

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ  
АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ УНІВЕРСИТЕТ

Красюк Олександр Миколайович



УДК 629.33 + 629.062

ВДОСКОНАЛЕННЯ ЕЛЕКТРОННО-ПНЕВМАТИЧНОЇ ГАЛЬМІВНОЇ  
СИСТЕМИ АВТОТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Спеціальність 05.22.02 – автомобілі та трактори

Автореферат  
дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Харків – 2011

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми.** На сучасному етапі розвитку автомобілебудування вимоги до гальмівних систем автотранспортних засобів (АТЗ) постійно зростають. Це знаходить своє відображення у стандартах та інших національних і міжнародних нормативних документах.

Наявні електронно-пневматичні гальмівні системи (ЕПГС), що дозволяють на цей період часу забезпечити найвищий рівень активної безпеки АТЗ, мають певні недоліки, а це, у свою чергу, перешкоджає їхньому масовому використанню. Тому створення конкурентоспроможної ЕПГС, що перевершує закордонні аналоги за характеристиками і собівартістю, є актуальним завданням для сьогодення України.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Робота є складовою частиною досліджень Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (ХНАДУ) з проблеми «Безпека дорожнього руху», що виконувалася відповідно до Постанови Національної ради з питань безпеки життедіяльності населення №3 від 25 грудня 1997 р. «Про відповідність вимогам охорони праці машин, транспортних засобів, обладнання, що виготовляються в Україні». Наукове дослідження виконувалося згідно з комплексними темами кафедри автомобілів ХНАДУ: «Системне проектування й конструктування транспортних засобів, що забезпечують необхідну активну безпеку дорожнього руху», «Теоретичні й експериментальні дослідження електропневматичного гальмівного приводу автотранспортних засобів» (№ 0198U005036), «Розробка теоретичних основ синтезу елементів електропневматичного гальмівного приводу, об'єднаного з АБС», «Теоретичні й експериментальні дослідження електропневматичного гальмівного приводу автотранспортних засобів, об'єднаного з антиблокувальною гальмівною системою» (№ 0101U005210). Науково-дослідницька діяльність автора в зазначених науково-дослідних роботах полягала в розробці, теоретичному й експериментальному дослідження електронно-пневматичної робочої гальмівної системи транспортного засобу, обладнаної пропорційним модулятором прямої дії з приводом від кривого електродвигуна.

**Мета і завдання дослідження.** Метою дисертаційної роботи є вдосконалення електронно-пневматичної гальмівної системи автотранспортних засобів шляхом зміни способу слідкувальної дії.

- Відповідно до поставленої мети в роботі слід вирішити такі завдання:
- проаналізувати електронно-пневматичні гальмівні системи та вплив релейного модулятора на робочі процеси в контурі;
  - вибрати й обґрунтувати вхідні і вихідні параметри пропорційного модулятора електронно-пневматичної гальмівної системи з приводом від кривого електродвигуна, а також дослідити функціональні зв'язки і робочі процеси контура електронно-пневматичної гальмівної системи з пропорційним модулятором;

Дисертацію с рукопис.

Робота виконана в Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті Міністерства освіти і науки, молоді та спорту України.

**Науковий керівник:** кандидат технічних наук,  
професор Рижих Леонід Олександрович,  
Харківський національний автомобільно-дорожній університет, професор кафедри автомобілів

**Офіційні опоненти:**

доктор технічних наук,  
професор Ніконов Олег Якович,  
Харківський національний автомобільно-дорожній університет, завідувач кафедри інформатики;

кандидат технічних наук,  
доцент Мандрика Володимир Ростиславович,  
Національний технічний університет НТУ „ХПІ”,  
доцент кафедри автомобіле- та тракторобудування

**Захист відбудеться** «26» жовтня 2011 р. о 12 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради України Д 64.059.02 при Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті за адресою: 61002, Україна, м. Харків, вул. Петровського, 25.

З дисертацією можна ознайомитися у бібліотеці Харківського національного автомобільно-дорожнього університету за адресою: 61002, Україна, м. Харків, вул. Петровського, 25.

Автореферат розіслано «23» вересня 2011 р.

Учений секретар спеціалізованої  
вченої ради

I.C. Наглюк

- розробити пропорційний модулятор електронно-пневматичної гальмівної системи та систему керування ним;
- експериментально підтвердити працездатність й оцінити ефективність розробленого контура електронно-пневматичної гальмівної системи під час виконання функцій електропневматичного гальмівного приводу й АБС.

**Об'єкт дослідження** – робочий процес контура електронно-пневматичної гальмівної системи з функціями електропневматичного гальмівного приводу й АБС.

**Предмет дослідження** – вплив конструкції пропорційного модулятора й системи керування ним на робочі процеси в контурі електронно-пневматичної гальмівної системи.

**Методи дослідження.** Для визначення стану питання й постановки завдань дослідження використано методи збору й аналізу інформації; для дослідження роботи електронно-пневматичної гальмівної системи застосовано методи математичного моделювання й чисельні методи розв'язання диференціальних рівнянь; в експериментальних дослідженнях використовувалися електричні методи вимірю фізичних величин і натурні випробування у стендових умовах.

**Наукова новизна** отриманих результатів полягає в такому:

- уперше встановлено залежності, що дозволяють обґрунтувати конструктивні параметри пропорційного модулятора з приводом від крокового електродвигуна;
- розроблено концепцію, що розвиває ідеї створення системного підходу до проектування системи керування електронно-пневматичною гальмівною системою.

**Практичне значення** отриманих результатів полягає в тому, що розроблено залежності, що дозволяють визначити вихідні параметри електропневматичного гальмівного приводу (ЕПГП) з пропорційним модулятором та здійснити моделювання переходів процесів в ЕПГП; концепції проектування системи керування ЕПГС.

Результати проведених досліджень упроваджено на ВАТ „Полтавський автоагрегатний завод”, ПАТ „Вовчанський агрегатний завод”, НВФ „Елон-ТТ”. Практичне використання отриманих результатів спрямовано на досягнення соціального ефекту щодо поліпшення умов праці водіїв, зниження кількості дорожньо-транспортних пригод і підвищення активної безпеки автомобілів у цілому.

**Особистий внесок здобувача.** Теоретичні й експериментальні дослідження, що виносяться на захист, отримані автором самостійно. У роботах, опублікованих у співавторстві, автору належать такі результати: аналіз ЕПГС й існуючих конструкцій модуляторів [1, 2]; аналіз функціонування антиблокувальної системи, встановленої на автобусі МАЗ-256 [3]; методика визначення параметрів пропорційного модулятора ЕПГС із

кроковим електродвигуном [4]; математична модель контура ЕПГС, за рахунок якої розв'язані спільно рівняння електро- і газової динаміки [5].

**Апробація результатів дисертації.** Дисертаційна робота обговорена на науковому семінарі кафедри автомобілів Харківського національного автомобільно-дорожнього університету й одержала позитивну оцінку. Основні положення й результати теоретичних й експериментальних досліджень були повідомлені й доповідалися на:

- 54-ї міжнародній науково-технічній конференції «Безопасность конструкции автотранспортных средств» (Російська Федерація, м. Дмитров, ФГУП «НИЦІАМТ», червень 2006 року);
- 62-ї міжнародній науково-технічній конференції «Перспективы развития отечественного автомобилестроения. Конструктивная безопасность автотранспортных средств» (Російська Федерація, м. Дмитров, ФГУП «НИЦІАМТ», червень 2008 року);
- XI міжнародній науково-технічній конференції «Автомобільний транспорт: проблеми й перспективи» (м. Севастополь, СНТУ, вересень 2008 року);
- XII міжнародній науково-технічній конференції «Автомобільний транспорт: проблеми й перспективи» (м. Севастополь, СНТУ, вересень 2009 року);
- II міжнародній науково-технічній конференції «Сучасні технології й перспективи розвитку автомобільного транспорту» (м. Вінниця, ВНТУ, жовтень 2009 року);
- 70-ї міжнародній науково-технічній конференції «Перспективы развития отечественного автомобилестроения. Конструктивная безопасность автотранспортных средств» (Російська Федерація, м. Дмитров, ФГУП «НИЦІАМТ», червень 2010 року);
- 70-ї, 71-ї, 72-ї, 73-ї, 74-ї науково-технічних й науково-методичних сесіях професорсько-викладацького складу Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (м.Харків, ХНАДУ, 2006-2010 рр.).

**Публікації.** Основні положення дисертаційної роботи викладено в 8 наукових працях, у тому числі п'ять з них опубліковано у фахових виданнях, що входять у перелік ВАК України; за результатами дослідження отримано 3 патенти.

**Структура й обсяг роботи.** Дисертація складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Повний обсяг роботи складає 188 сторінок, у тому числі 80 рисунків на 72 сторінках, 6 таблиць на 6 сторінках, 3 додатки на 33 сторінках. Список використаних джерел нараховує 114 найменувань на 14 сторінках.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ

У вступі здійснено загальний огляд галузі розробок ЕПГС, обґрунтовано актуальність теми, сформульовано мету і завдання дослідження, визначено наукову новизну і практичну значущість отриманих результатів, подано відомості про публікації і апробацію основних положень дисертації.

У першому розділі проаналізовано особливості конструкції ЕПГС, а також розглянуто сучасні тенденції розвитку ЕПГС. З урахуванням обраного об'єкта дослідження автором розглядалася робота ЕПГС під час виконання функцій ЕПГП та АБС. Обґрунтуванням доцільності застосування, розробки та дослідженням ЕПГП і АБС присвячені роботи таких учених, як Альокса М.М., Гецович Є.М., Ломака С.Й., Михалевич М.Г., Нужний В.В., Попов А.І., Северин О.О., Фрумкін А.К., Ходирев С.Я..

Зазначено, що в основу сучасних ЕПГС покладено використання релейних модуляторів зі зворотним зв'язком за датчиком тиску. Недоліки такого способу одержання слідкувальної дії не дозволяють домогтися якості слідкувальної дії на рівні традиційного пневматичного гальмівного приводу.

У межах наукового дослідження було проведено експериментальні дорожні випробування АБС фірм «Екран» й «KNORR-BREMSE» у складі автобуса МАЗ-256200, обладнаного вимірювальним комплексом, з метою визначення впливу роботи релейного модулятора на процеси, що відбуваються в приводі (рис. 1).

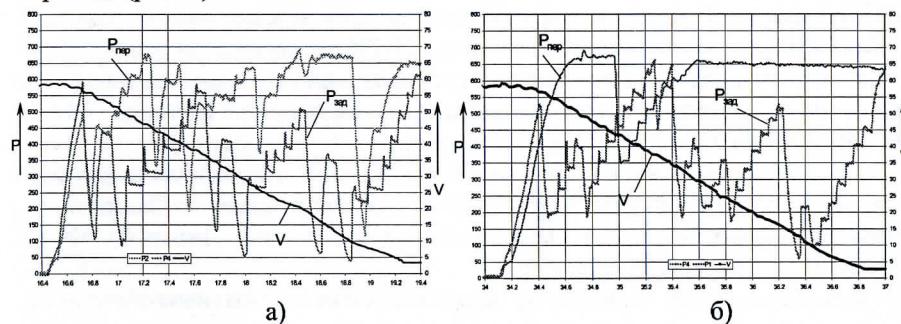


Рис. 1. Зміна тиску в гальмівній камері під час роботи АБС:  
а) фірма «ЕКРАН»; б) фірма «Knort-Bremse».

де  $P_{\text{пер}}$  – зміна тиску стисленого повітря в передньому контурі, кПа;  $P_{\text{зад}}$  – зміна тиску стисленого повітря в задньому контурі, кПа;  $V$  – швидкість автобуса, записана п'ятим колесом, км/год.

Встановлено, що під час роботи системи АБС процес наповнення гальмівної камери є ступеневим, процес спорожнювання відбудеться максимально швидко. Зроблено висновок, що висока швидкодія релейного модулятора АБС дозволяє вчасно запобігти блокуванню коліс, але у разі наповнення негативно позначається на ефективності гальмування, тому алгоритм роботи АБС примусово розтягує процес наповнення гальмівної камери. Проаналізовано існуючі конструкції модуляторів. Зазначено, що пропорційні модулятори прямої дії є найбільш перспективними, тому що виключається необхідність застосування датчика тиску після модулятора.

На основі проведеного аналізу сформульовані мета та основні завдання дослідження.

У другому розділі досліджено конструкцію запропонованого автором пропорційного модулятора та електропневматичного гальмівного приводу з пропорційним модулятором.

Головна відмінність запропонованого модулятора з приводом від крокового електродвигуна (КЕД) (рис. 2) від існуючих – це можливість зміни швидкодії модулятора й забезпечення різної швидкодії у разі наповнення й спорожнювання.

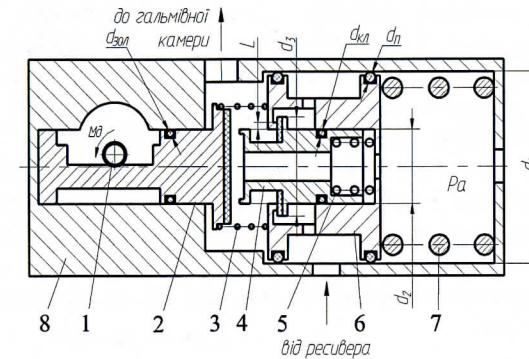


Рис. 2. Розрахункова схема пропорційного модулятора ЕПГС:

1 – шестерня, що встановлена на валу крокового електродвигуна; 2 – зубчаста рейка, що об'єднана з атмосферним клапаном; 3 – пружина атмосферного клапана; 4 – двосідельний клапан; 5 – пружина двосідельного клапана; 6 – пневмопоршень; 7 – пружина пневмопоршня; 8 – корпус модулятора.

Створено методику розрахунку розробленого пропорційного модулятора, що дозволяє визначити силові, геометричні параметри модулятора, а також параметри КЕД. З урахуванням кінематичних та силових зв'язків баланс сил, діючих в пропорційному модуляторі, має вигляд:

$$F_{ob} - \frac{d^2x}{dt^2} \cdot m - \Sigma F_{TP} - F_{PP2} - F_{CK} = 0, \quad (1)$$

де  $F_{ob}$  – сила, створювана КЕД, Н;  $x$  – переміщення рухомих деталей запірно-регулювального елемента (ЗРЕ), мм;  $m$  – маса рухомих деталей ЗРЕ, кг;  $\Sigma F_{TP}$  – сумарна сила тертя під час переміщення рухомих деталей ЗРЕ, Н;  $F_{PP2}$  – зусилля пружини 3, Н;  $F_{CK}$  – сила, необхідна для відкриття впускового клапана, Н.

У межах проведеного дослідження побудовано статичну характеристику пропорційного модулятора (рис. 3), що уможливило встановити функціональний взаємозв'язок між положенням КЕД та тиском у гальмівній камері. Статична характеристика пропорційного модулятора визначалася як залежність тиску  $p_t$  на виході з пропорційного модулятора від переміщення ЗРЕ  $h_{zol}$ , з урахуванням гістерезису. Під час наповнення баланс сил, що діє на ЗРЕ, фіксуємо у вигляді:

$$\begin{cases} p_T = 0; \text{ при } h_{30\pi} < \frac{D_y^2}{4d_2}; \\ p_T = 4 \cdot F_{pp0} / \pi(d_1^2 - d_2^2) \text{ при } \frac{D_y^2}{4d_2} < h_{30\pi} < 2e; \\ p_T = 4 \cdot (C_{pp} \cdot h_1 + F_{tp3} + F_{pp1} + F_{pp2} - F_p - F_{tp1}) / \pi(d_1^2 - d_2^2) \text{ при } \frac{D_y^2}{4d_2} + e < h_{30\pi} < h_{30\pi}^{\max}. \end{cases} \quad (2)$$

де  $D_y^2$  – умовний діаметр перетину випускного клапана,  $\text{мм}^2$ ;  $F_{pp0}$  – зусилля пружини 7 (див. рис. 2), під час попереднього стискання, Н;  $d_1$  – зовнішній діаметр пневмопоршня, мм;  $d_2$  – діаметр сідла клапана, мм;  $e$  – деформація клапана, мм;  $C_{pp}$  – жорсткість пружини пневматичного слідкувального поршня, Н/мм;  $h_1$  – положення слідкувального пневмопоршня 6, мм;  $F_{tp3}$  – сила тертя кільця  $d_{kl}$  за діаметром  $d_2$ , Н;  $F_{pp2}$  – зусилля пружини 3 (див. рис. 2), Н;  $F_p$  – сила, що діє на клапан 4 (див. рис. 2) від тиску повітря, Н;  $F_{tp1}$  – сила тертя ущільнювального кільця  $d_{kl}$  за діаметром  $d_2$ , Н.

Під час спорожнювання баланс сил, що діє на запірно-регулювальний елемент, описуємо як:

$$\begin{cases} p_T = 0; \text{ при } h_{30\pi} < \frac{D_y^2}{4d_2}; \\ p_T = 4 \cdot F_{pp0} / \pi(d_1^2 - d_2^2) \text{ при } \frac{D_y^2}{4d_2} < h_{30\pi} < e; \\ p_T = 4 \cdot (C_{pp} \cdot h_1 - F_{tp3} - F_{pp1}) / \pi(d_1^2 - d_2^2) \text{ при } \frac{D_y^2}{4d_2} + e < h_{30\pi} < h_{30\pi}^{\max}. \end{cases} \quad (3)$$

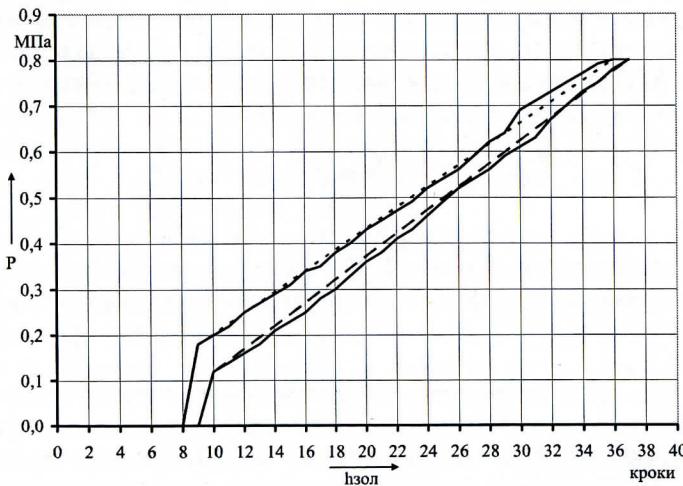


Рис. 3. Розрахункова статична характеристика пропорційного модулятора:  
— розрахункове гальмування; — розрахункове розгальмування;  
— експериментальне гальмування й розгальмування.

Визначено динамічну характеристику електропневматичного гальмівного приводу з пропорційним модулятором за рахунок створеної математичної моделі, що складається з математичної моделі крокового електродвигуна, запропонованої Солохою О.О., диференціальних рівнянь газодинамічних функцій Метлюка-Автушко й диференціальних рівнянь, що описують двосідельний слідкувальний клапан пропорційного модулятора.

Математична модель крокового електродвигуна має вигляд:

$$\begin{cases} \frac{di_{sa}}{dt} = \frac{1}{L_{sa}} \cdot (u_{sa} - r_{sa} \cdot i_{sa} - C \cdot M \cdot \cos(\beta) + M \cdot i_{ra} \cdot \sin(\beta) \cdot w_r); \\ \frac{di_{sb}}{dt} = \frac{1}{L_{sb}} \cdot (u_{sb} - r_{sb} \cdot i_{sb} - Kr(*)) \cdot M \cdot \cos(\beta) - M \cdot i_{ra} \cdot \sin(\beta) \cdot w_r; \\ \frac{di_{ra}}{dt} = Kr; \\ \frac{d\beta}{dt} = w_r; \\ \frac{dw_r}{dt^2} = \frac{p}{J} (M_c - M_e - k \cdot w_r). \end{cases} \quad (4)$$

де  $i_{sa}, i_{sb}, i_{ra}$  – струми в обмотках статора й ротора за осями  $a_s, b_s, a_y, A$ ;  $u_{sa}, u_{sb}, u_{ra}$  – напруги на обмотках за осями  $a_s, b_s, a_y, B$ ;  $r_{sa}, r_{sb}, r_{ra}$  – активні опори обмоток за осями  $a_s, b_s, a_y$ , Ом;  $L_{sa}, L_{sb}, L_{ra} = Lr0 + Lr1 \cdot \cos(4 \cdot \beta)$  – індуктивності обмоток за осями  $a_s, b_s, a_y, \Gamma_h$ ;  $M$  – взаємна індуктивність, Гн;  $\beta$  – кутове положення ротора КЕД;  $w_r$  – кутова швидкість, рад/с;  $M_c$  – момент опору, Н·м;  $M_e$  – електромагнітний момент, Н·м;  $J$  – момент інерції ротора, кг·м<sup>2</sup>;  $p$  – число пар полюсів.

Під час дослідження побудовано розрахункову схему ЕПГС із пропорційним модулятором (рис. 4) і записано системи рівнянь динаміки пневматичного контуру із пропорційним модулятором.

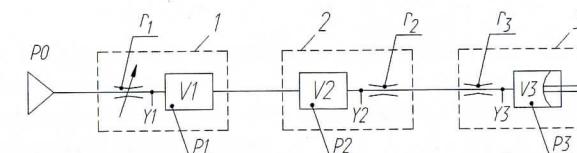


Рис. 4. Розрахункова схема ЕПГП із пропорційним модулятором:  
1 – пропорційний модулятор; 2 – сполучний трубопровід; 3 – гальмівна камера;  $V_1$  – об’єм керуючої порожнини модулятора,  $\text{м}^3$ ;  $V_2$  – об’єм порожнини сполучного трубопроводу,  $\text{м}^3$ ;  $V_3$  – об’єм гальмівної камери,  $\text{м}^3$ ;  $p_0$  – тиск у ресивері, МПа;  $p_1$  – тиск у керуючій порожнині модулятора, МПа;  $p_2$  – тиск у порожнині сполучного трубопроводу, МПа;  $p_3$  – тиск у гальмівній камері, МПа.

Рівняння (8) і (9), що стосуються руху повітря в контурі ЕПГС, доопрацьовані шляхом об'єднання відомих рівнянь газодинамічних функцій. Вони фіксують наповнення та спорожнювання з рівняннями, що описують роботу слідкувального ЗРЕ пропорційного модулятора.

У випадку наповнення:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dp_1}{dt} = \frac{k \cdot \mu_1 \cdot f_1 \cdot V_{kp} \cdot p_0}{V_1} \cdot \frac{A(p_0 - p_1)}{B \cdot p_0 - p_1} - \frac{k \cdot \mu_2 \cdot f_2 \cdot V_{kp} \cdot p_1}{V_1} \cdot \frac{A(p_1 - p_2)}{B \cdot p_1 - p_2} \\ - \frac{k \cdot \mu_3 \cdot f_3 \cdot V_{kp} \cdot p_2}{V_1} \cdot \frac{A(p_2 - p_3)}{B \cdot p_2 - p_3}; \\ \frac{dp_2}{dt} = \frac{k \cdot \mu_2 \cdot f_2 \cdot V_{kp} \cdot p_1}{V_2} \cdot \frac{A(p_1 - p_2)}{B \cdot p_1 - p_2} - \frac{k \cdot \mu_3 \cdot f_3 \cdot V_{kp} \cdot p_2}{V_2} \cdot \frac{A(p_2 - p_3)}{B \cdot p_2 - p_3}; \\ \frac{dp_3}{dt} = \frac{\mu_3 \cdot f_3 \cdot V_{kp} \cdot p_2}{B \cdot p_2 - p_3} \cdot \frac{A(p_2 - p_3)}{B \cdot p_2 - p_3}; \\ f_1 = \pi D_{BII} \cdot \left( \frac{\pi \cdot r_u \cdot \beta}{180^\circ} - h_{II} \right); \\ h_{II} = \frac{(p_1 - p_{\text{нав}}) S_{II} + F_{zod} - F_{TP}}{C_{pp}}. \end{array} \right. \quad (8)$$

У випадку спорожнення:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dp_1}{dt} = - \frac{k \cdot \mu_1 \cdot f_1 \cdot V_{kp} \cdot p_1}{V_1} \cdot \frac{A(p_1 - p_0)}{B \cdot p_1 - p_0} + \frac{k \cdot \mu_2 \cdot f_2 \cdot V_{kp} \cdot p_2}{V_1} \cdot \frac{A(p_2 - p_1)}{B \cdot p_2 - p_1} + \\ + \frac{k \cdot \mu_3 \cdot f_3 \cdot V_{kp} \cdot p_3}{V_1} \cdot \frac{A(p_3 - p_2)}{B \cdot p_3 - p_2}; \\ \frac{dp_2}{dt} = \frac{k \cdot \mu_3 \cdot f_3 \cdot V_{kp} \cdot p_3}{V_2} \cdot \frac{A(p_3 - p_2)}{B \cdot p_3 - p_2} - \frac{k \cdot \mu_2 \cdot f_2 \cdot V_{kp} \cdot p_2}{V_2} \cdot \frac{A(p_2 - p_1)}{B \cdot p_2 - p_1}; \\ \frac{dp_3}{dt} = - \frac{\mu_3 \cdot f_3 \cdot V_{kp} \cdot p_3}{B \cdot p_3 - p_2} \cdot \frac{A(p_3 - p_2)}{B \cdot p_3 - p_2}; \\ f_1 = \pi D_{BIII} \cdot \left( \frac{\pi \cdot r_u \cdot \beta}{180^\circ} - h_{II} \right); \\ h_{II} = \frac{(p_1 - p_{\text{нав}}) S_{II} + F_{zod} - F_{TP}}{C_{pp}}. \end{array} \right. \quad (9)$$

де  $k$  – показник адіабати,  $k = 1.4$ ;  $\mu_1$  – коефіцієнт витрати пневмоопору клапана модулятора;  $\mu_2$  – коефіцієнт витрати пневмоопору трубопроводу;  $\mu_3$  – коефіцієнт витрати пневмоопору гальмівної камери;  $f_i$  – площа поперечного перерізу клапана модулятора,  $\text{m}^2$ ;  $f_2$  – площа поперечного перерізу трубопроводу,  $\text{m}^2$ ;  $f_3$  – площа поперечного перерізу гальмівної камери,  $\text{m}^2$ ;  $V_{kp}$  – критична швидкість,  $V_{kp} = \sqrt{kRT}$ ;  $R$  – газова постійна для повітря,  $R = 287,14 \text{ m}^2/(\text{c}^2 \cdot \text{K})$ ;  $T$  – абсолютна температура повітря перед дроселем, К;  $A$  й

$B$  – коефіцієнти апроксимації газодинамічних функцій,  $A = 0,654$ ,  $B = 1,13$ ;  $F_2$  – функція площині діафрагми гальмівної камери;  $C_{pp}$  – жорсткість пружини,  $\text{Н}/\text{мм}$ ;  $V_0$  – початковий об'єм гальмівної камери,  $\text{m}^3$ ;  $D_{BII}$  – діаметр впускного клапана, м;  $D_{BIII}$  – діаметр випускного клапана, м;  $r_u$  – радіус шестерні КЕД, м;  $h_p$  – переміщення пневмопоршня, м;  $p_{\text{нав}}$  – тиск, за якого починає переміщуватися пневмопоршень, МПа;  $F_{zod}$  – сила, що діє на пневмопоршень, Н;  $F_{TP}$  – сила тертя між пневмопоршнем і корпусом, Н.

Одержані результати розрахунків зміни тиску в елементах контура подано на рис. 5. Встановлено, що розроблений пропорційний модулятор забезпечує час спрацювання приводу 0,3 с. під час швидкодії пропорційного модулятора 0,1 с. (під швидкодією пропорційного модулятора припускається час повного ходу ЗРЕ).

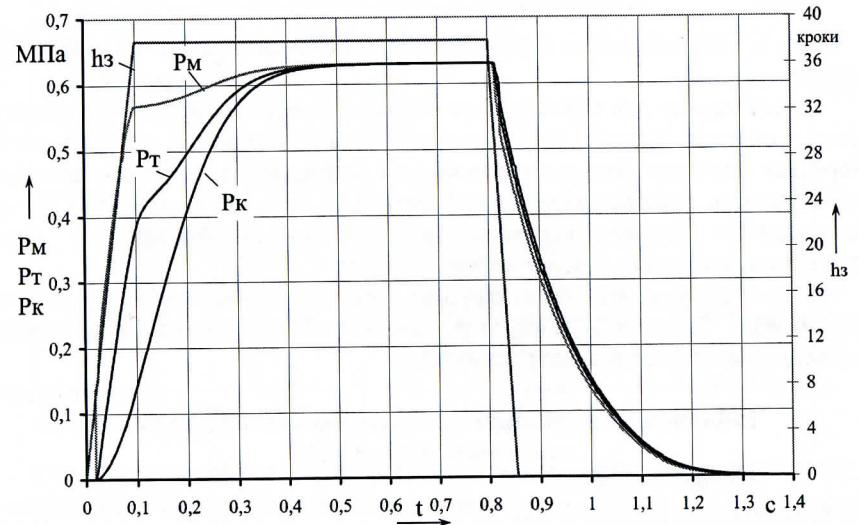


Рис. 5. Розрахункова динамічна характеристика контура ЕПГП із пропорційним модулятором:

$h_3$  – переміщення ЗРЕ;  $P_M$  – тиск у модуляторі;  $P_T$  – тиск у трубопроводі;  $P_K$  – тиск у гальмовій камері;  $t$  – час.

У третьому розділі описано елементи вдосконаленої ЕПГС, їхні параметри та функціональні зв'язки.

Запропоновано систему поглядів, що включає: відомі умови, за яких не можливо забезпечити керування; відомі фактори, що впливають на якість процесу керування; запропоновану, автором, загальну схему керування електронно-пневматичною гальмівною системою (рис. 6), яка дозволяє створити систему керування ЕПГС.

10

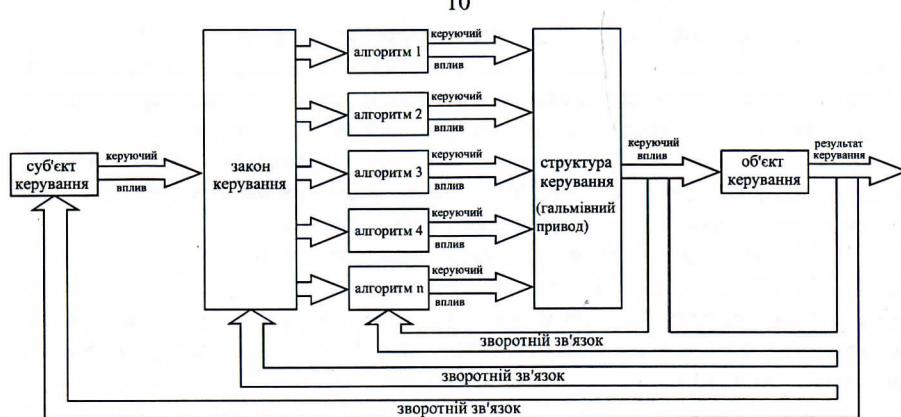


Рис. 6. Загальна схема керування електронно-пневматичною гальмівною системою.

Зазначено, що для забезпечення стійкості роботи алгоритму стосовно до кожної з окремих функцій ЕПГС, а також закону керування, у разі розробки алгоритмів необхідно використовувати тип алгоритму із захистом пам'яті від нагромадження недостовірної інформації. Це дозволяє забезпечити завадостійкість системи керування як стосовно високочастотних шумів середовища, так і щодо власних шумів системи.

Запропоновані алгоритми керування ЕПГС під час виконання функцій ЕПГП та АБС. Функція ЕПГП була реалізована шляхом завдання відповідності положення педалі положенню ротора КЕД.

Таблиця 1.

Табличний спосіб завдання відповідності положення педалі положенню ротора КЕД

Сигнал з датчика положення педалі гальма	0	1	2	3	4	...	29	30	31
Кількість кроків КЕД	0	8	1	1	1	1	1	1	1
Сумарна кількість кроків КЕД	0	8	9	10	11	...	36	37	38

Функція АБС була реалізована шляхом завдання граничних (порогових) величин, за яких відбулося розгальмування чи гальмування колеса:

$$\begin{cases} \Pi \geq \Pi_1 - \text{розгальмування колеса} \\ \Pi \leq \Pi_2 - \text{гальмування колеса} \end{cases}, \quad (10)$$

де  $\Pi$  – відносна зміна кутової швидкості колеса.

Відносна зміна кутової швидкості колеса визначалася у такий спосіб:

$$\Pi = \frac{(t_{i+1} - t_i)}{t_{i+1}} \cdot K,$$

(11)

де  $t_i$  – значення попереднього сигналу;  $t_{i+1}$  – значення наступного сигналу;  $K$  – коефіцієнт підсилення.

У межах дисертаційної роботи виконано пошукові експериментальні дослідження розробленої ЕПГС під час екстремного гальмування з метою встановлення граничних (порогових) величин, за яких забезпечується найкраща ефективність гальмування (рис. 7.).

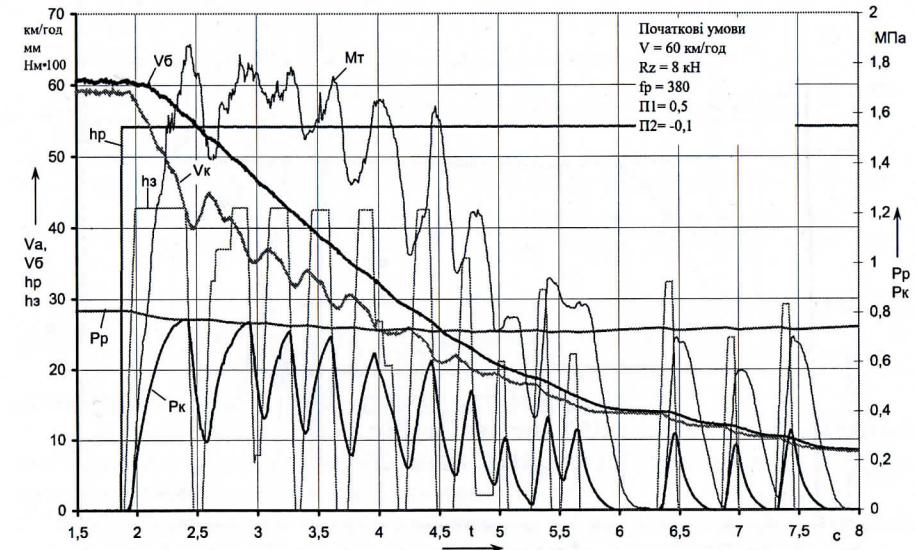


Рис. 7. Характерна осцилограма переходного процесу в контурі ЕПГС з пропорційним модулятором під час екстремного гальмування при навантаженні на колесо 8 кН.

де:  $V$  – початкова швидкість гальмування колеса, км/год;  $R_z$  – вертикальне навантаження на колесо, Н;  $f_p$  – робоча частота КЕД у прямому напрямку, Гц;  $V_b$  – швидкість барабана, км/год;  $V_w$  – швидкість колеса, км/год;  $M_t$  – гальмівний момент, Н·м;  $h_p$  – положення педалі;  $h_s$  – запирально-регульовального елемента в модуляторі;  $P_k$  – тиск у гальмівній камері, МПа;  $P_p$  – тиск у ресивері, МПа.

У процесі виконання експерименту встановлено:

- найкраща якість кочення колеса спостерігалася за таких порогів: 0.6 на розгальмування і - 0.2 на гальмування колеса;
- навантаження на колесо не впливає на значення порогових величин;
- якщо швидкість колеса є меншою 20 км/год, то відбувається різке зниження ефективності гальмування, пов'язане з тим, що у разі низької

швидкості час приходу нового значення швидкості колеса збільшується і система спрацьовує із запізненням. Тому алгоритм роботи ЕПГС під час виконання функції АБС був доопрацьований шляхом уведення додаткової умови, що припиняла процес регульювання і гальмувала колесо за швидкостей, що нижчі 15 км/год.

У четвертому розділі подано й зanalізовано результати експериментального дослідження. Виконано цикл випробувань розробленої ЕПГС за динамікою наповнювання та спорожнення ДЄ-ланки змінного об'єму (рис. 8).

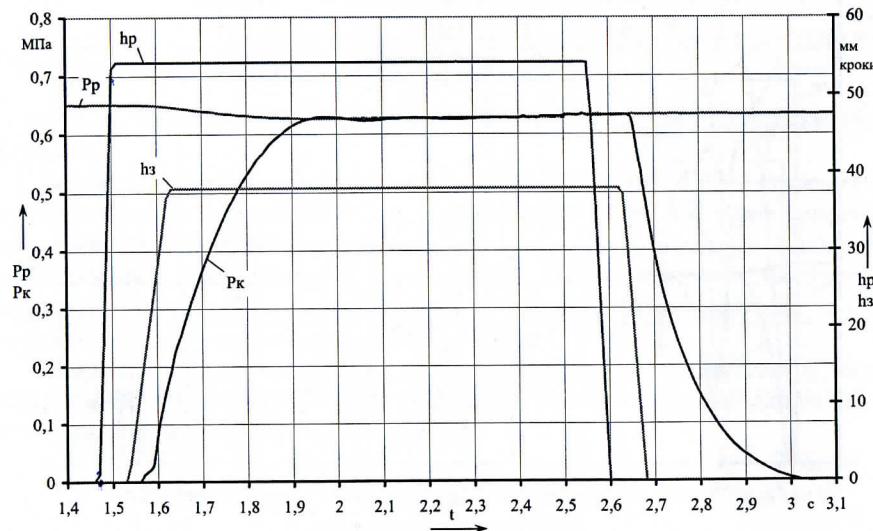


Рис. 8. Експериментальна динамічна характеристика контура ЕПГП із пропорційним модулятором:

$h_p$  – положення педалі гальма;  $h_3$  – положення ЗРЕ;  $P_p$  – тиск у ресивері;  $P_k$  – тиск у гальмівній камері.

Метою експериментальних досліджень за динамікою наповнювання та спорожнення ДЄ-ланки змінного об'єму була перевірка адекватності розробленої математичної моделі. За ДЄ-ланку використовувалася гальмівна камера (тип 20), пропорційний модулятор приєднувався до гальмівної камери трубопроводом довжиною 0,5 м і з внутрішнім діаметром 8 мм. На основі виконаного аналізу експериментальних даних за дисперсією відтворності встановлено, що відносна похибка експерименту в порівнянні з результатами розрахунку математичної моделі не перевищує 5%.

Експериментальним шляхом визначено характер впливу швидкості пропорційного модулятора на час спрацювання приводу (рис. 9).

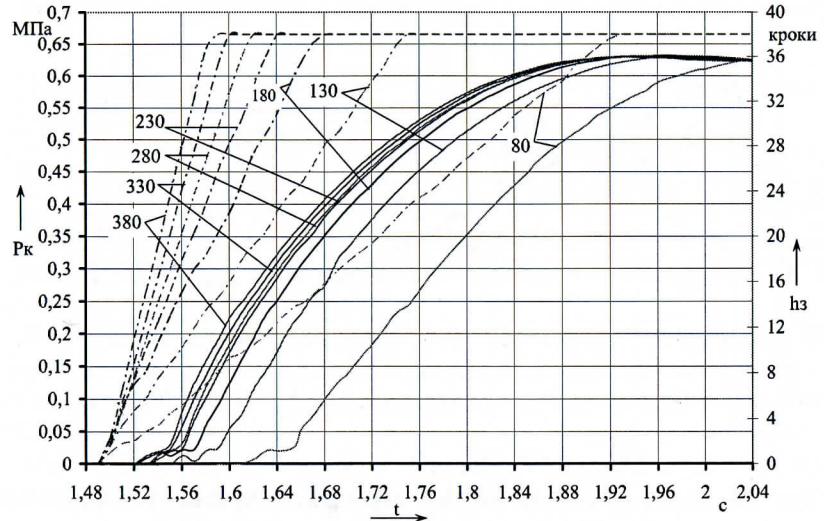


Рис. 9. Вплив робочої частоти крокового електродвигуна на динамічну характеристику контура ЕПГС із пропорційним модулятором:

пунктир – положення вала крокового електродвигуна; — тиск у гальмівній камері; 80 ... 380 – робоча частота КЕД, Гц.

Встановлено, що зміна робочої частоти КЕД у межах 380 - 230 кроків/с, яка відповідає швидкості розробленого пропорційного модулятора 0,1 - 0,17 с., практично не впливає на час спрацювання приводу.

За допомогою створеного вимірювального комплексу проведено оцінювання ефективності гальмування розробленої ЕПГС за методикою, описаною в Правилах №13 ЄЕК ООН, зокрема на великому інерційному стенді кафедри автомобілів ХНАДУ. На початку було визначено час гальмування колеса у разі гальмування з максимальною ефективністю, шляхом підбирання тиску в живильній частині приводу, при цьому колесо повинно перебувати на межі блокування (рис.10). Досліджено екстрені гальмування розробленої ЕПГС, працюючої в режимі АБС з обранимиграничними значеннями (рис.11).

У результаті низки експериментів було встановлено, що час гальмування залежить від моменту входження колеса в блок. Тому межею блокування обрано умови, за яких блокування колеса наставало в інтервалі швидкостей 20-10 км/ч. Інтервал швидкостей обирається з огляду на такі міркування:

- нижчу 8 км/год швидкість датчик, установлений на колесі, не реєструє, а вимірювальний комплекс показує значення швидкості, що дорівнює нулеві;

- верхня межа, а саме 20 км/год, установлена з тієї причини, що більш раннє блокування колеса неприпустиме, тому що може виникнути втрата стійкості та керованості транспортного засобу.

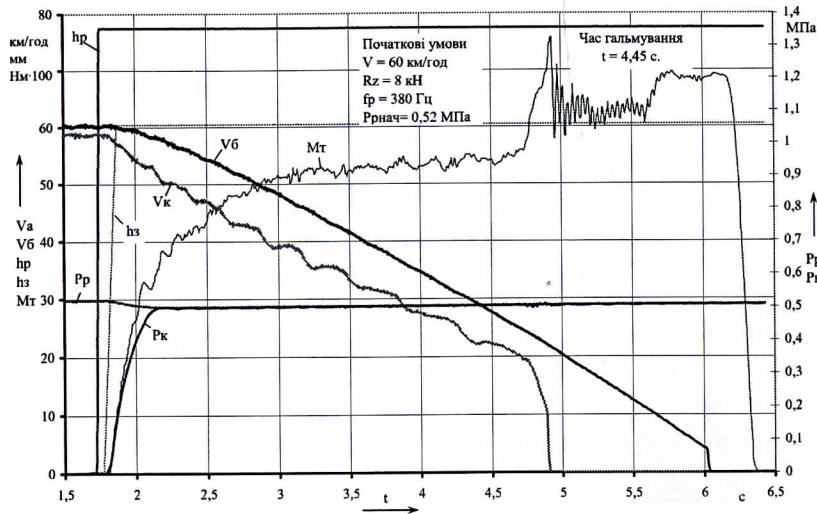


Рис. 10. Характерна осцилограма переходного процесу в контурі ЕПГС системи без функції АБС під час кочення колеса із блокуванням в інтервалі швидкостей від 20 до 10 км/ч.

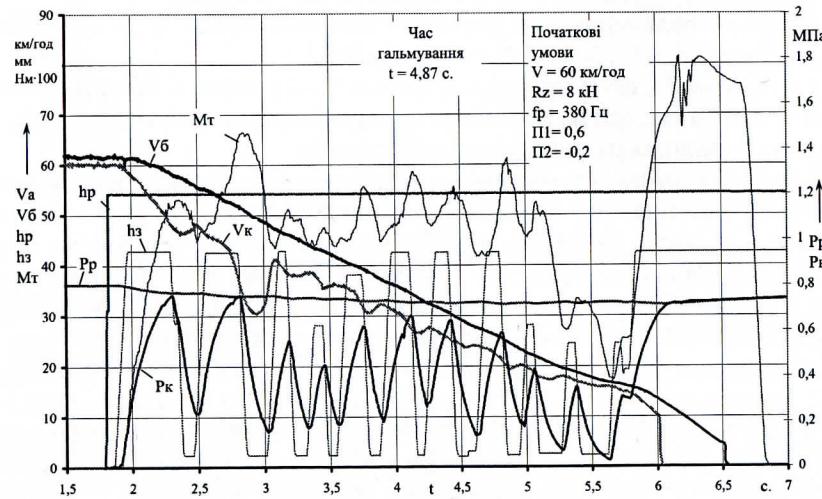


Рис. 11. Характерна осцилограма переходного процесу в контурі ЕПГС з функцією АБС при навантаженні на колесо 8 кН.

Аналогічні осцилограми нами отримано під час навантаження 27 кН на колесо. За відповідною методикою Правил №13 ЄСК ООН (додаток 13) була розрахована реалізована сила зчеплення ( $\varepsilon$ ) – критерій оцінювання ефективності АБС. Необхідні значення часу гальмування були отримані з осцилограм, а результати зведені в таблицю 2.

Таблиця 2.

Результати розрахунків з оцінювання ефективності гальмування розробленої ЕПГС

Навантаження на колесо, кН	Час гальмування, с на межі блокування	Час гальмування, с у режимі АБС	Розрахункові параметри		
			$Z_{AL}$	$Z_{\max}$	$\varepsilon$
8	4,45	4,87	0,325	0,399	0,815
27	4	4,14	0,406	0,496	0,818

В таблиці 2 позначено:  $Z_{AL}$  – максимальний коефіцієнт гальмування під час роботи АБС;  $Z_{\max}$  – максимальний коефіцієнт гальмування на межі блокування.

У результаті проведених розрахунків ефективності розробленої ЕПГС під час гальмування одного колеса в стендових умовах виявилось, що у разі різного навантаження на колесо ефективність роботи розробленого контура ЕПГС залишається постійною.

Надалі було перевірено вплив перерозподілу навантаження на процес кочення колеса під час екстреного гальмування (рис. 12).

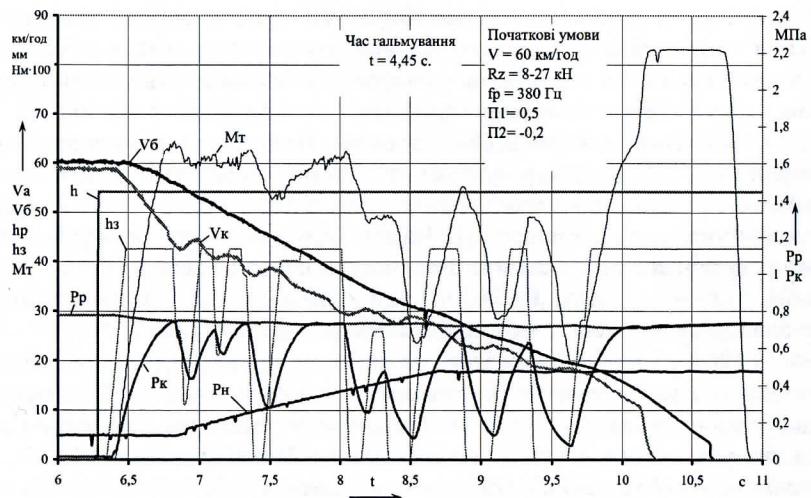


Рис. 12. Характерна осцилограма переходного процесу в контурі ЕПГС з функцією АБС у разі підвищення навантаження від 8 до 27 кН.

Встановлено, що розроблена система забезпечує ефективне гальмування під час перерозподілу як при збільшенні, так і при зменшенні навантаження на колесо.

## ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішено нагальне для сучасного автомобілебудування науково-практичне завдання із вдосконалення електронно-пневматичної гальмівної системи транспортних засобів шляхом

зміни способу одержання слідкувальної дії. Основні результати, що були отримані під час дослідження, полягають у наступному:

1. Аналіз електронно-пневматичних гальмівних систем показав, що вони обладнуються релейними модуляторами, створеними з використанням електроклапанів. Для встановлення тиску в гальмівній камері під час використання релейного модулятора, зокрема на стадії регулювання, потрібно від 2 до 5 спрацьовувань модулятора, а в цілому за процес гальмування може відбуватися до 60 спрацьовувань. Зазначене призводить до підвищення вимог щодо швидкодії та надійності модулятора. При цьому істотний вплив на кількість спрацьовувань здійснює:

- обсяг і кількість наповнюваних гальмівних камер;
- час спрацьовування контура приводу;
- температура стисненого повітря.

2. Аналітичний огляд і аналіз літературних джерел вказує на те, що в електронно-пневматичній гальмівній системі раціональніше використовувати пропорційні модулятори, які дозволяють встановлювати тиск в гальмівній камері пропорційно натисканню педалі гальма без застосування датчика тиску, що встановлюється після модулятора. Відсутність спеціалізованих наукових робіт, де б проводилися дослідження електропневматичного гальмівного приводу з пропорційним модулятором, викликає, в свою чергу, необхідність проведення подальших досліджень електропневматичного гальмівного приводу з метою вдосконалення електронно-пневматичної гальмівної системи.

3. Аналітично встановлено та експериментально підтверджено, що для забезпечення точності регулювання тиску в гальмівній камері під час використання пропорційного модулятора з приводом від крокового електродвигуна, який дорівнює 0,02 МПа необхідно забезпечити робочий хід запірно-регулювального елемента 5 мм з дискретністю переміщення запірно-регулювального елемента 0,157 мм, що відповідає 38 крокам крокового електродвигуна з кутом повороту ротора під час одного кроку 1,8°.

4. Розв'язання аналітичних залежностей дозволило встановити, що пропорційний модулятор з кроковим електродвигуном забезпечує час спрацьовування приводу 0,3 с. Для забезпечення такого часу спрацьовування досить часу повного ходу запірно-регулювального елемента 0,1 с., що відповідає робочій частоті крокового електродвигуна 380 Гц.

5. Експериментальні дослідження розробленого пропорційного модулятора (Патент України № 36321 і Патент Російської Федерації № 2385242) дозволили встановити, що зміна робочої частоти крокового електродвигуна під час наповнення в межах 380 - 230 Гц, що відповідає швидкодії модулятора 0,1 - 0,17 с., практично не впливає на час спрацьовування приводу.

6. У межах наукового експерименту встановлено, що найкраща ефективність гальмування забезпечується під час порогового значення на розгалужування 0,6 і порогового значення на гальмування -0,2. На величину

порогового значення функції АБС навантаження на колесо помітного впливу не має.

7. Експериментально встановлено, що під час роботи електронно-пневматичної гальмівної системи у режимі виконання функції АБС потрібно в алгоритмі обов'язково враховувати припинення процесу регулювання у разі швидкості колеса, що є нижчою 15 км/год, тобто дається команда на повне гальмування. Це дозволяє підвищити ефективність гальмування й не призведе до втрати стійкості транспортного засобу.

8. Під час процесу оцінювання ефективності екстремного гальмування електронно-пневматичної гальмівної системи з пропорційним модулятором було встановлено, що розроблена електронно-пневматична гальмівна система забезпечує реалізовану силу зчеплення  $\varepsilon = 0,8 - 0,82$ , при цьому кількість спрацювань модулятора зменшилась в середньому в 7 разів.

#### **СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ**

1. Клименко В. И. Пути совершенствования электронно-пневматической тормозной системы / В.И. Клименко, Л.А. Рыжих, С.В. Тишковец, А.Н. Красюк // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – № 7(125). – Частина 2 [Сб. науч. трудов]. – Луганськ, 2008. – с. 127-131. (Автором проведено аналіз існуючих модуляторів ЕПГС для вибору напрямку вдосконалення ЕПГС).

2. Леонтьев Д. Н. Современные электронно-пневматические рабочие тормозные системы и их особенности / Д. Н. Леонтьев, Л. А. Рыжих, С. Й. Ломака, А. Н. Красюк // Автомобильная промышленность. – Российская Федерация. – №5, 2009. (Автором проведено аналіз існуючих ЕПГС для вибору напрямку вдосконалення ЕПГС).

3. Ломака С.И. Дорожные испытания антиблокировочных систем в пневматическом тормозном приводе / С. И. Ломака, А. А. Чебан, А. Н. Красюк, Д. О. Новик // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – № 11(141) [Сб. науч. трудов]. – Луганськ, 2009. – С. 77-83 (Автором проведено випробування сучасних АБС для визначення перехідних процесів, що відбуваються в приводі гальмівної системи).

4. Ломака С.И. Моделирование статической характеристики пропорционального модулятора электронно-пневматического тормозного привода / С. И. Ломака, Л. А. Рыжих, А. Н. Красюк // Вестник ХНАДУ. – № 45 [Сб. науч. трудов]. – Хар'ков, 2009. – С. 85-89 (Автором розроблено математичну модель пропорційного модулятора ЕПГС для моделювання статичної характеристики пропорційного модулятора та вибору параметрів пропорційного модулятора).

5. Ломака С.И. Математическая модель контура электронно-пневматического тормозного привода с пропорциональным модулятором / С. И. Ломака, Л. А. Рыжих, А. Н. Красюк //Автомобильный транспорт. – №24 [Сб. науч. трудов]. – Хар'ков, 2009. – С. 7-12 (Автором розроблено

математичну модель приводу ЕПГС з пропорційним модулятором для моделювання роботи пропорційного модулятора).

6. Пат. 91121 Україна, МПК В60Т 13/24. Електронно-пневматична гальмівна система / заявники Туренко А.Н., Ломака С.Й., Клименко В.І., Рижих Л.О., Михалевич М.Г., Леонтьев Д.М., Чебан А.А., Красюк О.М.; патентовласник ХНАДУ. – № 200811089; заявл. 12.09.2008; опубл. 25.06.2010. – 10 с. (Автором запропоновано схему ЕПГС).

7. 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; заявл. 21.04.2008; опубл. 27.10.2008. – 7с. (Автором запропоновано конструкцію пропорційного модулятора ЕПГС).

8. Пат. 2385242 Российской Федерации, МПК В60Т 8/36. Пропорциональный модулятор электронно-пневматической тормозной системы / заявители Туренко А.Н., Ломака С.Й., Клименко В.И., Богомолов 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. (Автором запропоновано конструкцію пропорційного модулятора ЕПГС).

## АННОТАЦІЯ

**Красюк О.М.** Вдосконалення електронно-пневматичної гальмівної системи автотранспортних засобів. – Рукопис.

Дисертація на здобуття вченого ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.02 – автомобілі та трактори. – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Харків, 2011.

Дисертація присвячена вдосконалюванню електронно-пневматичної гальмівної системи автотранспортних засобів, розробці пропорційного модулятора й методу розрахунків його параметрів і вихідних характеристик приводу із пропорційним модулятором, формуванню концепції, що посилює ідеї створення системного підходу до проектування системи керування електронно-пневматичною гальмівною системою. Мета дослідження – вдосконалювання електронно-пневматичної гальмівної системи автотранспортних засобів шляхом зміни способу одержання слідкувальної дії.

У роботі досліджено і розглянуто спосіб одержання слідкувальної дії в електронно-пневматичній гальмівній системі, принцип дії якого полягає у використанні пропорційного модулятора замість релейного. Розроблені математичні моделі пропорційного модулятора, створеного на базі крокового електродвигуна, і електропневматичного гальмівного приводу із пропорційним модулятором дозволяють визначити всі конструктивні параметри пропорційного модулятора, а також вихідні параметри електропневматичного гальмівного приводу із пропорційним модулятором.

**Ключові слова:** автомобіль, електронно-пневматична гальмівна система, модулятор, кроковий електродвигун, система керування.

## АННОТАЦІЯ

**Красюк А.Н.** Совершенствование электронно-пневматической тормозной системы автотранспортных средств. – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.22.02 – автомобили и тракторы. – Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, Харьков, 2011.

Анализ электронно-пневматических тормозных систем автотранспортных средств показал, что на данный момент времени в основу получения следящего действия положено использование релейных модуляторов с обратной связью по датчику давления. Анализ конструкций модуляторов позволил определить, что наиболее перспективными являются пропорциональные модуляторы, не требующие установки датчика давления после модулятора.

Диссертация посвящена совершенствованию электронно-пневматической тормозной системы автотранспортных средств, разработке пропорционального модулятора, метода расчета его параметров и выходных характеристик привода с пропорциональным модулятором, созданию концепции, которая развивает идеи создания системного подхода к проектированию системы управления электронно-пневматической тормозной системой. Цель исследования – совершенствование электронно-пневматической тормозной системы автотранспортных средств путем изменения способа получения следящего действия.

В работе рассмотрен и исследован способ получения следящего действия в электронно-пневматической тормозной системе, который заключается в использовании пропорционального модулятора. Это позволяет добиться быстродействия срабатывания привода на уровне существующих систем без использования датчика обратной связи, при этом уменьшив количество срабатываний модулятора.

Разработаны математические модели пропорционального модулятора, созданного на базе шагового электродвигателя, и электропневматического тормозного привода с пропорциональным модулятором, позволяющие определить все конструктивные параметры пропорционального модулятора, а также выходные параметры электропневматического тормозного привода с пропорциональным модулятором.

На примере создания контура электронно-пневматической тормозной системы показан подход к созданию системы управления электронно-пневматической тормозной системы. Предложены: схема управления электронно-пневматической тормозной системой, алгоритмы функционирования электронно-пневматической тормозной системы при выполнении функции электропневматического тормозного привода и АБС.

Даны рекомендации по построению алгоритмов управления, которые позволяют повысить устойчивость и эффективность работы электронно-пневматической тормозной системы.

Выполненные сравнительные экспериментальные исследования динамики электропневматического тормозного привода с пропорциональным модулятором показали качественное сходство с результатами расчетов и установлено, что погрешность разработанной математической модели не превышает 5%. Также установлено, что изменение рабочей частоты шагового электродвигателя при наполнении в пределах 380 - 230 Гц, что отвечает быстродействию модулятора 0,1 - 0,17 с. практически не влияют на время срабатывания повода.

Выполнен ряд экспериментальных исследований контура электронно-пневматической тормозной системы в стендовых условиях, которые позволили: определить пороговые величины обеспечивающую высокую эффективность торможения; оценить эффективность работы электронно-пневматической тормозной системы при экстренном торможении, установлено, что разработанная электронно-пневматическая тормозная система обеспечивает реализованную силу сцепления  $\varepsilon = 0,8 - 0,82$ .

**Ключевые слова:** автомобиль, электронно-пневматическая тормозная система, модулятор, шаговый электродвигатель, система управления.

#### ABSTRACT

A. Krasyuk. Improvement of pneumatic braking system of vehicles.- Manuscript.

Thesis for competition of scientific degree of candidate's of technical science on speciality 05. 22. 02-Automobiles and tractors. Kharkiv National Automobile and Highway University, Kharkiv, 2011.

The thesis deals with the improvement of pneumatic braking system of vehicles, development of the proportional modulator, the calculation method of its parameters and output characteristics of the drive with proportional modulator, creation of an approach that develops the concepts of system approach formation for pneumatic braking system control system designing.

The objective of investigation- improvement of pneumatic braking system of vehicles by means of altering the method of follow-up action obtaining.

The method of follow-up action obtaining in the pneumatic braking system that consists in the proportional modulator application is considered and investigated in the given work. It allows to achieve the operation speed of the drive's response on the level of existing systems without feedback sensor application, decreasing the number of modulator's responses.

Key words: vehicle, pneumatic braking system, modulator, stepping motor, control system.