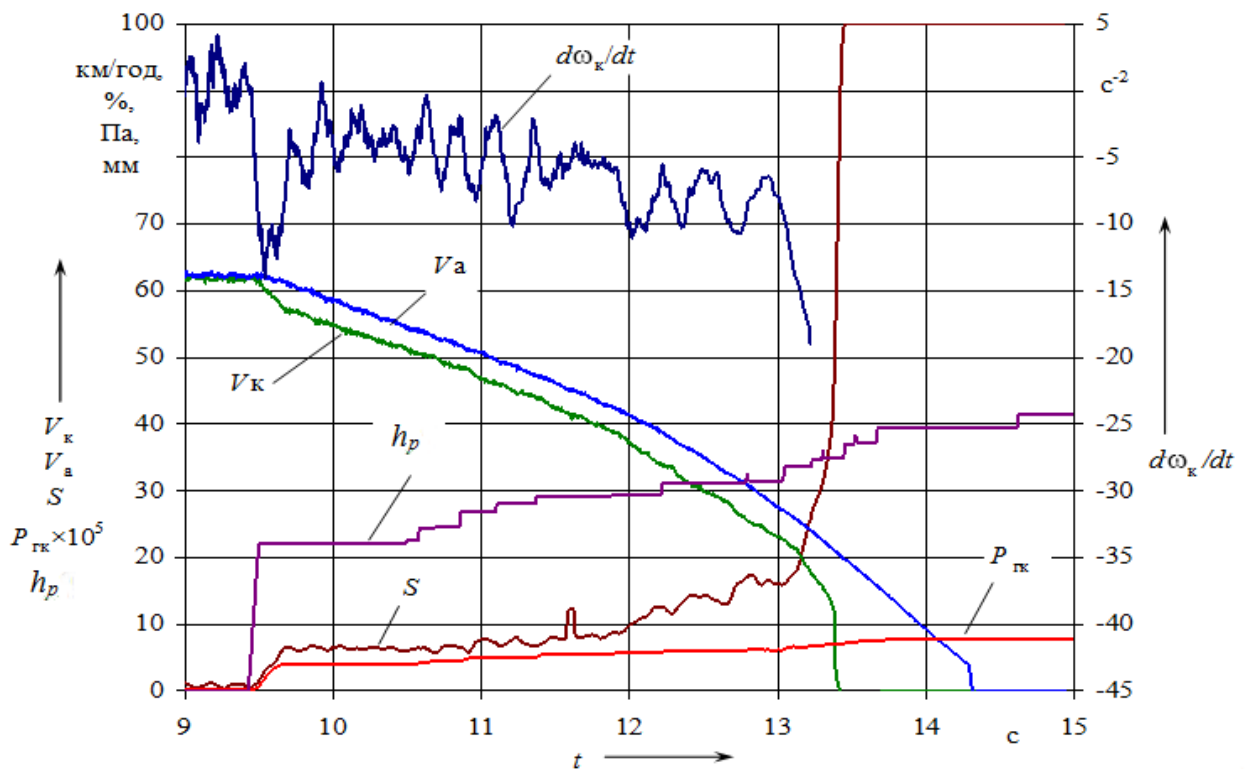


Рисунок 4.17 – Експериментальні дослідження роботи ЕПГП в ідеалізованому режимі (швидке наповнення гальмової камери на початку процесу гальмування та плавне зростання тиску в гальмовій камері під час подальшого гальмування)

Внаслідок зростання тиску в гальмовій камері починає зростати величина проковзування шини автомобільного колеса відносно поверхні дорожнього покриття, що в свою чергу призводить до збільшення кутового прискорення  $\frac{d\omega_k}{dt}$  та як наслідок, блокування колеса.

#### **4.2.2 Дослідження динаміки гальмування колісного транспортного засобу з електропневматичною гальмовою системою в дорожніх умовах**

Дорожні експериментальні дослідження, проведені на базі ходової лабораторії кафедри автомобілів ім. А. Б. Гредескула Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, представлені у вигляді осцилограм (рис. 4.18 та рис. 4.19) динаміки гальмування порожнього та завантаженого колісного транспортного засобу, дозволили підтвердити теоретичні дослідження, виконані в розділах 2 та 3 поданої наукової роботи.

Аналіз результатів експериментального дослідження показав, що розтягування процесу наповнення гальмової камери дозволяє зберегти тривалість дії гальмової сили протягом 0,50 секунд з моменту початку наповнення гальмової камери без втрати ефективності гальмування колісного транспортного засобу. Експериментальні дослідження також підтвердили попередні припущення щодо збереження ефективності гальмування КТЗ під час перекриття фаз наповнення гальмових камер переднього та заднього моста (рис. 4.19). Також було підтверджено що одночасна реалізація фаз роботи модуляторів ЕППІ у режимі АБС призводить до зниження ефективності гальмування колісного транспортного засобу (рис.4.18).

Розтягування процесу наповнення гальмової камери протягом одного циклу тривалістю менше ніж 0,5 секунд дозволяє покращити умови роботи гальмового механізму та дає час для визначення параметрів зростання проковзування шини автомобільного колеса відносно поверхні дорожнього покриття.

Також під час експериментальних досліджень було встановлено, що розтягування процесу наповнення гальмової камери дозволяє спростити алгоритм роботи та структуру автоматизованої системи шляхом використання методів обробки інформації без застосування принципів нечіткої логіки.

Коливальні процеси, які виникають внаслідок перерозподілу вертикальних навантажень на осях КТЗ, не впливають на повздовжню ефективність гальмування автомобіля (рис. 4.18 та рис. 4.19) як у спорядженому, так і в завантаженому його стані.

Експериментальні дослідження також підтвердили теоретичні моделі взаємодії шин автомобільних коліс з дорожнім покриттям. Так, з табл. 4.5 та табл. 4.6 можна побачити, що зниження ваги транспортного засобу призводить до зростання величини реалізованого зчеплення та, як наслідок, призводить до збільшення уповільнення КТЗ.

На рис. 4.18 – рис. 4.19 позначено:  $V_a$  – лінійна швидкість руху колісного транспортного засобу, км/год;  $V_3$  та  $V_4$  – швидкість обертання лівого та правого заднього автомобільного колеса, км/год;  $P_1$  та  $P_2$  – тиск в лівій та правій передній гальмовій камері, кПа;  $P_3$  та  $P_4$  – тиск в лівій та правій задній гальмовій камері, кПа;  $P_{\text{пер}}$  та  $P_{\text{зад}}$  – відповідно тиск в ресиверах переднього та заднього контуру, кПа;  $F$  – маса, яка тисне на гальмову педаль, кг;  $j_x$ ,  $j_y$  та  $j_z$  – відповідні прискорення кузова КТЗ в повздовжній, поперечній та вертикальній площині, м/с<sup>2</sup>.

Робота ЕПГП у режимі АБС також підтверджує теоретичні міркування щодо реалізації зчпних властивостей та їх вплив на ефективність гальмування колісного транспортного засобу. Збільшення ваги транспортного засобу призводить до зниження величини реалізованого зчеплення та зниження величини його уповільнення, незважаючи на те, що величина гальмової сили дещо збільшується. Це пояснюється фізичними властивостями автомобільних шин. Під час навантаження автомобільних шин відбувається зростання їх жорсткості, що не дозволяє в повній мірі використати їх еластичну деформацію в межах кулонівського тертя, а оскільки ця обставина виходить за межі даного дисертаційного дослідження, її подальший аналіз в роботі не розглядається.

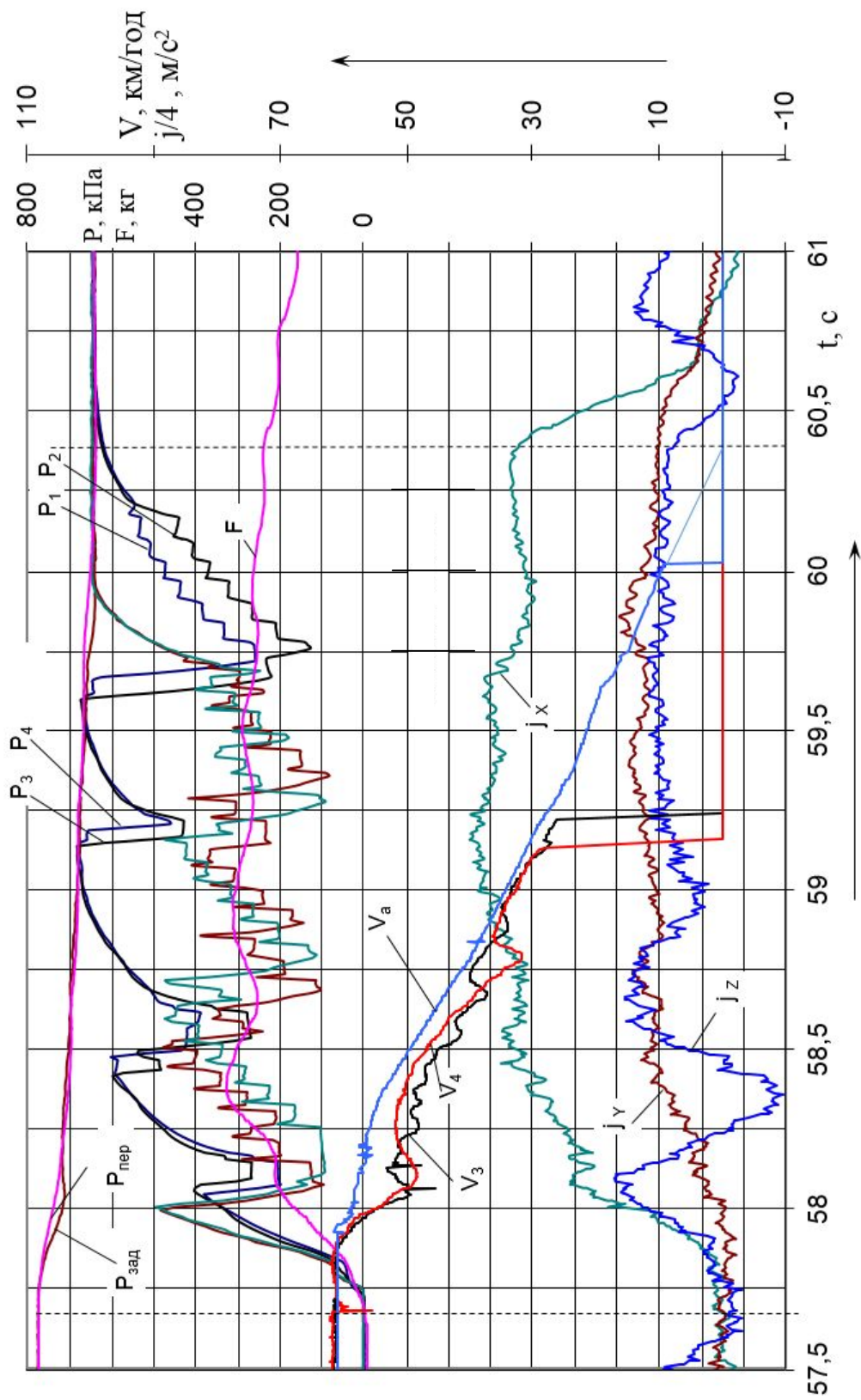


Рисунок 4.18 – Осцилограма динаміки гальмування порожнього колісного транспортного засобу



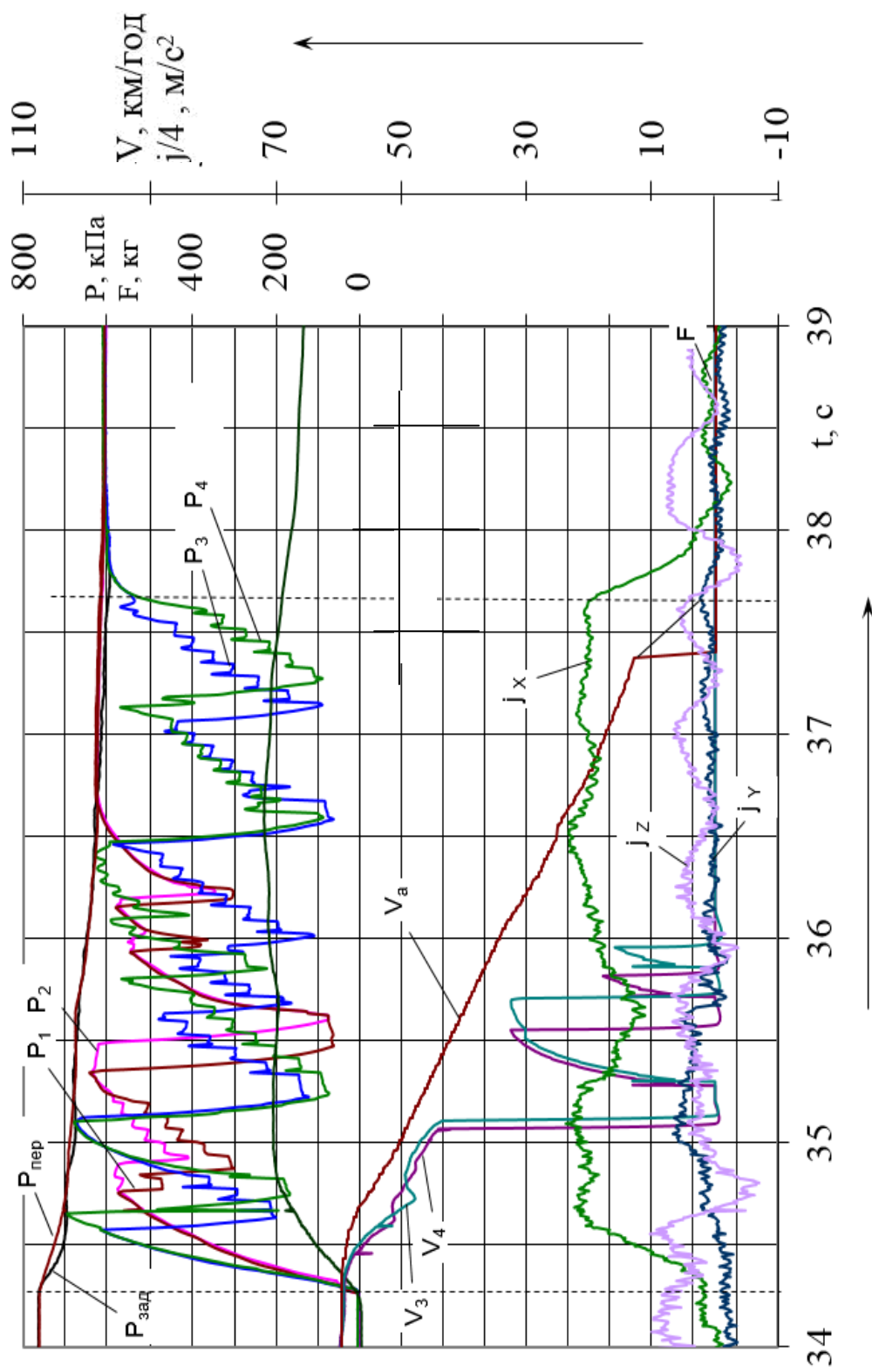


Рисунок 4.19 – Осцилограмма динаміки гальмування завантаженого колісного транспортного засобу

Таблиця 4.5 – Результати дорожніх експериментальних досліджень гальмування КТЗ на межі блокування

його коліс

№	Найменування виду гальмування	Початкова швидкість гальмування, км/год	Вага автобуса, Н		Тиск у гальмовому приводі, МПа		Встановлене уповільнення	Вага автобуса з урахуванням перерозподілу ваги пер./задня, Н		Реалізований коефіцієнт зчеплення	Реалізована сила зчеплення $R_x$ , Н	Час процесу гальмування, с
			Передня вісь	Задня вісь	Передня вісь	Задня вісь		Передня вісь	Задня вісь			
Навантажений ТЗ $\left(\frac{h}{L} = 0,25\right)$												
1	Гальмування переднім мостом	60	35316	57879	0,537	–	2,85	42095	51099	0,64	26940/-	5,58
2	Гальмування заднім мостом	63	35316	57879	–	0,495	2,88	42165	51029	0,54	-/27555	6,14
3	Гальмування обома мостами	63	35316	57879	0,50	0,42	5,96	49528	43167	0,59	56620	2,98
Порожній ТЗ $\left(\frac{h}{L} = 0,175\right)$												
1	Гальмування переднім мостом	63	33354	39240	0,576	–	4,57	39276	33318	0,86	33817/-	4,12
2	Гальмування заднім мостом	63	33354	39240	–	0,44	3,28	3782	34773	0,70	-/24273	5,14
3	Гальмування обома мостами	62	33354	39240	0,51	0,31	7,10	42663	29931	0,78	52540	2,67

Таблиця 4.6 – Результати дорожніх експериментальних досліджень гальмування КТЗ з увімкненою системою регулювання гальмового зусилля в режимі АБС

№	Найменування виду гальмування	Початкова швидкість гальмування, км/год	Вага автобуса, Н		Середній тиск у гальмовому приводі, МПа		Встановлене уповільнення	Вага автобуса з урахуванням перерозподілу ваги пер./задня, Н		Середнє реалізоване зчеплення	Реалізована сила зчеплення $R_x$ , Н	Час процесу гальмування, с
			Передня вісь	Задня вісь	Передня вісь	Задня вісь		Передня вісь	Задня вісь			
Завантажений ТЗ $\left(\frac{h}{L} = 0,25\right)$												
1	Гальмування обома мостами	63	35316	57879	0,45	0,38	4,85	47427	45768	0,49	46075	3,32
Порожній ТЗ $\left(\frac{h}{L} = 0,175\right)$												
2	Гальмування обома мостами	62	33354	39240	0,55	0,45	7,51	40643	31951	0,84	60680	2,41

З експериментального дослідження (рис. 4.18) також встановлено, що під час роботи автоматизованої системи регулювання гальмового зусилля середній тиск у електропневматичному гальмовому приводі зростає із зниженням швидкості руху колісного транспортного засобу.

Ця обставина підтверджує теоретичні міркування, наведені під час моделювання роботи електропневматичного гальмового привода, виконані в розділі 3.

Порівняльний аналіз експериментальних (рис. 4.18, рис. 4.19) та теоретичних досліджень (рис.3.17, рис. 3.20) процесу гальмування колісного транспортного засобу що розтягування процесів наповнення гальмової камери в ЕППІ знижує на 20 – 30% кількість циклів спрацьовування осьових модуляторів тиску під час регулювання гальмового зусилля без втрати ефективності гальмування колісного транспортного засобу.

Розрахунок відсотку зниження кількості циклів спрацьовування осьових модуляторів тиску виконано за наступною методикою:

$$\Delta = \frac{n_{\min} - n_{\max}}{n_{\max}} \cdot 100\%$$

де  $n_{\min}$  – мінімальна кількість циклів спрацьовування автоматизованої системи регулювання гальмового зусилля;

$n_{\max}$  – максимальна кількість циклів спрацьовування автоматизованої системи регулювання гальмового зусилля.

Для зручності аналізу оцінки якості роботи осьового електропневматичного модулятора тиску результати отриманих експериментальних досліджень зведено до таблиці 4.7.

Таблиця 4.7 – Визначення ефективності роботи переднього та заднього осьових модуляторів тиску при синхронному та асинхронному їх спрацьовуванні

Найменування оціночного параметру	Параметр
Цикли спрацьовування переднього/заднього модулятора тиску (асинхронне розгальмовування ), од.	4/5
Цикли спрацьовування переднього/заднього модулятора тиску (синхронне розгальмовування ), од.	5/7
Уповільнення транспортного засобу (при асинхронні роботі передніх та задніх модуляторів ), м/с <sup>2</sup>	7,4
Уповільнення транспортного засобу (при синхронні роботі передніх та задніх модуляторів ), м/с <sup>2</sup>	5,2
Гальмовий шлях транспортного засобу(при асинхронні роботі передніх та задніх модуляторів), м	17,8
Гальмовий шлях транспортного засобу(при синхронні роботі передніх та задніх модуляторів), м	27,7
Відсоток зниження кількості циклів спрацьовування модуляторів тиску, %	20/28,6
Відсоток зниження ефективності гальмування КТЗ, %	29,7

Відомо що більш плавне зростання тиску в гальмових камерах дозволяє знизити навантаження на гальмові механізми КТЗ, тому така реалізація закону зміни тиску в апаратах ЕПГП (рис.3.9 – рис. 3.13) дозволяє на 20% знизити навантаження на гальмові механізми у порівнянні із процесом гальмування при якому в гальмовому приводі реалізується більш інтенсивне зростання тиску (рис. 3.5 – рис. 3.8) під час роботи автоматизованої системи регулювання гальмового зусилля.

Аналіз ефективності гальмування КТЗ отриманої експериментальним шляхом при синхронному спрацьовуванні (рис.4.18) переднього та заднього контурів гальмового приводу та асинхронному їх спрацьовуванню (рис. 4.19) показав, що в наслідок синхронного розгальмовування коліс ефективність гальмування автомобіля знижується до 30%, що не є позитивним і має бути враховано при створенні алгоритмів роботи систем автоматизованого регулювання гальмового зусилля.

Відсоток зниження ефективності гальмування автомобіля було розраховано на основі середніх значень уповільнення колісного транспортного засобу в однакових умовах його руху при синхронному та асинхронному розгальмовування його коліс в наслідок роботи автоматизованої системи регулювання гальмового зусилля.

#### **Висновки по розділу 4**

Виконані експериментальні дослідження динаміки гальмування колісного транспортного засобу з електропневматичним гальмовим приводом дозволяють зробити наступні висновки:

1. Під час екстреного гальмування недоцільно використовувати слідкуючу дію в електропневматичному гальмовому приводі, навпаки, необхідно виконувати раціональну зміну тиску, непропорційну натисканню на педаль гальма. Такий підхід на 15% підвищує ефективність дії електропневматичної гальмової системи колісного транспортного засобу наприкінці процесу його гальмування.

2. Розтягування процесу наповнення гальмової камери під час роботи електропневматичного гальмового приводу в режимі екстреного гальмування

дозволяє зберегти тривалість дії гальмової сили протягом 0,50 секунд з моменту початку наповнення гальмової камери без втрати ефективності гальмування колісного транспортного засобу. Розтягування процесу наповнення гальмової камери протягом одного циклу тривалістю менше ніж 0,50 секунд дозволяє покращити умови роботи гальмового механізму та надає час для визначення параметрів зростання проковзування шини автомобільного колеса відносно поверхні дорожнього покриття.

3. Одночасна реалізація фаз роботи модуляторів ЕППП у режимі АБС на передньому та задньому мостах КТЗ призводить до зниження ефективності гальмування колісного транспортного засобу, тому при реалізації осьового принципу керування модуляторами тиску необхідно виконувати перекриття фаз наповнення та спорожнення у відповідних модуляторах тиску.

Основні результати дослідження з даного розділу опубліковані в наукових роботах [4 – 11].

## ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішено науково-практичне завдання з вибору раціонального закону зміни тиску в осьовому пропорційному електропневматичному модуляторі тиску та покращено показники ефективності гальмування колісного транспортного засобу з електропневматичним гальмовим приводом шляхом вдосконалення принципу керування осьовими модуляторами тиску при осьовій схемі розміщення електропневматичних апаратів регулювання тиску.

Основні результати, що отримані в процесі теоретичних і експериментальних досліджень, полягають у наступному:

1. Теоретично встановлено та експериментально підтверджено, що у випадку осьового розміщення електропневматичних апаратів необхідно в алгоритмі керування ними враховувати зміщення в часі, реалізацію фаз наповнення та спорожнення модуляторів ЕППП, оскільки нехтування цим призводить до зниження ефективності гальмування до 30% внаслідок одночасного розгальмовування автомобільних коліс.

Отримані результати є основою для розробки системи керування електропневматичним гальмовим приводом колісного транспортного засобу.

2. Під час вибору раціонального закону зміни тиску в електропневматичному гальмовому приводі при керуванні модуляторами тиску необхідно враховувати особливості реалізації гальмових сил між шиною та поверхнею дорожнього покриття. Дослідження показали, що розтягування процесів наповнення гальмової камери в ЕППП знижує на 20 – 30% кількість циклів спрацьовування автоматизованих систем регулювання гальмового зусилля без втрати ефективності гальмування колісного транспортного засобу. Така реалізація закону зміни тиску в



апаратах ЕПГП дозволяє на 20% знизити навантаження на гальмові механізми колісного транспортного засобу.

Отримані результати є теоретичною основою для вибору раціонального закону зміни тиску в модуляторах електропневматичного гальмового привода колісного транспортного засобу.

3. Експериментальні дослідження розробленого електропневматичного гальмового привода дозволили встановити, що під час екстреного гальмування колісного транспортного засобу та реалізації функцій антиблокувальної системи доцільно при керуванні модуляторами тиску на початку фази наповнення швидко, протягом не більше ніж 0,1 с, підвищувати тиск у приводі, а в подальшому – плавно підвищувати тиск з інтенсивністю не більше 0,1 МПа за 0,1 с.

4. У режимі службового гальмування колісного транспортного засобу раціональним характером зміни тиску в ДЄ-ланках привода ЕПГС є швидке зростання тиску на початку робочого процесу (до 0,3 МПа – за час не більше ніж 0,1 с) та плавне зростання тиску під час подальшого гальмування (приріст тиску на 0,1 МПа повинен відбуватися за час, рівний або не менший ніж 0,05 с), при цьому повинна зберігатися слідкуюча дія привода на основі якої визначається гранична межа тиску в приводі, що пропорційна натисканню педалі гальма.

5. Результати експериментального дослідження електропневматичного гальмового привода в якому реалізовано два темпи наповнення гальмової камери (швидкий темп на початку процесу та повільний темп при подальшому загальмовуванні колеса) підтверджує адекватність прийнятої математичної моделі для дослідження показників ефективності гальмування колісного транспортного засобу з осьовими модуляторами тиску.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Леонтьев Д. Н. Анализ и выбор принципов управления электропневматическими модуляторами рабочей тормозной системы автомобилей / Д.Н. Леонтьев, Е.А. Серикова, А.В. Быкадоров, Е.Ю. Дон // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. Вип. №60.-2012.С.67–72.
2. Leontiev D. Specifics of automobile dual wheels interaction with the supporting surface / D. Leontiev, E. Don // . – Автомобільний транспорт: науковий журнал. 2016. – Вип. 39. – С.74-79.
3. Рижих Л. О. Контроль вихідних параметрів пневматичного гальмівного керування в експлуатації / Л. О. Рижих, С. Й. Ломака, Є. Ю. Дон // Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. – Харків : ХНАДУ, 2016. – Вип. 75. – С. 145–150.
4. Дон Є.Ю. Теоретичні дослідження впливу зміни тиску в електропневматичному гальмівному приводі на динаміку руху коліс КТЗ / Є.Ю. Дон // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ«ХПІ», 2017. – Вип. 39 (1261). – С. 14-18.
5. Леонтьєв Д. М. Обґрунтування раціонального закону зміни тиску в електропневматичному гальмовому приводі під час екстреного гальмування / Д. М. Леонтьєв, Є. Ю. Дон // Вісник ХНАДУ. – Х.: ХНАДУ, 2019. – Вип. 84. – С. 21–30.
6. Leontiev D., Klimenko V., Mykhalevych M., Don Y., Frolov A. (2020) Simulation of Working Process of the Electronic Brake System of the Heavy Vehicle. In: Palagin A., Anisimov A., Morozov A., Shkarlet S. (eds) Mathematical Modeling and Simulation of Systems. MODS 2019. Advances in Intelligent Systems and Computing, vol 1019. Springer, Cham, pp 50-61. (First Online: 18 July 2019) [https://doi.org/10.1007/978-3-030-25741-5\\_6](https://doi.org/10.1007/978-3-030-25741-5_6)
7. Ryjikh L. Analysis and selection of principles of electropneumatic modulator control of vehicle braking system / L. Ryjikh, D. Leontiev, E. Don // Innovative Processes and Technologies. Ways of Their Implementation in Automobile,

Road-Building, Transport, Nature Protection and Educational Fields: Collection of scientific works (in foreign languages) / – Харківський національний автомобільно-дорожній університет: збірник матеріалів конференції. – Харків: ХНАДУ, 2013. – С. 282 – 286

8. Рижих Л.О. Про вибір принципу керування пропорційними модулятором електронно–пневматичної гальмової системи автотранспортного засобу / Л.О. Рижих, Д.М. Леонт'єв, Є.Ю. Дон // Новітні технології розвитку конструкції, виробництва, експлуатації та експертизи автомобіля: Збірник тез / Харківський національний автомобільно-дорожній університет. – Харків: ХНАДУ, 2014. – С. 53 – 54.
9. Рижих Л.О. Аналіз динаміки гальмування автотранспортних засобів з електронно-пневматичною гальмівною системою / Л.О. Рижих, Є.Ю. Дон // Новітні технології в автомобілебудівництві та транспорті: Наукові праці міжнародної науково-практичної конференції / Харківський національний автомобільно-дорожній університет. – Харків: ХНАДУ, 2015. – С. 49 – 50.
10. Красюк А.Н. Статическая характеристика электронно-пневматической тормозной системы / А. Н. Красюк, Д. Н. Леонт'єв, Е. Ю. Дон // Организация дорожного движения и перевозок пассажиров и грузов и транспорт: Сборник научных трудов конференции / Белорусский национальный технический университет, Автотракторный факультет. – Минск: БНТУ, 2017. – С. 254 – 262.
11. Simulation of working process of the electronic brake system of the heavy vehicle / D. Leontiev, V. Klimenko, M. Mykhalevych, Y. Don, A. Frolov // Математичне та імітаційне моделювання систем. МОДС 2019: тези доповідей Чотирнадцятої міжнародної науково-практичної конференції (Чернігів, 24 - 26 червня 2019 р.) / М-во освіти і науки України, Нац. академія наук України, Академія технологічних наук України, Інженерна академія України та ін. - Чернігів : ЧНТУ, 2019. – С. 76 - 79.
12. А.с. 24904 Україна, Департамент авторського права в Україні. Комп'ютерна програма “Програма обробки показників вихідних параметрів гальмування транспортних засобів” / Є.Ю. Дон, Д.Н. Леонт'єв, О.О. Журавський (Україна). – Опубл. 07.07.16.

13. Клименко В.И., Рижих Л.А., Красюк А.Н. Пути совершенствования электронно-пневматической тормозной системы // Вісник східноукраїнського національного університету ім. В. Даля - №7 (125), Луганськ, 2008 – С.127-131.
14. Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения легковых автомобилей в отношении торможения: правила ЕЭК ООН №13 (09) / Пересмотр 5. – [введен в действие с 2006-01-01]. – Минск.: Госстандарт Беларуси, 2005. – 300 с. (Международный стандарт).
15. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження дорожніх транспортних засобів категорії М, N, і О стосовно гальмування: ДСТУ UN/ECE R 13-09-2004 (Правила ЕЄК ООН № 13-09:2000, IDT). – [Чинний від 2007-01-04].-К.: Держстандарт України, 2004. – 258. – (Національний стандарт України).
16. Михалевич Н.Г. Совершенствование электропневматических аппаратов тормозного привода автотранспортных средств: дис. ...канд. техн. наук.: - 05.22.02. / Михалевич Николай Григорович. – Харьков., 2009. – 219с.;
17. Красюк А.Н. Совершенствование электропневматических систем автотранспортных средств: дис. ...канд. техн. наук.: - 05.22.02. / Красюк Александр Николаевич. – Харьков., 2011. – 188с.
18. Леонтьев Д.Н. Системный подход к созданию автоматизированного тормозного управления транспортных средств категорий М3 и N3: дис. ...канд. техн. наук.: - 05.22.02. / Леонтьев Дмитрий Николаевич. – Харьков., 2011. – 241с.
19. Гуревич Л.В., Пневматический тормозной привод автотранспортных средств / Л.В. Гуревич, Р.А. Меламуд. – М.: Транспорт, 1988. – 224 с.
20. Пчелин И.К. Динамика процесса торможения автомобиля / Автореферат, дис. работа ...канд. техн. наук: - 05.05.03. / Пчелин Игорь Константинович – Москва, 1984. – 390с.
21. Ревин А.А. Теория эксплуатационных свойств автомобилей и автопоездов с АБС в режиме торможения: Монография / Ревин Александр Александрович // ВолгГТУ. – Волгоград. 2002 – 372с.

22. Попов А.И., Оценка характеристик электропневматического тормозного привода / А.И. Попов, В.В. Нужный // Пути совершенствования автомобиля и его аппаратов / Моск. автомоб. – дор. ин-т. – М., 1988. – С. 35-40.
23. Electronic braking system for Trailers with roll over protection. KNORR-BREMSE System for commercial Vehicles (Электронный ресурс) Product information. Режим доступа к сайту:  
<http://en.knorr-bremsen.com/systems/>
24. Electronically Controlled Braking Systems for Trailers (Электронный ресурс): Технический проспект. A Division WABCO Standart GmbH. EBS (EPB) – 2003 edition 28p. - Электронные текстовые данные. WABCO 2005. 1 электрон. опт. диск (DVD-ROM) – Системные требования: Windows 2000/XP. Acrobat Reader.
25. Иванов В.Г. Теоретические основы доэкстремального управления активной безопасностью при торможении автомобиля: дис. ...канд. техн. наук.: - 05.05.03. / Иванов Валентин Гергиевич. – Минск., 2005. – 377с.
26. Метлюк Н.Ф. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. / Н.Ф.Метлюк, В.П.Автушко // – М.: Машиностроение, 1980. – 231 с.
27. Компании WABCO Vehicle Control Systems (NYSE: WBC). // Официальный сайт. – 2010г. Режим доступа к сайту:  
[http://www.wabco-auto.com/nc/ru/domashnjaja\\_stranica\\_wabco](http://www.wabco-auto.com/nc/ru/domashnjaja_stranica_wabco)
28. Концерн Knorr-Bremse AG. // Официальный сайт. – 2010г. Режим доступа к сайту:  
<http://www.knorr-bremsecvs.com/ru/index.jsp>
29. BVA/EBS Gutachterliche Stellungnahme TUV Automotive Test Center – ТВ 2002 – 64.00 [Электронный ресурс] – Hannover WABCO INFORM 2004. – 8 р. – Режим доступа к сайту:  
[www.wabco-auto.com](http://www.wabco-auto.com).
30. ELB, das elektronisch gesteuerte Bremssystem verspricht Kürzere Reaktionszeiten. Autotechnik und Verkehr [Электронный ресурс]: 1985, №7 – 34 р. Режим доступа к сайту:  
[www.wabco-auto.com](http://www.wabco-auto.com).

31. Electronic braking system for Trailers with roll over protection. KNORR-BREMSE System for commercial Vehicles [Электронный ресурс]: Product information's. Режим доступа к сайту:  
<http://en.knorr-bremsesfn.com/systems/>.
32. Technical Report №. EB 134.1E for Trailer EBS D generation with Roll Stability support (RSS) [Электронный ресурс]. - Hannover WABCO INFORM 2007. – 21 p. – Режим доступа к сайту:  
[www.wabco-auto.com](http://www.wabco-auto.com).
33. Ломака С.И. Исследование влияния противоблокировочных устройств на процесс торможения автомобиля: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03. / Степан Иосифович Ломака – Х., 1965. – 287с.
34. Чебан А.А. Повышение эффективности антиблокировочной системы для транспортных средств категорий М<sub>3</sub> и N<sub>3</sub>: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03. / Чебан Андрей Анатольевич – Х., 2011. – 173с.
35. Антиблокировочные и противобуксовочные системы легковых автомобилей: Обзорная информация.– М.: ЦНИИТЭИавтопром, 1989.– 41с.
36. Bartsch C. Stop–Control–System von Girling. ABS–System ohne Elektronik // Kraftfahrzeugtechnik – Betrieb und Automarkt.– 1985.– Bd. 75.– Nr. 15.– p. 28–29.
37. Механическая антиблокировочная система тормозов автомобилей Ford Escort/Orion и Ford Fiesta // Автомобильная промышленность США.– 1996.– № 4/5.– С. 25–28.
38. Freinage antiblocage sur la Citroën CX 25 GTJ TURBO // Electricite automobile et technique speciale.– 1985.– No. 547.– P.10, 12–14, 16, 27.
39. Vier Antilockiersysteme im Versuch // Autotechnik.– 1987.– Bd. 35.– Nr. 11–12.– p. 17–18.
40. Алгоритм Мамдани в системах нечеткого вывода [Электронный ресурс]. Режим доступа к сайту:  
<http://habrahabr.ru/post/113020/>

41. Fuzzy control [Электронный ресурс] - Robert Babuska and Ebrahim Mamdani (2008), Scholarpedia, 3(2):2103. Режим доступа к сайту:  
[http://www.scholarpedia.org/article/Fuzzy\\_control](http://www.scholarpedia.org/article/Fuzzy_control)
42. Regulation No 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: on condition 18.02.2016 – Official Journal of the European Union – UN/ECE, 2016. – 262 p.
43. Burckhardt M. Erfahrungen bei der Konzeption und Entwicklung des Mercedes-Benz / Bosch – Anti-Blockier-Systems (ABS) // Automobiltechnische Zeitschrift.– 1979.– Bd. 81.– Vol. 5.– P. 201–208.
44. Anti-Lock Braking System (ABS) for Trucks, Tractors and Buses. [Электронный ресурс]. Режим доступа к сайту:  
[http://www.meritorwabco.com/Meritor\\_WABCO\\_document/mm30.pdf](http://www.meritorwabco.com/Meritor_WABCO_document/mm30.pdf)
45. Туренко А.М., Клименко В.И., Ломака С.Й., Рижих Л.О., Михалевич М.Г., Леонтьев Д.М., Чебан А.А., Красюк О.М. «Электронно-пневматична гальмова система» № 91121 від 25.06.2010.
46. Основы создания и исследования электронно-пневматического тормозного управления транспортных средств: монография / А.Н. Туренко, В.И. Клименко, Л.А. Рыжих и др. – Х.: ХНАДУ, 2012. – 288 с.
47. Реализация интеллектуальных функций в электронно-пневматическом тормозном управлении транспортных средств: монография / А.Н. Туренко, В.И. Клименко, Л.А. Рыжих и др. – Х.: ХНАДУ, 2014. – 439 с.
48. WABCO “ABS-SYSTEMS (D-VERSION) FOR VEHICLES” – 1996. – 23 s.
49. Майборода О.В. Эргономические свойства систем / О.В. Майборода, В.В. Савельев // Автомобильная промышленность, 1990г - №5 – С.22 -23
50. WABCO Brake valve 461 315 494 0 / Габаритный чертеж – 1981. – 1 с.
51. WABCO Brake valve 461 315 008 0 / Габаритный чертеж – 1985. – 1 с.
52. WABCO Brake valve 461 315 068 0 / Габаритный чертеж – 1996. – 1 с.
53. WABCO Brake valve 461 315 076 0 / Габаритный чертеж – 1998. – 1 с.

54. Компании WABCO Anti-Lock Braking System (ABS) for Trucks, Tractors and Buses // – 2015г. Режим доступа:  
<http://www.lzbusline.com/docs/mm30.pdf>
55. Балакин В.Д. Исследование устранения блокирования колес автомобиля при торможении: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03. / Виктор Дмитриевич Балакин – Омск., 1969. – 225 с.
56. Артамонов С.Ю. Устойчивость седельного автопоезда при торможении с противоблокировочной системой (ПБС): дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03. / Сергей Юрьевич Артамонов – Минск., 1985. – 185с.
57. Шадрин С.С. Методика расчетной оценки управляемости и устойчивости автомобиля на основе результатов полигонных испытаний: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03. / Сергей Сергеевич Шадрин – М., 2009. – 130 с.
58. Mark Denny The dynamics of antilock brake systems / Mark Denny // European Journal of Physics. – 2005. – Vol.26, №6.- P.1007 - 1016.
59. Pacejka, H.B., Besselink, I.J.M. Magic Formula Tyre Model with Transient Properties.– Lisse: Swets & Zeitlinger B.V., 1997. – P. 234– 249.
60. Burckhardt M. Erfahrungen bei der Konzeption und Entwicklung des Mercedes-Benz / Bosch – Anti-Blockier-Systems (ABS) // Automobiltechnische Zeitschrift.– 1979.– Bd. 81.– Vol. 5.– P. 201–208.
61. Методи розрахунку коефіцієнту зчеплення, що реалізується при коченні колеса в гальмівному режимі / [Д.М. Леонтьев, Л.О. Рижих, О.В. Бикадоров и др.] // . – Автомобільний транспорт: науковий журнал., 2010. – Вип. №27. – С.7-12.
62. Леонтьев Д.Н. Определение продольной реализуемой силы сцепления автомобильного колеса с опорной поверхностью по крутильной деформации шины и ее жесткости /Д.Н. Леонтьев, Л.А. Рыжих, А.В. Быкодоров // Автомобильная промышленность, 2014г - №10 - С.20-25.
63. Реализация интеллектуальных функций в электронно-пневматическом тормозном управлении транспортных средств: монография / А.Н. Туренко, В.И. Клименко, Л.А. Рыжих и др. – Х.: ХНАДУ, 2015. – 450 с.
64. Левин М.А. Теория качения деформированного колеса / М.А. Левин, Н.А. Фуфаев // – М.: Наука, 1989. – 269 с.



65. Tires and traction. SAE J670\_200801. – [Действующий от 24.01.2008]. – Vehicle Dynamics Committee. – 42 p.
66. Шины пневматические, конструкция. Термины и определения. ГОСТ 22374-77. – [Действующий от 21.02.1977 №428. Изменен 01.01.1978]. – М.: Издательство стандартов. – 42 с.
67. Шины пневматические радиальные для легковых автомобилей. Основные параметры и размеры. ГОСТ-20993-75. – [Действующий от 01.01.1975]. – М.: Издательство стандартов. – 26 с.
68. Шины пневматические. Определение сопротивления качению методом выбега. ГОСТ Р-52102-2003. – [Действующий от 21.02.2003]. – М.: Издательство стандартов. – 16 с.
69. Шины пневматические. Общие требования к безопасности. ГОСТ Р - 51893-2002. – [Действующий от 24.05.2002 №201-ст]. – М.: Госстандарт России. – 10 с.
70. Шины пневматические. Методы определения однородности. ГОСТ Р ИСО-13326-2003. – [Действующий от 07.02.2003 №49-ст]. – М.: Госстандарт России. – 15 с.
71. Шины пневматические. Методы определения износостойкости шин при дорожных испытаниях. ГОСТ-28169-89. – [Действующий от 16.01.1989]. – М.: Издательство стандартов. – 15 с.
72. Шины пневматические. Методы определения статического дисбаланса покрышки. ГОСТ-25692-83. – [Действующий от 28.03.1983 №1442]. – М.: Издательство стандартов. – 4 с.
73. Шины пневматические. Методы определения основных размеров. ГОСТ-26000-83. – [Действующий от 14.12.1983 №589. Изменен 01.01.1985]. – М.: Издательство стандартов. – 6 с.
74. Шины пневматические. Методы измерения эффективной обкатываемой окружности при дорожных испытаниях. ГОСТ-24567-81. – [Действует от 29.01.1981 №324]. – М.: Издательство стандартов. – 7 с.
75. Шины пневматические. Правила подготовки шин для проведения стендовых испытаний. ГОСТ-25692-88. – [Действующий от 01.01.1989 №18]. – М.: Издательство стандартов. – 7 с.

76. Burckhardt M. Fahrwerktechnik: Radschlupf–Regelsysteme.–Wurzburg: Vol.1.– 1993.– 432p.
77. Burckhardt M., Glasner von Ostenwall E.–С., Krohn H. Möglichkeiten und Grenzen von Antiblockiersystemen // Automobiltechnische Zeitschrift. – 1975. – Bd.77.– Vol.1.– P. 13–18.
78. Кнороз В.И. Работа автомобильной шины. / В.И. Кнороз // - М.: Транспорт, 1976. – 239 с.
79. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля / А.С. Литвинов // – М.: Машиностроение, 1971. – 416с.
80. Фалькевич Б.С. Теория автомобиля. (учебное пособие, изд. 2-е переработанное) / Б.С. Фалькевич // - М.: Машгиз, 1963. – 243 с.
81. Прохоров А.М. Физическая энциклопедия (В 5 Томах) / Главный редактор А.М. Прохоров // - М.: “Советская энциклопедия”, 1988. Режим доступа к сайту.:  
<http://allphysics.narod>.
82. Жданов Л.С., Жданов Г.А. Физика для специальных учебных заведений / Л.С. Жданов, Г.А. Жданов // – М.: “Наука”, Главная редакция физико-математической литературы, 1981.
83. Georg Rill «Vehicle Dynamics» / Hochschule regensburg university of applied sciences, 2009. – 297p.
84. Gergely, Bari APPLICATION OF ACTIVE ANTI ROLL BAR SYSTEMS FOR ENCHANCING YAW STABILITY / Budapest University of Technology and Economy. – 2008. – 8 p.
85. Крамской А.В. Совершенствование методов расчета динамики пневмоаппаратов и пневматического тормозного привода автотранспортных средств: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.02 / Александр Владимирович Крамской. – Харьков, 2006. – 253 с.
86. Приводы пневматические тормозных систем автотранспортных средств. Технические требования: ГОСТ 4364-81. – М.: 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.).

87. Гуревич Л.В. Тормозное управление автомобиля / Л.В. Гуревич, Р.А. Меламуд // – М.: Транспорт, 1978. – 152 с.
88. Математическое моделирование динамического процесса наполнения типовых звеньев пневматического привода автотранспортных средств / [ А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко , А.В. Крамской ] // Автошляховик Україна. – Київ, 2004. – Вип.№5. – С.34-59.
89. Герц Е.В. Расчет пневмопривода. / Е.В. Герц, Г.В. Крейнин // – М.: Машиностроение, 1975. – 272 с.
90. Герц Е.В. Динамика пневматических систем машин. / Елена Владимировна Герц. – М.: Машиностроение, 1985. – 256 с.
91. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И.Е. Идельчик // . – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.
92. Курбатов А.В. Расчет динамических характеристик тормозных кранов: Дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Александр Владимирович Курбатов. – М., 1982. – 155 с.
93. Дольберг В.И. Повышение эффективности пневматического тормозного привода автотранспортных средств в аварийных и экстренных режимах торможения: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / В.И. Дольберг. – Харьков, 1995. – 229 с.
94. Розанов В.Г. Торможение автомобиля и автопоезда / В.Г. Розанов. – М.: Машиностроение, 1964. – 244 с.
95. Лиходей А.М. Исследование процесса торможения автомобиля при перераспределении тормозных моментов. автореф. дис. ....канд. техн. наук: 05.05.03. / А.М. Лиходей. – Харьков, 1966. – 24 с.
96. Мартинсон П.Н. Исследование динамики торможения трехосного автомобиля с антиблокировочной системой: автореф. дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.03 / П.Н. Мартинсон. – В., 1982 – 27с.
97. Осепчугов В.В. Автомобиль: Анализ конструкций, элементов расчета: учеб. [для студентов вузов по специальности” Автомобили и автомобильное хозяйство“.] / В.В. Осепчугов, А.К. Фрумкин. – М.: Машиностроение, 1989. – 304 с.

98. Первышин Н.Н. Разработка методики выбора схемы и параметров модуляторов противоблокировочных тормозных систем автомобилей особо большой грузоподъемности: автореф.дис. на соискание уч.степени канд.техн.наук: спец. 05.05.03 / Н.Н. Первышин. – Харьков, 1985. – 21 с.
99. А.с. 852679 СССР, МКИ В 60 Т 8/06. Способ управления процессом торможения колеса транспортного средства / Е.М. Гецович, А.С. Федосов (СССР). – №2819388/27-11; Заявл. 24.09.79; Опубл. 07.08.81, Бюл. №29.
100. Фрумкин А.К. Рабочие процессы и расчеты автомобиля. Тормозное управление: учебн. [для студ. высш. учебн. зав.] / Аркадий Константинович Фрумкин. – Москва, 1979. – 73 с.
101. Бартош П.Р. Исследование динамики и повышение быстродействия пневматического тормозного привода большегрузных прицепов: дис. канд. техн. наук: 05.05.03/ Петр Романович Бартош. – Минск, 1977. – 252 с.
102. Литке П.Е. Прогнозирование проектировании тормозной динамики системы пневмопривода прицепов-тяжеловозов при / В.В. Жестков, П.Е. Литке // . – Автомобильная промышленность, 1983. – Вып.№5. – С.23-25. – 257 с.
103. Рыжих Л.А. Особенности рабочих процессов пневматического тормозного привода автомобилей при низких температурах: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03. / Леонид Александрович Рыжих. – Харьков, 1987. – 219 с.
104. Нужный В.В. Разработка электропневматического тормозного привода автотранспортного средства: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Нужный Владимир Владимирович. – Донецк, 1996. – 220 с.
105. 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. – №24. – С. 168-171.
106. Абрамович Б.А. Безопасность человека при ускорениях / Б.А Абрамович // . – М.: Книга, 2007. – 208 с.
107. Practice for Design of Amusement Rides and Devices: ASTM F229-06A [inc. with 01.01.06]. – USA. – 105 p.

108. Савельев Б.В. Обоснование статической характеристики тормозной системы автомобиля: автореф. дис. на соискание научной степени канд. техн. наук: спец. 05.05.03 «Автомобили и тракторы» / Б.В. Савельев. – Москва, 1988. – 21 с.
109. Пат. 36321 Україна, МПК В60Т 8/36. Пропорціональний модулятор електронно-пневматичної гальмівної системи / заявники: Туренко А.Н., Ломака С.Й., Клименко В.І., Рижих Л.О., Тишковець С.В., Чебан А.А., Красюк О.М; патентовласник ХНАДУ. – № 200805078; заява. 21.04.2008; видан. 27.10.2008. – 7 с.
110. Пат. 2385242 Российская федерация, МПК В60Т 8/36. Пропорциональный модулятор электронно-пневматической тормозной системы / заявители Туренко А.Н., Ломака С.Й., Клименко В.И., Богомоллов В.А., Рыжих Л.А., Тишковец С.В., Леонтьев Д.Н, Чебан А.А., Красюк А.Н. (Украина); патентообладатель ХНАДУ. – № 2008116957/11; заявл. 28.04.2008; опубл. 27.03.2010; бюл. №9. – 7 с.
111. Пат. 2314217 Российская федерация, МПК В60Т 8/36. Модулятор электронной тормозной системы / Туренко А.Н., Ломака С.Й., Клименко В.И., Богомоллов В.А., Рыжих Л.А., Чебан А.А., Мельник С.П., Кирчатый Ю.В., Назаренко И.Н., Красюк А.Н. (Украина). – № 200511679/11; заявл. 19.04.2005; опубл. 27.10.2006. – 7 с.
112. Пат. 84437 Україна, МПК В60Т 8/36. Модулятор електронно-пневматичної гальмівної системи / Туренко А.М., Ломака С.Й., Клименко В.І., Рижих Л.О., Леонтьев Д.М., Чебан А.А., Красюк О.М., Тишковець С.В. (Украина). - № 200602536 заява. 09.03.2006; видан. 27.10.2008. – 7 с.
113. Пат. 6325468 США, МПК В60Т 8/64 НКИ 303/18. EBS modulator with direct exhaust capability / заявитель и патентообладатель Thanh ho, Robert J. Herbst (США). - № 09/165,470; заявл. 02.10.1998; опубл. 4.12.2001.
114. Пат. 2007/0236080 США, МПК В60Т 8/32 НКИ 303/119.2. Brake-pressure modulator pilot unit / заявитель и патентообладатель Dieter Frank, Juan

- Rovira-Rifaterra, Armin Sieker, Andreas Taichmann (Германия);. – № 11/658,066; опубл. 11.10.2007.
115. Пат. 6588856 США, МПК В60Т 8/34 НКИ 303/119.2. Modulator relay valve assembly and method / Robert J. Herbst, Gregory R. Ashley, George S. Wagner (США); заявитель и патентообладатель Benbix Commercial Vehicle Systems LLC (США). - № 09/924,187; опубл. 08.07.2003.
116. Пат. 6386649 США, МПК В60Т 8/34 НКИ 303/119.2. Two solenoid pressure modulated relay valve with integral quick release function for ABS / Charles E. Ross (США); заявитель и патентообладатель AlliedSignal Truck brake systems (США). - № 09/410,519; опубл. 14.05.2002.
117. Морозов В.В., Костерин А.Б., Новиков Е.А. Плавность динамических звеньев электромеханических приводов / под. ред. В.В. Морозова, - ВГУ.- 1999. – 158 с.
118. Рыжих Л.А. Системы контроля выходных параметров движения автотранспортного средства / Л.А. Рыжих, А.Н. Красюк, Д.Н. Леонтьев, А.В. Быкадоров // Вісник СевНТУ. Сер.: Машиноприладобудування та транспорт. – Севастополь : СевНТУ, 2013. – Вип. 143. – С.49-52.
119. Пат. 114176 Україна, МКИ G06F 13/00, G01С 23/00, H04N 21/00. Система контролю вихідних параметрів руху транспортного засобу / Леонтьєв Дмитро Миколайович, Клименко Валерій Іванович, Рижих Леонід Олександрович, Ломака Степан Йосифович ; власники : Харк. нац. автомоб.-дор. ун-т, Леонтьєв Дмитро Миколайович, Клименко Валерій Іванович, Рижих Леонід Олександрович, Ломака Степан Йосифович. - № u201610368 ; заявл. 11.10.2016 ; опубл. 27.02.2017, Бюл. № 4.- 2 с.
120. Леонтьев Д.Н. Системы контроля выходных параметров движения наземных транспортных средств / Д.Н. Леонтьев, Л.А. Рыжих, В.И. Клименко // Тези доповідей міжнародної конференції. – Харків : ХАИ, 2016. – С. 144.
121. Сысоева С. Актуальные технологии и применения датчиков автомобильных систем активной безопасности. Часть 1. Новые технологии и применения датчиков автомобильных систем помощи водителю./ С. Сысоева // Компоненты и технологии. – 2006. – № 8. – С. 34–44.

122. Сысоева С. Актуальные технологии и применения датчиков автомобильных систем активной безопасности. Часть 2. Подробнее об элементной базе автомобильных видеокамер. / С. Сысоева // Компоненты и технологии. – 2006. – № 9. – С. 24–36.
123. Сысоева С. Актуальные технологии и применения датчиков автомобильных систем активной безопасности. Часть 3. Элементная база датчиков света и цвета. / С. Сысоева // Компоненты и технологии. – 2006. – № 10. – С. 22–33.
124. Сысоева С. Актуальные технологии и применения датчиков автомобильных систем активной безопасности. Часть 4. Инфракрасные тепловые камеры. / С. Сысоева // Компоненты и технологии. – 2006. – №11. – С. 22–31.
125. Сысоева С.. Актуальные технологии и применения датчиков автомобильных систем активной безопасности. Часть 5. Ультразвуковые датчики. / С. Сысоева // Компоненты и технологии. – 2007. – №2. – С. 30–35.
126. Сысоева С. Актуальные технологии и применения датчиков автомобильных систем активной безопасности. Часть 6. Радары. / С. Сысоева // Компоненты и технологии. – 2007. – №3. – С. 67–76.
127. Сысоева С. Актуальные технологии и применения датчиков автомобильных систем активной безопасности. Часть 7. Активные ик. системы: лидары, системы ночного видения, 3d - камеры. / С. Сысоева // Компоненты и технологии. – 2007. – № 4. – С. 19–26.
128. Сысоева С. Актуальные технологии и применения датчиков автомобильных систем активной безопасности. Часть 8. Батарейные Датчики систем TPMS. Эволюция к высокоинтегрированным решениям. / С. Сысоева // Компоненты и технологии. – 2007. – №8. – С. 24–32.
129. United State of America. Rules and Regulations. Event Data Recorders // Federal Register. Vol. 77, № 154.- Thursday, August 9, 2012 - С. 47552 – 47557.
130. Kienhöfer, F., and Cebon, D. (2004). An Investigation of ABS Strategies for Articulated Vehicles. 8th International Symposium on Heavy Vehicles Weights and Dimensions, Midrand, South Africa.

## Додаток А

**Вихідні дані для моделювання динаміки руху колісного транспортного засобу з електропневматичним гальмовим приводом**

$k=1.4$ ; % показник адіабати  
 $R=287.14$ ; % газова постійна  
 $T=283$ ; % температура у Кельвінах  
 $P_{atm}=101325$ ; % атмосферний тиск, Па  
 $P_{m1}=700000+101325$ ; % тиск у ресивері, Па  
 $P_{m2}=700000+101325$ ; % тиск у ресивері, Па  
 $T_{ipkam1}=16$ ; % тип гальмової камери  
 $T_{ipkam2}=16$ ; % тип гальмової камери  
 $V_{res1}=50*0.001$ ; % об'єм ресивера переднього контуру, м<sup>3</sup>  
 $V_{res2}=50*0.001$ ; % об'єм ресивера заднього контуру, м<sup>3</sup>  
 $f_{mod1}=3.14*0.006^{2/4}$ ; % площа вхідного отвору в модуляторі  
 $f_{mod2}=3.14*0.01^{2/4}$ ; % площа вихідного отвору в модуляторі  
 $f=3.14*0.01^{2/4}$ ; % площа отвору в трубках (всі трубки однакові), ресивері та гальмових камерах  
 % передній контур  
 $\mu_{i0}=0.5$ ; % коефіцієнт витрати робочого тіла в гальмовій камері лівій та правій під час режиму наповнення  
 $\mu_{i1}=0.5$ ; % коефіцієнт витрати робочого тіла в лівій трубці після модулятора під час режиму наповнення  
 $\mu_{i2}=0.5$ ; % коефіцієнт витрати робочого тіла в правій трубці після модулятора під час режиму наповнення  
 $\mu_{i3}=1.8$ ; % коефіцієнт витрати робочого тіла в модуляторі тиску під час режиму наповнення  
 $\mu_{i4}=0.9$ ; % коефіцієнт витрати робочого тіла в трубці ресивера під час режиму наповнення  
 $\mu_{i5}=0.8$ ; % коефіцієнт витрати робочого тіла у ресивері під час режиму наповнення  
 $\mu_{i0\_1}=0.8$ ; % коефіцієнт витрати робочого тіла в гальмовій камері лівій та правій під час режиму спорожнення  
 $\mu_{i1\_1}=0.9$ ; % коефіцієнт витрати робочого тіла в лівій трубці після модулятора під час режиму спорожнення  
 $\mu_{i2\_1}=0.9$ ; % коефіцієнт витрати робочого тіла в правій трубці після модулятора під час режиму спорожнення  
 $\mu_{i3\_1}=3.6$ ; % коефіцієнт витрати робочого тіла в модуляторі під час режиму спорожнення  
 $V_{t1}=3.14*0.006^{2/4}*0.5$ ; % об'єм трубки лівої довжиною 0.5 м  
 $V_{t2}=3.14*0.006^{2/4}*0.5$ ; % об'єм трубки правої довжиною 0.5 м



$Vt3=3.14*0.006^2/4*0.5$ ; % об'єм трубки після ресиверу довжиною 0.5 м  
 $Vm=3.14*(0.04^2-0.02^2)/4*0.01$ ; % об'єм в модуляторі  
 $Vtk=Tipkam1*6.45/10000*0.12$ ; % Об'єм гальмової камери (ліва та права окремо)  
 % задній контур  
 $mu00=0.5$ ; % коефіцієнт витрати робочого тіла в гальмовій камері ліва та права  
 $mu11=0.5$ ; % коефіцієнт витрати робочого тіла в лівій трубці після модулятора під час режиму наповнення  
 $mu22=0.5$ ; % коефіцієнт витрати робочого тіла в правій трубці після модулятора під час режиму наповнення  
 $mu33=1.8$ ; % коефіцієнт витрати робочого тіла в модуляторі тиску під час режиму наповнення  
 $mu44=0.9$ ; % коефіцієнт витрати робочого тіла в трубці ресиверу під час режиму наповнення  
 $mu55=0.8$ ; % коефіцієнт витрати робочого тіла в ресивері під час режиму наповнення  
 $mu00\_1=0.8$ ; % коефіцієнт витрати робочого тіла в лівій та правій гальмових камерах під час режиму спорожнення  
 $mu11\_1=0.9$ ; % коефіцієнт витрати робочого тіла в лівій трубці після модулятора під час режиму спорожнення  
 $mu22\_1=0.9$ ; % коефіцієнт витрати робочого тіла в правій трубці після модулятора під час режиму спорожнення  
 $mu33\_1=3.6$ ; % коефіцієнт витрати робочого тіла в модуляторі під час режиму спорожнення  
 $Vt11=3.14*0.006^2/4*0.5$ ; % об'єм трубки лівої довжиною 0.5 м  
 $Vt22=3.14*0.006^2/4*0.5$ ; % об'єм трубки правої довжиною 0.5 м  
 $Vt33=3.14*0.006^2/4*0.5$ ; % об'єм трубки після ресиверу довжиною 0.5 м  
 $Vm1=3.14*(0.04^2-0.02^2)/4*0.01$ ; % об'єм в модуляторі  
 $Vtk1=Tipkam2*6.45/10000*0.12$ ; % об'єм гальмової камери (ліва та права окремо)  
 % параметри гальмових механізмів (1-передній, 2-задній)  
 $a31=0$ ; % кут прикладання сили до колодки, град  
 $a32=0$ ; % кут прикладання сили до колодки, град  
 $an1=0.125$ ; % відстань від центра колеса до опори колодки, м  
 $an2=0.125$ ; % відстань від центра колеса до опори колодки, м  
 $cn1=0.125$ ; % відстань від центра колеса до місця прикладення сили до колодки, м  
 $cn2=0.125$ ; % відстань від центра колеса до місця прикладення сили до колодки, м  
 $rtb1=0.162$ ; % радіус гальмового барабану, м  
 $rtb2=0.162$ ; % радіус гальмового барабану, м  
 $b01=110$ ; % кут охопту накладки, град

$b_{02}=110$ ; % кут охопту накладки, град  
 $\mu_{\min 1}=0.34$ ; % коефіцієнт тертя накладки о барабан  
 $\mu_{\min 2}=0.34$ ; % коефіцієнт тертя накладки о барабан  
 $a_{41}=9$ ; % кут зміщення опори колодки від вісі симетрії (не більше 24 град)  
 $a_{42}=9$ ; % кут зміщення опори колодки від вісі симетрії (не більше 24 град)  
 $\delta_{11}=14$ ; % кут зміщення сил тертя, град  
 $\delta_{12}=14$ ; % кут зміщення сил тертя, град  
 $k_{pd1}=0.8$ ; % ккд переднього механізму  
 $k_{pd2}=0.8$ ; % ккд заднього механізму  
 $l_{p1}=0.15$ ; % довжина важеля розтискного кулаку, м  
 $l_{p2}=0.15$ ; % довжина важеля розтискного кулаку, м  
 $q_1=90$ ; % кут встановлення гальмової камери, град  
 $q_2=90$ ; % кут встановлення гальмової камери, град  
 $r_{e1}=0.0125$ ; % радіус прикладання сили на розтискному кулаку, м  
 $r_{e2}=0.0125$ ; % радіус прикладання сили на розтискному кулаку, м  
% параметри автомобіля  
 $B=1.5$ ; % колія автомобіля, м  
 $\beta_{\text{dorogi}}=1$ ; % уклін дорожнього полотна (до 6 град)  
 $h_g=1.43$ ; % висота центра ваги авто, м  
 $a=2.61$ ; % відстань від центру ваги до передньої вісі автомобіля, м  
 $b=1.59$ ; % відстань від центру ваги до задньої вісі автомобіля, м  
 $L=a+b$ ; % база авто, м  
 $M_a=9500$ ; % маса авто, кг  
 $C_3=B \cdot \sin(\beta_{\text{dorogi}} \cdot \pi / 180) + 2 \cdot h_g \cdot \cos(\beta_{\text{dorogi}} \cdot \pi / 180)$ ;  
 $C_2=1 - (B \cdot \cos(\beta_{\text{dorogi}} \cdot \pi / 180) - 2 \cdot h_g \cdot \sin(\beta_{\text{dorogi}} \cdot \pi / 180)) / B$ ;  
 $C_1=B \cdot \cos(\beta_{\text{dorogi}} \cdot \pi / 180) - 2 \cdot h_g \cdot \sin(\beta_{\text{dorogi}} \cdot \pi / 180)$ ;  
% параметри коліс  
 $S_{x_{\min}}=90000$ ; % жорсткість шини при мінімальному тиску в ній Н\*м/рад  
 $S_{x_{\max}}=127000$ ; % жорсткість шини при максимальному тиску в ній Н\*м/рад  
 $g=9.81$ ; % прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>  
 $p_{\min}=0.1$ ; % мінімальний тиск в шині, МПа  
 $p_{\max}=0.8$ ; % максимальний тиск в шині, МПа  
 $p_1=0.65$ ; % прийнятий тиск в одинарній шині для розрахунків, МПа  
 $p_2=0.5$ ; % прийнятий тиск в здвоєній шині для розрахунків, МПа  
 $f_{\text{blok}}=0.9$ ; % тертя заблокованого колеса о дорогу  
 $r_d=0.39$ ; % динамічний радіус колеса, м  
 $e_0=0.001$ ; % кут закрутки шини під час вільного кочення колеса, град  
 $k_d=9 \cdot 10^{-7}$ ; % коефіцієнт зміни кута закрутки шини під час вільного кочення колеса  
 $S_{kr}=0.2$ ; % критичне проковзування колеса  
 $J_{k1}=16$ ; % інерційний момент переднього колеса  
 $J_{k2}=32$ ; % інерційний момент заднього колеса

## Додаток Б

### Список публікацій за темою дисертації та відомості про апробацію результатів дисертації

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Леонтьев Д. Н. Анализ и выбор принципов управления электропневматическими модуляторами рабочей тормозной системы автомобилей / Д. Н. Леонтьев, Е. А. Серикова, А. В. Быкадоров, Е. Ю. Дон // Вісник НТУ «ХП». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ«ХП», 2012. – Вип. №60 2012. – С. 67–72.

2. Leontiev D. Specifics of automobile dual wheels interaction with the supporting surface / D. Leontiev, E. Don // – Автомобільний транспорт: науковий журнал. – Х.: ХНАДУ, 2016. – Вип. 39. – С. 74-79.

3. Рижих Л. О. Контроль вихідних параметрів пневматичного гальмівного керування в експлуатації / Л. О. Рижих, С. Й. Ломака, Є. Ю. Дон // Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. – Х.: ХНАДУ, 2016. – Вип. 75. – С. 145–150.

4. Дон Є. Ю. Теоретичні дослідження впливу зміни тиску в електропневматичному гальмівному приводі на динаміку руху коліс КТЗ / Є. Ю. Дон // Вісник НТУ «ХП». Серія: Динаміка і міцність машин . – Х.: НТУ«ХП», 2017. – Вип. 39 2017. – С. 14-18.

5. Леонтьев Д. М. Обгрунтування характеру зміни тиску в електропневматичному гальмовому приводі під час екстреного гальмування / Д. М. Леонтьев, Є. Ю. Дон // Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. – Х.: ХНАДУ, 2019. – Вип. 84. – С. 21–30.

6. Leontiev D., Klimenko V., Mykhalevych M., Don Y., Frolov A. (2020) Simulation of Working Process of the Electronic Brake System of the Heavy

Vehicle. In: Palagin A., Anisimov A., Morozov A., Shkarlet S. (eds) *Mathematical Modeling and Simulation of Systems. MODS 2019. Advances in Intelligent Systems and Computing*, vol 1019. Springer, Cham, pp 50-61. (First Online: 18 July 2019) [https://doi.org/10.1007/978-3-030-25741-5\\_6](https://doi.org/10.1007/978-3-030-25741-5_6) (Scopus, Quartiles - Q3)

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації: (тези)

7. Ryjikh L. Analysis and selection of principles of electropneumatic modulator control of vehicle braking system / L. Ryjikh, D. Leontiev, E. Don // *Innovative Processes and Technologies. Ways of Their Implementation in Automobile, Road-Building, Transport, Nature Protection and Educational Fields: Collection of scientific works (in foreign languages)* / – Харківський національний автомобільно-дорожній університет: збірник матеріалів конференції. – Харків: ХНАДУ, 2013. – С. 282 – 286

8. Рижих Л.О. Про вибір принципу керування пропорційними модулятором електронно–пневматичної гальмової системи автотранспортного засобу / Л.О. Рижих, Д.М. Леонт'єв, Є.Ю. Дон // *Новітні технології розвитку конструкції, виробництва, експлуатації та експертизи автомобіля: Збірник тез / Харківський національний автомобільно-дорожній університет. – Харків: ХНАДУ, 2014. – С. 53 – 54.*

9. Рижих Л.О. Аналіз динаміки гальмування автотранспортних засобів з електронно-пневматичною гальмівною системою / Л.О. Рижих, Є.Ю. Дон // *Новітні технології в автомобілебудівництві та транспорті: Наукові праці міжнародної науково-практичної конференції / Харківський національний автомобільно-дорожній університет. – Харків: ХНАДУ, 2015. – С. 49 – 50.*

10. Красюк А.Н. Статическая характеристика электронно-пневматической тормозной системы / А. Н. Красюк, Д. Н. Леонт'єв, Е. Ю. Дон // *Организация дорожного движения и перевозок пассажиров и грузов и транспорт: Сборник научных трудов конференции / Белорусский национальный технический университет, Автотракторный факультет. – Минск: БНТУ, 2017. – С. 254 – 262.*

11. Simulation of working process of the electronic brake system of the heavy vehicle / D. Leontiev, V. Klimenko, M. Mykhalevych, Y. Don, A. Frolov // Математичне та імітаційне моделювання систем. МОДС 2019: тези доповідей Чотирнадцятої міжнародної науково-практичної конференції (Чернігів, 24 - 26 червня 2019 р.) / МОН України, Національна академія наук України, Академія технологічних наук України, Інженерна академія України та ін. - Чернігів: ЧНТУ, 2019. – С. 76 - 79.

Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації: (свідотства, патенти закордонні статі)

12. А.с. 24904 Україна, Департамент авторського права в Україні. Комп'ютерна програма “Програма обробки показників вихідних параметрів гальмування транспортних засобів” / Є.Ю. Дон, Д.Н. Леонт'єв, О.О. Журавський (Україна). – Опубл. 07.07.16.

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 та результати теоретичних і експериментальних досліджень доповідалися, обговорювалися і отримали позитивну оцінку на науково-технічних сесіях ХНАДУ і міжнародних конференціях, серед яких:

– Міжнародна науково-технічна конференція, присвячена 100-річчю з дня народження В.К. Нікітіна, 80-річчю з дня заснування кафедри автомобілів та 50-річчю з дня заснування лабораторії швидкісних автомобілів “Проблеми та перспективи автомобілебудування та автомобільного транспорту”, (м. Харків, Україна, ХНАДУ, 3-4 листопада 2011 року, форма участі – очна);

– Міжнародна науково-практична конференція, присвячена Дню автомобіліста та дорожника “Новітні технології розвитку конструкції, виробництва, експлуатації, ремонту та експертизи автомобіля”, (м. Харків, Україна, ХНАДУ, 15-16 жовтня 2014 року, форма участі – очна);

– Міжнародна науково-технічна конференція, присвячена 85-річчю заснування ХНАДУ та 85-річчю автомобільного факультету «Новітні технології в автомобілебудівництві та транспорті» (м. Харків, Україна, ХНАДУ, 15-16 жовтня 2015 року, форма участі – очна);

– Міжнародна науково-практична конференція автотракторного факультету «Організація дорожнього руху, перевезень пасажирів та вантажів і транспорт» (м. Мінськ, Республіка Білорусь, БНТУ, 01-03 листопада 2017 року, форма участі – заочна);

– 82-га науково-технічна та науково-методична конференція Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (м. Харків, Україна, 7 – 11 травня 2018 року, форма участі – очна).

**Додаток В**  
**Акти впровадження**

**ЗАТВЕРДЖУЮ**  
 Директор державного підприємства  
 «ХАРКІВСЬКИЙ АВТОМОБІЛЬНИЙ ЗАВОД»  
 \_\_\_\_\_ О.Ф. Грабовець  
 « 01 » \_\_\_\_\_ 2019 р.



### АКТ

про впровадження розробки, виконаної фахівцями  
 Харківського національного автомобільно-дорожнього університету

Даний акт складений комісією у складі:

Ткаченко В.Г. - головний інженер державного підприємства  
 «ХАРКІВСЬКИЙ АВТОМОБІЛЬНИЙ ЗАВОД»;

Клименко В.І. - проф. завідувач кафедру автомобілів ХНАДУ;

Леонтьєв Д.М. - к.т.н., доцент кафедри автомобілів ХНАДУ.

Комісія провела роботу по визначенню фактичного використання державним підприємством ДП «ХАРКІВСЬКИЙ АВТОМОБІЛЬНИЙ ЗАВОД» розробок здобувача ХНАДУ Дон Є.Ю. і встановила:

1. Розроблено методику, яка дозволяє визначити ефективність дії гальмівного управління колісного транспортного засобу після ремонтно-відновлювальних робіт.

2. Запропоновано принцип управління пропорційними модуляторами тиску для забезпечення високої ефективності гальмування при збереженні ресурсу гальмівних механізмів.

3. Експериментально підтверджено, що істотний вплив на динаміку гальмування колісного транспортного засобу надає характер управління пропорційними електропневматичними модуляторами тиску.





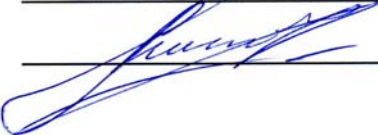
4. Проведені експериментальні дослідження існуючих конструкцій електропневматичних гальмівних приводів підтверджують вплив ваги транспортного засобу на ефективність гальмування колісного транспортного засобу в різних умовах його експлуатації.

Комісією встановлено, що ступінь участі здобувача Дон Є.Ю. становить 80%. Результати досліджень прийняті державним підприємством ДП «ХАРКІВСЬКИЙ АВТОМОБІЛЬНИЙ ЗАВОД» до подальшого використання в перспективних розробках підприємства. Визначення конкретного економічного ефекту виконаних досліджень на етапі дослідних розробок не представляється можливим.

Акт складено в 4-х примірниках.

Примірники 1,2,3 передані в ХНАДУ.

Члени комісії:

	В.Г. Ткаченко
	В.І. Клименко
	Д.М. Леонтьев

ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор підприємства  
АТ «АТП-16365»  
О.В. Шпак  
«20» листопада 2018 р.



## АКТ

з впровадження розробки, виконаної спеціалістами  
Харківського національного автомобільно-дорожнього університету

Даний акт складений комісією в складі:

Шпак Д.О. – заступник директора підприємства АТ «АТП-16365»;

Усань А.Т. – начальник виробничо-технічного відділу  
підприємства АТ «АТП-16365»;

Леонтьєв Д.М. – к.т.н., доцент кафедри автомобілів ХНАДУ.

Комісія провела роботу по визначенню використання підприємством АТ «АТП-16365» розробок здобувача Дон Євгена Юрійовича і встановила наступне:

1. Запропонована здобувачем математична модель, що дозволяє визначати параметри руху колісного транспортного засобу обладнаного автоматизованими системами регулювання гальмового зусилля в різних умовах його експлуатації, придатна для дослідження ефективності дії робочої і запасної гальмових систем парку автомобілів, які знаходяться в господарстві підприємства.

2. Запропонована здобувачем математична модель може бути використана для оцінки ефективності дії гальмівного управління транспортного засобу після проведення технічного обслуговування і

поточного ремонту рухомого складу в умовах автотранспортного підприємства.

3. Здобувачем теоретично обґрунтовано і експериментально підтверджено вплив вагових параметрів транспортного засобу на ефективність гальмування вантажного рухомого складу різних категорій.

4. Здобувачем експериментально підтверджено вплив принципу управління модуляторами електропневматичного гальмівного приводу на ефективність гальмування колісного транспортного засобу.

Комісією встановлено, що ступінь участі здобувача Дон Євгена Юрійовича становить не менше 85%. Результати досліджень прийняті автотранспортним підприємством АТ «АТП-16365» до подальшого використання при оцінці ефективності дії гальмівного управління транспортних засобів після проведення технічного обслуговування і поточного ремонту.

Визначення економічного ефекту виконаних досліджень на етапі дослідних робіт в умовах підприємства не розглядалося.

Акт складено в 4-х примірниках.

Примірники 1,2,3 передані в ХНАДУ.

Члени комісії:

  
\_\_\_\_\_ Д.О. Шпак

  
\_\_\_\_\_ А.Т. Усань

  
\_\_\_\_\_ Д.М. Леонтьев



УКРАЇНА

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА  
ІМЕНІ ПЕТРА ВАСИЛЕНКА

61002 м. Харків, вул. Алчевських, 44. Тел.: (+38 057) 700-38-88, факс (+38 057) 700-39-14, E-mail: info@khntusg.com.ua

05.02.19 № 27  
на № 30-42-02-56

**АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ**  
результатів розробки в навчальний процес  
підготовки бакалаврів та магістрів

Даний акт складений комісією у складі:

Власовець В.М. – директор науково-навчального інституту механотроніки і систем менеджменту, д.т.н., професор;

Лебедев А.Т. – завідувач кафедри тракторів і автомобілів, академік вищої школи України, д.т.н., професор;

Шуляк М.Л. – заступник завідувача кафедри тракторів і автомобілів, д.т.н., доцент.

Комісія провела роботу по визначенню рівня використання матеріалів розробки здобувача Дон Є.Ю. у навчальному процесі Харківського національного технічного університету імені Петра Василенка під час підготовки бакалаврів та магістрів із спеціальностей 208 «Агроінженерія», 274 «Автомобільний транспорт». Комісія встановила, що матеріали розробки які стосуються динаміки гальмування колісного транспортного засобу з електропневматичним гальмовим приводом можуть бути використані під час вивчення спеціальних дисциплін:

- на рівні підготовки бакалавра: «Трактори і автомобілі», «Автомобілі»;
- на рівні підготовки магістрів: «Трактори і автомобілі», «Автомобілі».

Результати проведених досліджень впроваджені в навчальний процес Харківського національного технічного університету імені Петра Василенка також використано в якості рекомендацій з курсового та дипломного проектування.

Акт складено у 4-х примірниках.

Екземпляри 1, 2, 3 – передані до ХНАДУ.

Члени комісії:

 В.М. Власовець  
 А.Т. Лебедев  
 М.Л. Шуляк

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Директор підприємства

ТОВ «GRAND DVS»

Д.В. Довженко

« 21 » серпня 2019 р.**АКТ**

про впровадження розробки, виконаної фахівцями  
Харківського національного автомобільно-дорожнього університету

Даний акт складений комісією у складі:

Довженко В.Г. – головний інженер підприємства ТОВ «GRAND DVS»;

Чередник Д.С. – менеджер підприємства ТОВ «GRAND DVS»;

Близнюк О.В. – інженер з діагностики машино-тракторного парку  
підприємства ТОВ «GRAND DVS»

Комісія провела роботу щодо визначення ступеня використання підприємством ТОВ «GRAND DVS» розробок здобувача Харківського національного автомобільно-дорожнього університету Дон Євгена Юрійовича і встановила наступне:

1. Розроблена методика, яка дозволяє визначити ефективність дії гальмового керування колісного транспортного засобу після ремонтно-відновлювальних робіт може бути використана на підприємстві в відділенні діагностування гальм вантажних транспортних засобів.




2. Дослідження, щодо характеру зміни тиску в гальмових камерах колісного транспортного засобу можуть бути використані під час оцінки ефективності дії антиблокувальних систем відновлених транспортних засобів.

3. Проведені експериментальні дослідження динаміки гальмування колісного транспортного засобу під час повного та часткового його завантаження можуть бути використані у відділенні діагностування гальм, як еталонні під час оцінки ефективності роботи робочої гальмової системи колісного транспортного засобу в різних експлуатаційних умовах.

Комісією встановлено, що ступінь використання розробок здобувача Дон Є.Ю. підвищить ефективність виконання діагностичних заходів на 20% в умовах авторемонтного підприємства ТОВ «GRAND DVS».

Акт складено в 4-х примірниках. Примірники 1,2,3 передані в ХНАДУ.

Члени комісії:

	В.Г. Довженко
	Д.С. Чередник
	О.В. Близнюк

**Додаток Г**  
**Свідоцтво авторського права**

