

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ УНІВЕРСИТЕТ

ЯРИТА ОЛЕКСАНДР ОЛЕКСАНДРОВИЧ

УДК 681.583.35, 681.587.357

**ВДОСКОНАЛЕННЯ ЕЛЕКТРОПНЕВМАТИЧНОГО ПРИВОДУ ЗЧЕПЛЕННЯ
ВЕЛИКОВАНТАЖНИХ АВТОМОБІЛІВ ТА АВТОБУСІВ**

05.22.02 – автомобілі та трактори

Автореферат

дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Харків – 2017

Дисертацією є рукопис

Роботу виконано в Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті Міністерства освіти і науки України.

Науковий керівник: кандидат технічних наук, доцент
Михалевич Микола Григорович,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри автомобілів.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Кальченко Борис Іванович
Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»,
професор кафедри автомобіле- і тракторобудування;

кандидат технічних наук, доцент
Шуляк Михайло Леонідович
Харківський національний технічний університет
сільського господарства імені Петра Василенка, доцент
кафедри тракторів і автомобілів.

Захист відбудеться "29" червня 2017 р. об 12⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.059.02 у Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті за адресою: 61002, Україна м. Харків, вул. Ярослава Мудрого, 25.

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

Автореферат розіслано "26" травня 2017 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради

О.П. Смирнов

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність дисертаційної роботи визначається необхідністю вирішення науково-практичного завдання, пов'язаного з поліпшенням умов роботи водіїв великовантажних автомобілів та автобусів за рахунок вдосконалення електропневматичного приводу зчеплення.

Одним із шляхів поліпшення умов роботи водіїв великовантажних автомобілів та автобусів є полегшення процесу керування агрегатами трансмісії, зокрема зчепленням. Збільшення потужності двигунів транспортних засобів та передаваного зчепленням крутного моменту призводить до підвищення зусилля необхідного для керування ним. Для виконання чинних нормативів, що стосуються легкості та зручності керування агрегатами трансмісії транспортних засобів, автомобільні виробники повинні використовувати у приводі зчеплення різноманітні підсилювачі та розробляти автоматизовані системи керування.

Відсутність подібних розробок на території України призводить до використання вітчизняними автомобільними заводами продукції провідних світових виробників автомобільних компонентів, які в останні десятиліття вирішують проблему зменшення зусилля на органі керування зчепленням шляхом застосування електропневматичного приводу зчеплення. Використання закордонних компонентів неминуче збільшує вартість вітчизняних транспортних засобів та знижує їхню конкурентоспроможність на ринку.

Таким чином вдосконалення електропневматичного приводу зчеплення великовантажних автомобілів та автобусів є актуальним завданням.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Робота є складовою частиною досліджень Харківського національного автомобільно-дорожнього університету та виконувалася у відповідності до:

- комплексної теми досліджень кафедри автомобілів ХНАДУ «Теоретичні основи проектування інтелектуальної автоматизованої механічної трансмісії автобусів та вантажних транспортних засобів» (№0110U001167);
- комплексної теми досліджень кафедри автомобілів ХНАДУ «Теоретичні основи створення автоматизованої системи керування механічною трансмісією спеціальних та військових автомобілів» (№0117U002403).

Особистий внесок пошукача у виконанні вказаних науково-дослідницьких робіт полягає в розробці, теоретичному та експериментальному дослідженні вдосконаленого електропневматичного приводу зчеплення з прискорювальним клапаном.

Мета і завдання дослідження. Метою дисертаційної роботи є поліпшення вихідних параметрів електропневматичного приводу зчеплення великовантажних автомобілів та автобусів шляхом вдосконалення конструкції виконавчого механізму.

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

- провести аналіз існуючих приводів керування зчепленням та виявити їхні недоліки;
- розробити концепцію вдосконалення робочого процесу електропневматичного приводу керування зчепленням;
- виконати теоретичні дослідження функціональних зв'язків електропневматичного механізму керування зчепленням та його робочого процесу;
- вдосконалити виконавчий механізм електропневматичного приводу керування зчепленням, параметри якого отримані на основі результатів теоретичних досліджень і виконати експериментальні дослідження його робочого процесу для підтвердження адекватності теоретичних положень.

Об'єкт дослідження – робочий процес електропневматичного приводу зчеплення транспортного засобу.

Предмет дослідження – вплив функціональних зв'язків виконавчого механізму і параметрів системи керування на робочий процес електропневматичного приводу зчеплення транспортного засобу.

Методи дослідження. Для визначення стану питання і постановки завдань дослідження використовувалися методи збору, вибору та аналізу інформації; для дослідження роботи електропневматичного приводу зчеплення – методи математичного моделювання та чисельні методи вирішення диференціальних рівнянь; в експериментальних дослідженнях використовувались електричні методи виміру фізичних величин та натурні випробування в стендових умовах.

Наукова новизна одержаних результатів полягає у такому:

вперше одержано:

- взаємозв'язок між конструктивними елементами прискорювального клапана, у вигляді дроселя, що сполучає його керувальну та силову порожнини;
- залежність між діаметром дроселя запропонованого прискорювального клапана, об'ємом його керувальної порожнини та умовним діаметром керувального електропневматичного клапана, що дозволяє одночасно забезпечити необхідну точність регулювання і високу швидкодію;
- залежність між тривалістю керувальних імпульсів, які подаються на електропневматичний клапан, та їх кількістю, що забезпечує подолання гістерезису силового циліндра механізму керування зчепленням;

набуло подальшого розвитку:

- залежність для визначення точності, за статичною характеристикою, електропневматичного приводу, яка забезпечує комфортне (з урахуванням чутливості вестибулярного апарату людини до зміни прискорення) та плавне рушання транспортного засобу та, на відміну від існуючих, враховує специфіку роботи зчеплення та параметри приводу.

Практичне значення одержаних результатів. Робота має як теоретичне, так і практичне значення. Виявлені в роботі взаємозв'язки дають можливість визначити вихідні параметри прискорювального клапана та здійснити моделювання його перехідних процесів. Практичне використання отриманих результатів спрямоване на досягнення соціального ефекту з покращення умов праці водіїв, зниження кількості дорожньо-транспортних пригод (ДТП) та підвищення продуктивності пасажирських та вантажних перевезень. Результати проведених досліджень упроваджено на ДП «Харківський автомобільний завод», ПАТ «Вовчанський агрегатний завод» та ВАТ «Український інститут автобусо-тролейбусобудування» (ВАТ «Укравтобуспром»).

Особистий внесок здобувача. Теоретичні й експериментальні дослідження, що виносяться на захист, отримані автором самостійно [1-14]. У роботах, опублікованих у співавторстві, авторові належать: результати аналізу існуючих конструкцій виконавчих механізмів керування зчепленням автомобілів [1]; визначення шляхів підвищення швидкодії виконавчого механізму електропневматичного приводу зчеплення автомобілів [2]; побудова статичної характеристики механізму вимикання зчеплення транспортного засобу [3]; обґрунтування вибору способу керування робочим процесом та побудова алгоритму керування електропневматичним приводом зчеплення [4]; особливості роботи прискорювального клапана вдосконаленої конструкції [6]; обґрунтування ступінчастості характеристики максимальної точності механізму керування зчепленням [7]; розроблена конструкція підсилювача приводу зчеплення транспортного засобу [13] та вдосконаленого прискорювального клапана [14].

Апробація результатів дисертації. Основні положення і результати досліджень оприлюднені й обговорені на таких науково-технічних і науково-методичних конференціях ХНАДУ та міжнародних наукових конференціях:

- 74-80 Науково-технічній і науково-методичній конференції Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (м. Харків, Україна, ХНАДУ, 2010-2016 рр.);
- Міжнародній науково-технічній конференції «Проблеми та перспективи автомобілебудування та автомобільного транспорту» (м. Харків, Україна, ХНАДУ, 3 листопада 2011 р.);
- XXI Міжнародній науково-технічній конференції «Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я» (м. Харків, Україна, НТУ «ХП», 29 травня 2013 р.);
- XVI Міжнародній науково-технічній конференції «Автомобільний транспорт: проблеми та перспективи» (м. Севастополь, Україна, СНТУ, 21 вересня 2013 р.);
- Міжнародній науково-методичній конференції «Проблеми підготовки кадрів автомобільної галузі та шляхи їх вирішення» (м. Харків, Україна, ХНАДУ, 7 листопада 2013 р.);

- Міжнародній науково-технічній конференції «Актуальні проблеми інженерної механіки» (м. Одеса, Україна, ОНПУ, 10-14 березня 2014 р.);
- Міжнародній науково-практичній конференції з нагоди Дня автомобіліста і шляховика «Новітні технології розвитку конструкції, виробництва, експлуатації, ремонту і експертизи автомобіля» (м. Харків, Україна, ХНАДУ, 15-16 жовтня 2014 р.);
- Міжнародній науково-технічній конференції, присвяченій 85-річчю заснування ХНАДУ та 85-річчю автомобільного факультету «Новітні технології в автомобілебудівництві та транспорті» (м. Харків, Україна, ХНАДУ, 15-16 жовтня 2015 р.);
- Науково-практичній конференції «Актуальні питання розвитку, вдосконалення та експлуатації озброєння та військової техніки в Національній гвардії України» (м. Харків, Україна, НАНГУ, 26 листопада 2015 р.);
- III Міжнародній науково-практичній та науково-методичній конференції присвяченій 85-річчю кафедри автомобілів та 100-річчю з дня народження професора А.Б. Гредескула «Нові технології в автомобілебудуванні, транспорті та при підготовці спеціалістів» (м. Харків, ХНАДУ, 20-21 жовтня 2016 р.).

Публікації. Основні положення дисертаційної роботи опубліковано у 14 наукових працях, у тому числі: 6 статей у наукових фахових виданнях України (з них 5 статей у виданнях, що включені до міжнародних наукометричних баз); 1 публікація у закордонному виданні; 5 тез у збірниках доповідей наукових конференцій, отримано 2 патенти.

Структура та обсяг роботи. Дисертаційна робота складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Повний обсяг дисертації складає 206 сторінок, обсяг основного тексту – 142 сторінки, у тому числі 84 рисунки, 5 таблиць, 4 додатки на 33 сторінках. Список використаних джерел нараховує 134 найменування на 15 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтовано актуальність теми. Сформульовано предмет, об'єкт, мету і завдання дослідження. Визначено наукову новизну і практичну значущість отриманих результатів, подано відомості про публікацію й апробацію основних положень роботи.

У **першому розділі** виконано загальний аналіз існуючих конструкцій приводів керування зчепленням транспортних засобів. Виокремлено вимоги, що висуваються до приводів керування зчепленням. Зазначено, що відповідно до нормативних документів зусилля на педалі керування зчепленням не повинно перевищувати значень:

- 147 Н (15 кгс) – за наявності підсилювача;
- 240 Н (25 кгс) – без підсилювача;
- 490 Н (50 кгс) – за відмови підсилювача.

Встановлено, що до приводів керування зчепленням, які у своєму складі мають електронні компоненти, додатково висуваються вимоги зі швидкодії:

– командні та виконавчі пристрої керування зчепленням повинні забезпечувати вимикання зчеплення за 0,15-0,25 с незалежно від частоти обертання колінчастого вала двигуна;

– вмикання зчеплення повинно відбуватися за 1-1,5 с.

Встановлено, що протягом останнього десятиліття набув широкого розповсюдження на великовантажних автомобілях і автобусах електропневматичний привод керування зчепленням (ЕППЗ). Як керувальні елементи у подібних конструкціях найчастіше використовуються різноманітні електропневматичні клапани, також відомі випадки використання крокових електродвигунів (рис. 1).

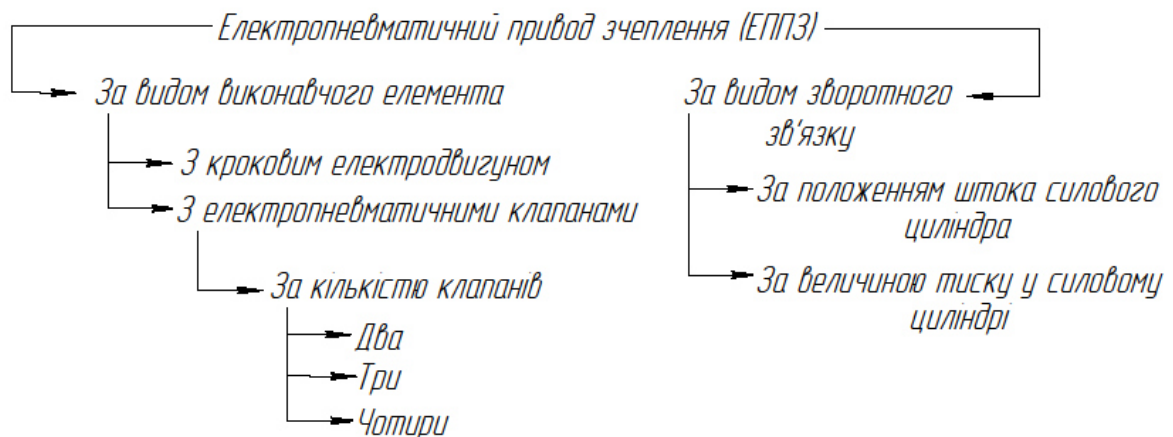


Рисунок 1 – Класифікація електропневматичних приводів керування зчепленням

Детальний аналіз конструкцій існуючих приводів керування зчепленням та їхніх основних характеристик дозволив зробити висновок про доцільність застосування для великовантажних автомобілів та автобусів електропневматичного приводу керування зчепленням, оскільки він здатний забезпечити необхідну якість керування зчепленням, комфортні умови роботи водія і легко поєднується як з механічними, так і з автоматичними системами керування трансмісією.

На основі огляду науково-технічної літератури встановлено, що виконавчі елементи, які використовуються у конструкції електропневматичних приводів керування зчепленням, повинні мати високу швидкість та велику пропускну спроможність, що негативно позначається на їх вартості та призводить до протиріччя між показниками швидкодії та точністю регулювання. Зроблено висновок про необхідність вдосконалення конструкції електропневматичного механізму керування зчепленням на основі двох електропневматичних клапанів.

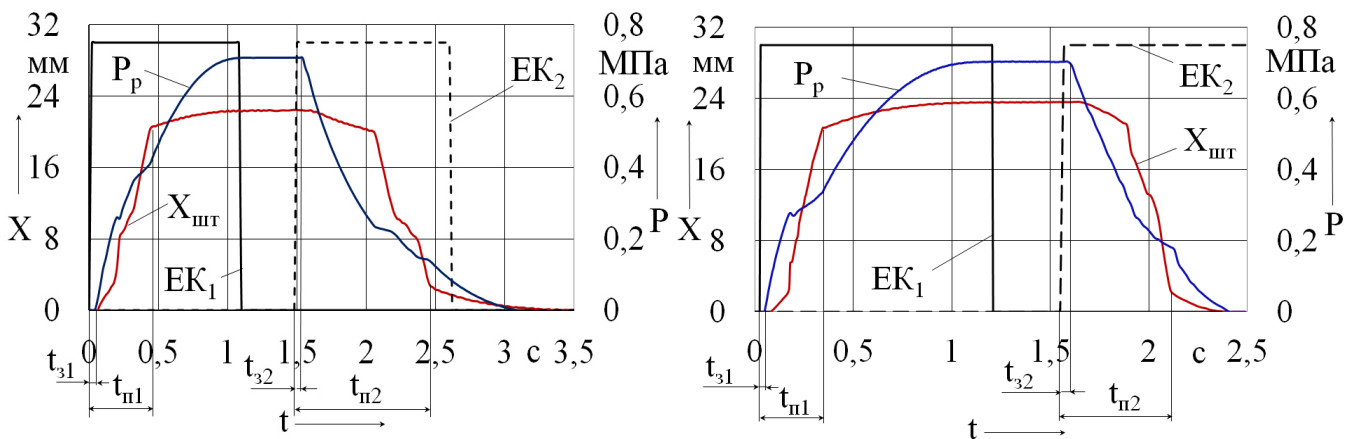
У **другому розділі** виконано аналіз робочого процесу різних конструкцій ЕППЗ. Основним параметром, що уможливорює висновки про працездатність

конструкції, було обрано швидкодію механічної частини приводу, але без урахування затримок у роботі електронного блока керування.

У перебізі пошуку найбільш перспективної конструкції виконавчого механізму ЕППЗ було розглянуто чотири варіанти реалізації блока керування тиском у штоковій порожнині пневматичного циліндра, що склалися з:

- двох електропневматичних клапанів;
- чотирьох електропневматичних клапанів;
- двох електропневматичних клапанів та прискорювального клапана 16.3518010 виробництва ПАТ «Полтавський автоагрегатний завод»;
- двох електропневматичних клапанів та прискорювального клапана розробки ХНАДУ.

За результатами дослідження робочого процесу конструкцій ЕППЗ із двома та чотирма електропневматичними клапанами (рис. 2) встановлено, що їхня швидкодія за вимикання та вмикання зчеплення не відповідає існуючим вимогам.



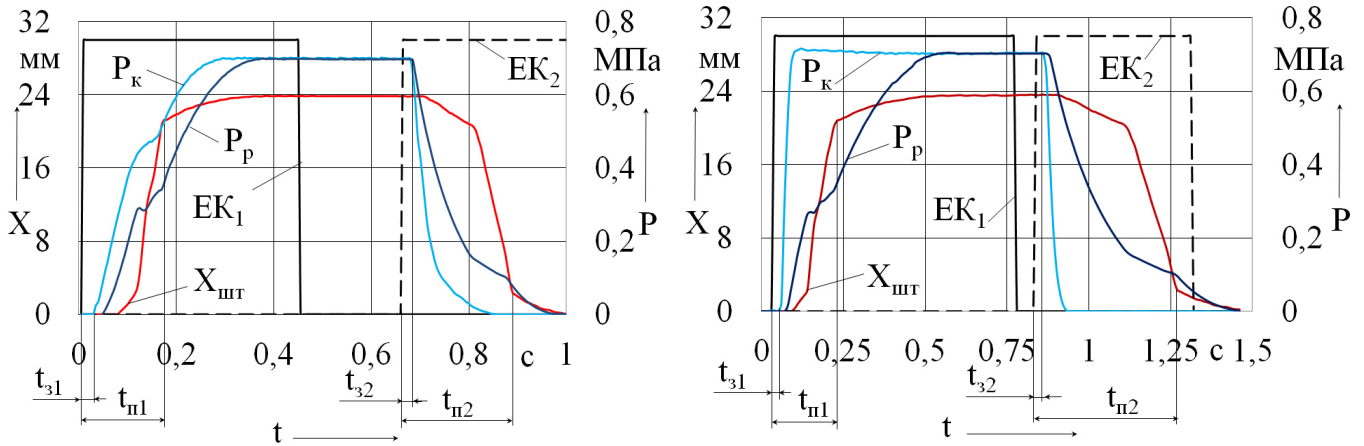
а) два електропневматичні клапани б) чотири електропневматичні клапани
 t_{31} , t_{32} – запізнення відкриття впускного та випускного клапана, с; $t_{п1}$, $t_{п2}$ – час переміщення штока за вимикання та вмикання зчеплення, с; $X_{шт}$ – переміщення штока, мм; P_p – тиск у силівій порожнині, МПа; EK_1 , EK_2 – подача напруги на впускний та випускний електропневматичний клапан

Рисунок 2 – Експериментальні дослідження робочого процесу виконавчого механізму ЕППЗ без прискорювального клапана

Так швидкодія механічної частини ЕППЗ із двома електропневматичними клапанами за вимикання зчеплення складає $t_{п1}=0,42$ с, за вмикання $t_{п2}=0,96$ с (рис. 2 а), відповідні часові інтервали для конструкції з чотирма клапанами складають: $t_{п1}$ – 0,32 с, $t_{п2}$ – 0,54 с (рис. 2 б). Запізнення у спрацьовуванні електропневматичних клапанів t_{31} та t_{32} не перевищує 0,03 с, що відповідає даним, указаним у їхній технічній характеристиці.

З урахуванням отриманих незадовільних результатів, було прийнято рішення щодо впровадження в конструкцію ЕППЗ прискорювального клапана.

У межах проведеного дослідження встановлено, що швидкодія механічної частини ЕППЗ із серійним прискорювальним клапаном (рис. 3 а) за вимикання зчеплення $t_{п1}$ складає 0,165 с, за вмикання $t_{п2}$ – 0,235 с. Отримані значення повністю відповідають вимогам, що зустрічаються в літературі відносно механізмів керування агрегатами трансмісії.



а) серійний прискорювальний клапан б) прискорювальний клапан ХНАДУ

$t_{з1}$, $t_{з2}$ – запізнення відкриття впускного та випускного клапана, с; $t_{п1}$, $t_{п2}$ – час переміщення штока за вимикання та вмикання зчеплення, с; $X_{шт}$ – переміщення штока, мм; P_p – тиск у силовій порожнині, МПа; P_k – тиск у керувальній порожнині прискорювального клапана, МПа; EK_1 , EK_2 – подача напруги на впускний та випускний електропневматичний клапан

Рисунок 3 – Експериментальні дослідження робочого процесу виконавчого механізму ЕППЗ із прискорювальним клапаном

Враховуючи позитивний вплив прискорювального клапана на експлуатаційні характеристики ЕППЗ, було розроблено та випробувано власну конструкцію прискорювального клапана ХНАДУ, що відрізняється малими габаритами та високою технологічністю виробництва.

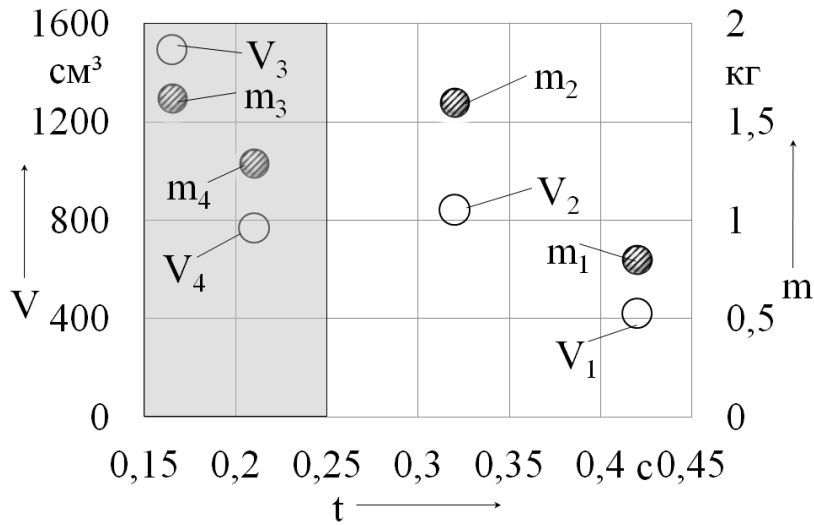
Відповідно до результатів проведеного дослідження (рис. 3 б) швидкодія механічної частини ЕППЗ із розробленим прискорювальним клапаном за вимикання зчеплення $t_{п1}$ складає 0,21 с, за вмикання $t_{п2}$ – 0,43 с, що задовольняє чинним вимогам.

Було проведено аналіз масово-габаритних параметрів конструкцій блоків керування тиском у штоковій порожнині виконавчого механізму ЕППЗ (рис. 4).

Під час розрахунку об'ємних показників враховувалися значення максимальних лінійних розмірів апаратів, визначення мас прискорювальних клапанів проводилося шляхом їхнього зважування, для електропневматичних клапанів використовувалися значення, указані в технічній характеристиці. Наявність трійників та іншої з'єднувальної арматури не враховувалася.

На основі проведеного аналізу зроблено висновок про доцільність

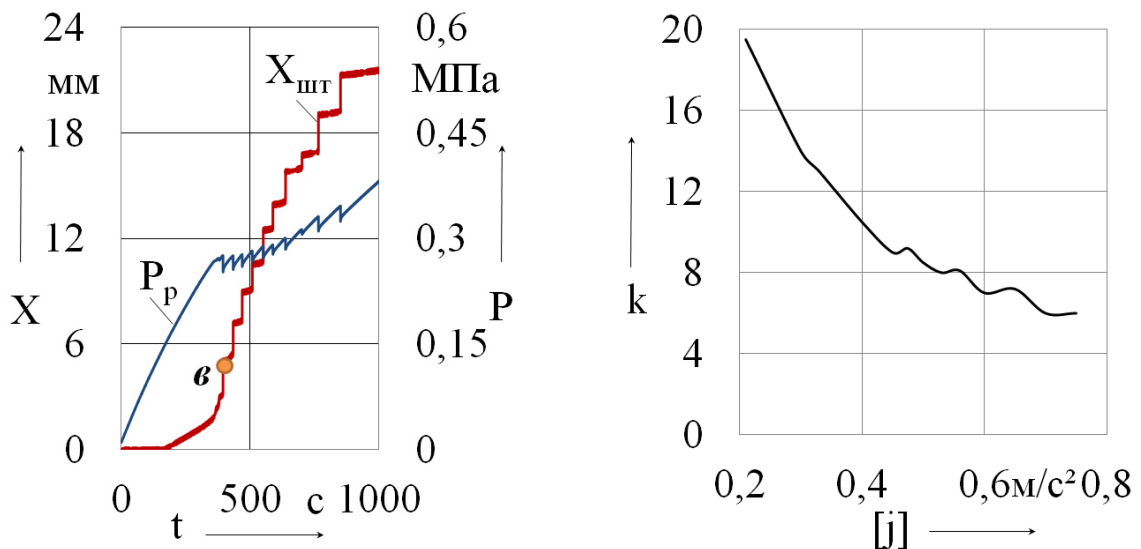
використання прискорювального клапана ХНАДУ для подальшої розробки конструкції виконавчого механізму приводу ЕППЗ.



m_1, V_1 – маса та об'єм конструкції з 2-а електропневматичними клапанами; m_2, V_2 – маса та об'єм конструкції з 4-а електропневматичними клапанами; m_3, V_3 – маса та об'єм конструкції з 2-а електропневматичними клапанами та серійним прискорювальним клапаном; m_4, V_4 – маса та об'єм конструкції з 2-а електропневматичними клапанами та прискорювальним клапаном ХНАДУ; t – час спрацювання

Рисунок 4 – Зіставна характеристика масово-габаритних параметрів

У перебізі наукового дослідження було встановлено межі робочого діапазону ходу штока виконавчого механізму ЕППЗ (рис. 5 а).



а) процес вимикання зчеплення

б) кількість ступенів положення штока силового циліндра

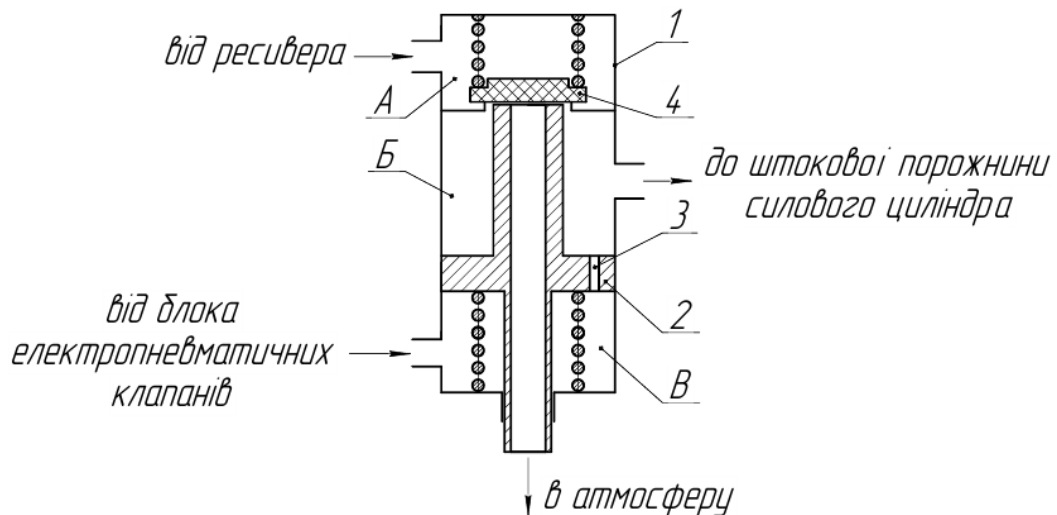
$X_{шт}$ – переміщення штока; P_p – тиск у силівій порожнині

Рисунок 5 – Обґрунтування плавності роботи приводу зчеплення

Під час повільного наповнення штокової порожнини виконавчого механізму ЕППЗ зафіксовано момент вимкнення механізму зчеплення (точка *в* рис. 5 а). Робочий діапазон ходу штока склав близько 5 мм. Факт вимкнення зчеплення визначався проворотом вторинного вала коробки передач з увімкненою першою передачею. Очевидно, що переміщення штока після проходження точки *в* забезпечує лише чистоту вимикання зчеплення і не впливає на плавність його роботи.

Зазначено ступінчасте переміщення штока виконавчого механізму ЕППЗ. Враховуючи чутливість вестибулярного апарату людини, визначено кількість ступенів зміни прискорення, що не викликатиме дискомфорту у водія і пасажирів за невеликих змін положення педалі зчеплення (рис. 5 б), визначено, що величина допустимої ступені переміщення штока у робочому діапазоні становить 0,26 мм.

У **третьому розділі** описано функціональні взаємозв'язки між конструктивними елементами запропонованого прискорювального клапана (рис. 6), розроблено математичну модель виконавчого механізму ЕППЗ, побудовано алгоритм роботи електронного блока керування.



А – силова порожнина; Б – вихідна порожнина; В – керувальна порожнина;

1 – корпус; 2 – поршень; 3 – дросель; 4 – клапан

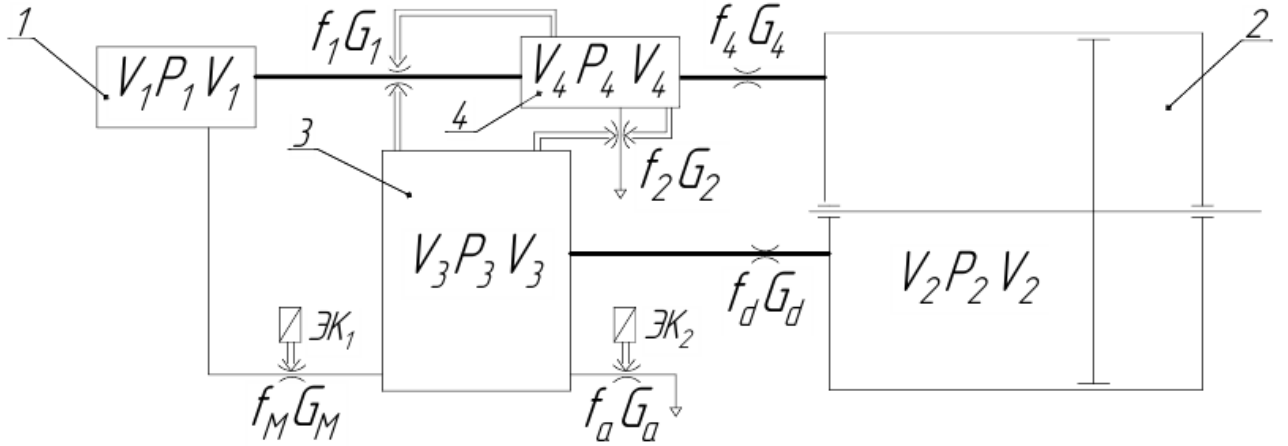
Рисунок 6 – Схема прискорювального клапана ХНАДУ

Головна відмінність запропонованого прискорювального клапана від існуючих – наявність дроселя, що сполучає керувальну та вихідну порожнини клапана. Наявність у конструкції прискорювального клапана дроселя робить його менш чутливим до стрибкоподібного наростання тиску у керувальній порожнині, підвищуючи у такий спосіб точність регулювання.

Виконано математичний опис робочого процесу виконавчого механізму ЕППЗ. Побудовано розрахункову схему пневматичної частини приводу (рис. 7).

Математична модель виконавчого механізму ЕППЗ включає: диференціальні

рівняння газодинамічних функцій, описаних Е.В. Герц (1-6), диференціальні рівняння, що описують роботу прискорювального клапана та пневматичного циліндра, а також рівняння зв'язку.



1 – ресивер; 2 – штокова порожнина силового циліндра; 3 – керувальна порожнина прискорювального клапана; 4 – силова порожнина прискорювального клапана;

T, V, p – температура, об'єм і тиск повітря відповідних ланок; f_M, f_a – площа прохідного перетину відповідно впускного та випускного електропневматичного клапана; f_d – площа дроселя; f_1, f_2 – площа прохідного перетину прискорювального клапана відповідно на впуск та на випуск; f_4 – площа з'єднуючого трубопроводу;

$G_1, G_2, G_4, G_d, G_M, G_a$ – витрата повітря через відповідні ланки

Рисунок 7 – Розрахункова схема пневматичної частини ЕППЗ

Система рівнянь для процесів наповнення і спорожнення керувальної порожнини прискорювального клапана виконавчого механізму ЕППЗ має вигляд:

$$\begin{cases} kRT[G_M - G_d]dt = V_3 dp_3 \\ G_M = K\mu_M f_M p_1 \sqrt{\frac{1}{R \cdot T}} \varphi(Y_M); \\ G_d = K\mu_d f_d p_3 \sqrt{\frac{1}{R \cdot T}} \varphi(Z_d) \end{cases} \quad (1)$$

$$\begin{cases} \text{якщо } \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} < \frac{p_3}{p_1} < 1 \\ \text{то } \varphi(Y_M) = \sqrt{\left(\frac{p_3}{p_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_3}{p_1}\right)^{\frac{k+1}{k}}} ; \\ \text{інакше } \varphi(Y_M) = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{k-1}{k+1}} \end{cases} \quad (2)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{якщо} \quad \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} < \frac{p_2}{p_3} < 1 \\ \text{то} \quad \varphi(Z_d) = \sqrt{\left(\frac{p_2}{p_3} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_3} \right)^{\frac{k+1}{k}}} \\ \text{інакше} \quad \varphi(Z_d) = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{k-1}{k+1}} \end{array} \right. . \quad (3)$$

Рівняння процесу спорожнення відрізняються функцією витрати і мають такий вигляд:

$$\left\{ \begin{array}{l} kRT[-G_a + G_d]dt = V_3 dp_3 \\ G_a = K\mu_a f_a p_3 \sqrt{\frac{1}{R \cdot T}} \varphi(Z_a); \\ G_d = K\mu_d f_d p_2 \sqrt{\frac{1}{R \cdot T}} \varphi(Y_d) \end{array} \right. \quad (4)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{якщо} \quad \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} < \frac{p_0}{p_3} < 1 \\ \text{то} \quad \varphi(Z_a) = \sqrt{\left(\frac{p_0}{p_3} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_0}{p_3} \right)^{\frac{k+1}{k}}} ; \\ \text{інакше} \quad \varphi(Z_a) = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{k-1}{k+1}} \end{array} \right. \quad (5)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{якщо} \quad \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} < \frac{p_3}{p_2} < 1 \\ \text{то} \quad \varphi(Y_d) = \sqrt{\left(\frac{p_3}{p_2} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_3}{p_2} \right)^{\frac{k+1}{k}}} , \\ \text{інакше} \quad \varphi(Y_d) = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{k-1}{k+1}} \end{array} \right. \quad (6)$$

де T – температура, однакова для усіх ланок;

μ_M – коефіцієнт витрати впускного електропневматичного клапана;

μ_a – коефіцієнт витрати випускного електропневматичного клапана;

μ_d – коефіцієнт витрати дроселя;

$\varphi(Y_m)$ – функція витрати при наповненні через впускний клапан;

$\varphi(Z_a)$ – функція витрати при спорожненні через випускний клапан;

$\varphi(Y_d)$ – функція витрати при наповненні через дросель.

Системи рівнянь для процесів наповнення і спорожнення силової порожнини прискорювального клапана та штокової порожнини циліндра виглядають аналогічно.

Математичне моделювання робочого процесу ЕППЗ дозволило визначити оптимальне співвідношення між діаметром прохідного перетину впускного електропневматичного клапана та діаметром дроселя залежно від об'єму керувальної порожнини прискорювального клапана (рис. 8).

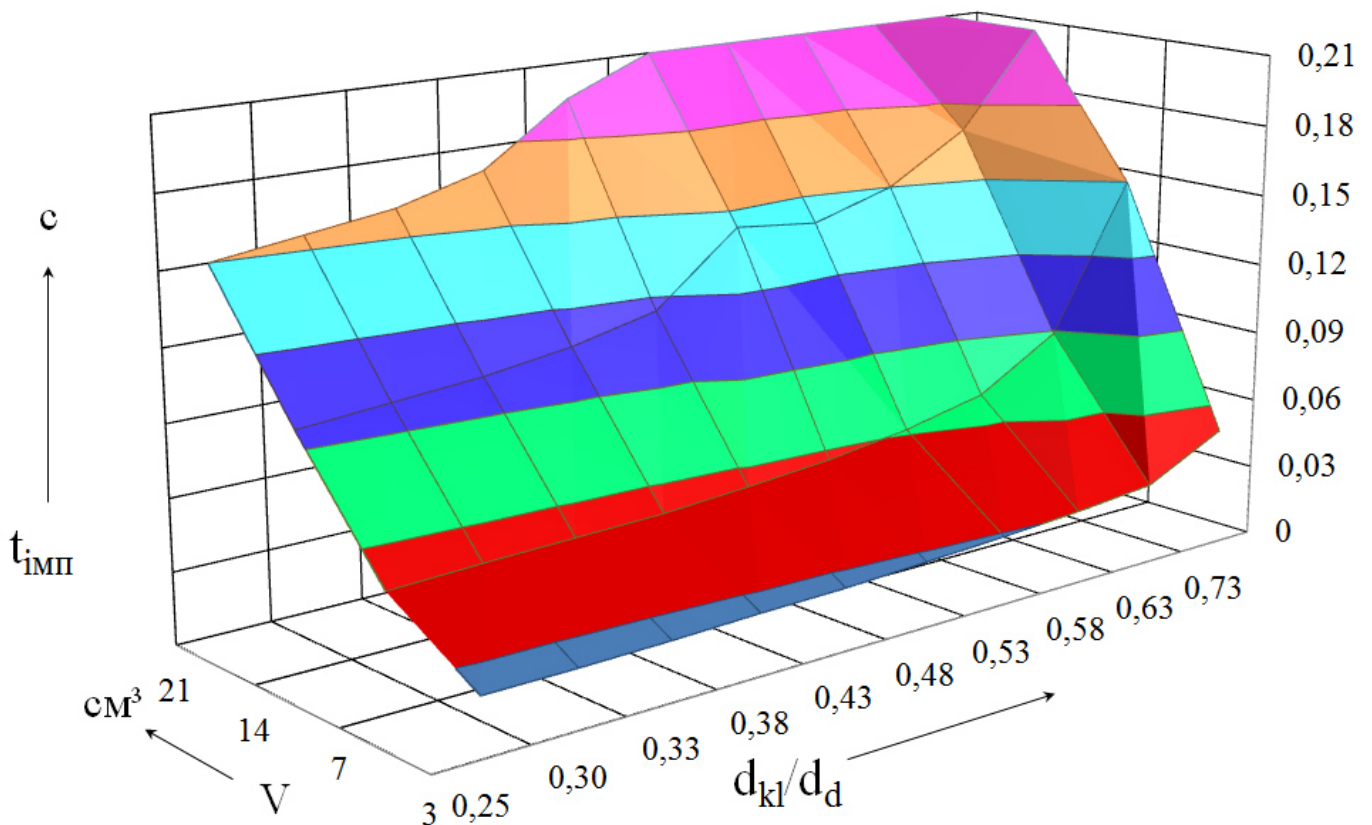


Рисунок 8 – Вплив геометричних параметрів прискорювального клапана на роботу виконавчого механізму ЕППЗ

Для вдосконаленої конструкції ЕППЗ оптимальне співвідношення d_{kl}/d_d перебуває у межах 0,33-0,43.

У **четвертому розділі** наведено структуру експериментального стенда для дослідження робочих процесів ЕППЗ, описано методику отримання даних для побудови статичної характеристики силового циліндра, виконано зіставний аналіз результатів теоретичних та експериментальних досліджень робочого процесу ЕППЗ.

Встановлено, що основними параметрами, які характеризують розроблений ЕППЗ, є швидкодія, точність позиціонування штока виконавчого механізму, зручність і безпека експлуатації. Виходячи з цього, в перебізі проведення експериментальних досліджень фіксувалися такі параметри:

P_k – тиск у керувальній порожнині прискорювального клапана;

P_p – тиск у штоковій порожнині підсилювача;

$X_{шт}$ – переміщення штока підсилювача;

$X_{зол}$ – переміщення золотника прискорювального клапана;

EK_1 – подача напруги на впускний клапан;

EK_2 – подача напруги на випускний клапан.

Отримані статичні характеристики виконавчого механізму ЕППЗ із діаметром пневматичного циліндра 100 і 80 мм (рис. 9) дозволяють зробити висновок про позитивний вплив зменшення діаметра на точність позиціонування штока силового циліндра.

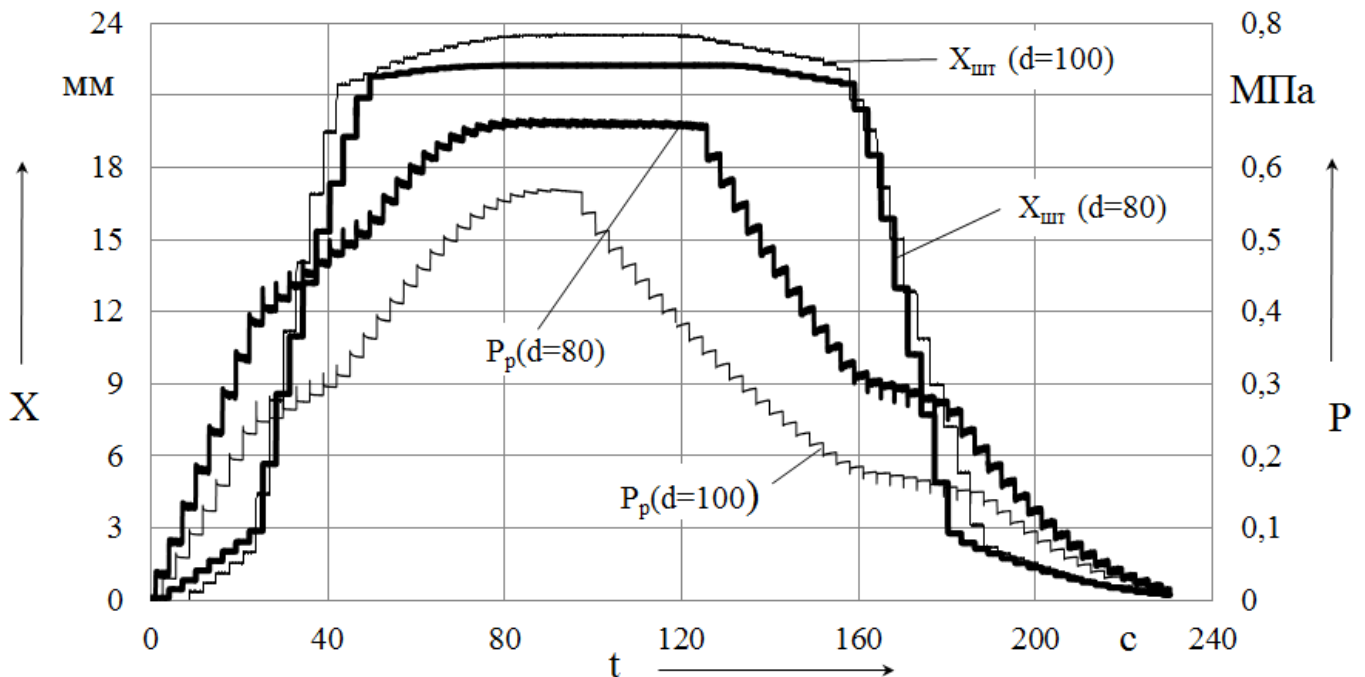


Рисунок 9 – Статична характеристика силового циліндра ЕППЗ

Встановлено, що точність позиціонування штока силового циліндра ЕППЗ в його робочому діапазоні (0-5 мм) за статичною характеристикою, зокрема під час проведення експериментальних досліджень, перебувала у межах 0,22-0,28 мм.

У межах наукового дослідження було встановлено факт наявності гістерезису у виконавчому механізмі ЕППЗ. Нівелювати його вплив на процес рухання штока за вмикання зчеплення пропонується шляхом вибору раціонального часу першого імпульсу (рис. 10).

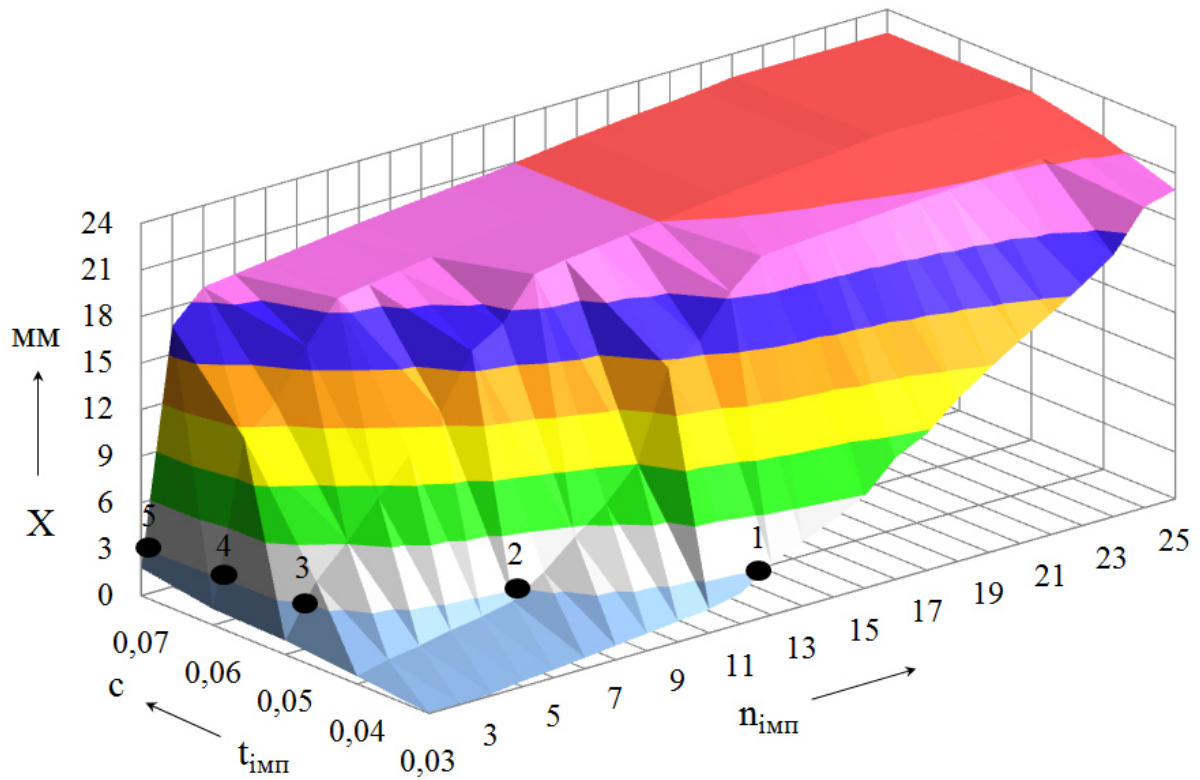
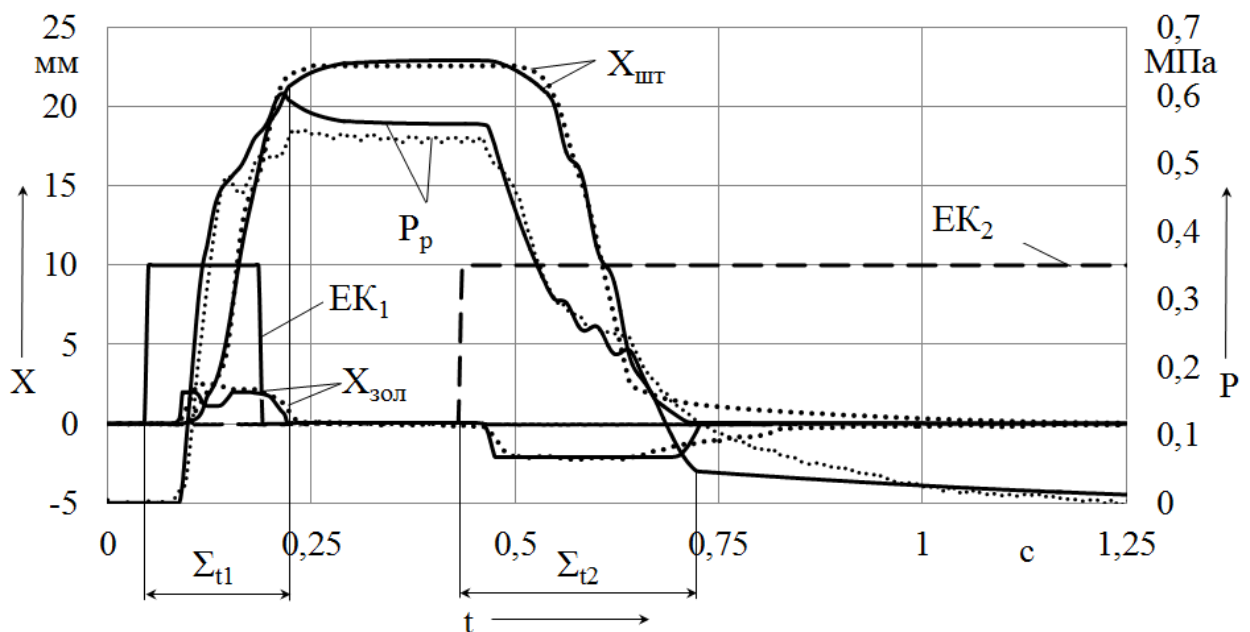


Рисунок 10 – Залежність ходу штока силового циліндра ЕППЗ від кількості та тривалості імпульсів, що подаються на електропневматичний клапан

Встановлено, що для подолання гістерезису у виконавчому механізмі ЕППЗ доцільним є використання імпульсів тривалістю від $t_{\text{имп}}=0,05$ с до $t_{\text{имп}}=0,07$ с, які дозволяють отримати переміщення штока від 0,8 до 1,9 мм.

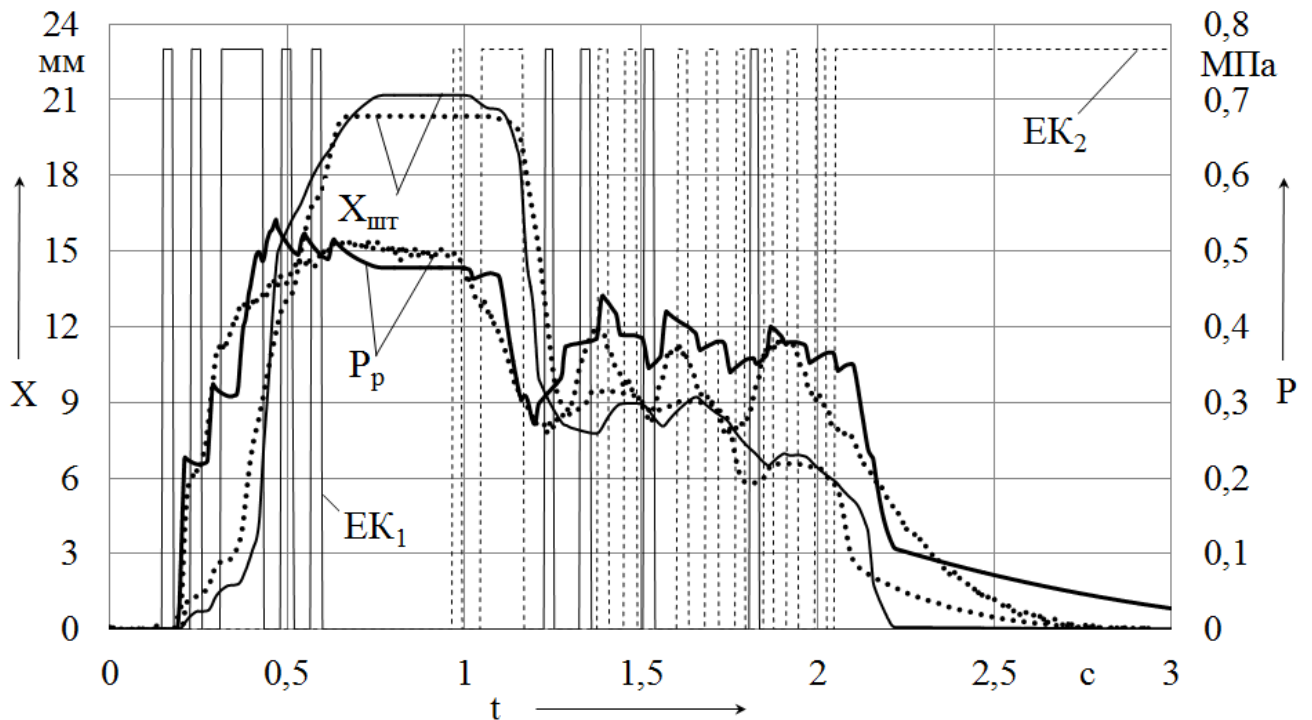
Досліджено, що швидкодія ЕППЗ за вимикання зчеплення перебуває у межах $\Sigma_{t1}=0,17$ с, за вмикання – не перевищує $\Sigma_{t2}=0,22$ с (рис. 11).



..... теоретичні дані; — експериментальні дані

Рисунок 11 – Динамічна характеристика ЕППЗ (різке переміщення педалі)

Слід зазначити, що розроблена математична модель не описує роботу системи керування ЕППЗ. Для проведення зіставного аналізу, як вхідний сигнал у математичну модель було закладено дані, які були сформовані електронним блоком керування, зафіксовані в ході проведення експериментальних досліджень (рис. 12).



..... теоретичні дані; — експериментальні дані

Рисунок 12 – Динамічна характеристика ЕППЗ (плавне переміщення педалі)

Зіставлення динамічних характеристик різних режимів роботи ЕППЗ, отриманих теоретичним та експериментальним шляхом, доводить, що розроблена математична модель забезпечує похибку в межах 5-7 %.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішена науково-практична задача поліпшення вихідних параметрів електропневматичного приводу зчеплення великовантажних автомобілів та автобусів шляхом вдосконалення конструкції виконавчого механізму. Основні результати, що отримані в процесі теоретичних і експериментальних досліджень, полягають у такому:

1. В результаті аналізу науково-технічної літератури встановлено, що:

- існує проблема забезпечення ергономічних показників приводу керування зчепленням великовантажних автомобілів та автобусів;
- для усунення протиріччя між показниками швидкодії та точності регулювання у конструкції електропневматичного приводу керування зчепленням застосовуються два впускних та два випускних електропневматичних клапана;

– збільшення кількості електропневматичних клапанів негативно позначається на надійності та вартості електропневматичного приводу зчеплення.

Отримані результати підтверджують актуальність завдання поліпшення умов роботи водія шляхом покращення ергономічних показників приводу керування зчепленням великовантажних автомобілів та автобусів.

2. Розроблена концепція вдосконалення робочого процесу електропневматичного приводу зчеплення, що забезпечує підвищення ергономічних показників керування та полягає у зміні структури приводу і взаємозв'язків між його елементами, шляхом застосування прискорювального клапана з двома керувальними електропневматичними клапанами.

Отримані результати є основою для розробки електропневматичного приводу зчеплення.

3. Теоретичні дослідження робочого процесу і функціональних зв'язків між елементами електропневматичного приводу керування зчепленням, виконані шляхом математичного моделювання, дозволили визначити, що:

– для забезпечення комфортного та плавного рушання транспортного засобу (з урахуванням чутливості вестибулярного апарату людини до зміни прискорення) необхідно нормувати величину дискретності позиціонування штока виконавчого механізму, в зоні де відбувається буксування зчеплення. Для дводискового зчеплення з крутним моментом 637 Нм дискретність не повинна перевищувати 0,26 мм;

– для поліпшення точності позиціонування штока необхідно застосовувати серії керувальних імпульсів, що дозволяє підвищити точність позиціонування на 35 % у порівнянні із застосуванням одиночного керувального імпульсу;

– для подолання гістерезису у виконавчому механізмі електропневматичного приводу керування зчепленням необхідно застосовувати одиночний імпульс тривалістю 0,05-0,07 с;

– оптимальне співвідношення між діаметром дроселя прискорювального клапана та умовним діаметром керувального електропневматичного клапана знаходиться у межах 0,33-0,43. Це дозволяє забезпечити необхідну точність регулювання та високу швидкодію.

Отримані результати є теоретичною основою для визначення параметрів системи керування та виконавчого механізму приводу.

4. Експериментальні дослідження розробленого електропневматичного приводу керування зчепленням дозволили встановити, що:

– точність позиціонування штока виконавчого механізму, за статичною характеристикою, знаходиться у межах 0,22-0,28 мм (в зоні буксування зчеплення);

– швидкодія приводу складає 0,17 с за вимикання зчеплення та 0,22 с за вмикання, що відповідно на 46 % та 58 % перевищує показники конструкції виконавчого механізму з чотирма електропневматичними клапанами.

– розроблена математична модель дозволяє досліджувати робочий процес електропневматичного приводу зчеплення та оцінити його експлуатаційні показники з відносною похибкою в межах 5-7 %.

Результати експериментального дослідження вдосконаленого електропневматичного приводу зчеплення підтверджують адекватність розробленої моделі та його високі ергономічні показники.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Богомолов В. А. Анализ конструкций исполнительных механизмов управления сцеплением автомобилей / В. А. Богомолов, В. И. Клименко, Н. Г. Михалевич, А. А. Ярита // Автомобільний транспорт. – Х.: ХНАДУ, 2011. – Випуск №29. – С. 52 – 55.

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

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

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

5. Ярита А. А. Влияние износа фрикционных накладок на быстродействие электропневматического привода управления сцеплением / А. А. Ярита // Праці Одеського політехнічного університету: Науковий та науково-виробничий збірник. – Одеса, 2014. – Випуск 1(43). – С. 292 – 296.

6. Михалевич Н. Г. Особенности работы ускорительного клапана усовершенствованной конструкции / Н. Г. Михалевич, А. А. Ярита // Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. – Х.: ХНАДУ, 2016. – Випуск №75. – С. 39 – 45.

7. Михалевич Н. Г. Обоснование ступенчатости характеристики максимальной точности механизма управления сцеплением / Н. Г. Михалевич, А. А. Ярита // Совершенствование организации дорожного движения и перевозок пассажиров и грузов: сборник научных трудов по результатам МНПК «Безопасность дорожного движения». – Минск, БНТУ, 2016. – С.446 – 452.

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

8. Ярита А. А. Необходимость рассмотрения изменения быстродействия привода сцепления при разной степени износа фрикционных накладок / А. А. Ярита // Проблеми підготовки кадрів автомобільної галузі та шляхи їх вирішення: Міжнародна науково-методична конференція присвячена 80-річчю кафедри технології машинобудування і ремонту машин Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, 7-8 листопада 2013 р.: збірник матеріалів. – Харків, 2013. – С. 154.

9. Ярита А. А. Влияние износа фрикционных накладок на характеристики электропневматического привода управления сцеплением / А. А. Ярита // Актуальні проблеми інженерної механіки: Міжнародна конференція Одеського національного політехнічного університету, 10-14 березня 2014 г.: тези доповідей. – Одеса, 2014. – С. 56.

10. Ярита А. А. Разработка алгоритма для управления электропневматическим приводом сцепления / А. А. Ярита // Новітні технології розвитку конструкції, виробництва, експлуатації, ремонту та експертизи автомобіля: Міжнародна науково-практична конференція з нагоди Дня автомобіліста та шляховика присвячена 90-річчю проф. Говорущенко М. Я., 15-16 жовтня 2014 г.: тези доповідей. – Харків, 2014. – С. 34 – 35.

11. Ярита А. А. Совершенствование электропневматического привода сцепления большегрузных автомобилей и автобусов / А. А. Ярита // Новітні технології в автомобілебудівництві та транспорті: Міжнародна науково-практична конференція присвячена 85-річчю заснування ХНАДУ, 85-річчю заснування автомобільного факультету та з нагоди Дня автомобіліста і дорожника Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, 15-16 жовтня 2015 р.: наукові праці. – Харків, 2015. – С. 65 – 66.

12. Ярита О. О. Вдосконалення електропневматичного приводу зчеплення великовантажних автомобілів та автобусів / О. О. Ярита // Актуальні питання розвитку, удосконалення та експлуатації озброєння та військової техніки в Національній гвардії України, 26 листопада 2015 р.: збірник тез доповідей. – Харків, 2015. – С. 55.

Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:

13. Пат. 108703 Україна, МПК В60К 23/00. Підсилювач привода зчеплення автотранспортного засобу / Богомолів В. О., Клименко В. І., Ярита О. О.; власники Богомолів В. О., Клименко В. І. – №201401541; заявл. 17.02.2014; опубл. 25.05.2015. Бюл. №10, 5с.

14. Пат. 109503 Україна, МПК В60К 23/00. Прискорювальний клапан / Богомолів В. О., Клименко В. І., Михалевич М. Г., Ярита О. О.; власники Богомолів В. О., Клименко В. І. – №201405006; заявл. 12.05.2014; опубл. 25.08.2015. Бюл. №16, 4с.

АНОТАЦІЯ

Ярита О.О. Вдосконалення електропневматичного приводу зчеплення великовантажних автомобілів та автобусів. – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.02 – автомобілі та трактори. – Харківський національний автомобільно-дорожній університет МОН України, Харків, 2017.

Дисертація присвячена покращенню експлуатаційних показників електропневматичного приводу зчеплення великовантажних автомобілів та автобусів, вдосконаленню конструкції виконавчого механізму приводу зчеплення, вдосконаленню конструкції прискорювального клапана, пошуку шляхів оптимізації роботи алгоритму керування електропневматичним приводом зчеплення.

У роботі досліджено робочий процес електропневматичного приводу зчеплення. Запропонована конструкція виконавчого механізму з прискорювальним клапаном, що дозволяє отримати одночасно необхідну швидкість приводу та високу точність регулювання за рахунок нових взаємозв'язків між елементами клапана.

Розроблено математичну модель електропневматичного приводу зчеплення. Визначено оптимальне співвідношення діаметру дроселя до діаметру прохідного перетину електропневматичного клапана, що знаходиться у межах 0,33-0,43.

Ключові слова: зчеплення, електропневматичний привод, прискорювальний клапан, швидкість, дросель.

АННОТАЦИЯ

Ярита А.А. Совершенствование электропневматического привода сцепления большегрузных автомобилей и автобусов. – На правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.22.02 – автомобили и тракторы. – Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет МОН Украины, Харьков, 2017.

Диссертация посвящена улучшению эксплуатационных показателей электропневматического привода сцепления большегрузных автомобилей и автобусов, совершенствованию конструкции ускорительного клапана и исполнительного механизма привода сцепления, поиску путей оптимизации работы алгоритма управления электропневматическим приводом сцепления.

В работе рассмотрен и исследован рабочий процесс электропневматического привода управления сцеплением. Предложена конструкция исполнительного механизма с ускорительным клапаном, которая за счет новых взаимосвязей между элементами клапана позволяет получить одновременно необходимое быстродействие привода и высокую точность регулирования.

Разработана математическая модель исполнительного механизма электропневматического привода сцепления. Теоретические исследования показали, что определяющим параметром в конструкции предложенного ускорительного

клапана является соотношение диаметра дросселя к диаметру проходного сечения электропневматического клапана. Для оптимальной работы ускорительного клапана это соотношение должно находиться в пределах 0,33-0,43.

На основании результатов экспериментальных исследований рабочего процесса электропневматического привода сцепления установлено, что уменьшение диаметра силового цилиндра со 100 до 80 мм приводит к повышению точности позиционирования штока примерно на 12 %. При этом быстродействие привода составляет 0,17 с при выключении сцепления и 0,22 с при включении, что соответственно на 46 % и 58 % превышает показатели конструкции исполнительного механизма с четырьмя электропневматическими клапанами.

Сравнение результатов теоретических и экспериментальных исследований показало, что разработанная математическая модель позволяет оценить эксплуатационные показатели электропневматического привода сцепления с относительной погрешностью в пределах 5-7 %.

Ключевые слова: сцепление, электропневматический привод, ускорительный клапан, быстродействие, дроссель.

ABSTRACT

O. Yaryta. Improvement of the electro-pneumatic actuator of clutch in heavy trucks and buses. – Manuscript copyright.

Thesis for obtaining the degree of candidate of technical sciences, specialty 05.22.02 – Automobiles and tractors. – Kharkiv National Automobile and Highway University of the Ministry of Education and Science of Ukraine, Kharkiv, 2017.

The thesis deals with improving the operational performance of the electro-pneumatic clutch control drive of heavy trucks and buses, improving the design of the actuator of the clutch control drive, improving the design of the acceleration valve, seeking the ways to optimize of the algorithm control of the electro-pneumatic clutch drive.

The workflow of the electro-pneumatic clutch drive control is discussed and studied in the given thesis. The actuator of the clutch with an acceleration valve was proposed. The proposed a new relationships between the structural elements of the acceleration valve makes it possible to simultaneously develop the necessary rapidity of action of the drive as well as the high accuracy of regulation when using only two electro-pneumatic valves.

The mathematical model of the actuator of the electro-pneumatic clutch control drive is developed. The determining parameter in the design of the proposed acceleration valve is the ratio of the diameter of the throttle communicating the control cavity of the accelerating valve with the rod cavity of the power cylinder to the diameter of the flow section of the electro-pneumatic valve. For optimum performance of the acceleration valve this ratio should be within 0,33-0,43. To confirm the theoretical positions there were carried out stand experimental studies of the workflow of electro-pneumatic clutch control drive, which showed a qualitative resemblance to the results of calculations performed.

Key words: clutch, electro-pneumatic drive, acceleration valve, speed, throttle.