

Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра автомобілів та транспортного менеджменту

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему:

«Підвищення ефективності роботи двигунів автобусів комунального підприємства «Вінницька транспортна компанія» удосконаленням конструкції форсунки з електронним керуванням»



Виконав: студент 2-го курсу, групи 1АТ-20м
спеціальності 274 – Автомобільний
транспорт

_____ Крупчук Я. С.

Керівник: к.т.н., доцент каф. АТМ

_____ Галушак О.О.

« ____ » _____ 2021 р.

Опонент: к.т.н. доц. Сухоруков С.І.

_____ « ____ » _____ 2021 р.

Допущено до захисту

Завідувач кафедри АТМ

_____ к.т.н., доц. Цимбал С.В.

« ____ » _____ 2021 р.

Вінниця ВНТУ – 2021 рік

Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра автомобілів та транспортного менеджменту

Рівень вищої освіти II-й (магістерський)
Галузь знань – 27 – Транспорт
Спеціальність – 274 – Автомобільний транспорт
Освітньо-професійна програма – Автомобільний транспорт

ЗАТВЕРДЖУЮ
завідувач кафедри АТМ
к.т.н., доцент Цимбал С.В.

« ____ » _____ 2021 року

ЗАВДАННЯ
НА МАГІСТЕРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Крупчуку Ярославу Сергійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Підвищення ефективності роботи двигунів автобусів комунального підприємства «Вінницька транспортна компанія» удосконаленням конструкції форсунки з електронним керуванням,
керівник роботи Галушак Олександр Олександрович, к.т.н.,
затверджені наказом ВНТУ від «24» вересня 2021 року № 277.
2. Строк подання студентом роботи: 08.12.2021 р.
3. Вихідні дані до роботи: Вимоги до конструкції та експлуатації автотранспортних засобів (діючі міжнародні, державні, галузеві стандарти та технічні умови заводів-виробників автомобільної техніки); законодавство України в галузі безпеки руху, охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях; структура автопарку України; район експлуатації автомобілів – Україна; досліджувані моделі АТЗ – транспортні засоби комунального підприємства «Вінницька транспортна компанія»; об'єкт дослідження – конструкція та параметри форсунки з електронним керуванням; похибка прогнозування досліджуваних показників не більше – 10%.
4. Зміст текстової частини:
 - 1 Аналіз паливної апаратури з електронним управлінням.
 - 2 Удосконалена математична модель робочого процесу форсунки.
 - 3 Експериментальне дослідження роботи електромагнітної форсунки.
 - 4 Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях.
5. Перелік ілюстративного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):
 - 1-3 Тема, мета та завдання дослідження.
 - 4 Загальна характеристика комунального підприємства «Вінницька транспортна компанія»
 - 5 Класифікація форсунок з електронним управлінням.
 - 6 Особливості конструкцій електронно-керованих форсунок дизелів

7 Математичне моделювання робочих процесів форсунки з електронним керуванням з урахуванням стисливості палива.

8 Характеристики подачі палива форсункою з електронним управлінням залежно від жорсткості поворотної пружини голки і площі отворів розпилювача.

9 Характеристики подачі і тиску в розпилювачі форсунки з урахуванням стисливості палива.

10 Характеристики спрацювання форсунки.

11 Вплив жорсткості пружини на характеристики роботи голки форсунки.

12 Основні наукові і практичні результати, викладені в роботі.

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Розв'язання основної задачі	Галушак О.О., доцент кафедри АТМ		
Економічна частина	Буренніков Ю.Ю., доцент кафедри АТМ		
Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях	Дембійська С.В., професор кафедри БЖДПБ		

7. Дата видачі завдання « 27 » вересня 2021 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Вивчення об'єкту та предмету дослідження	27.09-04.10.2021	
2	Аналіз відомих рішень, постановка задач	27.09-04.10.2021	
3	Обґрунтування методів досліджень	27.09-04.10.2021	
4	Розв'язання поставлених задач	05.10-15.11.2021	
5	Формування висновків по роботі, наукової новизни, практичної цінності результатів	16.11-30.11.2021	
6	Виконання розділу «Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях»	08.11-21.11.2021	
7	Нормоконтроль МКР	01.12-08.12.2021	
8	Попередній захист МКР	09.12-10.12.2021	
9	Рецензування МКР	13.12-17.12.2021	
10	Захист МКР	20.12-24.12.2021	

Студент

_____ (підпис)

Крупчук Я.С.

Керівник роботи

_____ (підпис)

Галушак О.О.

ЗМІСТ

ВСТУП	6
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ З ЕЛЕКТРОННИМ УПРАВЛІННЯМ	8
1.1 Загальна характеристика комунального підприємства «Вінницька транспортна компанія»	8
1.2 Задачі і функції автотранспортного парку комунального підприємства «Вінницька транспортна компанія», його рухомий склад	11
1.3 Класифікація форсунок з електронним управлінням	15
1.4 Особливості конструкцій електронно-керованих форсунок дизелів	17
1.5 Висновки до розділу 1	28
РОЗДІЛ 2 УДОСКОНАЛЕНА МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ФОРСУНКИ	29
2.1 Розробка швидкодіючого електромагнітного приводу форсунки дизеля	29
2.2 Модель тимчасової затримки спрацьовування електромагнітного приводу керованої форсунки	35
2.3 Процес спрацьовування керованого електромагнітного клапана форсунки	42
2.4 Результати теоретичного дослідження	45
2.5 Висновки до розділу 2	50
РОЗДІЛ 3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ЕЛЕКТРОМАГНІТНОЇ ФОРСУНКИ	51
3.1 Визначення основних характеристик подачі в керованій форсунці з електромагнітним приводом	51
3.2 Визначення характеристик подачі форсунки з урахуванням стисливості палива	61

3.3 Відносний аналіз результатів теоретичного і експериментального дослідів	75
3.4 Висновки до розділу 3	81
РОЗДІЛ 4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	82
4.1 Технічні рішення з безпечної експлуатації об'єкта	82
4.1.1 Технічні рішення з безпечної організації робочого місця	82
4.1.2 Електробезпека	84
4.1.3 Промислова безпека об'єктів з підвищеною небезпекою	85
4.2 Технічні рішення з гігієни праці і виробничої санітарії	86
4.2.1 Мікроклімат	86
4.2.2 Склад повітря робочої зони	87
4.2.3 Виробниче освітлення	88
4.2.4 Виробничий шум	90
4.2.5 Виробничі вібрації	91
4.3 Висновки до розділу 4	92
ВИСНОВКИ	93
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	95
ДОДАТКИ	100
Додаток А (обов'язковий) ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ	101
Додаток Б (обов'язковий) ІЛЮСТРАТИВНА ЧАСТИНА	102



ВСТУП

Актуальність теми. Серед різних напрямків в галузі вдосконалення дизельних двигунів найбільш перспективним є покращення організації процесу подачі палива в циліндр двигуна. Застосування електронних систем збору інформації та формування управляючих впливів розширюють можливості управління робочим процесом дизеля.

Основні показники двигуна значною мірою визначаються характеристиками і технічним станом паливної апаратури, у функції якої входить організація дозування та імпульсна подача палива в циліндр.

Постійне вдосконалення дизельних двигунів, підвищення їх техніко-економічних та експлуатаційних показників вимагають перш за все безперервного поліпшення роботи паливної апаратури. Класичні схеми паливних систем вичерпали свої можливості. Подальший розвиток може бути забезпечено лише на якісно новій основі. В даний час найбільш перспективним напрямком вважається електронний спосіб обробки вхідної інформації та синтезу керуючих впливів. Роботи в цьому напрямку широко ведуться в багатьох країнах: США, Англії, Німеччини, Японії, Франції тощо. Аналізуючи опубліковані з даного питання роботи можна звернути увагу, що в даний час більшість з них направлено на розробку швидкодіючих електрично-керованих клапанів для комутації гідро-ланцюгів з високим тиском.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконувалась відповідно до науково-дослідної тематики кафедри автомобілів та транспортного менеджменту Вінницького національного технічного університету.

Мета і завдання дослідження. Метою дослідження є підвищення ефективності роботи дизельних двигунів удосконаленням конструкції форсунки з електронним керуванням.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- виконати аналіз паливної апаратури з електронним управлінням;
- виконати аналіз конструкцій електронно-керованих форсунок дизелів;
- удосконалити моделі затримки спрацьовування електромагнітного приводу керованої форсунки;
- виконати математичне моделювання робочих процесів форсунки з електронним керуванням з урахуванням стисливості палива;
- визначити основні характеристики подачі палива форсункою з електронним управлінням;
- визначити характеристики подачі форсунки з урахуванням стисливості палива.

Об'єкт дослідження – конструкція та параметри форсунки з електронним керуванням.

Предмет дослідження – характеристики подачі дизельного палива форсункою з електронним керуванням.

Новизна одержаних результатів.

Вдосконалено математичну модель розрахунку робочих процесів форсунки з електронним керуванням з урахуванням стисливості палива.

Розроблена оптимальна конструкція форсунки з швидко-працюючим електромагнітним приводом, що забезпечить своєчасність подачі та розпилення палива в циліндр двигуна.

Апробація результатів роботи. Деякі положення та результати роботи доповідались та обговорювались на регіональній науково-практичній інтернет-конференції студентів, аспірантів та молодих науковців «Молодь в науці: дослідження, проблеми, перспективи» (Вінниця: ВНТУ, 2021).

Публікації. Основні положення та результати досліджень за участі автора опубліковані в одній публікації [1].

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ З ЕЛЕКТРОННИМ УПРАВЛІННЯМ

1.1 Загальна характеристика комунального підприємства «Вінницька транспортна компанія»

Комунальне підприємство «Вінницька транспортна компанія» знаходиться за адресом: м. Вінниця, вул. Хмельницьке шосе, 29 Україна, 21036, а її структурні підрозділи розосереджені по всьому місту. Починаючи з 2009 року на підприємстві організували перевезення в межах міста пасажирів муніципальними автобусами. У 2014 році завершено будівництво муніципального автобусного парку КП «Вінницька транспортна компанія», який знаходиться за адресом: м. Вінниця, вул. Сабарівське шосе, 19. Кожного року автобусний парк КП «Вінницька транспортна компанія» оновлює та розширює свій рухомий склад та матеріально технічну базу на території якого розташувались муніципальні автобуси та транспортні засоби, які забезпечують функціонування підприємства, зокрема спеціалізований транспорт.

Предметом діяльності підприємства є:

– пасажирський наземний транспорт міського та приміського сполучення, у тому числі:

- міський електричний транспорт (відповідно до Договору про організацію надання транспортних послуг з перевезень пасажирів міським електричним транспортом);

- міський автомобільний транспорт загального користування;

- вантажний автомобільний транспорт;

- забезпечення експлуатації і функціонування аеродрому, будівель, споруд, інженерних мереж та інших об'єктів аеродромного обладнання,

пасажирського та вантажного терміналів, а також засобів механізації і спеціалізованого транспорту';

– прийняття та відправлення повітряних суден із забезпеченням авіаційних перевезень пасажирів, вантажів, багажу та пошти необхідними засобами;

- допоміжне обслуговування авіаційного транспорту;
- технічне обслуговування та ремонт автотранспортних засобів;
- ремонт і технічне обслуговування інших транспортних засобів;
- надання послуг з перевезення речей (переїзду);
- транспортне оброблення вантажів;
- інша допоміжна діяльність у сфері транспорту;
- складське господарство;
- будівництво житлових і нежитлових будівель;
- будівництво доріг і автострад;
- будівництво трубопроводів;
- будівництво споруд електропостачання та телекомунікацій;
- будівництво інших споруд;
- електромонтажні роботи;
- монтаж водопровідних мереж, систем опалення та кондиціонування;
- інші будівельно-монтажні роботи;
- штукатурні роботи;
- покриття підлоги й облицювання стін;
- малярні роботи та скління;
- інші роботи із завершення будівництва;
- покрівельні роботи;
- ремонт і технічне обслуговування готових металевих виробів;
- ремонт і технічне обслуговування електричного устаткування;
- ремонт і технічне обслуговування інших машин та устаткування;
- установлення та монтаж машин і устаткування;

- надання в оренду й експлуатацію власного чи надання в суборенду орендованого майна;
- надання в оренду автомобілів і легкових автотранспортних засобів;
- надання в оренду вантажних автомобілів;
- надання в оренду будівельних машин і устаткування;
- надання в оренду інших машин, устаткування та товарів;
- управління нерухомим майном за винагороду або на основі контракту;
- діяльність готелів і подібних засобів тимчасового розміщення;
- діяльність інших засобів тимчасового розміщення;
- діяльність ресторанів, надання послуг мобільного харчування;
- виробництво готової їжі та страв;
- постачання інших готових страв;
- обслуговування напоями;
- інші види роздрібною торгівлі в неспеціалізованих магазинах;
- діяльність туристичних агентств;
- надання інших послуг бронювання та пов'язана з цим діяльність;
- діяльність інформаційних агентств;
- надання інших інформаційних послуг;
- інші види видавничої діяльності;
- діяльність лікарняних закладів;
- інша діяльність у сфері охорони здоров'я;
- видання довідників і каталогів;
- рекламна діяльність і дослідження кон'юнктури ринку;
- організація інших видів відпочинку та розваг.
- допоміжне обслуговування наземного транспорту, в тому числі:- функціонування доріг, мостів, тунелів, паркувальних майданчиків, платних автостоянок або гаражів, стоянок для велосипедів, зберігання житлових автофургонів і причепів у зимовий період;

– утримання та поточний ремонт мереж електротранспорту: трамвайних, тролейбусних, фунікулерних, метро, тощо.

Вили діяльності, що потребують спеціального дозволу, здійснюються Підприємством за наявності відповідних ліцензій.

1.2 Задачі і функції автотранспортного парку комунального підприємства «Вінницька транспортна компанія», його рухомий склад

Задачі і функції автотранспортного парку комунального підприємства «Вінницька транспортна компанія» наведені в табл. 1.1.

Таблиця 1.1 – Задачі і функції автотранспортного парку

№	Задача	Функції
1	Транспортне перевезення пасажирів	<p>Організація перевезення пасажирів автобусами на маршрутах міста.</p> <p>Розробка маршрутів руху.</p> <p>Затвердження графіків робіт, обсягів перевезень з урахуванням конкретних умов.</p> <p>Визначення потреб автотранспортного парку, ремонтному устаткуванню, запасних частинах.</p> <p>Раціональне використання автобусів та іншої техніки відповідно до встановлених норм.</p> <p>Передача матеріально-технічних ресурсів на склади підприємства.</p> <p>Складання звітів виконання планів перевезення пасажирів.</p> <p>Організація, корегування і контроль за виконанням оперативних планів роботи з перевезення пасажирів за добу і зміну.</p>

Продовження таблиці 1.1

1	2	3
		<p>Обробка перевізних документів, інформаційне забезпечення перевізного процесу і ведення встановлених форм звітності.</p> <p>Оформлення транспортної документації.</p> <p>Утримання рухомого складу транспортних засобів у технічно справному стані.</p> <p>Утримання у належному стані місць стоянок автобусів, автомобілів, автопід'їздів, та інших засобів.</p> <p>Ремонт і технічне обслуговування транспортних засобів, вузлів і деталей, підйомних механізмів та іншого устаткування відповідно до встановленої технології.</p> <p>Придбання і створення запасів паливно-мастильних матеріалів, збереження і відпуск відповідно до встановленого порядку.</p>
2	Удосконалення роботи автотранспортного парку	<p>Розробка і виконання заходів, що забезпечують:</p> <p>усунення причин передчасних повернень транспортних засобів з ліній через технічні несправності.</p> <p>Проведення заходів щодо попередження скарг пасажирів при перевезеннях.</p>

Продовження таблиці 1.1

3	Господарська і економічна діяльність підрозділу	<p>Комунальне підприємство “ВТК” формує собівартість перевезень на транспорті у відповідності з Методичними рекомендаціями, затвердженими Наказом Міністерства транспорту України № 65 від 05.02.2001р.</p> <p>Тариф на перевезення затверджується відповідним розпорядженням облдержадміністрації і переглядається за пропозицією підприємства при зростанні витрат.</p> <p>Підприємство визначає перспективи розвитку підрозділу, прогнозує та планує його діяльність, виходячи з необхідності забезпечення виконання планів по перевезенню.</p> <p>Система та розміри оплати праці працівників підрозділу встановлюється підприємством-засновником.</p> <p>Працівники підрозділу підлягають загальному соціальному страхуванню та страхуванню від нещасних випадків на транспорті у відповідності з Колективним договором та чинним законодавством України</p>
---	---	---

В автотранспортному парку комунального підприємства «Вінницька транспортна компанія» налічується 76 автобусів великої пасажиромісткості, що здійснюють пасажирські перевезення в м. Вінниця. З них автобусів Богдан А70132 – 30 од., Богдан А70130 – 4 од., Богдан А70110 – 16 од. та автобусів ЛАЗ – А183 – 8 од. 8 автобусів АТАМАН (ISUZU) А092G6, 10 автобусів Otokar Kent C CNG та 1 електробус Skywell. Автобуси мають понижену підлогу та спеціальний пандус для людей на візках. Також на підприємстві є

37 одиниць транспортних засобів серед яких легкові автомобілі (в тому числі два електромобілі), автофургони, автокрани, вантажні та спеціальні автомобілі для обслуговування електричних мереж для трамваїв та тролейбусів.

Загальний перелік автобусів автотранспортного парку КП «ВТК», які працюють на дизельному паливі представлено в табл. 1.2.

Таблиця 1.2 – Перелік дизельних автобусів автотранспортного парку КП «ВТК»

№ п/п	Державний номер	№ п/п	Державний номер	№ п/п	Державний номер
1	2	3	4	5	6
Богдан А70132					
1	AB0501AA	11	AB0519AA	21	AB0540AA
2	AB0502AA	12	AB0520AA	22	AB0542AA
3	AB0503AA	13	AB0521AA	23	AB0543AA
4	AB0504AA	14	AB0527AA	24	AB0544AA
5	AB0506AA	15	AB0528AA	25	AB0545AA
6	AB0507AA	16	AB0533AA	26	AB0546AA
7	AB0508AA	17	AB0535AA	27	AB0547AA
8	AB0516AA	18	AB0536AA	28	AB0548AA
9	AB0517AA	19	AB0538AA	29	AB0549AA
10	AB0518AA	20	AB0539AA	30	AB0511AA
Богдан А70130					
1	AB0193AA	3	AB0195AA	4	AB0196AA
2	AB0194AA				
Богдан А70110					
1	AB0197AA	7	AB0663AA	13	AB0672AA
2	AB0651AA	8	AB0664AA	14	AB0673AA
3	AB0652AA	9	AB0665AA	15	AB0676AA
4	AB0653AA	10	AB0667AA	16	AB0013AA
5	AB0654AA	11	AB0670AA		
6	AB0655AA	12	AB0671AA		

Продовження таблиці 1.2

1	2	3	4	5	6
ЛАЗ – А183					
1	АВ0662АА (А183Д1)	4	АВ0674АА (А183Д1)	7	АВ0679АА (А183Д1)
2	АВ0668 АА (А183Д1)	5	АВ0675АА (А183Д1)	8	АВ0512АА (А183FO)
3	АВ0669АА (А183FO)	6	АВ0678АА (А183Д1)		

Більшість автобусів автотранспортного парку комунального підприємства «Вінницька транспортна компанія» використовують дизельні двигуни. Тому вдосконалення системи живлення з ціллю зменшення витрат на експлуатацію транспортних засобів, а саме форсунок, дизельних двигунів є затребуваним.

1.3 Класифікація форсунок з електронним управлінням

Для кращої орієнтації в наявних до теперішнього часу матеріалах за електрично-керованим клапанам, які застосовуються в системах упорскування палива в дизелі, створена їх класифікація по принципу і конструкції (рис.1.1).

Основна область застосування електрично-керованих форсунок в системах регулювання уприскування палива в дизелі з гідравлічними акумуляторами великої ємності. Конструктивно вони складаються з електромеханічно керованого силового елемента (під яким мається на увазі перетворювач електричної енергії в механічну), запірному органу, виконаного зазвичай у вигляді конусної голки, і розпилювача, якщо такий передбачений конструкцією форсунки. Конструкція запірного органу може бути іншою, наприклад, у вигляді плоского кільцевого ущільнення, золотника і т.п.[1]

Якщо електромеханічний силовий елемент керованої форсунки жорстко з'єднаний з основним запірним органом, безпосередньо керуючим подачею, то таку конструкцію віднесуть до розряду форсунок безпосередньої дії.

Величина керуючого зусилля, що розвивається електромеханічним елементом, повинна значно перевищувати протидіючу силу опору для забезпечення швидкого, тобто з великими прискореннями, переміщення запірною клапана керованої форсунки.

Протидіюче зусилля визначається в загальному, випадку характеристиками системи подачі, в якій працює дана керована форсунка. До характеристик системи подачі відносяться такі параметри, як величина циклової подачі, тривалість упорскування, об'ємна швидкість упорскування, тиск палива в акумуляторі, площа запірною клапана, на яку цей тиск діє, величина і швидкість підйому клапана.

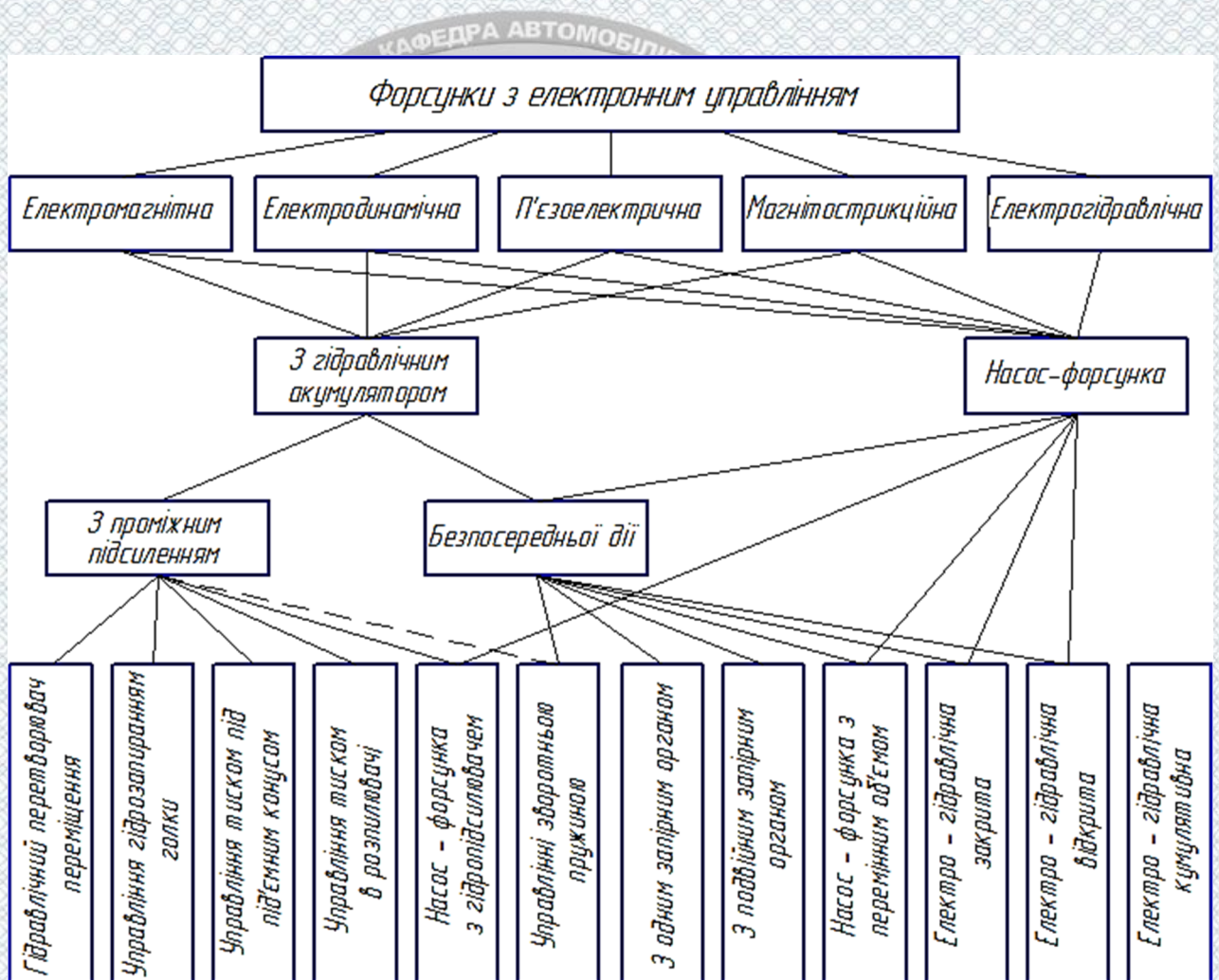


Рисунок 1.1 – Класифікація паливо-подавальної апаратури з електронним управлінням

На практиці може виникнути ситуація, коли зусилля, яке протидіє, перевищує величину керуючої сили, що розвивається реальними електромеханічними елементами. У цьому випадку необхідно посилення керуючого сигналу (механічного зусилля, що розвивається електромеханічним керуючим елементом). Посилення сигналу управління проводиться в пристрої, доданий між електромеханічним керуючим елементом і робочим запірним органом форсунки, керуючим подачею. Зазвичай цим пристроєм є гідравлічний підсилювач. Керовані форсунки, обладнані пристроєм для проміжного зусилля сигналу управління - форсунками з проміжним посиленням [2].

У звичайній гідромеханічній паливній апаратури відомі і широко застосовуються пристрої, що поєднують в собі функції насоса високого тиску і форсунки, будучи виконаними у вигляді єдиного конструктивного блоку, вони носять назву насос-форсунки [10,16]. Аналогічні пристрої, що поєднують функції нагнітання і розпилювання палива, існують і серед електронно-керованих форсунок. Більшість цих конструкцій побудовано на основі так званого електрогідравлічного ефекту. Сутність його полягає в тому, що при пропусненні електричного струму (електричної іскри) через рідину в останній виникає ударна хвиля, аналогічна хвилі, що виникає при вибуху. Ударна хвиля являється по суті переміщенням в середовищі фронту високого тиску. Таким чином, електричний розряд, що протікає в електрогідравлічній насос-форсунці, викликає різке підвищення тиску в об'ємі палива і, як наслідок, ефективне розпилення його. Якості розпилювання палива сприяють теплові та електрохімічні ефекти, що супроводжують електричний розряд.

1.4 Особливості конструкцій електронно-керованих форсунок дизелів

Сучасні гідромеханічні насос-форсунки мають один серйозний недолік, який заважає їх широкому поширенню. Цей недолік полягає в необхідності мати силовий механічний привід в кожній насос-форсунці. Відомий принцип

гідравлічного управління плунжером дозволяє обійтися без громіздкої механічної розподільної системи. Під гідравлічним управлінням плунжером розуміють систему, що складається з силового гідравлічного поршня, пов'язаного з плунжером, що нагнітає паливо. У камеру силового поршня від насоса підводиться серворідина, розподіл її виконується золотником, керованим зазвичай механічно або гідравлічно. В якості робочої серворідини може служити саме паливо. Якщо у розглянутій конструкції замінити привід золотника, розподіляючого серворідину, на електро- механічний, то отримаємо електронно-керовану насос-форсунку з гідравлічним приводом плунжера.[18]

Застосування електричних методів управління запірним органом форсунок потребувало розробки нових конструкцій, докладний аналіз яких дозволяє вибрати найкраще рішення. Розглянемо конструкції форсунок призначених для роботи з гідравлічними акумуляторами і без них, з проміжним посиленням сигналу керування і безпосередньої дії.

Прикладом класичної електромагнітної форсунки безпосередньої дії може служити конструкція розроблена французькою фірмою Roto Diesel (рис. 1.2 а, б) [19].

Форсунка складається з корпусу 1, розпилювача 2 з голкою 3, паливного штуцера 4 і електромагнітної системи підйому голки. Індуктор електромагніту набраний з Ш - подібних платин 5, скріплених скобами 6 і кільцем 7 з діамантного матеріалу. Обмотка 8 встановлена на середньому виступі сердечника і сполучена з вивідними клемами 9, закріпленими в ізоляційному блоці 10 і розташованими проти вікна в корпусі форсунки. Якір магніту зібраний з пластин 11, скріплених в пакет, і за допомогою пластмаси з'єднаний з фланцем голки 3. Повний хід голки визначається висотою H дистанційного кільця 12, а величина підйому зазором між торцем сердечника і верхньої площиною якоря.

При подачі електричного імпульсу голка відкриває сопло 13. Паливо по каналу 14 і U подібній трубці 15, кінці якої пропущені крізь пази блоку 10, і

через отвори в диску 7 надходить у порожнину 16, звідки по похилих отворах, як у звичайному закритому розпилювачі, проходить в камеру 17. Посадка голки на сідло після припинення електричного імпульсу проводиться двома напівкільцевими пружинами, встановленими в пазу кільця 12. Внутрішня порожнина корпусу вище диску 7 при закритті форсунки заповнюється складом типу епоксидної смоли через отвір 18 і отвір в тілі з блоку 10. Розпилювач 2 і штуцер 4 з кільцем 19 збираються в корпусі за допомогою розвальцьовування.

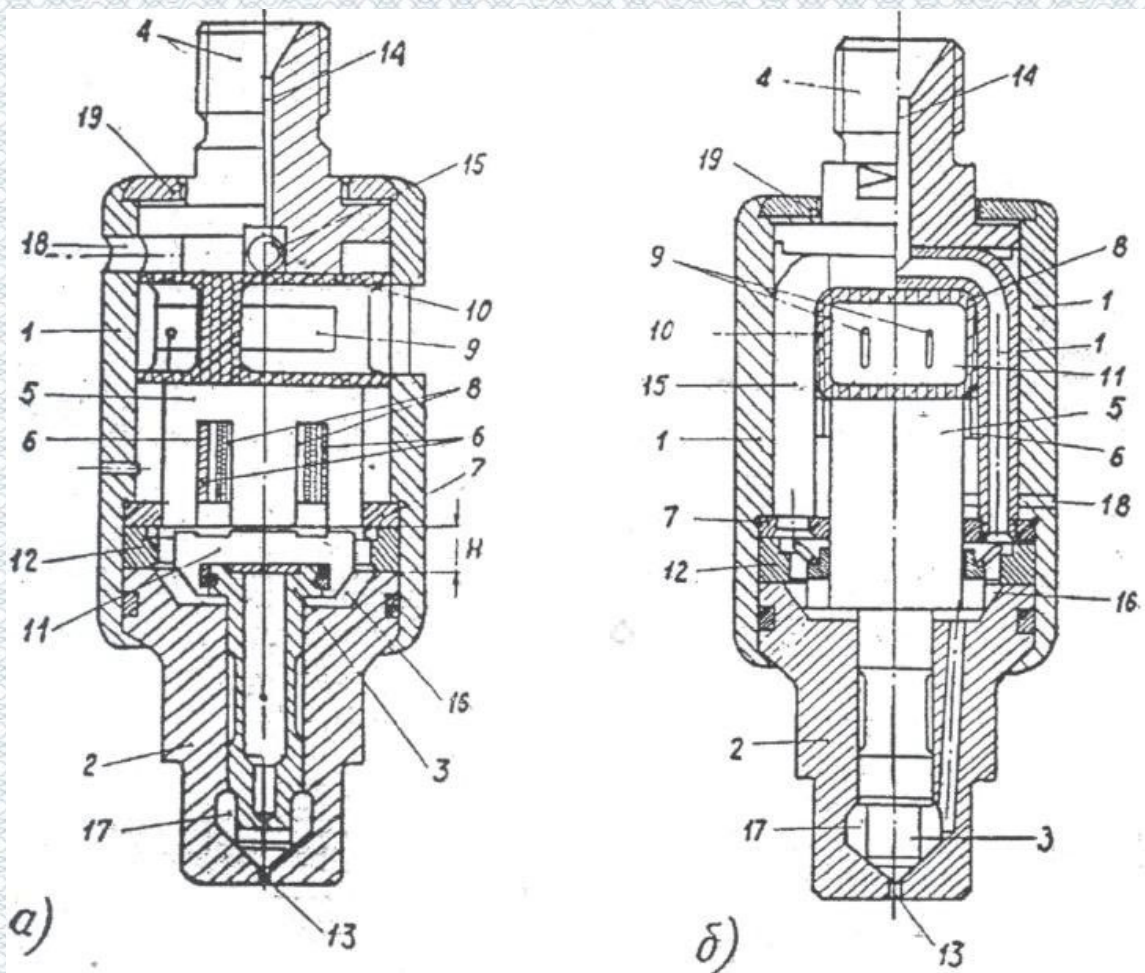


Рисунок 1.2 – Конструкція електромагнітної форсунки фірми Roto Diesel

Для усунення негативної дії тиску газів в циліндрі на процес закінчення уприскування зазвичай застосовують клапанні форсунки, будова якої показано на рис.1.3. Якір складається з пакету пластин 1, укладений в обойму 2 з діамантного матеріалу і зібраний в єдиний блок з корпусом якоря

3 за допомогою двох болтів 4. Він забезпечує постійний гарантований зазор між якорем і сердечником при порушенні електромагніта. Якір відтягується від сердечника 5 двома напівкільцевими пружинами 6, що входять в пази корпусу 3. Пружини передають зусилля на якір через штифт 7, що штопориться від зсуву і пружинить кільцем 9 з відповідними виступами. Нижня площина корпусу 3 притерта до кільцевих упор 9 і 10 корпусу 11 розпилювача.

У гніздо 12 корпусу 11 встановлена втулка 13, в якій вмонтована запірні голка 14 з пружиною 15 і спрямовуючою муфтою 16. Муфта закріплюється на запірній голці за допомогою стопорного кільця 17, а втулка 13 фіксується в гнізді 12 розпірною втулкою 18 і стаканом 19, розвальцьованим на корпусі 11 розпилювача. Паливо з акумулятора проходить через приймальний штуцер форсунки по Г - подібним трубкам, розвальцьованим в пластині 20, і заповнює порожнину навколо якоря. При порушенні електромагніта якір притягається до сердечника 5 і паливо надходить через калібрований канал 21 у внутрішню порожнину втулки 12, а потім підходить до конусу 22 запірної голки. Для цього муфта 16 має лиски, а напрямна частина запірної голки забезпечена пазами. Під тиском палива запірні голка 14 опускається, долаючи опір пружини 15, і проводиться впорскування.

З опису пристрою форсунки видно, що в конструкції магнітної системи електромагнітного силового елемента так само, як і в попередньому прикладі, передбачений немагнітний зазор, що залишається між якорем і сердечником при порушенні електромагніта.

На рис.1.3 *a* показаний змінений варіант цієї ж конструкції електромагнітної форсунки і її запірної голки. Особливість його в тому, що якір 1, зібраний також з пакету пластин, з'єднаний із замикаючим фігурним диском 2, притертими до ущільнювачів 3 не жорстко, як у першому випадку, а за допомогою еластичної вставки 4, вміщеній між буртиком 5 фігурного диска 2 і виступами пластин 6 в якорі 1. Додатковий конічний запірний клапан 7 утримується пружиною 8, що працює на розтяг. Пружина розтягнута між

штифтом 9, закріпленим в корпусі форсунки, і закінченням якої циліндричної частини 10 конічного клапана, що має отвір 11. Переваги такої конструкції наочно випливають з порівняння рисунків 1.3 *а* і *б* і визначаються тим, що рухлива маса конічного клапана, безпосередньо керуючого подачею палива в циліндр, в другому випадку значно менше, і отже, він може забезпечити кращі характеристики подачі з більш різким, ніж у першому випадку, початком закінчення уприскування.

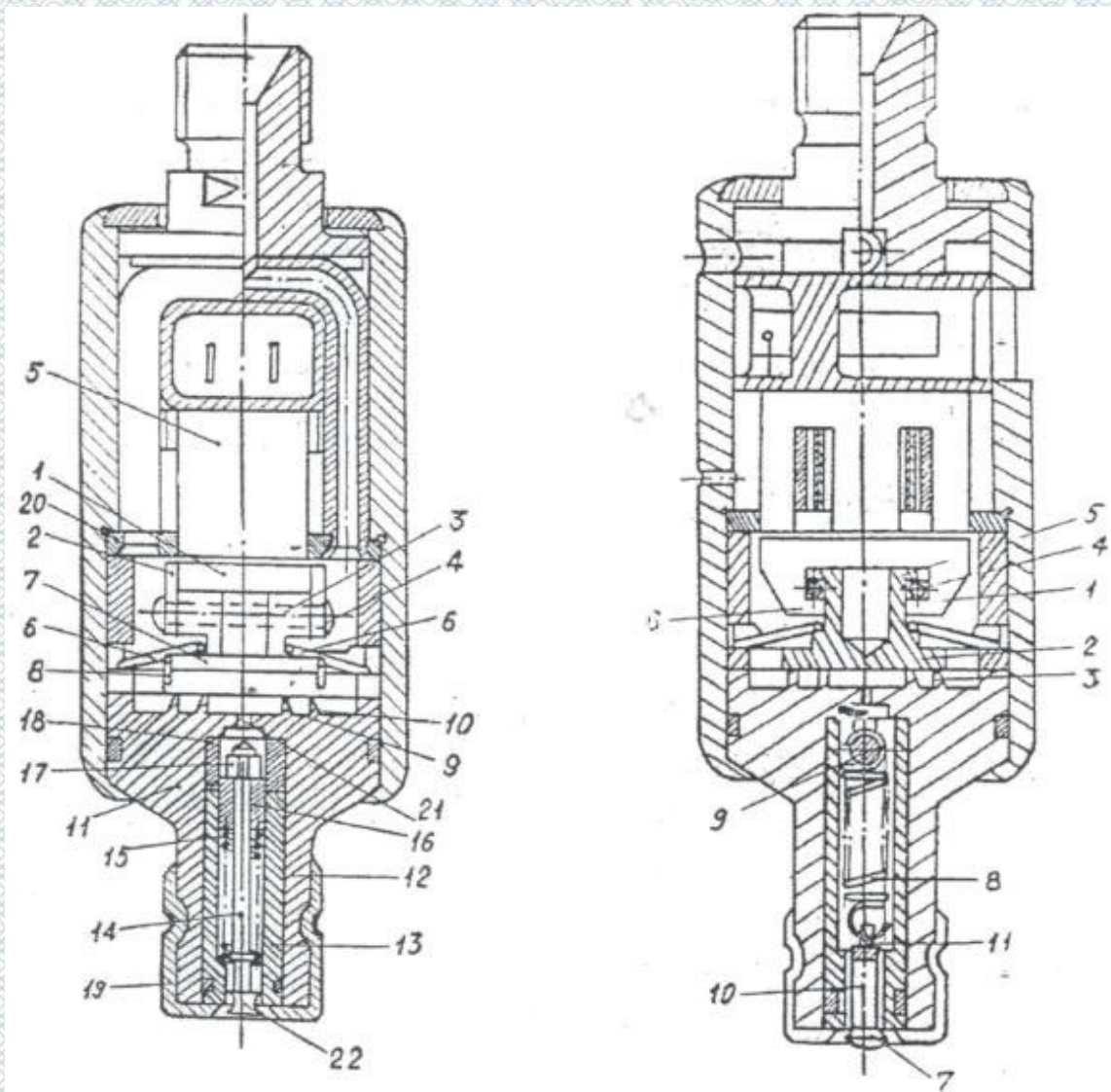
*а**б*

Рисунок 1.3 – Конструкція клапанної електромагнітної форсунки фірми Roto Diesel

У зв'язку з цим, сила від дії тиску палива на майданчик клапана, обмежена зовнішнім притертим кільцем, ще більше зростає. Отже, для керування таким клапаном потрібно більш потужний електромагніт з великим перетином магнітопроводів сердечника і якоря. Збільшення ж маси якоря й індуктивності обмотки управління приводів у свою чергу призведе до загального падіння швидкодії. Простежуючи таким чином зв'язок між величиною тягового посилення, що досягається електромагнітом, і його швидкодією, можна відповісти на питання, яким основним вимогам повинні задовольняти конструкції електромагнітних форсунок. Очевидно, що основною умовою при їх конструюванні має бути максимальне зниження необхідного тягового зусилля електромагніта. Виконання цієї умови автоматично забезпечить високу швидкість електромагнітного клапана. [3]

Часто зменшена величина необхідного електромагнітного зусилля в конструкції електромагнітних форсунок, якими обладнана згадана раніше система регулювання уприскування палива в дизелі (блок управління), побудована із застосуванням операційних зусиль. Особливість цих форсунок в тому, що якор електромагніта в них не пов'язаний безпосередньо з запірної голкою, а управляє її поворотною пружиною. Ця особливість визначає непрямий зв'язок цієї конструкції з форсунками з проміжним зусиллям сигналу керування, хоча тут і не міститься гідро-зусилля в класичній формі.

На рис.1.4 показана форсунка керована клапаном безпосередньої дії. Порівнюючи конструкції керованих форсунок з проміжним зусиллям в наведених прикладах можна помітити, що вони відрізняються в основному лише особливостями виконання пристрою, тобто керуючого тиском гідро-запирання голки, тобто конструкцією керованого клапана безпосередньої дії. Тому розбирання форсунки, описаної в останньому прикладі, не зупинилася на одному варіанті пристрою керуючого перепуском, з'явилося декілька інших, де за основу береться нижня, керована частина названої форсунки.

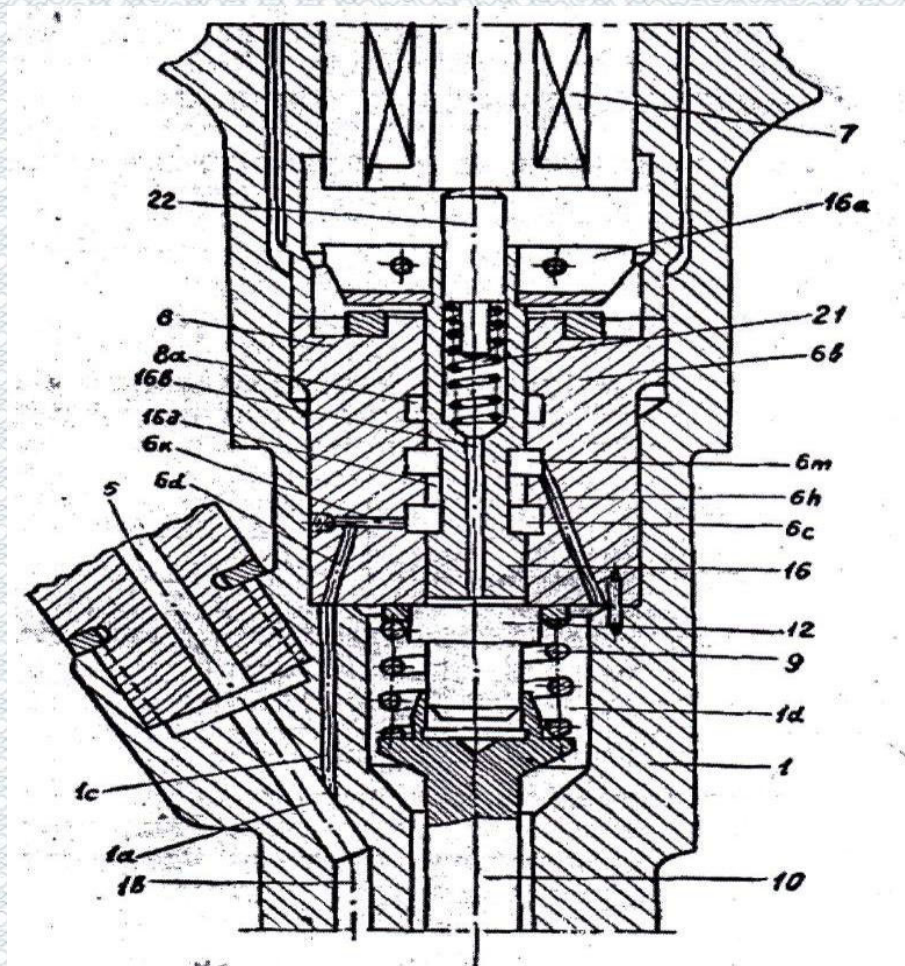


Рисунок 1.4 – Пристрій проміжного підсилення сигналу управління електромагнітної форсунки з повздовжньо рухомим золотниковим розподільником

Один з цих пристроїв управління представлено на рис.1.4. [4]. У вставному корпусі 6 просвердлені канали $6d$ і $6k$, відвідний розвантажувальний канал $6b$ і канал $6h$, з'єднуючи порожнину протитиску з середньою із трьох кільцевих проток, зроблених в стінках центрального отвору корпусу 8, по якому переміщається втулка 16, скріплена з якорем електромагніта 16а. Вся конструкція утримується в первісному нижньому положенні за допомогою пружини 21, яка знаходиться в середині втулки 16 і спирається іншим кінцем на вставку 22, та з'єднується з $6m$, відкриваючи шлях палива з порожнини отвору в розвантажувальну магістраль.

Звідси видно, що зміни в конструкції форсунки торкнулися лише принципу дії запірного органу керуючого елемента, який виконаний тут у вигляді поступально рухомого золотника, таке рішення дозволяє знизити

зусилля, необхідні для роботи запірнього органу так як на ньому відсутні площадки, піддаються незкомпенсованому тиску палива, що визначає збільшення швидкодії. До недоліків цієї конструкції слід віднести те, що хід золотника зазвичай повинен бути більше ходу плоского або конічного клапана, а це потребує установки великих початкових зазорів між якорем і сердечником електромагніта, знижуючи цим ефективність його використання, так, як сила тяги електромагніту різко зменшується зі збільшенням робочого зазору в його магнітній системі. Очевидно, що тут досить доцільно було б, застосувати для керування золотником електродинамічний силовий елемент з рівномірним магнітним полем збудження, оскільки зусилля, що розвивається ним, не залежить від величини переміщення керуючої котушки.

На рис.1.5 показаний наступний, третій варіант конструкції керуючого пристрою для форсунки, що розглядається в нашому прикладі. Тут так само, як і у попередньому випадку, для управління протитиском в порожнині $1d$ застосовується золотниковий розподільник. Для управління рухом золотника 23 застосована оригінальна схема гідравлічного приводу. Якір 16а електромагніта 7 пов'язаний з мембраною 24, герметично розділяє простір на якому рухається якір, на дві порожнини 25 і 26. Ці порожнини сполучені каналами з камерами 27 і 28. Рухомий золотник 23 виходить в простір цих камер. Створюючи різницю тиску рідини на торці золотника, можна викликати його переміщення. При включенні електромагніта якір притягається і мембрана 24 прогинається. Паливо порожнини 25 стискається, а в 26 виникає розрідження. Різниця тисків передається по каналах в камери 27 і 28, де, діючи на торцеві поверхні золотника, викликає його переміщення вправо. Шлях палива від магістралі високого тиску 5 по каналах $1a$, $1c$, $6d$, $6k$, $6c$, $6m$, $12a$ в порожнину протитиску $1d$ – перерветься і відкриється інший із $1d$ через $12a$, $6m$, $6a$, $6v$ у розвантажувальну магістраль 17. При відпусканні електромагніту мембрана повернеться в початковий стан, тиск в камерах 27 і 28 змінить знак і золотник повернеться в початкове, крайнє ліве положення. При такому методі керування золотником його гідропривід слід розглядати як перетворювач переміщень, на якому малі переміщення мембрани, що грають

роль великого поршня, перетворюються в збільшені за розміром і по швидкості переміщення малого поршня-золотника. Це рішення дозволяє усунути недоліки другого варіанту керуючого пристрою, пов'язані з необхідністю мати довгоходовий магніт з великим запасом тягового зусилля, і визначає можливість використання короткоходового електромагніту.

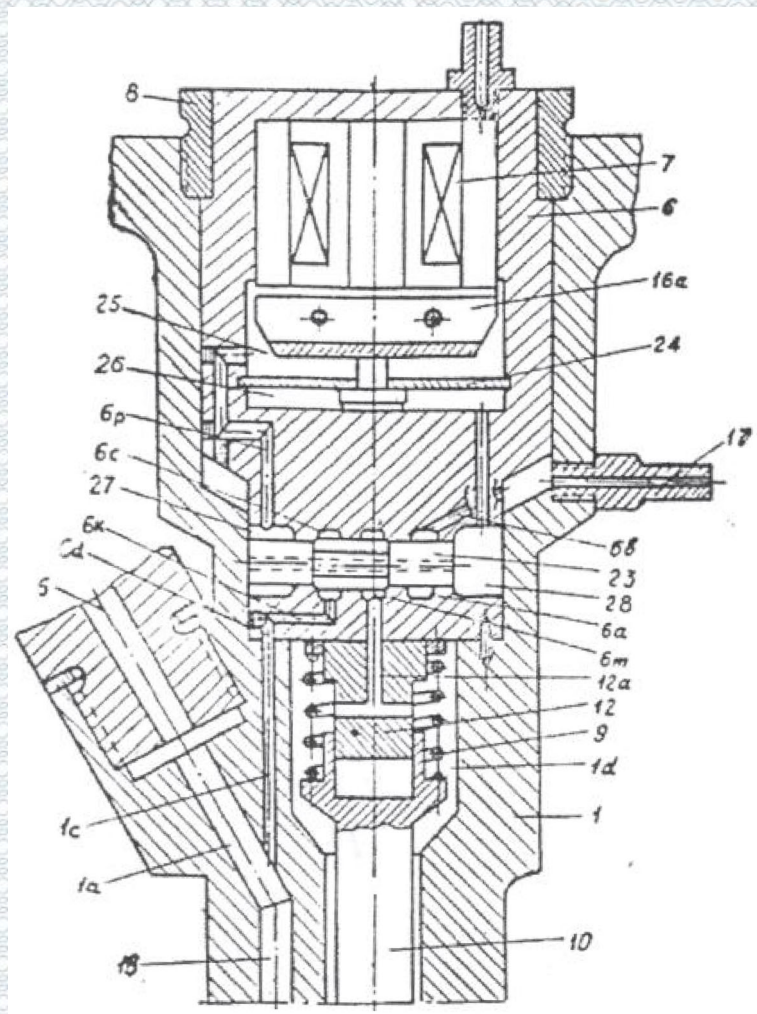


Рисунок 1.5 – Пристрій проміжного підсилення сигналу управління

Четвертий варіант конструкції керуючого елемента показано на рис.1.6. Коли електромагніт 7 відключений, паливо по шляху 1а, 1с, 6d, 6к через відкритий кульковий клапан 29, канали 6е, 6а та 6h надходить у порожнину протитиску 1d викликаючи замикання голки. При спрацьовуванні електромагніта, втулка 16 піднімається і кульковий клапан 29 спрацьовує, перекриваючи шлях палива високого тиску. Порожнина протитиску 1d по

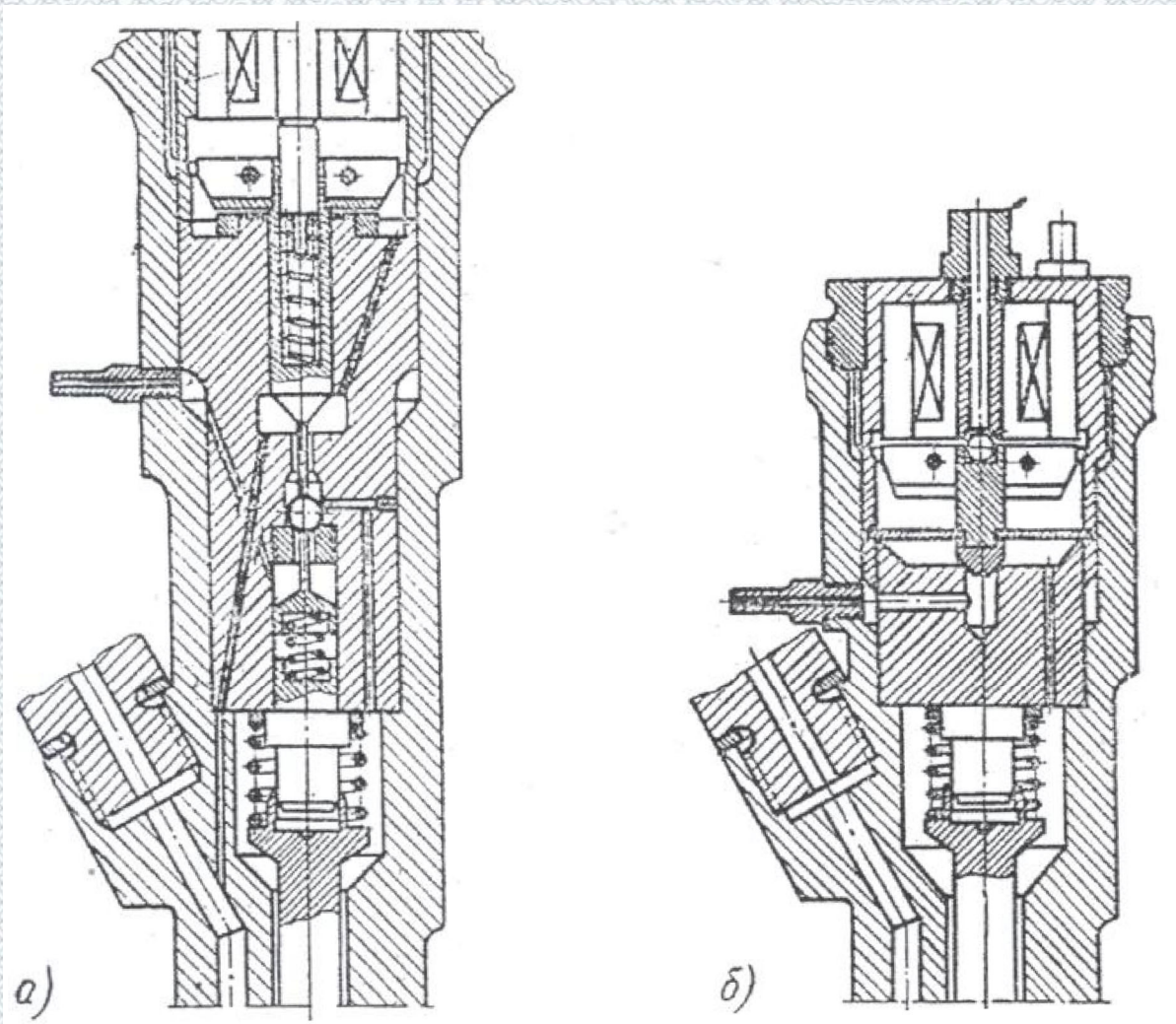


Рисунок 1.7 *a, б* – Інші пристрої електромагнітних форсунок, працюючих спільно з гідравлічними підсилювачами

Керувати рухом основної запірної голки, а отже, відповідно і подачею палива в циліндр, у форсунці з проміжним зусиллям можна не тільки описаним вище способом гідрозапирання, але й іншими методами, наприклад, зміною тиску під підйомним конусом голки при фіксованій величині замикаючого зусилля. Конструкція такої форсунки розроблена японською фірмою «Ниссан Дзидося Кабусики Кайся». [5]

Принцип її роботи ясний з короткого опису. В корпусі форсунки розміщений розпилювач з запірною голкою навантаженою пружиною, і голчастий клапан з пружиною, який є осердям електромагніта. У каналі, по якому всередині форсунки паливо підводиться до розпилювача, просвердлено калібрований отвір, з'єднаний зі зливом і закривається

голчастим клапаном. Величина циклової подачі визначається часом перекриття зливного отвору голчастим клапаном. При відкритому зливному отворі запірна голка притиснута пружиною до сідла розпилювача і впорскування палива не проводиться.

1.5 Висновки до розділу 1

В першому розділі проведено огляд комунального підприємства «Вінницька транспортна компанія». Визначено задачі і функції автотранспортного парку комунального підприємства «Вінницька транспортна компанія». Визначено доцільність вдосконалення форсунок дизельних двигунів.

Розглянуто особливості конструкцій електронно-керованих форсунок дизелів. Поведено аналіз переваг та недоліків форсунок різної конструкції. Розглянуті принципи управління подачі палива електронними регуляторами, а також швидкодіючий електромагнітний привід форсунок дизелів, їх особливості та вимоги до них дозволили сформулювати основні завдання розробки форсунок з електродинамічним і електромагнітним приводами.

РОЗДІЛ 2

УДОСКОНАЛЕНА МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ФОРСУНКИ

2.1 Розробка швидкодіючого електромагнітного приводу форсунки дизеля

Наведені вище приклади містять описи багаточисленних варіантів конструкцій електронно-керованих клапанів, що відрізняються принципом одержання керуючого впливу, характеристиками, будовою та іншими особливостями. Серед них основну групу складають клапани електромагнітного типу. Загальною рисою яких є обов'язкова наявність феромагнітного магнітопровода, навколо котушки управління, що служить для посилення магнітного потоку. Електромагнітне зусилля виникає між нерухомою частиною електромагніту і рухомою феромагнітною масою якоря, пропорційно до величини магнітного потоку в магнітопроводі і постійне за напрямом. Властивість односторонності дії електромагнітного зусилля змушує встановлювати сильні зворотні пружини, на стиск яких витрачається енергія в період прямого ходу (спрацьовування) [7]. Присутність феромагнітного магнітопровода визначає високу індуктивність котушки керування і відповідно, велику постійну часу. Все це, як було показано вище, призводить до принципового обмеження рівня швидкодії електромагнітних форсунок.

Однак, незважаючи на перераховані недоліки, ефективність електромагнітних систем, досягнення великих зусиль малими струмами управління, що пояснюється дією феромагнітної маси на посилення магнітного потоку, визначили їх дуже широке поширення.

Для проведення орієнтовного силового розрахунку задамося конструкцією запірного клапана і розпилювача (рис. 2.1), поклавши в основу класичну закриту форсунку з розмірами, відповідними форсунки дизеля

середньої потужності. Конструкцію керованої форсунки виберемо такою, щоб обійтися без застосування прецизійних деталей, тобто відмовимось від розвантаження торця голки від тиску палива і помістимо всередині корпусу форсунки всі деталі, що відносяться до силового приводу, яка керує рухом голки. Таким чином всі рухомі і нерухомі деталі керованої форсунки будуть омиватися паливом, що знаходяться всередині корпусу форсунки під тиском P_{ϕ} , рівним тиску в гідравлічному акумуляторі, а голка під дією цього тиску буде звичайно притиснута до сідла розпилювача [20].

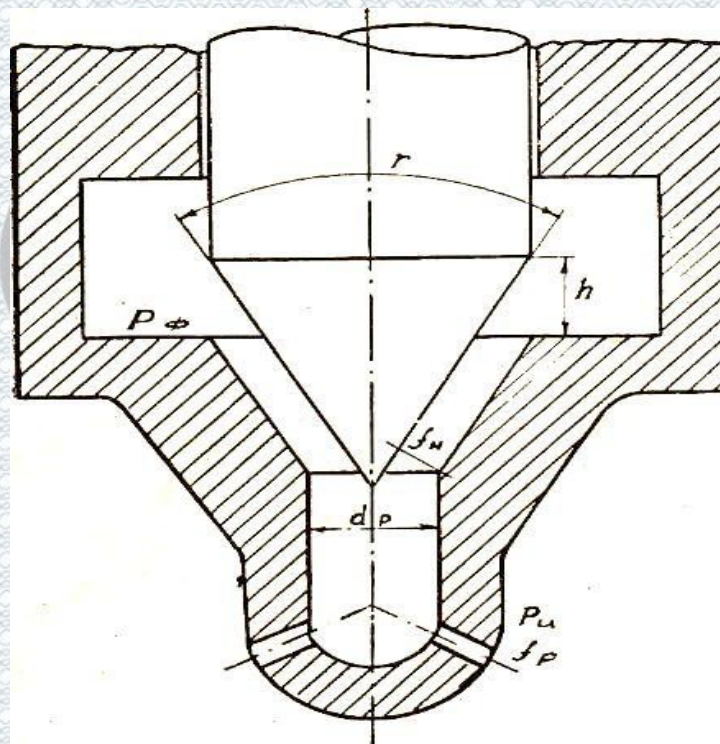


Рисунок 2.1 – Розрахункова схема клапанів керування форсункою

В процесі підйому голки тиск під її запірним конусом (в порожнині розпилювача) підвищується, а сила $F_{np.gidr}$ падає і при досягненні голкою верхнього упору ($h = h_{max}$) можна прийняти тиск в розпилювачі, рівним тиску в середині форсунки, тобто $F_{np.gidr}$ в цей момент приближається до нуля. Цей процес супроводжується також стисненням поворотної пружини, що створює по величині ходу голки протидіюче зусилля, рівне $K \cdot h$. Величина цього

зусилля (енергії, запасеної в пружині) повинна забезпечити зворотний рух голки за мінімальний час, що визначається з умови мінімуму циклової подачі.

Величина циклової подачі, регульованою електромагнітною форсункою, залежить від її конструктивних розмірів і співвідношень, а також від часу перебування її запірного органу у включеному стані, таким чином максимум цієї величини обмежений лише доступною тривалістю подачі при заданих обертах двигуна. Мінімальне значення циклової подачі буде тоді, коли час перебування керованого клапана у відкритому стані прагне до нуля, тобто керуюча напруга відключається від обмотки клапана в момент досягнення голкою верхнього упору (режим неповного ходу клапана розглядається як нестійкий) [11].

Мінімальна циклова подача Q_{min} визначається кількістю палива, яке надійшло в циліндр за час підйому голки $T_{вкл.}$, час затримки якоря $T_{зат.}$ на відпускання і зворотного ходу голки $T_{вимк.}$ (рис.2.2).

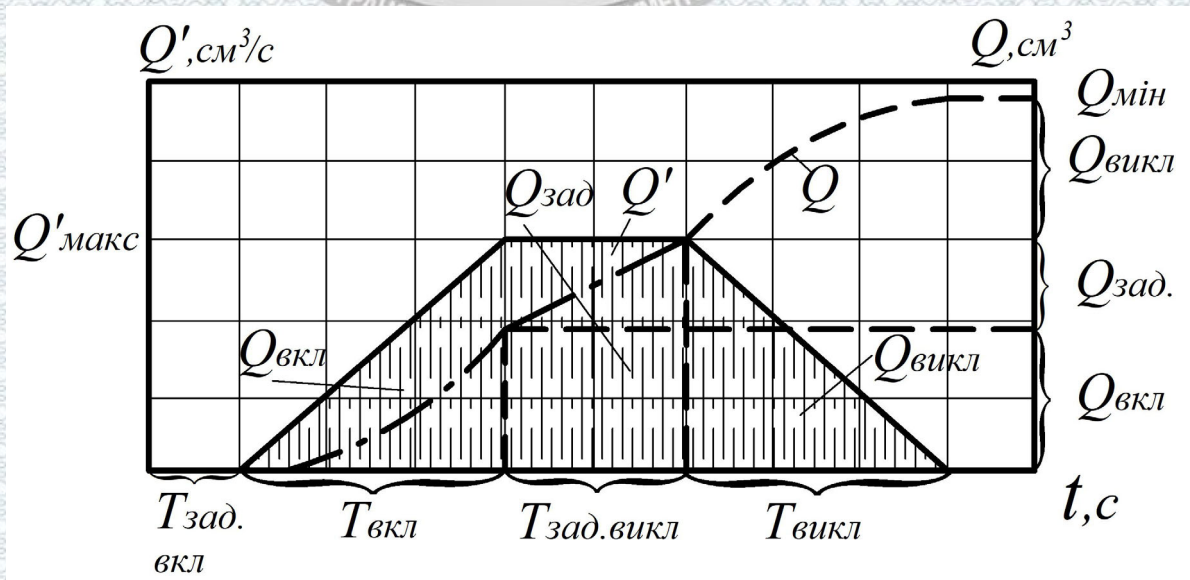


Рисунок 2.2 – Складові основних характеристик подачі:
 крива з суцільної лінії – диференціальний закон подачі;
 штрих-пунктирна – інтегральний закон подачі.

При рівноприскореному русі шлях рівний ходу голки h :

$$h = \frac{d^2 h_{max}}{dt^2} \cdot \frac{t^2}{2} \quad (2.1)$$

Прийнявши $h_{max} = 0,04$ см і знаючи час руху $t = 0,4$ мс, з (2.1), можна визначити прискорення $d^2 h_{max}/dt^2$, а потім, скориставшись відомим співвідношенням і задавшись масою рухомих деталей $M = 50$ г, визначимо $F_{пр.д}$:

$$\frac{d^2 h}{dt^2} = \frac{F_{пр.д}}{M} \quad (2.2)$$

$$F_{пр.д} = \frac{2 \cdot h_{max} \cdot M}{T_{вкл}^2} \quad (2.3)$$

$$F_{пр.д} = \frac{2 \cdot 4 \cdot 10^{-4} \cdot 5 \cdot 10^{-2}}{(0,4 \cdot 10^{-3})^2} = 25,5 \text{ кг}$$

Отримане значення динамічної складової сили визначено з умови рівноприскореного руху, коли діюча сила постійна на всьому шляху. В реальному пристрої діюча сила є функцією шляху. Отже, по отриманому результаті можна порівняти з її середнім значенням. Оскільки зусилля від поворотної пружини пропорційно до h , то прийнявши середнє значення цієї сили дорівнює 25,5 кг, можна визначити його максимальне значення, яке дорівнює 51 кг, але, враховуючи дію сили $F_{пр.гiдp.}(h)$, що збігається за напрямом, і виникає в кінці зворотного ходу має максимальне значення у нашому прикладі 78,5 кг. Орієнтовно вважаємо, що достатня сила повністю стислої поворотної пружини, дорівнює ~ 40 кг.

Застосування електромагнітних пристроїв для управління голчастим клапаном форсунки дизеля має свою особливість, яка полягає в тому, що хід голки (якоря електромагнітного привода) дуже малий і складає в звичайних форсунках величину $h_{max} = 0,02 - 0,05$ см, звідси і величина немагнітного робочого зазору σ також мала. Ця властивість визначає, по-перше, порівняно

низький магнітний опір магнітної системи і, отже, малу величину струмів управління; по-друге, при площі робочого зазору S (площа перерізу магнітопроводу) в кілька квадратних сантиметрів, необхідної для отримання достатньої електромагнітної сили і зазора $\sigma = 0,05$ см, виникає відношення, що дає можливість вважати все поле зосередженим в зазорі, а лінії $\frac{S}{\sigma} > 20$ індукції – перпендикулярними взаємодіючим поверхням [13].

На рис. 2.3а і 2.3б показано два принципово різних варіанти конфігурації магнітних полів електромагнітного перетворювача електричної енергії в механічне переміщення. Сутність відмінності полягає в кількості немагнітних робочих зазорів, включених в контур магнітного ланцюга. Оскільки сили електромагнітної взаємодії проявляються між поверхнями тіл з феромагнітного матеріалу, розділених немагнітним зазором σ , проникаючі лініями магнітної індукції, то введення другого робочого зазору в контур магнітного ланцюга (рис. 2.3 б) за умови збереження колишньої величини магнітного потоку i , отже, індукції, дозволяє вдвічі збільшити силу взаємодії між феромагнітними масами магнітопроводу (сердечника і якоря), через які замикається магнітний потік збудження, що проходить через ці зазори. Перший варіант магнітної системи з одним робочим зазором забезпечує менший опір, ніж у магнітопроводу, побудованого за другим варіантом, тобто однакова величина магнітного потоку досягаються тут при менших струмах управління, однак при роботі в області великих магнітних потоків, коли його магнітне опір стає порівняним з опором немагнітного зазору, втрати в ростуть набагато швидше, ніж у другому випадку. Таким чином, коли переваги і недоліки обох варіантів перетинаються, дуже важливим стає завдання їх вибору.

Вдосконалена форсунка представлена на рис. 2.4. Функціонує форсунка таким чином: коли електромагніт 7 не збуджений, втулка 16 нерухома і перекриває канали розгрузки – порожнина 6а і отвір 6в. Паливо під тиском заповнює канали 1а, 1в, 2а, а також 1с, 6д, камеру 6с і далі через отвір 16д –

порожнину 16e і канал 16в, попадаючи в камеру протитиску 1d. Дія протитиску палива і пружин в кінець голки притискає її до запірнього конуса розпилювача 3, запобігаючи витіканню палива. Коли електромагніт збуджений, якір 16a притягується і піднімається ввєрх разом із втулкою 16. Нижня поверхня камери 16с прижата до торця нерухомого стержня 19. В результаті цього порожнина протитиску 1d з'єднується з каналом розгрузки 6в, тиск на торець голки 4 зменшується, голка піднімається і відбувається уприскування. Тривалість уприскування визначається сигналом управління, який подається на обмотку електромагніта.

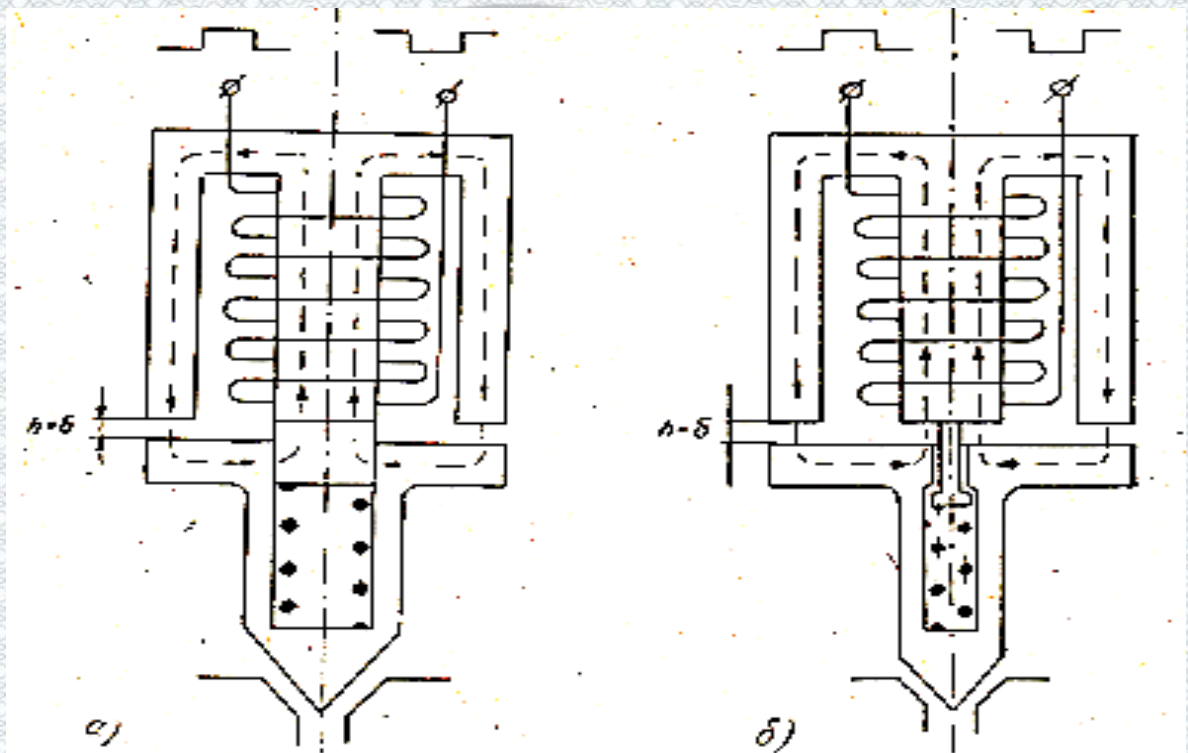


Рисунок 2.3 – Схеми магнітних ланцюгів електромагнітного привода керованих форсунок: а) з одним робочим зазором;
б) з двома робочими зазорами.

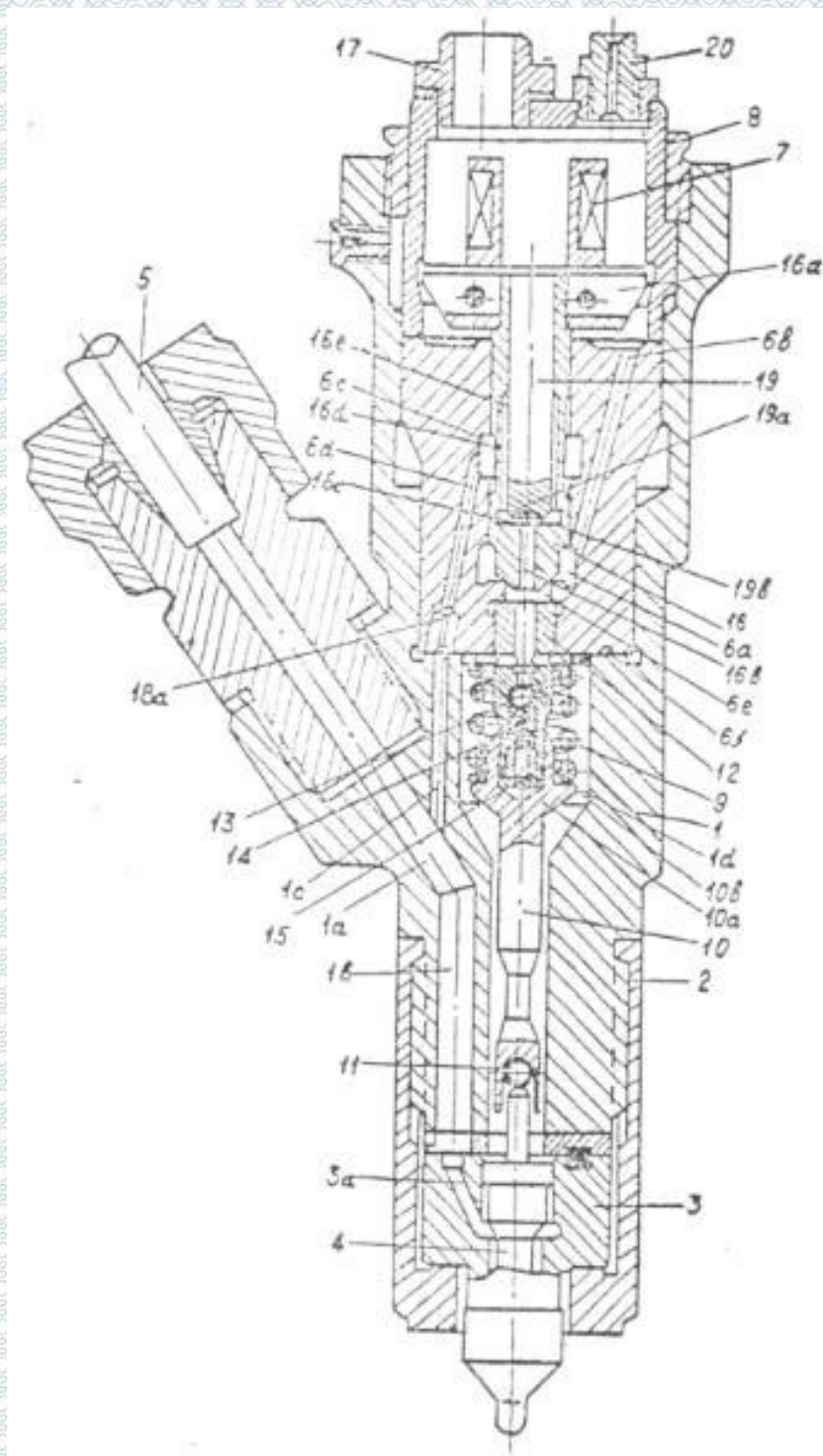


Рисунок 2.4 – Вдосконалена електромагнітна форсунка

2.2 Модель тимчасової затримки спрацьовування електромагнітного приводу керованої форсунки

Завдання визначення величини затримки спрацьовування електромагнітної форсунки відома в літературі з розрахунку електромагнітних

механізмів як завдання визначення часу рушення t якоря електромагніта. Досить докладно це питання розглянуто в роботах [4,6], там же наведені і розрахункові формули, отримані в результаті наближення аналітичного рішення. Ці формули можуть, бути, очевидно з успіхом використані для проведення різних оціночних і перевірочних розрахунків, тобто там, де не ставиться питання про точність, коли сам результат цікавий лише за своїм кількісним кінцевим значенням основних параметрів, що змінюються в часі, залишаються невизначеними.

При розробці якоїсь нової системи прийнято дуже доцільним дотримуватися наступної лінії. Спочатку будується і оптимізується найпростіша модель, що враховує найважливіші фактори, потім модель поступово ускладнюється за рахунок обліку все нових і нових факторів. Проведення мінімізації та оптимізації параметрів на кожному з попередніх по складності етапів буде, очевидно, давати добрі початкові наближення для наступних, і дозволить оцінити вплив кожного з чинників, що враховуються на, а проміжні, поточні значення оптимальності повного процесу. Слідуючи цьому правилу, складемо алгоритм розрахунку першого етапу процесу спрацьовування електромагнітного привода форсунки, для наявного від моменту подачі, імпульсу керуючої напруги на обмотку електромагніту до моменту початку руху якоря. Очевидно, цей момент настає при виконанні наступного співвідношення величин електромагнітного потоку та протидіє зусилля $F_{ем.} = F_{пр.}$

Величина $F_{ем.}$ визначається за формулою Масвела :

$$F_{ем.} = \frac{\Phi^2}{2\mu_0 S} = \frac{S \cdot B^2}{2\mu_0}, \quad (2.4)$$

де S – площа перерізу магнітопроводу ;

Φ – магнітний потік в магнітопроводах сердечника і якоря.

Питання про визначення величини електромагнітного зусилля було вже розглянуто в першому розділі, там же, на підставі прийнятих припущень і прагнення до найбільшої спільності результатів була обрана основна розрахункова формула (2.4).

Підставляючи в цю формулу замість $F_{эм}$ значення протидіє сили $F_{пр}$, прикладеної з боку зворотної пружини і тиску палива на майданчик f_{u2} до голки якоря електромагнітного приводу, можна отримати величину магнітного потоку Φ , відповідну потоку рушання:

$$\Phi_{тр.} = \sqrt{2 \cdot \mu_0 \cdot F_{пр} \cdot S}. \quad (2.5)$$

Тоді для магнітних величин умова рушання якоря виразиться $\Phi > \Phi_{тр.}$. Для визначення магнітних характеристик скористаємося рисунком 2.5, на якому показана схема магнітних кіл електромагнітного приводу з одним робочим зазором, рівним δ_0 . Середню довжину магнітних шляхів в осерді позначимо L_1 , в рухомому якорі - L_2 , а повну довжину магнітного контуру $L_1 + L_2$ назовемо l_M . Еквівалентна схема підключення обмотки управління електромагніту позначена на рис. 2.6.

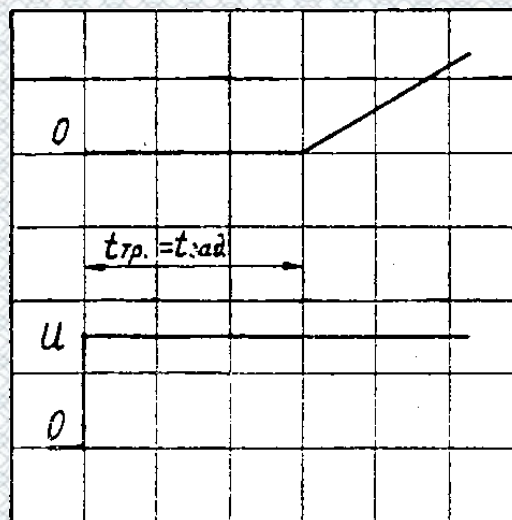


Рисунок 2.5 – Час затримки руху якоря після подачі керуючої напруги

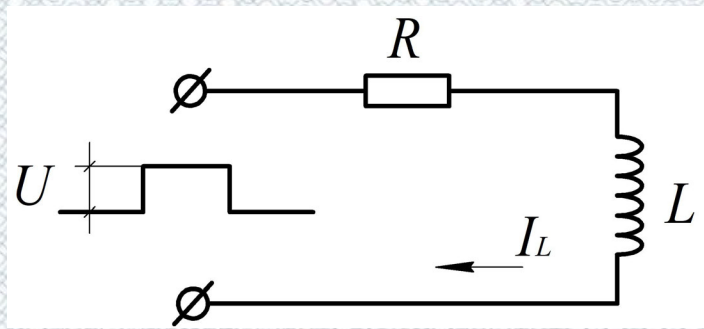


Рисунок 2.6 – Еквівалентна схема підключення обмотки управління електромагніту

Припускаючи що на вході еквівалентної схеми діє одиничний стрибок напруги управління ступінчастою форми з нескінченно малим фронтом про функції рис.2.1, запишемо диференціальне рівняння, що визначає перехідний процес-реакцію схеми на σ функцію:

$$U = I_L \cdot R + W \frac{d\Phi}{dt}, \quad (2.6)$$

де I_L – миттєве значення струму в обмотці ;

R – внутрішньо активний опір обмотки ;

t – час.

В результаті математичних операцій та з використанням довідкової літератури отримаємо, що час рушання буде визначатись:

$$t_{\text{тр.}} = \frac{W}{2R} \sum_{\Phi=0}^{\Phi=\Phi_{\text{тр.}}} (\Phi_{i+1} - \Phi_i) \cdot \left(\frac{1}{I_{\text{уст}} - I_i} + \frac{1}{I_{\text{уст}} - I_{i+1}} \right) \quad (2.7)$$

На кожному кроці інтеграції проводиться перевірка, чи не міститься в межах Φ_{i+1} , Φ_i граничного значення потоку $\Phi_{\text{тр.}}$, визначуваного по формулі (2.5). Якщо цей момент має місце, то в (2.) Φ_{i+1} замінюється на $\Phi_{\text{тр.}}$, а $I_{i+1} = VM_{i+1}/W$ на $UM_{\text{тр.}}/W$.

Для визначення магнітної напруги, відповідного потоку рушання, звернемося до рис. 2.7, на якому схематично зображується частина вебер-

амперної характеристики. Припустимо, що точка В, відповідна потоку рушання $\Phi_{тр.}$ лежить на i -м відрізку ламаної. Значення Φ_i , U_{Mi} , Φ_{i+1} , U_{Mi+1} , тобто координати початку і кінця відрізка визначені.

Розглянемо трикутники acd і abe . З їх очевидної подібності можна записати:

$$\frac{\Delta\Phi_1}{\Delta U_{M1}} = \frac{\Delta\Phi}{\Delta U_M}, \quad (2.8)$$

де

$$\Delta\Phi_1 = \Phi_{тр.} + \Phi_i;$$

$$\Delta U_{M1} = U_{Мтр} + U_{Mi};$$

$$\Delta\Phi = \Phi_{i+1} - \Phi_i;$$

$$\Delta U_M = U_{i+1} - U_{Mi}.$$

Підставимо ці значення в формулу (3.11) і отримаємо :

$$\frac{\Phi_{тр.} - \Phi_i}{U_{Мтр.} - U_{Mi}} = \frac{\Phi_{i+1} - \Phi_i}{U_{Mi+1} - U_{Mi}} \quad (2.9)$$

Визначимо звідси $U_{Мтр.}$:

$$U_{Мтр.} = U_{Mi} + (U_{Mi+1} - U_{Mi}) \frac{\Phi_{тр.} - \Phi_i}{\Phi_{i+1} - \Phi_i} \quad (2.10)$$

Підставимо набуте значення $U_{Мтр.}$ в формулу (2.7) і отримаємо останнє значення приросту часу. На цьому процес інтеграції закінчується, а накопичене значення t відповідає часу рушання.

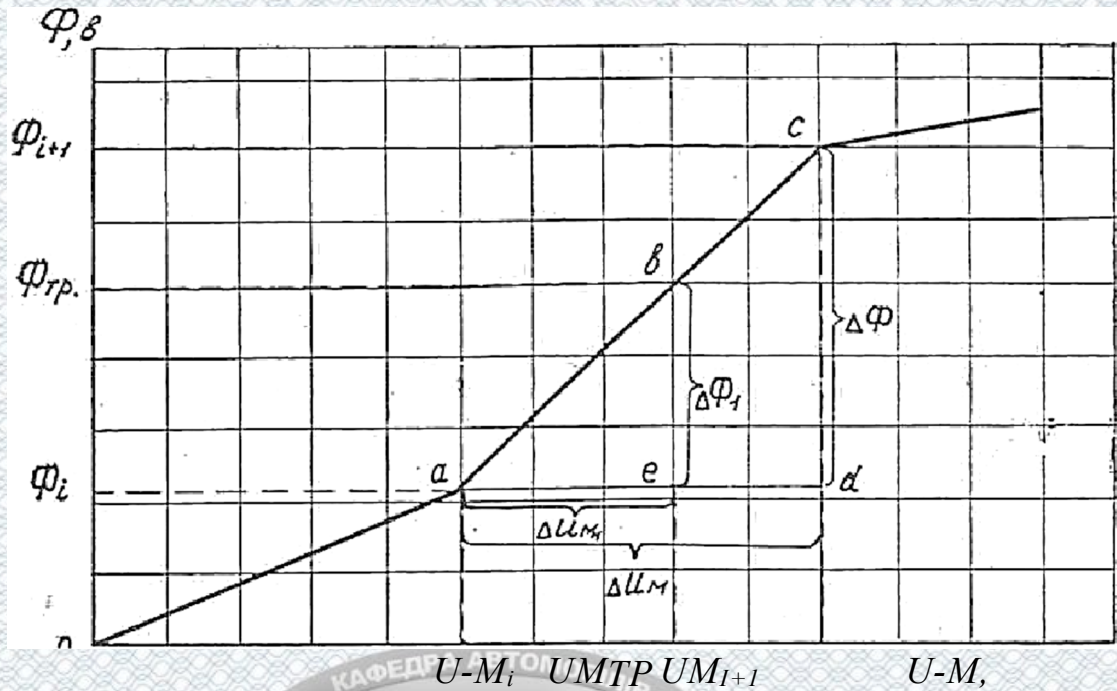


Рисунок 2.7 – Схематичне зображення апроксимованої вебер-амперної характеристики

Чисельні значення початкових параметрів прийняті наступними: $L1=10$ см, $L2 = 1.5$ см, $S = 1$ см², $R = 2$ Ом протидіюче зусилля $F_{np}=10$ кг.

Метою розрахунку є визначення впливу деяких зовнішніх і конструктивних параметрів на величину часу затримки спрацьовування, зокрема, напруга управління і числа витків обмотки електромагніту [8].

Залежність мінімального часу рушання від напруги та числа витків обмотки управління:

- 1) $U = 96$ В, $W_{онт} = 25$, $t_{тр.мин.} = 0,06$ мліс,
- 2) $U = 48$ В, $W_{онт} = 50$, $t_{тр.мин.} = 0,24$ мліс,
- 3) $U = 36$ В, $W_{онт} = 65$, $t_{тр.мин.} = 0,44$ мліс,
- 4) $U = 24$ В, $W_{онт} = 90$, $t_{тр.мин.} = 1,0$ мліс.

По таких точках, що визначають мінімальне значення часу рушання для кожної з напруги. Існування екстремуму на кривих $t_{тр} = f(\omega)$ неважко пояснити з фізичних міркувань. Зміни числа витків надає характеристикам електромагніту подвійний вплив. З управління для магнітної напруги витікає, що одна і та ж точка на кривих намагнічення може бути досягнута зміною

струму в обмотці I_L або числа її витків W , тобто при більшому числі витків потік рушання Φ_{mp} досягається меншим струмом, а час наростання струму до рівня струму рушання також зменшується, з іншого боку, збільшення витків вабить збільшення індуктивності і постійної часу обмотки управління $\tau = L/R$, тобто приводиться до зменшення швидкості наростання струму. Так, для обмотки з великим числом витків струм рушання буде дуже малий, а індуктивність і постійна часу обмотки – великі, це приведе до втрати часу за рахунок дуже повільної швидкості наростання струму і магнітного потоку.

Для деяких достатньо малих W , струм $I - I_{ycm.} = U/R$ створює магнітний потік, рівний, але не більше Φ_{mp} . Ця точка на кривій $t = f(\omega)$ є граничною, тобто спрацьовування неможливе, а час затримки рівний ∞ . У діапазоні, визначуваному цими крайніми значеннями, знаходиться шуканий мінімум часу рушання.

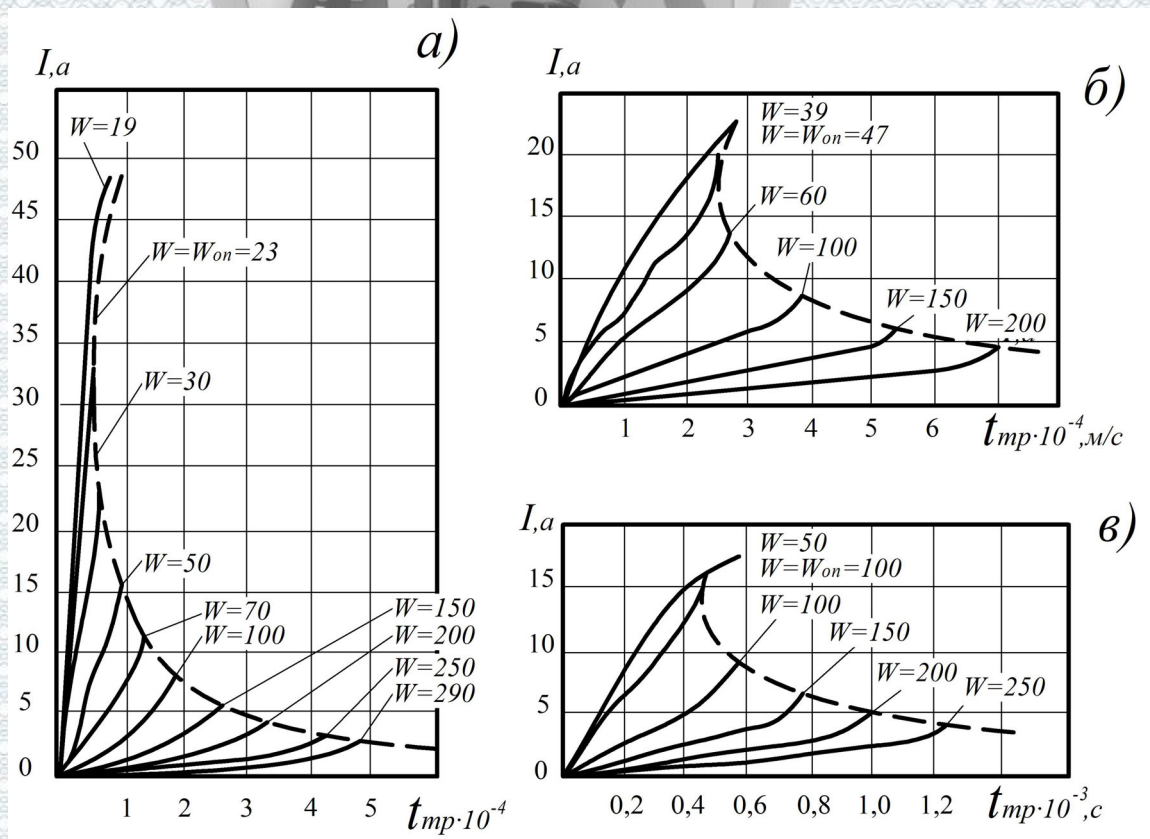


Рисунок 2.8 – Графіки зміни струму в обмотці електромагніту у функції від числа витків і напруги управління (до моменту рушання):

a) $U=96$ в; б) $U=48$ в; в) $U=36$ в

Графіки, що показують вплив числа витків і напруги управління на зміну струму I_L у часі, приведені на рис.2.7 а, б, в. Аналіз приведених графіків дозволяє зробити висновок, що число витків обмотки керованого клапана, що рекомендується є оптимальним.

2.3 Процес спрацювання керованого електромагнітного клапана форсунки

Для визначення часу спрацювання електромагнітного приводу необхідно доповнити математичну модель описом процесу руху якоря. У існуючу схему форсованого управління внесемо додатково опір R (рис. 2.9), що відображає внутрішній опір обмотки управління. В цілях спрощення розрахунків величина внутрішнього опору обмотки прийнята незалежно від числа витків W і рівною опору деякої умовної обмотки управління з середнім числом витків, іншими словами внутрішній опір обмотки R еквівалентний.

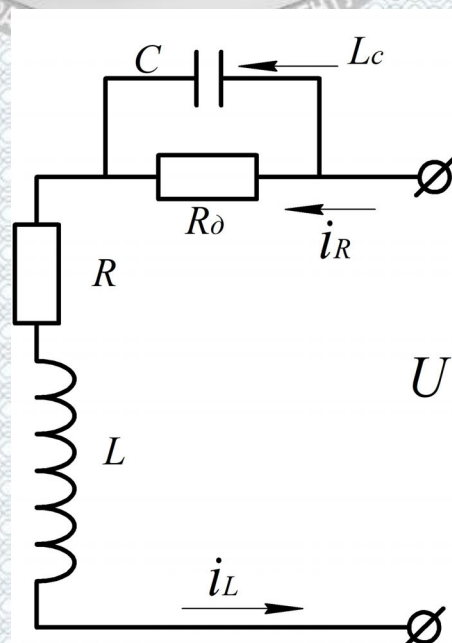


Рисунок 2.9 – Схема форсованого управління з урахуванням внутрішнього опору обмотки

Введемо умовні позначення і задамося чисельними значеннями величин для розрахунку приладу:

$\delta_0 = 0,05$ см – повітряний зазор між якорем і сердечником до моменту рушання;

h і δ – переміщення якоря (голки) і поточне значення повітряного зазору при русі якоря;

$\delta_{min} = 0,01$ см – сумарний повітряний зазор, що залишається в магнітній системі після спрацьовування. Включає зазори в рухомих з'єднаннях і товщину немагнітної прокладки між якорем і сердечником;

$l_m = 11,5$ см – середня довжина магнітних силових ліній в магнітопроводі системи;

$M = 75$ г – маса рухомих деталей (якоря, голки і пружини);

$R_\delta + R = 10$ Ом – вхідний опір схеми рис. 2.9 по постійному струму;

$K = 75$ кг/см – жорсткість пружини голки клапана;

$F_0 = 10$ кг – сумарна протидіюча сила від початкового затягування пружини голки і від тиску палива на замочний конус голки.

З моменту рушання якоря електромагнітного клапана, описаного в попередньому параграфі, до моменту спрацьовування, який визначається з умови $h = \delta_0 - \delta_{min}$, процес руху рухомої системи описується наступним диференціальним рівнянням:

$$M \frac{d^2 h}{dt^2} = F_{em} - F_0 - K \cdot h, \quad (2.11)$$

де F_{em} - сила електромагнітної взаємодії.

Запишемо рівняння для падіння магнітної напруги в контурі магнітного ланцюга:

$$U_M = I_L \cdot W = H_T \cdot l_M + \frac{B_T}{\mu_0} \cdot \delta \quad (2.12)$$

Підставимо в нього вираз $B_\tau = B_i + (H_\tau + H_i) \cdot \mu_i \cdot \mu_0$, і отримаємо:

$$U_M = I_L \cdot W = H_T \cdot l_M + \frac{B_i}{\mu_0} \cdot \delta + (H_T - H_i) \cdot \delta \cdot \mu_i \quad (2.13)$$

З отриманого рівняння видно, що струм I_L однозначно пов'язаний з поточним значенням напруженості поля в сердечнику при деякому фіксованому повітряному зазорі $-\delta$. Визначемо H_m з формули (2.13):

$$H_m = \frac{I_L \cdot W + H_i \cdot \delta \cdot \mu_i \frac{B_i}{\mu_0}}{l_M + \delta \cdot \mu_i} \quad (2.14)$$

Щоб визначити функціональну залежність $B_T = f(I_L)$, підставимо (2.14) в (B_τ) , тоді отримуємо:

$$B_T = B_i + \frac{I_L \cdot W + H_i \cdot \delta \cdot \mu_i \frac{B_i}{\mu_0}}{l_M + \delta \cdot \mu_i} \cdot \mu_i \mu_0 - H_i \mu_i \mu_0. \quad (2.15)$$

Отже, використовуючи дані вирази можна набути значення електромагнітного зусилля, відповідного струму I_L , що протікає через обмотку управління клапаном.

Запишемо тепер повну систему рівнянь математичної моделі на даному рівні:

$$\left. \begin{aligned} \mu_i \mu_0 &= \frac{B_{i+1} - B_i}{H_{i+1} - H_i}; \\ L_i &= \frac{\mu_i \mu_0 S W^2}{l_{M0} + \delta \mu_i}; \\ \frac{dI_L}{dt} &= \frac{1}{L_i} [U - I_L (R + R_d) + I_c R_d]; \\ \frac{dI_L}{dt} &= \frac{1}{L_i} [U - I_L (R + R_d) + I_c R_d] - \frac{I_c}{R_d C}; \\ \frac{d^2 h}{dt^2} &= \frac{1}{M} \left[\frac{S}{2\mu_0} \left(B_i + \frac{I_L \cdot W + H_i \cdot \delta \cdot \mu_i \frac{B_i}{\mu_0}}{l_M + \delta \cdot \mu_i} \cdot \mu_i \mu_0 - H_i \mu_i \mu_0 \right)^2 - F_0 - Kh \right]. \end{aligned} \right\} \quad (2.16)$$

Вирішення представленої системи до моменту рушання не відрізняється від розглянутого в попередньому розділі.

2.4 Результати теоретичного дослідження

На рис. 2.10 представлені графіки зміни часу спрацьовування у функції числа витків або, що те ж саме, як індуктивності у момент рушання, яка пропорційна квадрату числа витків, при різних значеннях форсуючої ємності. На графіках видно, як змінюється мінімальне число витків. При контролі можливе спрацьовування величини форсуючої ємності із-за умови збереження співвідношення $I_{уст.} \geq I_{тр.}$. Оптимальне число витків при достатньо великій форсуючій ємності і напрузі управління $U = 96В$ лежить в області 20....50 витків. З метою зменшення струмів управління, зокрема, струмів спрацювання, показаних на рис. 2.10 суцільною лінією, прийmemo для подальших розрахунків $W = 50$.

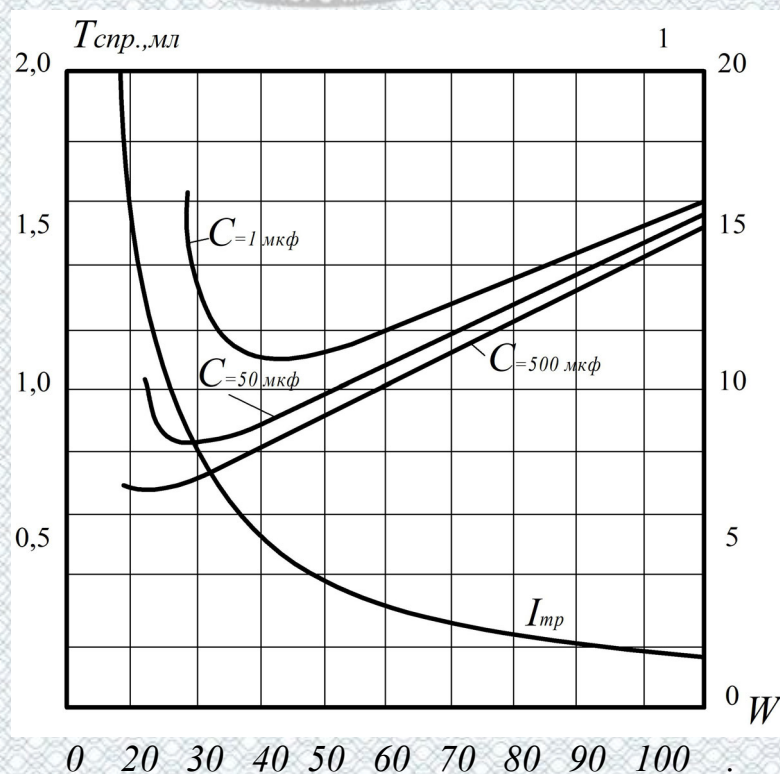


Рисунок 2.10 – Графіки зміни часу спрацьовування ел.магнітного приводу форсунки у від числа витків обмотки і ємності форсуючого конденсатора

Для визначення числа витків рекомендується наступна наближена формула[7]:

$$W_{\text{опт}} = \frac{2.83\delta_0}{l_{\text{уст}}} \sqrt{\frac{F_0}{\mu_0 S}} \quad (3.23)$$

Для випадку граничного форсування ($C = \infty$) маємо максимальне значення струму $I_{\text{уст}} = 96/2 = 48$, а оптимальне число витків буде рівне:

$$W_{\text{опт.}} = \frac{2.83 \cdot 4 \cdot 10^{-4}}{48} \cdot \sqrt{\frac{10 \cdot 9.81}{12.86 \cdot 10^{-7} \cdot 3 \cdot 10^{-4}}} \approx 12 \text{ витків}$$

Таким чином, шукане оптимальне число витків лежить між цими значеннями. Якщо прийняти дійсне оптимальне число витків, рівним середньому арифметичному їх граничних значень, то отримаємо:

$$W_{\text{опт.}} = \frac{50 + 12}{2} = 31 \text{ виток.}$$

З графіків на рис. 2.10 видно, що $W_{\text{опт.}}$ розрахункове дійсно лежить в межах $W = 30 \div 40$ витків.

Оцінимо тепер вплив величини форсуючої ємкості на час спрацьовування. Для цього проведемо розрахунок часу спрацьовування при значеннях форсуючої ємності, лежачих в межах $C = 0 \div 500$ мкф.

Результати такого розрахунку для електромагнітного приводу з одним робочим зазором і числом витків обмотки управління $W=50$ представлені на рис. 2.11.

Процес руху характеризується великими в порівнянні з моментом спрацювання значеннями магнітного потоку і індукції, що пов'язане з падінням магнітної проникності і індуктивності, а величина ємності, відповідна поточним значенням індуктивності, буде свідомо менша C_{min} . Отже, при $C > C_{min}$ процес аперіодичний.

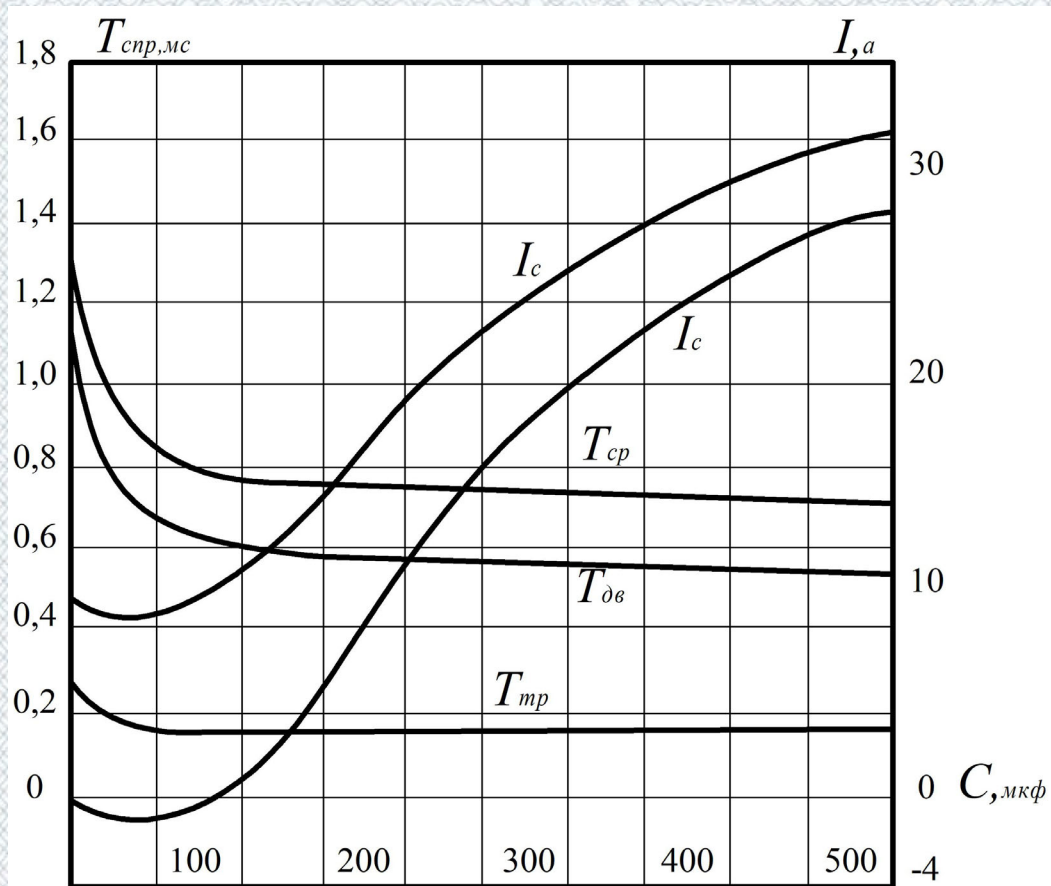


Рисунок 2.11- Зміна часу спрацювання електромагнітного клапана з одним робочим зазором, струмів через обмотку і форсуючий конденсатор залежно від ємності конденсатора

Прийняте для подальших розрахунків значення величини форсуючої ємності $C = 500$ мкф вибрано з метою забезпечення ефективного, повного форсування на всьому етапі процесу спрацювання.

Залежність часу спрацювання електромагнітного клапана у функції від напруги управління для декількох значень числа витків, представлена на графіку рис. 2.12. Користуючись цими залежностями, можна оцінити ступінь

впливу напруги управління U на швидкодію, визначити його мінімальне значення, при якому клапан спрацює, і вибрати оптимальну величину U для заданого числа витків. Прямою лінією показана залежність сталого струму для загального опору $R_{об} = R + R = 10$ ом.

По цій залежності можна оцінити і економічність електромагнітного приводу, оскільки потужність, що виділяється в схемі управління, на сталому режимі, пропорційна квадрату струму $P_{эл.} = I_{2L} (R + R_d)$ Вт. Крива потужності $P_n = f(U)$ побудована для сталого значення струму. Природно, що середнє значення її буде набагато нижче. Для двотактного дизеля при тривалості подачі 30° середня потужність буде менша максимальної в $360^\circ / 36^\circ = 12$ раз, а для чотиритактного – в 24 рази. Розрахуємо середнє значення потужності, що виділяється у вигляді тепла на додатковому і у внутрішньому активному опорах:



$$I_{уст} = \frac{U}{R + R_d} = \frac{96}{10} = 9,6 \text{ А}$$

$$P_{эл. max} = I_{уст}^2 \cdot (R + R_d) = 9,6^2 \cdot 10 = 921,6 \text{ Вт};$$

$$P_{эл. ср(2^x \text{ тактн.})} \frac{P_{эл. max}}{12} = 76,8 \text{ Вт};$$

$$P_{эл. ср(4^x \text{ тактн.})} \frac{P_{эл. max}}{24} = 38,4 \text{ Вт}.$$

Потужність, що виділяється на опорах R і R_d розподіляється пропорційно відношенню їх величин. Обчислене вище значення середньої активної потужності визначене для сталого значення струму і в основному справедливо лише для тихохідних двигунів, у яких тривалість уприскування набагато більше часу перехідного процесу при включенні і виключенні. У більш швидкохідних дизелях час подачі буде сумірним з тривалістю перехідного процесу, отже, тепловий розрахунок обмотки управління необхідно проводити

з урахуванням перерозподілу струмів, що має місце при перехідному процесі. Врахування перехідного процесу змінить знайдене вище значення теплової потужності обмотки управління, що виділяється усередині, оскільки з моменту включення і до заряду форсуючої ємності через обмотку проходить форсуючий струм включення, що перевищує сталі значення.

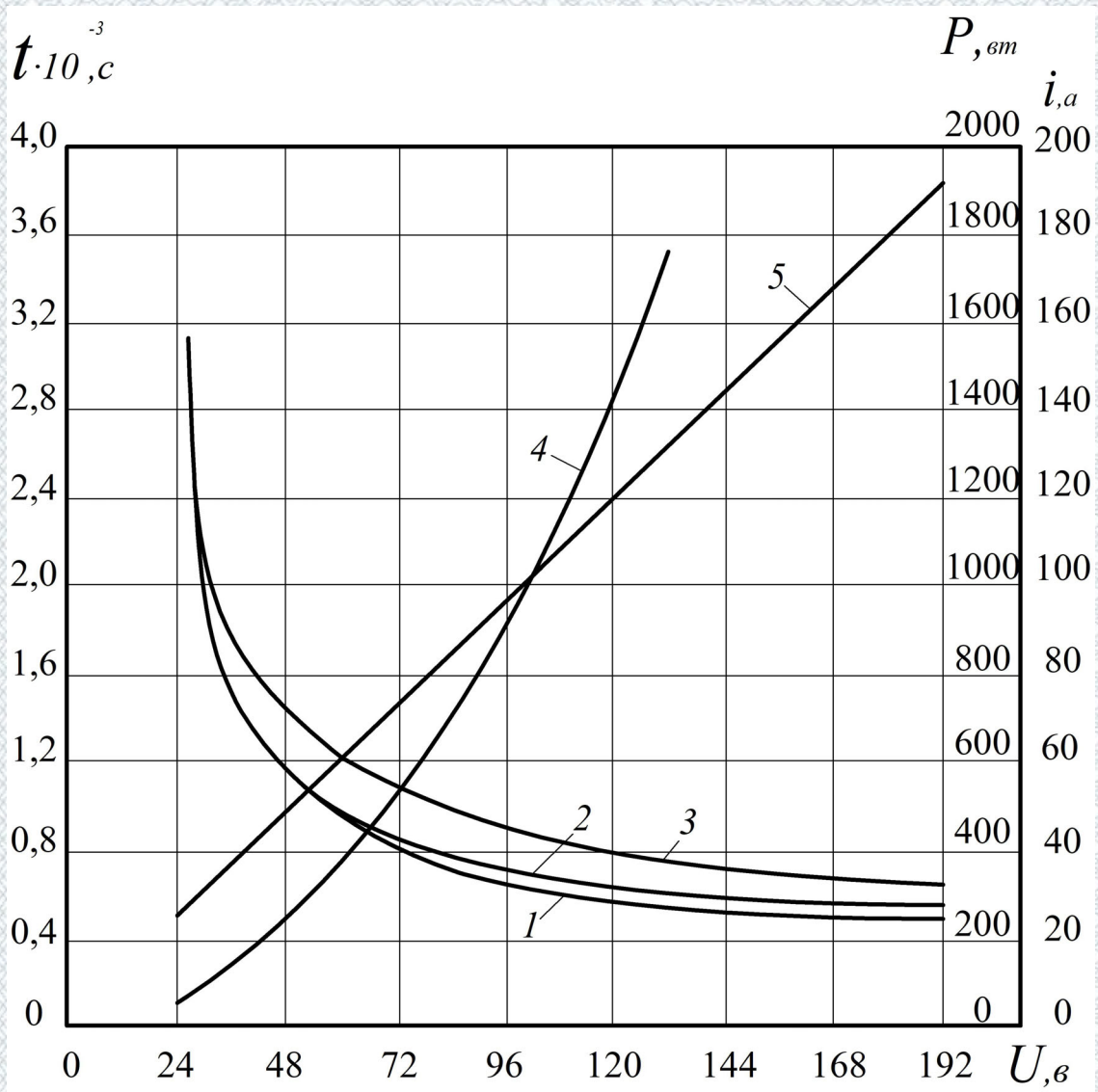


Рисунок 2.12 – Залежності часу спрацьовування: 1 – $W=25$; 2 – $W=50$; 5 – $W=100$; сталого струму $I_{\text{ст}} = U/R + R_0 - 5$ і активної потужності, що виділяється на опорах R і R_0 в сталому режимі $P_{\text{ел.}} = I_{\text{ст}}^2 (R + R_0) - 4$ в функції від напруги управління

2.5 Висновки до розділу 2

Наведена схема вдосконаленої форсунки та розроблена математична модель розрахунку робочих процесів, вибрані розрахункові схеми управління вихідних підсилювачів-формуваців потужних керуючих сигналів.

Визначено вплив деяких зовнішніх і конструктивних параметрів на роботу електронно-керованих форсунок, зокрема напругу управління, число витків обмотки електромагніту, жорсткість поворотної пружини та інші.

Визначено значення середньої активної потужності, що виділяється на внутрішніх опорах форсунок.



РОЗДІЛ 3

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ЕЛЕКТРОМАГНІТНОЇ ФОРСУНКИ

3.1 Визначення основних характеристик подачі в керованій форсунці з електромагнітним приводом

Запропонована математична модель розрахунку процесу спрацьовування електромагнітного приводу керованої форсунки для обох варіантів магнітних систем з одним і двома робочими зазорами має одну істотну неточність, що виникла за рахунок спрощення виразу для сили, протидіючої руху, прийнятого на даному рівні моделювання. Як відомо, протидіюча сила описувалася виразом $F_0 + K_h$ у перший член якого включалося і фіксувалося зусилля від початкового затягування пружини і зусилля від дії різниці – тиску палива, що знаходиться в порожнині форсунки під тиском P_ϕ , рівного тиску в акумуляторі, і тиск в розпилювачі P_p , рівного тиску в циліндрі P_u , на площину голки f_z , обмежену лінією контакту з сідлом розпилювача. Діаметр лінії контакту з метою спрощення розрахунків був прийнятий рівним d_p (рис.3.1). Якщо фіксація зусилля, від початкового затягування пружини цілком правомірна, оскільки ця сила постійна протягом всього етапу спрацьовування і відпуску і змінюється лише при початковому регулюванні форсунки, то сила від різниці тиску $P_\phi - P_p$ на площину f_z в процесі підйому голки не постійна і зменшується пропорційно збільшенню тиску P_p або висоті підйому голки h . Другий член виразу протидіючої сили K_h описує процес стиснення поворотної пружини жорсткості K і пропорційний величині переміщення h . Запишемо вираз для визначення протидіючої сили з урахуванням перерахованих складових:

$$F_{\text{пр.}} = F_{h0} + f_{\text{уг}} \cdot (P_\phi + P_p) + Kh, \quad (3.1)$$

де F_{h_0} – сила початкового зтягування пружини;

$f_{uz.} = \pi d_p^2/4$ – площа голки, що піддається дії різниці тиску P_ϕ и P_p .

Таким чином, похибка, закладена в математичній моделі, розглянутої вище, визначалася другим членом рівняння (3.1). Поставимо завдання визначення величини цієї складовою протидіючої сили. Рішення її почнемо зі встановлення умови, що площа голки, піддається тиску палива f_z на всьому етапі руху постійно, тобто не залежить від H . Враховуючи також те, що тиск палива у форсунці в порожнині замочного конуса постійний і рівний тиску в гідравлічному акумуляторі, зведемо завдання до визначення тиску в розпилювачі P_p у функції від висоти підйому голки H . Тиск в розпилювачі визначається в загальному випадку співвідношенням прохідних перетинів в зазорі під конусом голки, що утворився в результаті її підйому, та розпилюючих отворів.

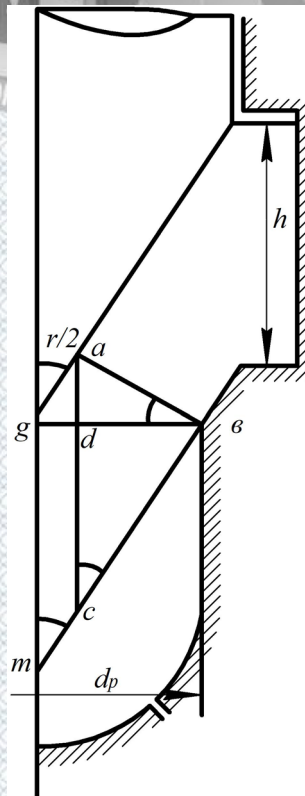


Рисунок 3.1 – До розрахунку площі кільцевого отвору під голкою клапана

Очевидно, що прохідний перетин в зазорі зважаючи на його конусність визначається перетином при його вершині. На рисунку це перетин що визначає площа кільцевого отвору в зазорі. Визначимо як функцію від h , скориставшись рис. 3.1 на якому так само, як і на рис. 2.1, зображений голчатий клапан форсунки і нанесені деякі додаткові побудови. З рисунку видно, що f_h знаходиться як бічна поверхня усіченого конуса, що створює лінію ab :

$$f_h = \pi h \cdot ab(gb + gd),$$

де

$$ab = h \cdot \sin \tau / 2$$

$$db = d_p;$$

$$gd = d_p - ab \cdot \cos \frac{\tau}{2} = d_p - \frac{h}{2} \cdot \sin \tau.$$

Тоді f_H залежно від h рівно :

$$f_H = \pi \cdot h \cdot \sin \frac{\tau}{2} \left(d_p - \frac{h}{2} \sin \tau \right). \quad (3.2)$$

Запишемо рівняння Бернуллі для потоків рідини через обидва перетини f_H і f_p вважаючи тиск P_Φ, P_p, P_Π відомими :

$$Q_\Phi = \mu_n f_H \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \sqrt{P_\Phi - P_p}} \quad (3.3)$$

$$Q_\Pi = \mu_p f_p \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \sqrt{P_p - P_\Pi}} \quad (3.4)$$

де Q – щільність палива;

μ_n і μ_p – коефіцієнти опору;

Q_Φ – об'ємна швидкість потоку палива через прохідний переріз f_H ;

Q_Π – об'ємна швидкість потоку палива через отвори розпилювача.

Вважаючи процес протікання палива сталим, тобто $Q_\phi = Q_u$, визначимо тиск в розпилювачі у функції від f_n , вважаючи μ_H і μ_P рівними одиниці:

$$P_P = \frac{f_H^2 \cdot P_\Phi + f_P^2 P_\Pi}{f_H^2 + f_P^2} \quad (3.5)$$

Підставивши сюди значення f_n з формули (3.2), можна отримати вираз P_P в залежності від h .

Рівняння (3.2) і (3.5) містять члени, залежні від h і, отже, від часу руху. Обчислення тиску в розпилювачі дозволяє скористатися рівнянням (3.4) для визначення диференціальної характеристики подачі палива. Інтеграція Q_u за часом дає другу основну характеристику уприскування – інтегральну подачу Q_u , або об'єм палива, що поступив через розпилювач за цикл підйому, опускання або повний робочий цикл форсунки. З цією метою необхідно доповнити системи (2.16) ще одним рівнянням (3.4). Введення в первинну, модель гідравлічних характеристик керованого пристрою дозволило отримати практично повний математичний опис електричних, магнітних, механічних і гідравлічних характеристик процесів включення електромагнітного приводу, рухи голки форсунки і уприскування палива.

Для розрахунку повного циклу роботи керованої форсунки необхідно описати процеси включення і опускання голки під дією поворотної пружини. Відключення обмотки електромагніту від джерела струму управління, навіть якщо комутація проведена миттєво за допомогою напівпровідникового ключа, супроводжується зміною магнітного потоку в сердечнику з деякою кінцевою швидкістю. Зменшення магнітного потоку від рівня, визначуваного сталим струмом $I_{уст.}$, до величини потоку утримання якоря і визначає затримку часу відпуску. Швидкість зменшення залишкового потоку залежить, від швидкості зменшення струму в обмотці і впливу вихрових струмів в сердечнику. Оскільки розрахунок швидкості зменшення струму при виключенні скрутно проводити без визначення конкретної схеми електронного комутатора і

характеристик напівпровідникового ключового елемента, а враховувати вплив вихрових струмів ще складніше, то обмежимося тим, що прийемо час затримки відпуску якоря, рівним часу затримки спрацювання. У реальних системах, як показано в [8,9], завжди можна за рахунок зменшення коефіцієнта запаса K значно понизити час відключення.

Виключення рівнянь електричних і магнітних процесів дозволяє вельми просто описати етап опускання голки:

$$\left. \begin{aligned} f_H &= \pi \cdot h \cdot \sin \frac{\tau}{2} \left(d_p - \frac{h}{2} \sin \tau \right). \\ P_P &= \frac{f_H^2 \cdot P_\Phi + f_P^2 \cdot P_\Pi}{f_H^2 + f_P^2} \\ \frac{d^2 h}{dt^2} &= \frac{1}{M} [F_{h0} + f_{иг} (P_\Phi + P_P) + Kh]; \\ Q_\Pi &= \mu_p f_p \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{P_p - P_\Pi} \end{aligned} \right\} \quad (3.6)$$

Дана модель процесу опускання голки не залежить від типу вживаного у форсунці електромагнітного приводу. Маючи опис прямого і зворотного процесів, неважко доручити картину повного циклу спрацювання і вимкнення електромагнітної форсунки. Програма розрахунку повного циклу роботи забезпечує автоматичний перехід від рівнянь, що описують прямий робочий хід якоря, до вирішення системи (3.6) у момент, коли якір досягне верхнього упору. Час знаходження голки в піднятому стані рівний часу затримки відпуску якоря і вираховується з метою визначення приросту інтегральної подачі Q_u за цей період.

На рис. 3.2 показані основні характеристики подачі керованої форсунки з електромагнітним приводом з двома робочими зазорами залежно від жорсткості поворотної пружини і сумарної площі перетину отворів розпилювача.

Розриви між моментом спрацювання $T_{сраб.}$ і моментом включення струму показаний на рисунку схематично переривистими лініями, з нульовим

приростом інтегральної подачі за цей час. Цікаво, що жорсткість поворотної пружини практично не впливає на час спрацьовування, а позначається лише на етапі зворотного ходу голки. Характерно, що розгін рухомих деталей в цьому випадку проводиться повільніше і час закриття форсунки перевищує час спрацьовування, і лише при $K = 625 \text{ кг/см}$, $T_{\text{сраб.}}$ і $T_{\text{отпуск.}}$ зрівнюються.

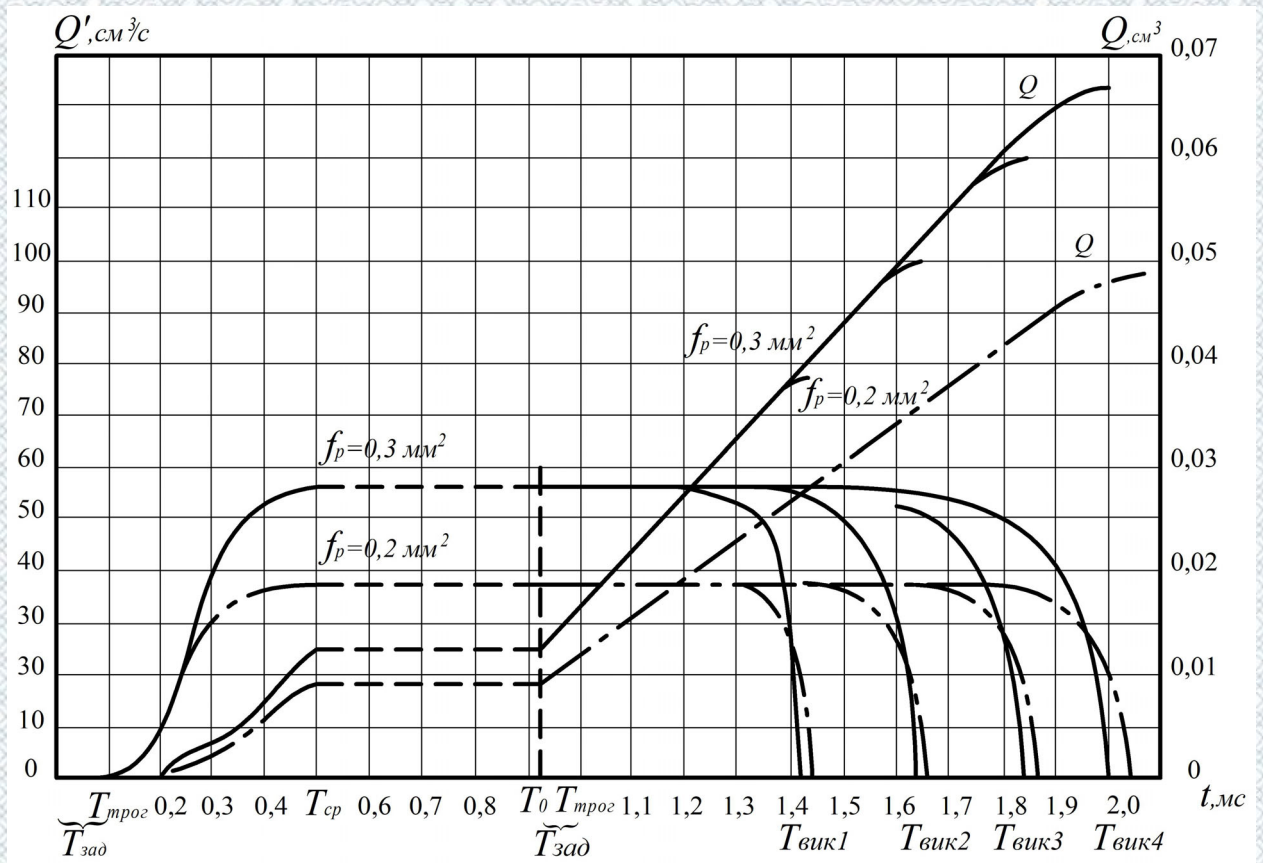


Рисунок 3.2 - Диференціальні і інтегральні характеристики подачі реалізовані форсункою з електронним управлінням залежно від жорсткості поворотної пружини голки і площі отворів розпилювача

Значення $K > 625 \text{ кг/см}$ з розгляду виключаються зважаючи на принципові труднощі створення такої пружини малих розмірів. Суцільними лініями на рисунку позначені характеристики, відповідні форсунці з розпилювачем, f_p якого рівне $0,3 \text{ мм}^2$, переривистими – для розпилювача з $f_p = 0,2 \text{ мм}^2$. Помітно, що зміна об'ємної швидкості подачі пропорційна кількості палива, що поступило за весь цикл. Зменшення перетину отворів в

розпилювачі позначається на затягуванні кінця подачі, що виникає за рахунок повільнішого падіння тиску в розпилювачі і сили, що становить $f_{uz} = P_\phi - P_p$. При $K = 75$ кг/см ця відмінність досягає 40 мксек.

Умова, прийнята вище, про виключення напруги управління при досягненні голкою верхнього упору, відображає режим роботи форсунки, відповідний мінімальній цикловій подачі, а криві характеристик Q відповідають досяжному форсункою Q . Для $K = 75$ кг/см, $f = 0,3$ і $f = 0,2$ мм² Q_{min} складає відповідно 67 і 49 мм³ палива за цикл. Отриману характеристику важко визнати задовільною для двигунів з малим об'ємом. При $K = 625$ кг/см, $f_p = 0,3$ і $f_p = 0,2$ мм маємо $Q = 39$ мм³ і $Q = 28,5$ мм³. Ці результати вже влаштовують, особливо для роботи на транспортних дизелях середньої і великої потужності. Мінімальна тривалість циклу подачі такою форсункою, за вирахуванням $T_{прог.}$, рівна 0,925 мс. [17]

Затримку спрацьовування легко врахувати при формуванні сигналу управління. Можна звернути увагу на незвичайну чіткість кривої $Q = f(t)$, відсутність коливань і зламів, що мають місце в звичайних системах з жорстким приводом.

На рис.3.3 *а,б*, розташованих один під іншим, зображені характеристики подачі, функція переміщення голки h і тиск в розпилювачі P_p для електромагнітних форсунок з двома (рис. 3.3*а*) і одним (рис. 3.3*б*) робочими зазорами ($K = 125$ кг/см, $f_p = 0,2$ мм²). Відмінність часу спрацьовування в обох варіантах $\Delta t_1 = 0,17$ мс і повернення голки $\Delta t_2 = 0,182$ мс. подача за цикл спрацьовування складає 43 мм³ і 54 мм³, тобто відрізняється на 25,6%, наочно показує перевагу електромагнітного приводу з двома робочими зазорами. Крива зміни тиску в розпилювачі починається не від нуля, а від тиску рівного P_u , прийнятого 40 кг/см². Коли голка піднята до упору, тиск в розпилювачі наближається до P_ϕ , рівному 200 кг/см² і складає 196,7 кг/см², забезпечуючи цим достатній тиск уприскування. Відзначимо високу швидкість зміни тиску P_p .

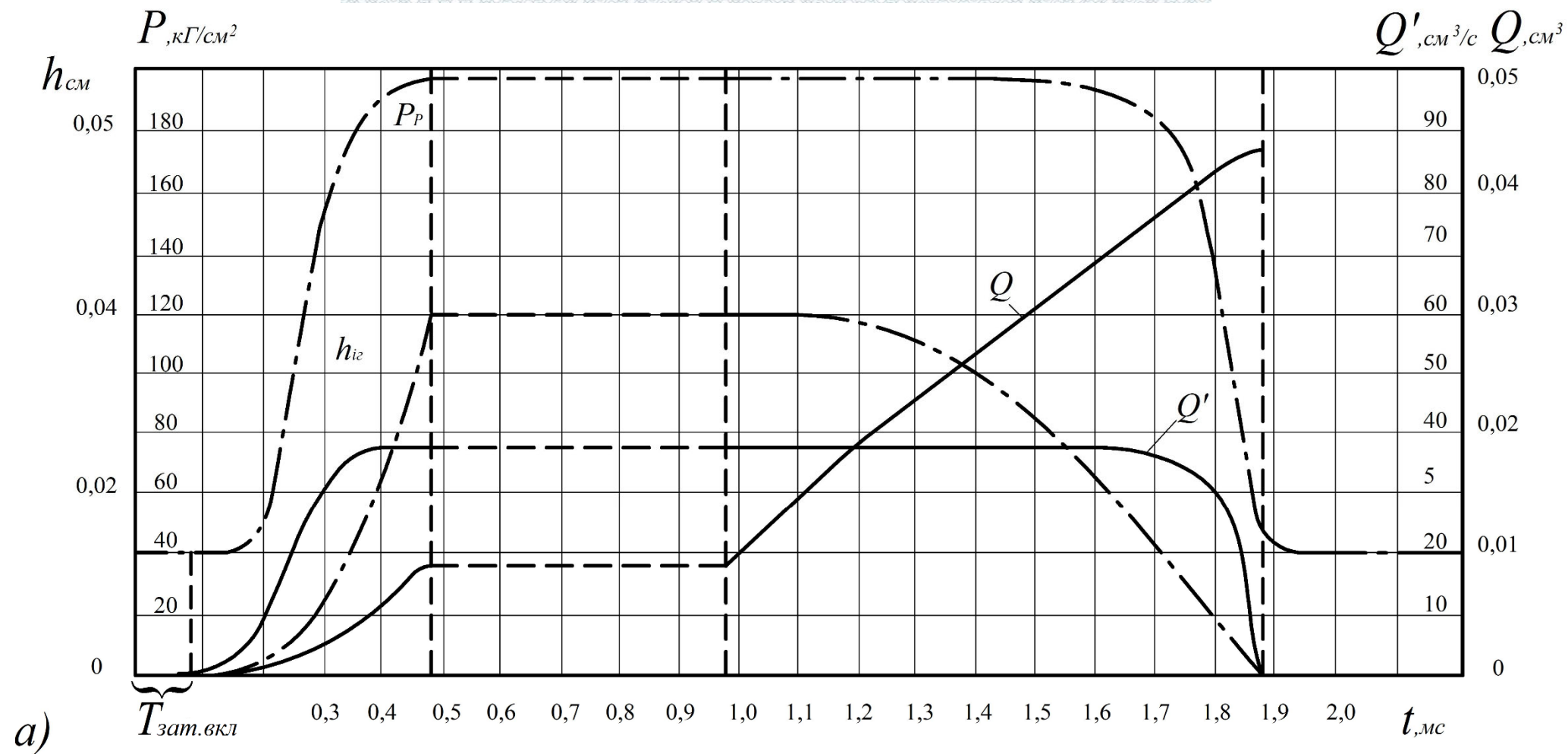
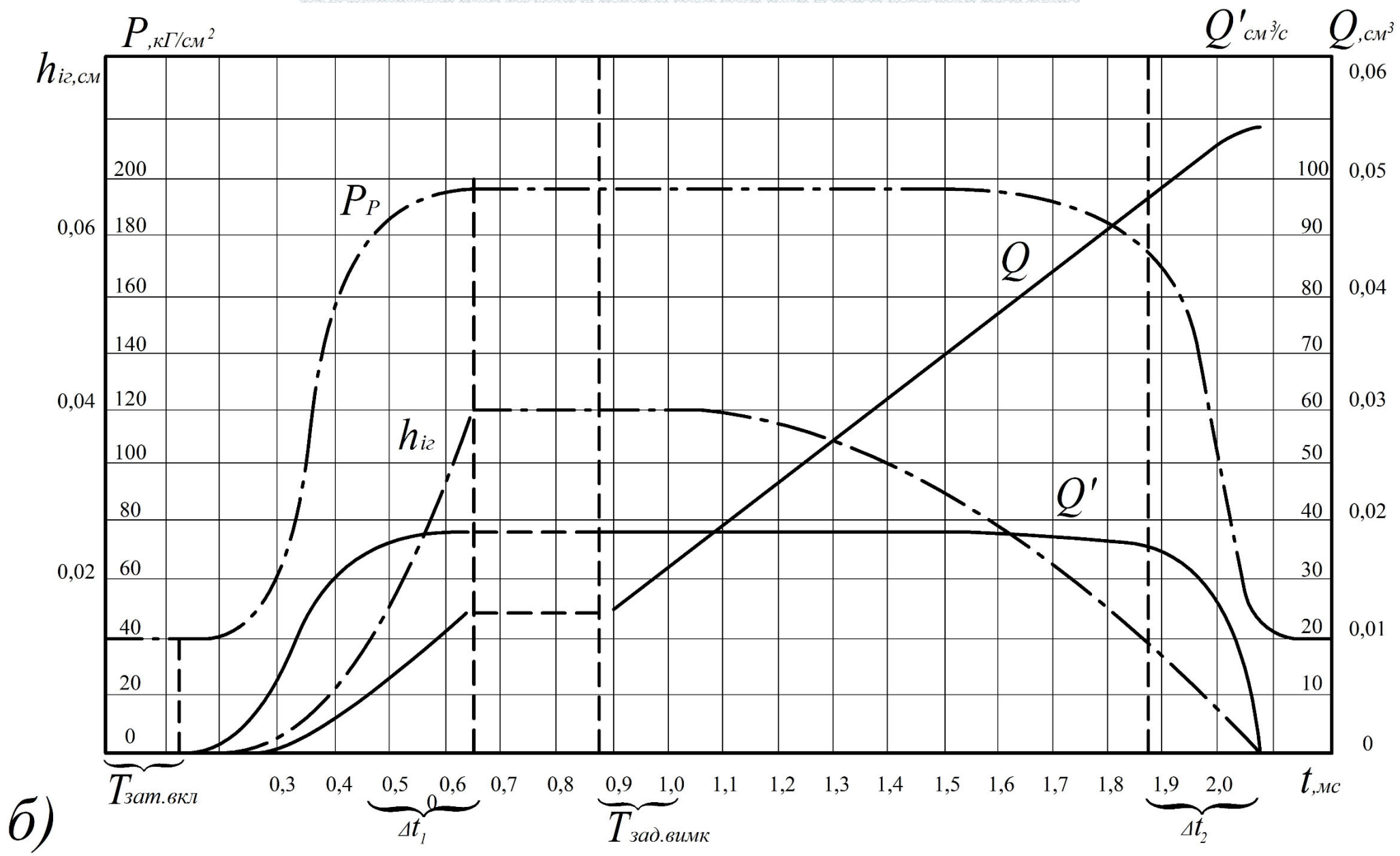


Рисунок 3.3 а – Характеристики подачі і тиску в розпилювачі з двома робочими зазорами



б)

Рисунок 3.3 б – Характеристики подачі і тиску в розпилювачі з одним робочим зазором

На рис. 3.3а фронт наростання тиску рівний приблизно 0,2 мкс. Відсічення подачі відбувається ще різкіше на 0,15 мкс з повною відсутністю довприску і закінченням подачі палива з малим тиском.

На рис. 3.4 можна прослідкувати зміну майже всіх механічних і гідравлічних характеристик при підйомі голки електромагнітним приводом з двома зазорами. Можна, наприклад, прослідкувати зміну протидіючої сили F_{np} і всі три її складових. Крива $F_{гидр}$ показує зміну гідравлічної складової $f_e \cdot (P_\phi - P_p)$, яка максимальна у момент спрацювання і зменшується до величини $0,0491 \cdot (200 - 196,7) = 0,129$ кг, тобто практично до нуля. Складова від стиснення поворотної пружини наростає від F_{h0} до $F_{h0} + Kh_{max}$.

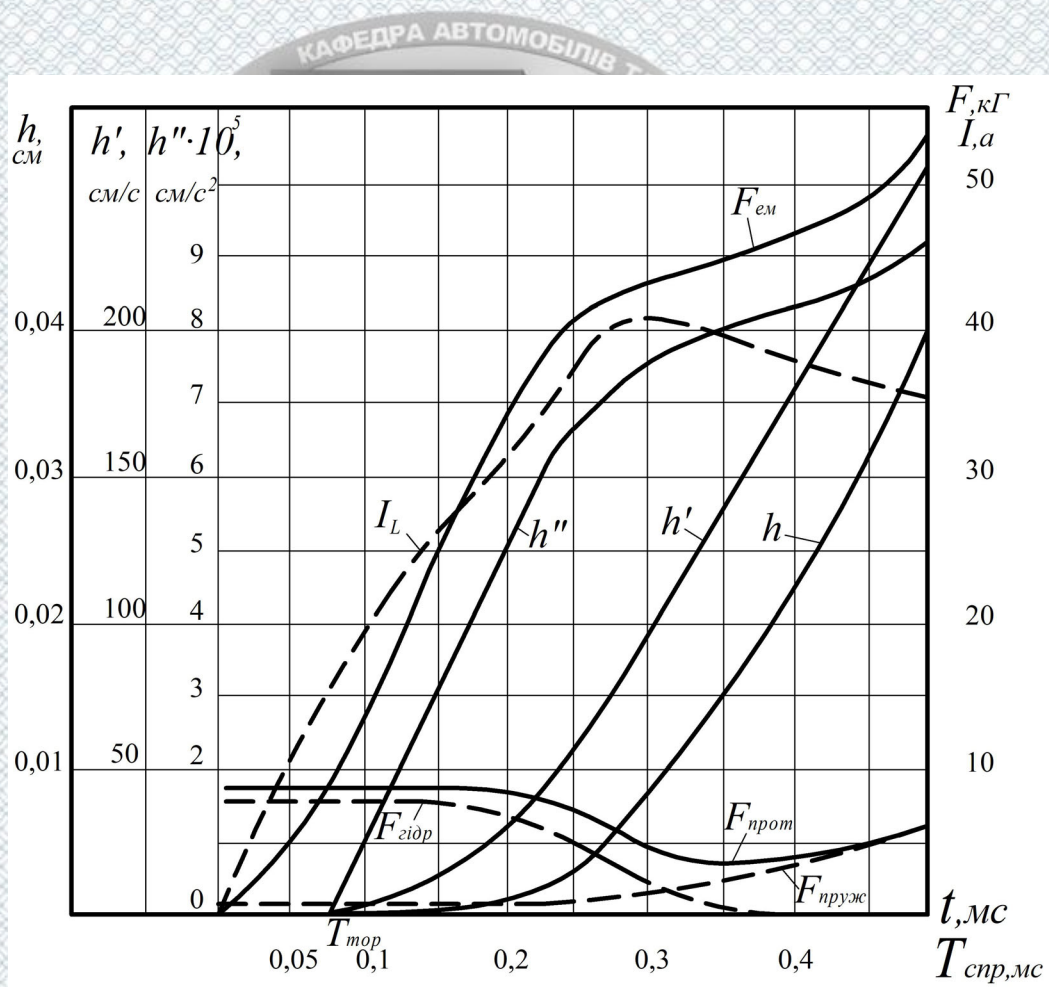


Рисунок 3.4 – Співвідношення сил, що діють і протидіють, переміщення, швидкості і прискорення руху рухомих деталей електромагнітного клапана з двома робочими зазорами залежно від часу

В результаті, на кривій F_{np} помітний провал. Зміна $F_{ем}$ і струму в обмотці показує відповідні криві. Не дивлячись на спад форсуючого струму до кінця спрацьовування, сила $F_{ем}$ проте зростає за рахунок зменшення зазору.

Прискорення руху голки h'' в цілому повторює зміну $F_{ем}$. Поява провалу над кривою F_{np} , що показує зміну протидіючої сили в часі, приводить до зменшення середньої величини цієї сили, тобто до збільшення прискорення при тій же силі тяги електромагніту і, отже, до зменшення часу спрацьовування в порівнянні з отриманими раніше результатами, тоді гідравлічна складова сили протидії вважалася незмінною на всьому шляху. Так час спрацьовування форсунки з електромагнітним приводом, що має один робочий зазор, розраховане з урахуванням зміни гідравлічної сили, становить у функції $h_{час}$ рівний 0,648 мс ($W_i = 50$, $M = 75$ г). Уточнення математичної моделі дозволило підвищити точність результатів на 8,7%.

Швидка зміна тиску палива в порожнині розпилювача керованої форсунки і великий перепад тиску по абсолютній величині визначає актуальність постановки питання про облік стисливості палива і визначення впливу цього чинника на характеристики подачі [14].

3.2 Визначення характеристик подачі форсунки з урахуванням стисливості палива

Зміна тиску в пирожниці розпилювача пропорційна відносному стисненню і модулю пружності:

$$\Delta P_p = E \cdot \frac{\Delta V_p}{V_p} = \frac{1}{\beta} \cdot \frac{\Delta V_p}{V_p}, \quad (3.7)$$

де V_p -об'єм порожнини розпилювача;

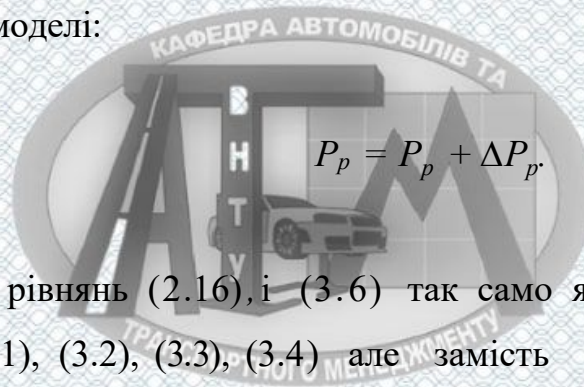
β - стисливість рідини.

У диференціальній формі це записується:

$$\frac{dP_p}{dt} = \frac{1}{\beta V_p} \cdot \frac{dV_p}{dt} \quad (3.8)$$

де $\frac{dV_p}{dt} = Q_\Phi - Q_\Psi$ – різниця між об'ємною витратою палива через переріз під конусом голки і отвір розпилювача.

Зміна в описі моделі стосується порядку визначення тиску в розпилювачі P_p з урахуванням стисливості палива, яке визначається тепер як сума приросту тиску ΔP_p на кожному кроці чисельного вирішення математичної моделі:



Система рівнянь (2.16), і (3.6) так само як і раніше доповнюється рівняннями (3.1), (3.2), (3.3), (3.4) але замість (3.5) підставляємо нове рівняння (3.8), що визначає P_p з урахуванням стисливості. Повна математична модель для електромагнітної системи з двома робочими зазорами представляється системою диференціальних рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dI_L}{dt} &= \frac{1}{L_i} U_1; \\ \frac{dI_C}{dt} &= \frac{1}{L_i} U_1 - \frac{I_C}{R_d C}; \\ \frac{dh}{dt} &= h_1; \\ \frac{dh_1}{dt} &= \frac{1}{M} \left(\frac{S}{\mu_0} B_m^2 - F_{\text{пр.}} \right); \\ \frac{dQ_\Phi}{dt} &= \mu_p f_{\text{HH}} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{P_\Phi - P_p}; \\ \frac{dQ_\Psi}{dt} &= \mu_p f_p \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{P_p - P_\Psi}; \\ \frac{dP_p}{dt} &= \frac{1}{\beta V_p} \left(\frac{dQ_\Psi}{dt} - \frac{dQ_\Phi}{dt} \right), \end{aligned} \right\} \quad (3.9)$$

де

$$\left. \begin{aligned} U_1 &= U - I_L(R + R_d) + I_c R_d; \\ B_T &= B_i + \frac{I_L W + 2\delta H_i \mu_0}{l_M + 2\delta \mu_i} \mu_i \mu_0 - H_i \mu_i \mu_0; \\ \mu_i \mu_0 &= \frac{B_{i+1} - B_i}{H_{i+1} - H_i}; \\ L_i &= \frac{\mu_i \mu_0 S W^2}{l_M + 2\delta \mu_i}; \\ F_{пр.} &= F_{ho} + f_{иг.}(P_\Phi + P_P) + Kh \\ f_H &= \pi \cdot h \cdot \sin \frac{\tau}{2} \left(d_P - \frac{h}{2} \cdot \sin \tau \right). \end{aligned} \right\} \quad (3.10)$$

Крім того, є ряд додаткових умов:

$$\left. \begin{aligned} &\text{якщо } B_m > B_{i+1}, \text{ то } i = i + 1; \\ &\text{якщо } h > h_{max}, \text{ то } h = h_{max}, I_L = I_c = h_1 = U = i = 0; \\ &\text{якщо } h < 0, \text{ то } h = 0; \end{aligned} \right\} \quad (3.11)$$

Друга умова в (3.11) визначає, власне, початкові умови для розрахунку зворотного ходу голки форсунки. Виконання третьої умови означає кінець розрахунку.

Як правило, проводити розрахунок після виконання другої умови немає необхідності, оскільки перехідний процес у форсунці закінчується значно раніше за момент, коли голка доходить до упору. При сталому режимі у форсунці $Q_u = Q_\Phi$, а тиск P_P стає постійним, декілька меншим P_Φ . Тому відразу ж після виконання другої умови в (3.11) починається розрахунок зворотного ходу голки без будь яких змін системи (3.9).

Початковими умовами для розрахунку є:

$$I_L = I_c = h = h_1 = Q_u = Q_\Phi = P_P = i = 0$$

Повна математична модель дозволяє прослідкувати ще раз вплив деяких конструктивних параметрів електромагнітного приводу на закони подачі, що

реалізуються форсункою. Окрім відомих вже підходів до цього питання, витків, що полягають у варіації числа, жорсткості поворотної пружини і вживаної при цьому конфігурації магнітного ланцюга, визначимо ще і вплив висоти підйому голки h_{max} при відповідній зміні діаметру d_p .

Умовою зміни h_{max} і d_p зробимо постійність максимального перетину f_n , зберігаючи його незалежно від h_{max} таким, яким воно було в попередніх розрахунку для $h_{max} = 0,4$ мм і $d_p = 2,5$ мм. Інтерес в результатах розрахунку з варіацією h_{max} визначається тим, що зміна ходу голки впливає на дві протилежні змінні: силу тяги електромагніту і гідравлічну складову протидіючої сили за рахунок одночасної зміни площі поверхні f_2 . При збільшенні h_{max} , F_{em} падає, а f_2 – зменшується і навпаки. Зміна початкового зазору δ_0 позначиться очевидно, і на величині індуктивності, що приведе, мабуть, до відповідної зміни оптимального числа витків.

Прослідкувати вплив початкового зазору і числа витків обмотки на якийсь час повного підйому голки можна за допомогою графіків на рис. 3.5, отриманих при розрахунку часу спрацьовування форсунки з електромагнітним приводом, що має один робочий зазор. Оптимальне число витків при ході голки 0,24 – 0,9 мм зразкові однаково і лежить, як і раніше, в межах 30...50 витків. Найменший час спрацьовування отриманий для зазору ($\delta_0 = 0,5$ мм $h_{max} = 0,4$ мм). При збільшенні зазору в три рази до 1,5 мм $T_{сраб}$ збільшується майже удвічі. Крива, відповідна найменшому ходу якоря ($h = 0,2$ мм), проведена переривистою лінією. Максимальний час спрацьовування в цьому випадку більше, ніж при $h_{max} = 0,4$ мм. Таке положення кривої пояснюється тільки існуванням екстремуму функції $T_{сраб} = f(\delta_0)$.

Для визначення оптимального значення початкового зазору і ходу якоря скористаємося графіками, наведеними на рис. 3.6, також для електромагнітного приводу з одним зазором. Криві 5 і 6 побудовані на основі даних з попереднього рисунку для двох значень W (5 – $W = 100$,

6 – $W = 50$). Чітко виражений мінімум на цих кривих дозволяє вибрати якнайкращу величину δ_0 і h_{max} з умови найменшого часу спрацьовування.

Час опускання голки, як було показано вище, залежить в основному від жорсткості поворотної пружини. Графіки 1, 2, 3, 4 на цьому рисунку, що показують час опускання голки, майже повністю підтверджують цей висновок. Істотне збільшення часу повернення при зменшенні ходу голки спостерігається тільки для слабкої поворотної пружини ($K = 75$ кг/см крива 1).

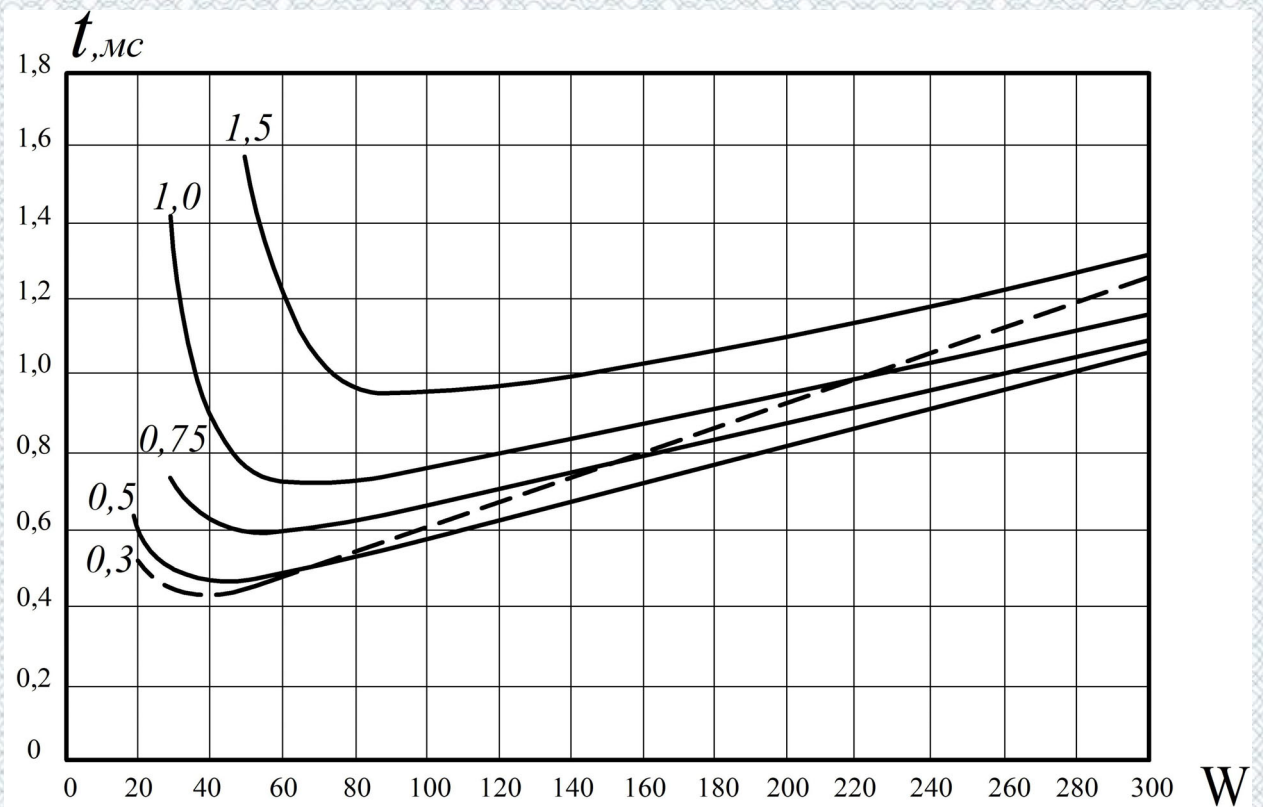


Рисунок 3.5 – Вплив числа витків обмотки управління електромагнітного приводу з одним робочим зазором на час повного підйому голки для декількох значень початкового зазору δ_0 за умови постійності f_n

Графіки, що показують час опускання (1, 2, 3, 4), зображені у вигляді заштрихованих областей, обмежених відповідними кривими. Таке зображення їх було потрібно для того, щоб відобразити на графіці запізнювання кінця подачі, що відбувається за рахунок розширення, об'єму палива, що знаходиться в розпилювачі після опускання голки. Нижня межа кожної зони

відповідає моменту торкання голкою сідла розпилювача, а верхня – моменту виконання умови $Q_u = 0$, тобто при повному припиненні подачі. Ширина штрихованої зони між межами показує зміну часу подачі, отриману при вирішенні математичної моделі з урахуванням стисливості палива. Криві 7 і 8 показують швидкість підйому голки у момент торкання якорем упору для двох значень жорсткості пружини (7 – $K = 75$ кг/см, 8 – $K = 250$ кг/см). Природно, що швидкість зіткнення цих деталей бажано знижувати, щоб зменшити ударні навантаження. Умова досягнення найменшої швидкості якоря у момент того, що стосується упору також говорить за вибір меншого з визначених по кривим 5 або 6 значень δ_0 .

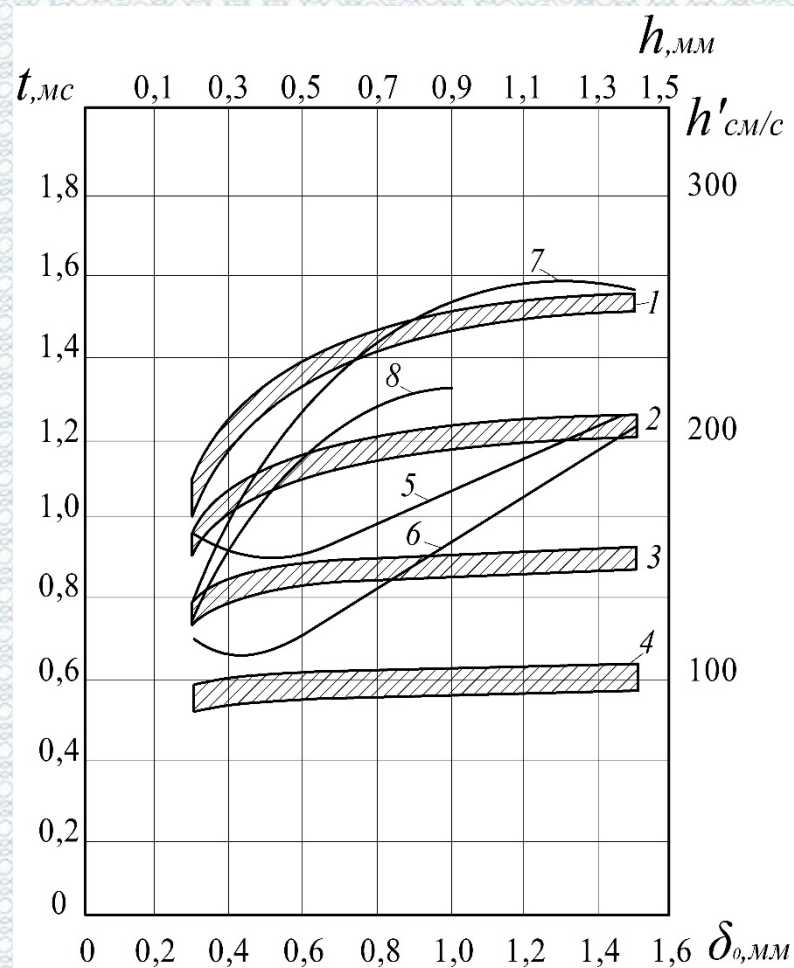


Рисунок 3.6 — Вплив початкового зазору – δ_0 , жорсткості поворотної пружини – K і числа витків на час і швидкість підйому голки, на час опускання голки і зменшення P_ϕ до величини P_u для керованої електромагнітної форсунки з одним робочим зазором при зміні h_{max} і умові постійності f_n : 1,2,3,4 – час опускання голки; 5, 6 – час підйому голки; 7, 8 – максимальна швидкість підйому голки

Скориставшись кривими, показаними на рис. 3.7, оцінімо вплив жорсткості поворотної пружини K і початкового зазору δ_0 на час підйому і опускання голки (криві 1, 2), на максимальне значення швидкості голки при підйомі – 3 і опусканні – 4 для того ж електромагнітного приводу з одним робочим зазором. Названі характеристики показані для трьох варіантів величини початкового зазору δ_0 і позначені лініями трьох типів: переривиста лінія відповідає $\delta_0 = 0,75$ мм, суцільна - $\delta_0 = 0,5$ мм, переривиста з крапками визначає характеристики третього варіанту з найменшим зазором ($\delta_0 = 0,3$ мм).

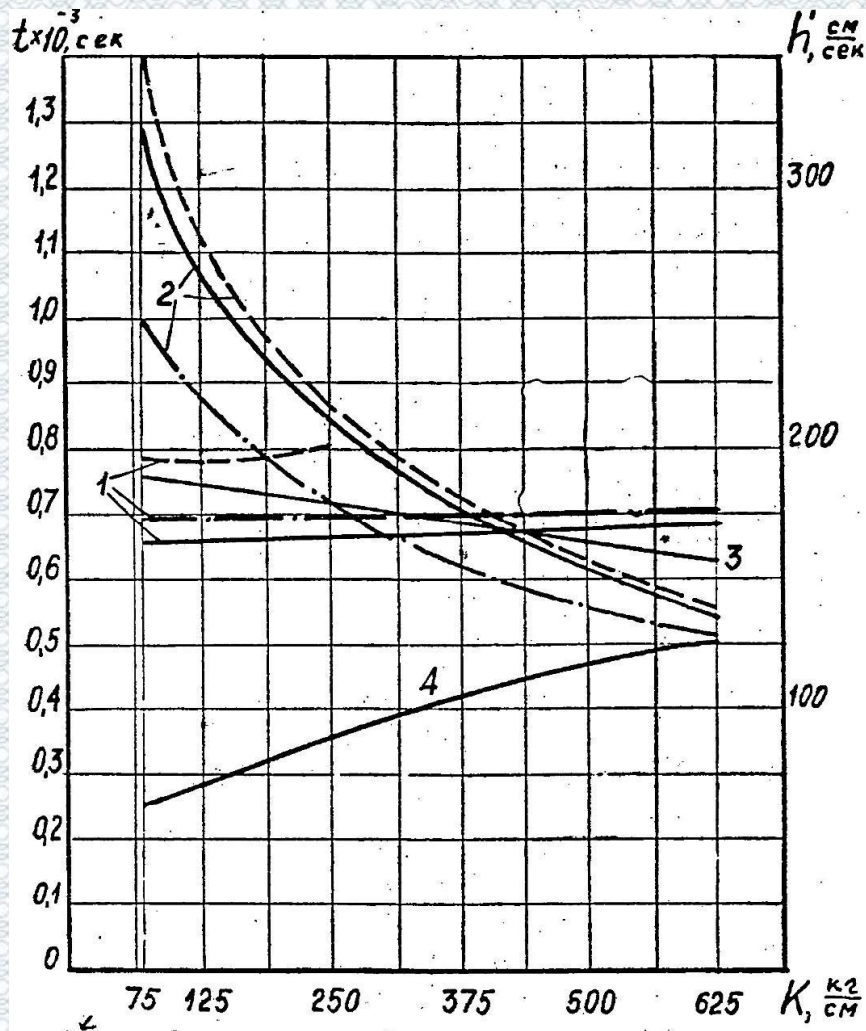


Рисунок 3.7 – Вплив жорсткості поворотної пружини K і початкового зазору δ_0 на час підйому і опускання голки (криві 1 і 2), на максимальне значення швидкості голки при підйомі – 3 і опусканні - 4

Мала залежність часу спрацьовування – 1 від K пояснюється тим, що складова сили опору пружини – K_h практично не позначається на етапі розгону, а зростає до максимуму лише в кінці руху до моменту торкання якорем упору. Поворотна пружина грає роль амортизатора, гальмуючого якір в кінці руху і пом'якшувального удар. Таке положення визначається у свою чергу очевидною невідповідністю функцій зміни сили $F_{ем}$ і протидіючій їй складовій K_h (рис. 3.7). Електромагнітне зусилля досягає значень, близьких до своєї межі, раніше ніж наскільки - небудь істотно зміниться h . Наприклад, для моменту $t = 0,24$ мс, $F_{ем} = 40$ кг, а $h = 0,003$ см, при цьому навіть для $K = 625$ кг/см сила протидії пружини становить $K_h = 625 \cdot 0,003 = 1,875$ кг, тобто складає 4,7% від величини електромагнітної сили, що діє у цей момент. Абсолютно інакше протікає процес замикання форсунки. Час опускання голки характеризується кривими 2. Вплив жорсткості поворотної пружини на цю величину виявляється тут значно сильніше. З аналізу системи рівнянь (3.6), що описують процес замикання керованої форсунки з електромагнітним приводом, видно, що основна складова сили, що діє, в період розгону і руху якоря визначається енергією стислої поворотної пружини. Незавжно показати, що за інших рівних умов час повернення якоря пропорційний $\sqrt{\frac{1}{K}}$. Особливо чітко видно вплив K при великих значеннях δ_0 . При малих значеннях δ_0 і h_{max} величина K_h зменшується, а гідравлічна складова сили $f_z(P_f - P_p)$ росте за рахунок збільшення f_z . Пропорційність між $F_{пр}$ і K_h втрачається і крива 2 для $\delta_0 = 0,3$ мм (рис.3.7) зміщується вниз.

Криві 3 і 4 характеризують зміну максимуму швидкості руху голки відповідно при включенні і виключенні залежно від K . Зміна K від 75 кг/см до 625 кг/см приводить до зменшення h' на 18,2% при підйомі голки, і навпаки, до збільшення на 96% швидкостей голки на етапі зворотного руху. Не дивлячись на двукратне збільшення h' у вказаному діапазоні зміни K , абсолютна величина максимуму швидкості при зворотному ході значно менша, ніж при прямому.

Аналогічні графіки, що показують зміну всіх розглянутих тут характеристик від початкових параметрів, але тільки для електромагнітного приводу з двома робочими зазорами, представлені на рисунках 3.8 і 3.9. З огляду на те, що за рахунок зменшення площі перетину магнітопроводу S маса якоря прийнята рівною не 75, а 50 грам, спостерігається зменшення не тільки часу спрацьовування, але і опускання якоря. Все це пов'язано з підвищенням швидкості руху голки як на етапі спрацьовування, так і при зворотному русі. Максимум швидкості підйому голки (рис. 3.9) тут складає 260 см/сек проти 187 см/сек для варіанту з одним робочим зазором, тобто h_{max} збільшилося на 38%. Відповідно іншим став і максимум швидкості опускання голки під дією поворотної пружини.

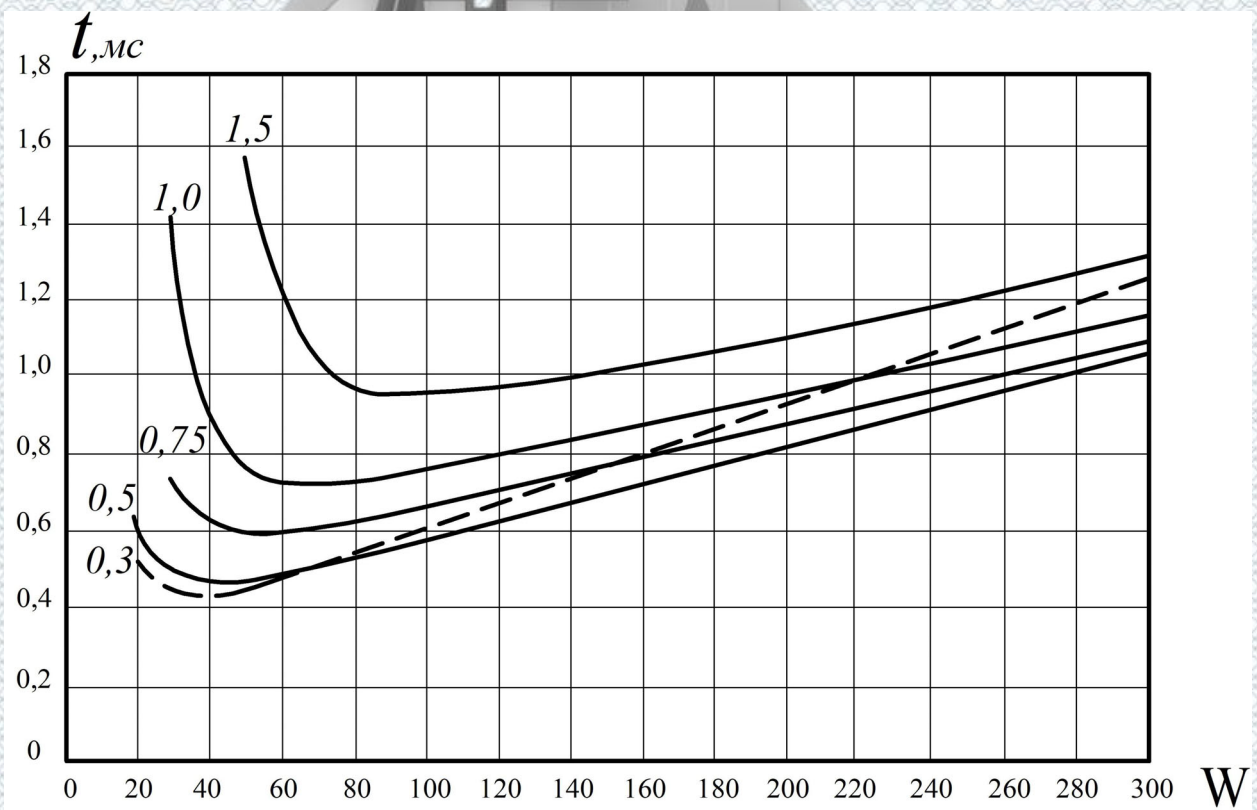


Рисунок 3.8 – Вплив числа витків обмотки електромагнітного приводу з двома робочими зазорами на час повного підняття голки для декількох значень початкового зазору за умови постійності f_n

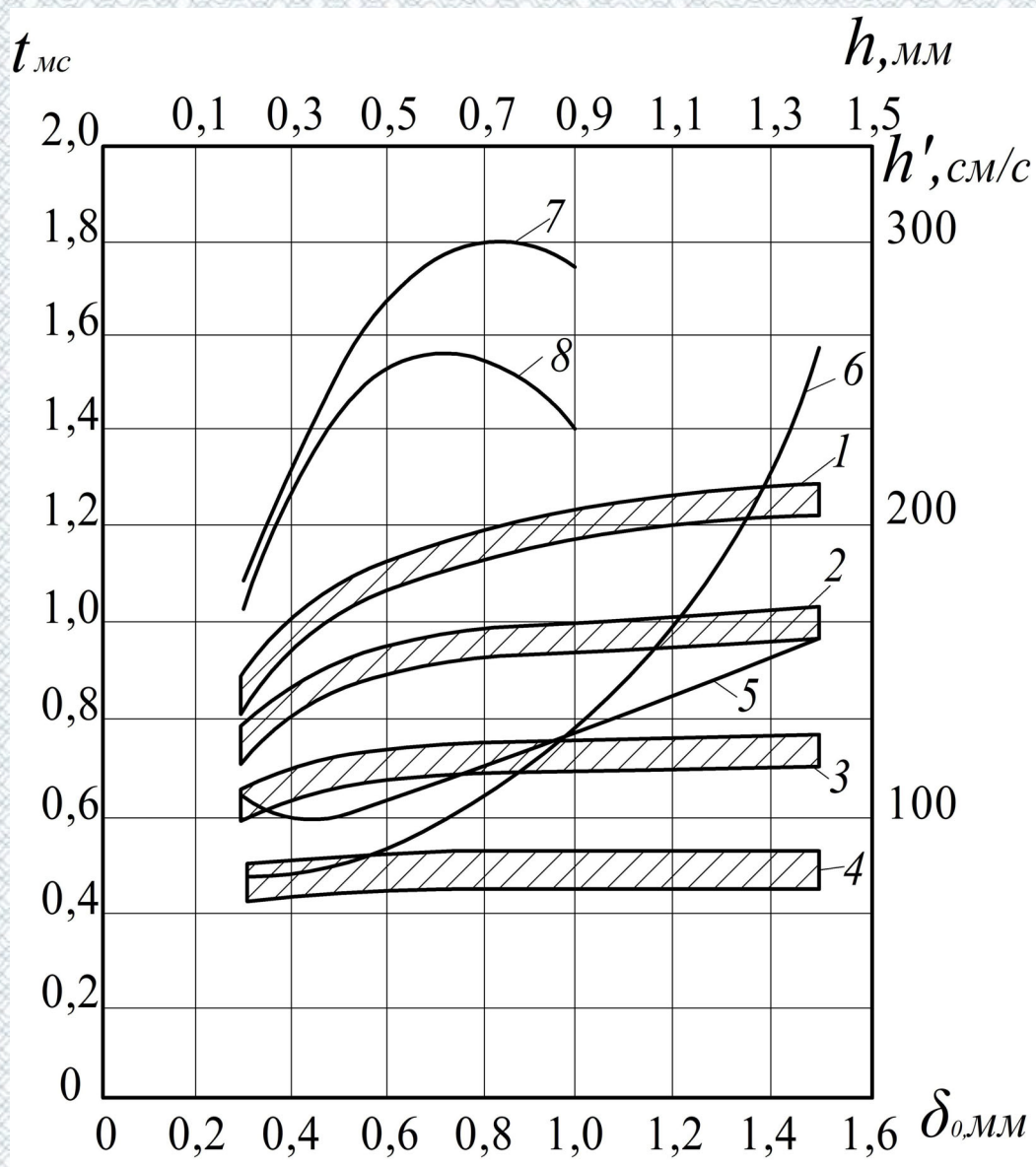


Рисунок 3.9 - Зміна часу включення і виключення електромагнітної форсунки з двома робочими зазорами, швидкості підйому голки залежно від початкового зазору, жорсткості поворотної пружини і числа витків за умови постійності f_n . Час виключення: 1 – $K = 75$ кг/см; 2 – $K = 125$ кг/см; 3 – $K = 250$ кг/см; 4 – $K = 625$ кг/см. Час включення: 5 – $W = 100$; 6 – $W = 50$. Швидкість підйому голки при $W = 40$. 7 – h' при $K = 75$ кг/см; 8 – h' при $K = 250$ кг/см

При $K = 625$ кг/см, $h' = 150$ см/сек, тобто h' збільшенню на 20%. Крива 5 на рис. 3.10 показує зміну протидіючої сили, що є пропорційною K і h в кінці етапу спрацьовування.

Основні характеристики подачі і переміщення голки для повного циклу роботи керованої електромагнітної форсунки з магнітопроводом, що має два робочих зазору, залежно від початкового зазору, ходу голки і жорсткості поворотної пружини, отримані з урахуванням стисливості палива, приведені на рис. 3.11 *а, б, в і г*. Переривистими лініями показані графіки переміщення голки до функції часу. На кожному рисунку приведені характеристики процесу відкриття і закриття форсунки для трьох значень початкового зазору $\delta_0=1; 0,75$ і $0,5$ мм при постійності K , при зміні приймає значення 75, 125, 250 і 625 кг/см. Решта електричних і кінематичних характеристик приведена на рис. 3.12.

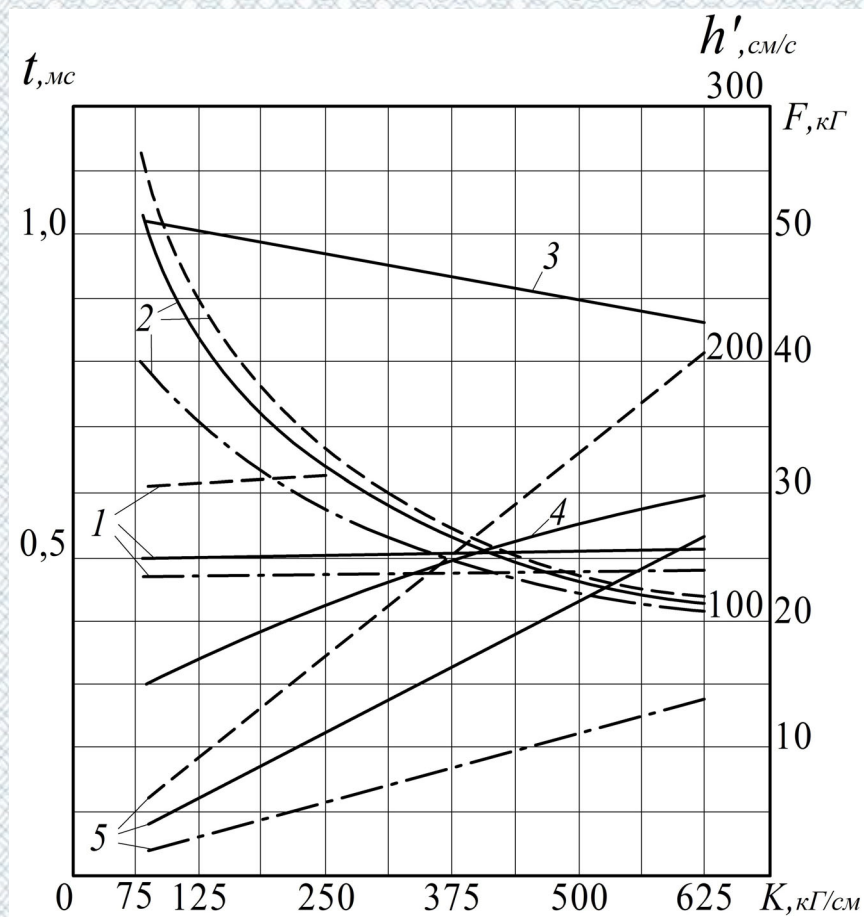


Рисунок 3.10 – Вплив жорсткості поворотної пружини K на час підйому і опускання голки, на максимум швидкості переміщення голки і якоря і на величину протидіючої сили $F_{np} = K_h$ електромагнітного приводу з двома робочими зазорами: 1 – час спрацьовування; 2 – час опускання голки; 3 – швидкість підйому голки; 4 – швидкість опускання голки; 5 – протидіюча сила; $\delta = 0,75$ мм (пунктирна, лінія); $\delta = 0,5$ мм (суцільна лінія); $\delta = 0,3$ мм (штрих-пунктир)

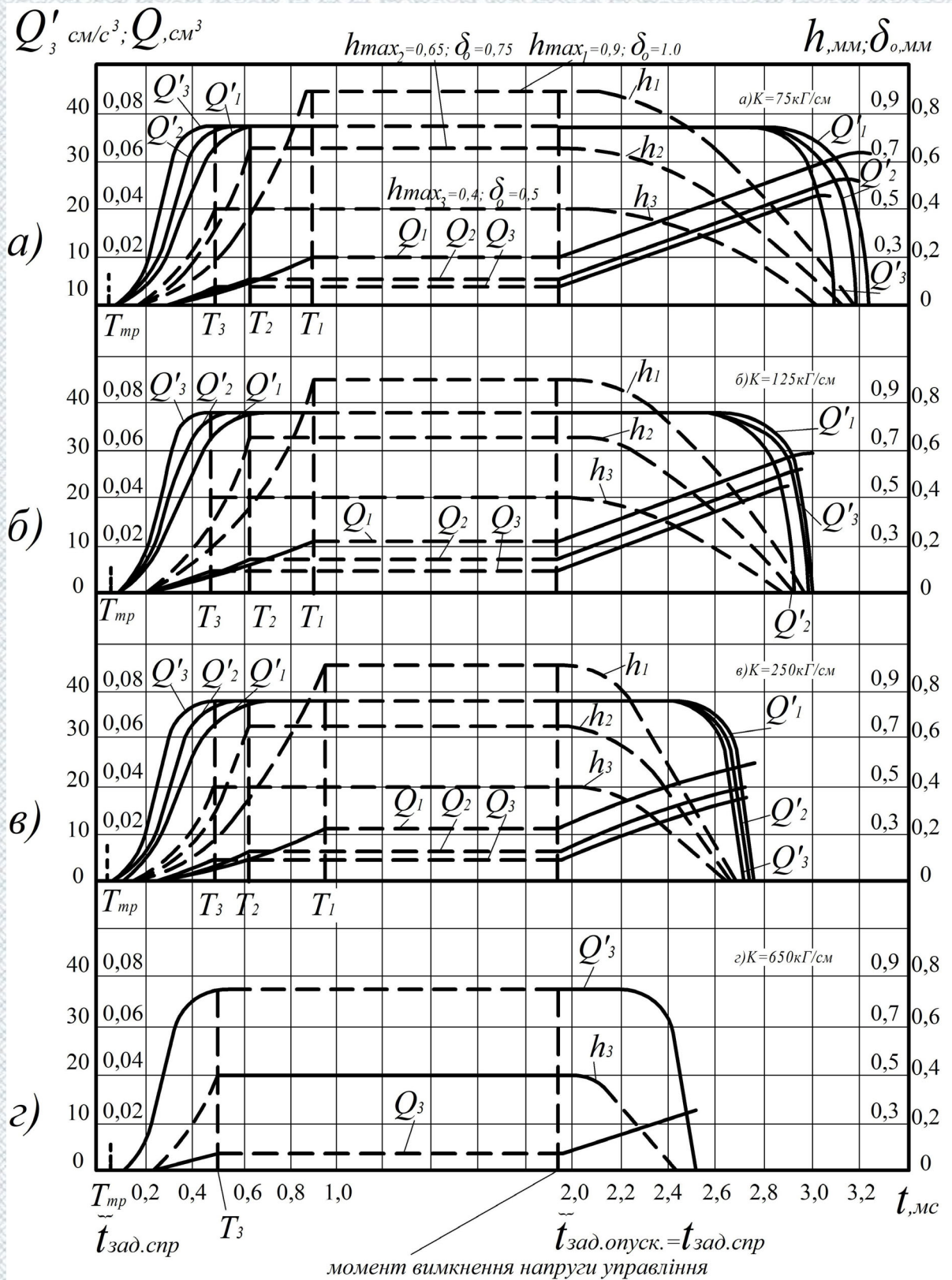
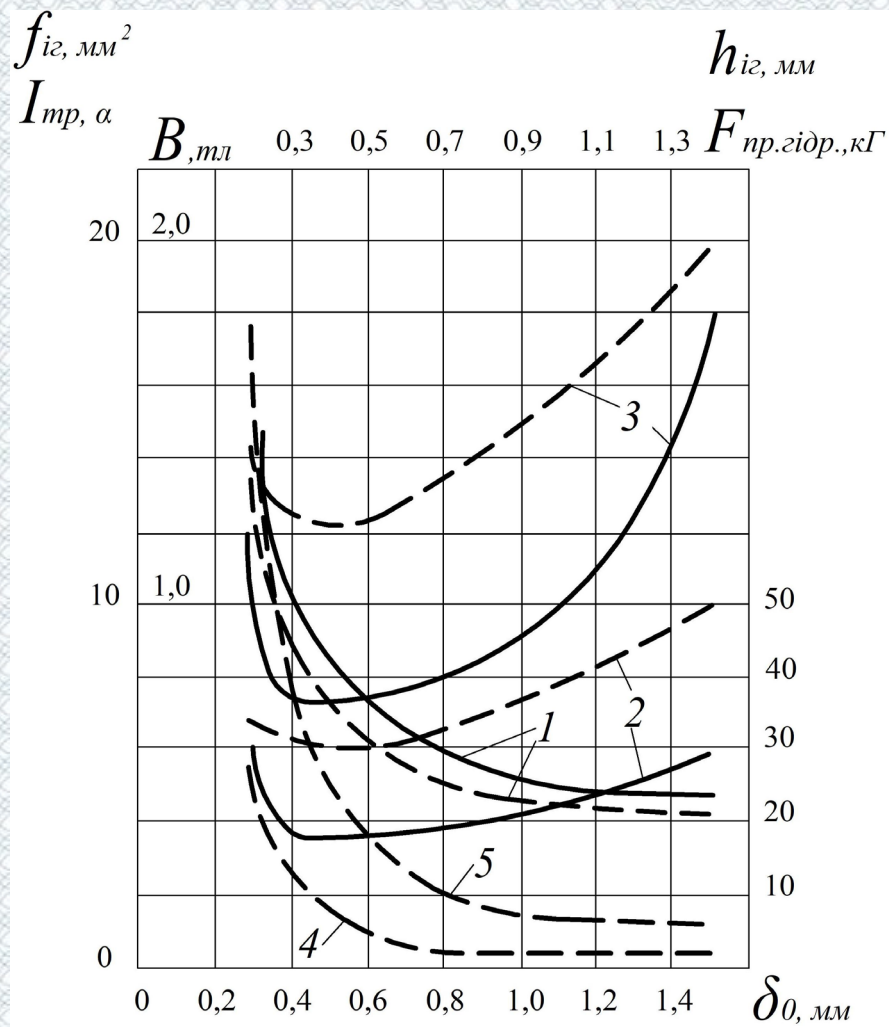


Рисунок 3.11 – Основні характеристики подачі і переміщення голки залежно від установки обмежувача підйому голки (початкового зазору – δ_0) і від жорсткості поворотної пружини: а – $K = 75 \text{ кг/см}$; б – $K = 125 \text{ кг/см}$; в – $K = 250 \text{ кг/см}$; з – $K = 625 \text{ кг/см}$; 1 – $\delta_0 = 0,5 \text{ мм}$, $h_{\max} = 0,4 \text{ мм}$; 2 – $\delta_0 = 0,75 \text{ мм}$, $h_{\max} = 0,65 \text{ мм}$; 3 – $\delta_0 = 1,0 \text{ мм}$, $h_{\max} = 0,9 \text{ мм}$.



1 – струму рушання $I_{тр}$; 2 – ($W = 100$); 3 – ($W = 50$); на зміну сили $F_{пр.зідр}$ – 4 і площі перетину f_e — 5 за умови постійності величини $f_n = 1,5 \text{ мм}^2$.
Суцільна лінія – магнітна система з одним робочим зазором; пунктирна лінія – магнітна система з подвійним робочим зазором.

Рисунок 3.12 – Суміщені криві впливи початкового зазору і висоти підйому голки h_{max} на величину індукції $B_{тр}$ і площі перетину f_e

Тиск в розпилювачі і визначувана ним величина об'ємної швидкості уприскування $Q_{ц'}$ досягають свого сталого значення навіть раніше, ніж голка досягне верхнього упору.

Характеристики процесу виключення форсунки і відсічення подачі більш схильні до впливу пружності палива, зокрема, того об'єму, який знаходиться в порожнині усередині розпилювача V_P . Тиск палива, що знаходиться в цьому об'ємі, приблизно рівний тиску в акумуляторі і після повного опускання голки, коли $f_n = 0$ ще якийсь час продовжується подача.

Процес подачі продовжується, оскільки він визначається енергією стислого об'єму палива і досягає по (рис. 3.11а) 0,09 млс. З огляду на те, що об'єм палива, що піддається пружному стисненню в керованих форсунках, що працюють з акумуляторними системами великої гідравлічної ємкості, вельми малий (у нашому прикладі це об'єм усередині розпилювача, рівний $V_p = 0,2 \text{ см}^3$), явище подовження подачі позначається тут слабо, практично без коливань системи: стисле паливо - голка - поворотна пружина голки, а падіння тиску уприскування відбувається як і раніше дуже різко. Закінчивши розрахунок характеристик подачі керованих форсунок з електромагнітним приводом голки і обмежуючи процес наближення створеної тут математичної моделі на досягнутому рівні, оскільки подальші наближення зовсім трохи знижують погрішність моделювання, приведемо результати розрахунку двох можливих варіантів конструкції електромагнітного приводу. Суміщені криві зміни основних характеристик подачі приведені на рис. 3.13. При даній жорсткості поворотної пружини ($K = 125 \text{ кг/см}$) час повернення голки, а також і відповідна тривалість подачі приблизно удвічі більше, чим на етапі прямого ходу відкриття форсунки під дією електромагнітного приводу.

Звідси можна сформулювати вимогу максимального підвищення жорсткості поворотних пружин електромагнітних приводів керованих форсунок.

Значна величина мінімальної циклової подачі $< 2 \text{ млс}$. отримувана в електромагнітних форсунках ($Q_{\text{мин.}} = 30 \div 50 \text{ мм}^3 / \text{цикл}$), і велика тривалість самої подачі 1-2 млс, сильно ускладнюють або роблять неможливим застосування їх на двигунах з малою літровою потужністю і з великим числом оборотів. В той же час обмежена величина електромагнітного зусилля при збереженні прийнятної швидкодії не дозволяє сильно збільшувати величину диференціальної подачі Q_u , оскільки це пов'язано із збільшенням ходу і діаметру голки і, отже, супроводжується швидким зростанням протидіючих сил опору.

Таким чином, застосування керованих форсунок з електромагнітним приводом обмежене вельми вузьким по потужності і числу оборотів ряду двигунів. Сфера застосування їх може, проте, і виходити за позначені межі, але для цього необхідне введення в паливну систему додаткових регулювань, наприклад, зміни тиску в гідравлічному акумуляторі у функції числа оборотів і навантаження.

Дослідження, проведені при варіації співвідношень і розмірів голчатого замочного органу, дозволяють вибрати їх якнайкращі значення і для гідравлічної керованої частини електромагнітної форсунки. Графіки основних характеристик подач, отримані при розрахунку повної математичної моделі електромагнітної форсунки, дозволяють оцінити результати, очікувані від випробування таких форсунок, побудованих на основі оптимальних конструктивних даних.

3.3 Відносний аналіз результатів теоретичного і експериментального дослідів

Одним із способів підвищення швидкодії електромагнітних систем є зміна форми магнітопровідника з метою утворення двох робочих зазорів. Схема магнітних кіл такого електромагніту показана на рис. 2.3а. Від переглянутих раніше така конструкція магнітопровідника відрізняється тим, що на шляху робочого магнітного потоку, середня довжина шляху якого позначена переривчастими лініями, зустрічається два робочих немагнітних зазори. Оскільки електромагнітна взаємодія спостерігається між будь-якими поверхнями феромагнітних тіл, розділених немагнітним зазором і пронизує загальним магнітним потоком, в магнітопровідникау рис. 2.3б один і той же магнітний потік, проходячи через повітряний зазор двічі, на вході в якір і на виході з нього також двічі створює силу електромагнітної взаємодії в обох зазорах послідовно. Таким чином, дана конфігурація магнітного ланцюга забезпечує в порівнянні з першим варіантом в два рази більше зусилля

електромагнітної взаємодії при однаковій величині магнітного потоку. Це не означає, що подвійне зусилля може бути досягнуто струмами управління. Наявність другого немагнітного зазору веде до значного збільшення загального магнітного опору. Отже, для досягнення колишнього значення напруженості поля в осерді і індукції в зазорі необхідно збільшити магнітну напругу, тобто число витків або струм в обмотці.

Розрахунок процесу спрацьовування електромагнітного приводу з таким магнітним ланцюгом не має, принципів відмінностей з розглянутим вище розрахунком електромагніту з одним робочим зазором. Тому для вирішення поставленої задачі представляється можливим використовувати розроблену тут математичну модель, описану системою рівнянь (2.16). Для цього внесемо зміни, викликані наявністю подвійного робочого зазору в ті рівняння системи (2.16), які містять цю величину.

В першу чергу ці поправки торкнуться виразу, що визначає індуктивність системи L . Вважаючи сумарний зазор δ' рівним 2δ , отримаємо:

$$L_i = \frac{\mu_i \mu_0 S W^2}{l_M + 2\delta \mu_i} \quad (3.12)$$

Для ненасиченої магнітної системи, коли можна не враховувати магнітний опір в магнітопроводі сталі довжиною l_M , можна вважати, що індуктивність магнітної системи рис.2.3б в два рази менший, ніж у першому варіанті (рис. 2.3а). Зменшення індуктивності, як зазначалося вище, дуже бажано для швидкодіючих електромагнітних пристроїв взагалі, оскільки знижується постійна часу $\tau = L/R$ і збільшується швидкість наростання струму.

Збільшення магнітного опору викличе зміну намагнічуваної сили струму. Запишемо змінений вираз (2.15) для поточного значення індукції $B\tau$ з урахуванням нової величини зазору:

$$B_m = B_i + \frac{l_L W + 2\delta H_i \mu_i - 2\delta \frac{B_i}{\mu_0}}{l_M + 2\delta \mu_i} \mu_i \mu_0 - H_i \mu_i \mu_0 \quad (3.13)$$

Перепишемо систему (2.16) з урахуванням внесених змін і отримаємо математичну модель, що описує процеси спрацювання і руху якоря електромагнітного приводу з магнітною системою, що має два робочих зазори:

$$\left. \begin{aligned}
 \mu_i \mu_0 &= \frac{B_{i+1} - B_i}{H_{i+1} - H_i} \\
 L_i &= \frac{\mu_i \mu_0 S W^2}{l_M + 2\delta \mu_i} \\
 \frac{dL_i}{dt} &= \frac{\mu_i \mu_0 S W^2}{l_M + 2\delta \mu_i} \\
 \frac{dI_L}{dt} &= \frac{1}{L_i} [U - I_L (R + R_D) + I_C R_D] - \frac{I_C}{R_D C} \\
 B_m &= B_i + \frac{I_L + 2\delta H_i \mu_i - 2\delta \frac{B_i}{B_0}}{l_M + 2\mu_i} \mu_i \mu_0 - H_i \mu_i \mu_0 \\
 \frac{d^2 h}{dt^2} &= \frac{1}{M} \left(\frac{S B_m}{\mu_0} - F_0 - K h \right)
 \end{aligned} \right\} (3.14)$$

Зміни, внесені в (3.19), торкнулися не тільки визначення L_i і B_m але і величини сили електромагнітної взаємодії, яка тут в два рази вище. Тому в першому члені, що стоїть в дужках, останнього рівняння системи (3.14), що визначає величину F_{em} , з знаменника зник множник два, тобто в рівняння підставлено сумарне значення електромагнітної сили, що діє паралельно в двох робочих зазорах.

Для визначення оптимальних електричних і магнітних параметрів швидкодіючого електромагнітного приводу з двома зазорами скористаємося прийнятим вище методом і проведемо декілька пробних розрахунків з варіацією цікавивших нас параметрів S , W і C . Зафіксувавши значення інших параметрів на рівні: $U = 96$ в, $W = 50$, $M = 75$ г, $C = 500$ мкф, $K = 75 \frac{\text{кг}}{\text{см}}$ будемо змінювати S з перемінним кроком в межі від 0 до 10 см², а за отриманими результатами побудуємо (переривчасті лінії) графіка зміни повного часу спрацювання величини струму рушання і сили електромагнітної взаємодії між якорем і сердечником в кінці процесу руху.

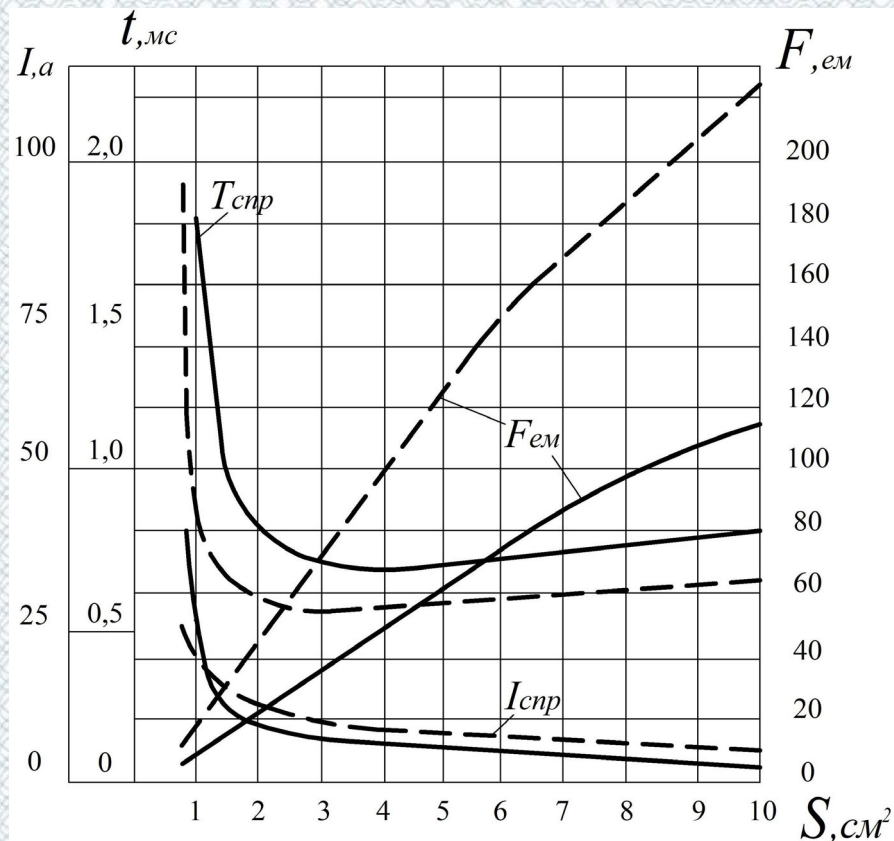


Рисунок 3.14 - Залежність часу спрацьовування, сили електромагнітної взаємодії та струму спрацьовування (рушання) у функції від площі перерізу магнітопроводу зі сталі 10: пунктирна лінія - з двома робочими зазорами ($M = 50$ г); суцільна - з одним робочим зазором ($M = 75$ г)

На рис. 3.14 одночасно з цими кривими показано для порівняння зміна таких же характеристик при варіації S у електромагніта з одним робочим зазором. З аналізу цих графіків видно стабільне у всьому діапазоні S майже дворазове збільшення сили F_{em} , у розраховуваного електромагніту. Таке перевищення діючої сили значно зменшило час спрацьовування, в середньому більш ніж на 0,1 мс, або 16,5%. При цьому дворазове збільшення зазору і сили F не спричинило пропорційної зміни струму управління. Криві зміни струму рушання $I_{mp} = f(S)$ для обох варіантів показують збільшення I_{mp} приблизно на два рази, з графіка видно стабільна у всьому діапазоні зміна S умові мінімуму T спрацьовування знаходиться тут в межах 2-3 см² замість 3-5 см², що в першому випадку. Це явище пояснюється зміною в балансі магнітних опорів в сталі і в повітряному зазорі, викликаних збільшенням δ .

Таким чином, відкривається можливість суттєвого підвищення швидкої електромагнітної дії приводу такої конструкції за рахунок зменшення маси магнітопроводу в цілому і особливо маси рухомого якоря, оскільки дана магнітна система може мати менше значення S . У даному прикладі буде природним прийняти $S = 2 \text{ см}^2$ і зменшити масу якоря на $1/3$, прийнявши $M = 50 \text{ г}$. Проте в наступних двох прикладах з метою порівняння характеристик електромагнітів двох аналізованих конструкцій збережемо S і M попередніми ($S = 3 \text{ см}^2$, $M = 75 \text{ г}$).

Визначимо тепер вплив числа витків на час спрацьовування і величину струмів зрушення з метою вибору їх оптимального значення.

Результати розрахунків для $W = 20 \dots 250$ представлені на рисю 3.15 (переривчасті лінії). Суцільними лініями нанесені відповідні криві, отримані раніше при розрахунку системи з одним робочим зазором. Групи ліній 1, 2 і 3 відповідають різним значенням величини форсуючої ємності C . Проаналізувавши наведений графік, можна відзначити два основних моменти:

1) зберігається зазначене вище зменшення часу спрацьовування у електромагніта з двома робочими зазорами;

2) за рахунок збільшення загального опору магнітного ланцюга від впливу другого зазору і необхідність компенсації затрат, визначених збільшеним зазором, відбувається загальне зміщення екстремуму функцій $t_{спрац} = f(W)$ і оптимального числа витків в сторону великих значень. Цей зсув більш помітніше, чим менша величина форсованої ємності. Збільшення струму рушання для $S = 3 \text{ см}^2$ і $W = 50$ рівне 25% від значення, отриманого для першого варіанта. Прийняте тут число витків $W = 50$, близьке до оптимального, забезпечує включення електромагнітного приводу з двома робочими зазорами лише при, умови достатнього форсування струму управління.

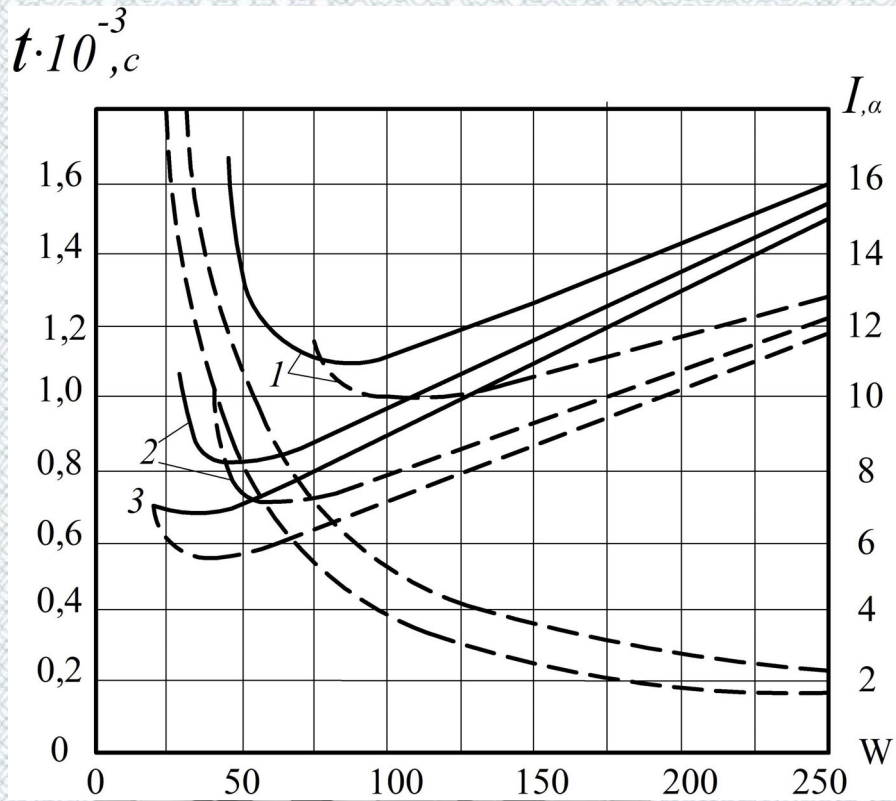


Рисунок 3.15 - Суміщені криві зміни часу спрацювання – 1, 2, 3, і струмів дотику – 4 електромагнітного приводу з одним (суцільна лінія) і з двома робочими зазорами (переривчаста лінія) в функції від числа витків формуючої ємності

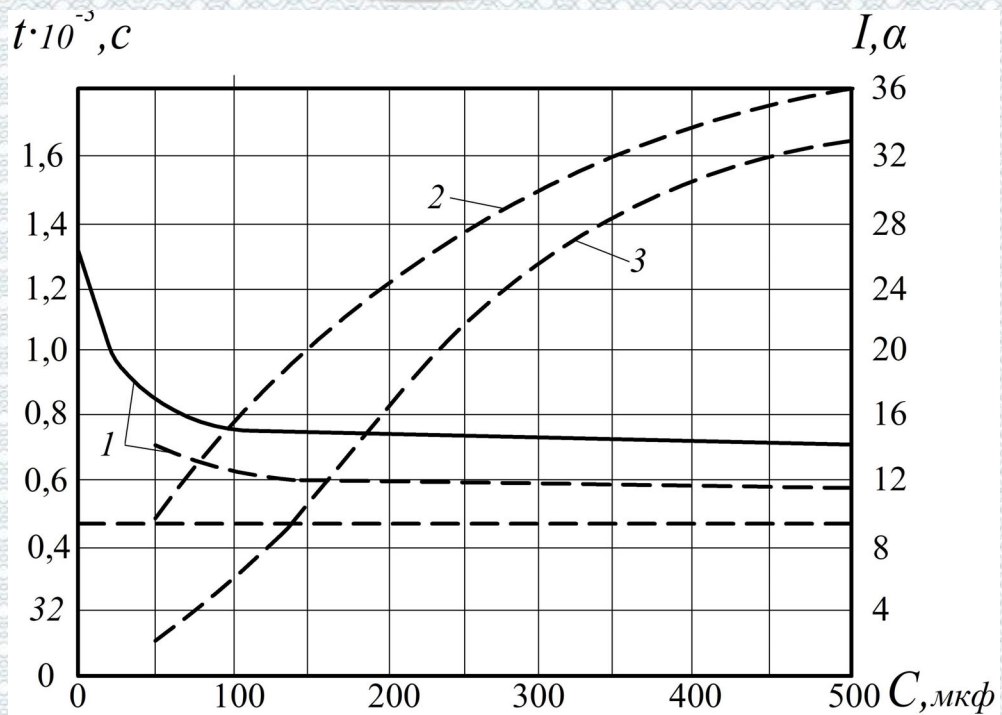


Рисунок 3.16 – Суміщені криві зміни часу спрацювання: 1 і струмів I_L ; 2 і I_C ; 3, залежно від величини форсуючої ємності C . Пунктирна крива – два робочих зазора; суцільна лінія – один робочий зазор.

Як видно з рис. 3.16, показуючи вплив величини форсуючої ємності на час спрацювання і струму в ланцюзі в кінці руху, мінімальне значення ємності, при якому можливе спрацювання, для обраних вихідних даних складає 50 мкф. Активне форсування струму управління дозволяє довести час спрацювання до 0,56 мс проти 0,7 мс для варіанту з одним робочим зазором (переривчасті лінії на рис. 3.16). Ефект від зміни конфігурації магнітного ланцюга дає вигоду у часі спрацювання на 25% при збереженні колишніх значень напруги управління і маси рухливих деталей.

3.4 Висновки до розділу

Визначене мінімальне значення форсуючої ємності конденсатора, при якому можливе спрацювання складає 50 мкф. Активне форсування струму управління дозволяє довести час спрацювання до 0,56 мс проти 0,7 мс для варіанту з одним робочим зазором. Ефект від зміни конфігурації магнітного ланцюга дає вигоду у часі спрацювання на 25% при збереженні колишніх значень напруги управління і маси рухливих деталей.

Встановлено, що форсунки з двома робочими зазорами мають перевагу над форсунками з одним робочим зазором, оскільки є ефективнішими і економічнішими в плані витрати палива приблизно на 25 %.

На основі проведених досліджень і розрахунків була розроблена оптимальна конструкція форсунки з швидко-працюючим електро-магнітним приводом, що забезпечить своєчасність подачі та розпилення палива в циліндр двигуна, та стабільність його роботи.

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

В даному розділі розглядається зона поточного ремонту автотранспортного парку комунального підприємства «Вінницька транспортна компанія». Для даної зона характерні такі умови роботи.

На робітників можуть впливати шкідливі та небезпечні виробничі фактори. До них належать:

- системи, які знаходяться під тиском, не рівним атмосферному (компресори – підвищений тиск 10 бар.);
- підвищений рівень вібрації і шуму (за рахунок роботи компресора, підйомників та іншого обладнання);
- психофізіологічні: фізичні перевантаження, нервово-психічні перевантаження (монотонність роботи, емоційні перевантаження).

Організація та проведення робіт в зоні поточного ремонту, розташування та експлуатація устаткування повинні відповідати Правилам з техніки безпеки і виробничої санітарії, а також ДНАОП 0.00-1.28-97). Енергетичні витрати робітника незначні – до 100 ккал/год.

Освітлення природне бокове та штучне комбіноване.

Напруга живлення обладнання 380/220 В.

Використовується природна вентиляція та механічна приточно-витяжна система.

Робота здійснюється в 2 зміни.

4.1 Технічні рішення з безпечної експлуатації об'єкта

4.1.1 Технічні рішення з безпечної організації робочого місця

Виробничі приміщення для технологічного процесу повинні відповідати вимогам. Об'єм виробничого приміщення на одного працюючого повинен бути не менше 15 м³, а площа – не менше 4,5 м².

Вимога до зони поточного ремонту:

а) приміщення повинно бути з щільними непротікаючими стелями. Підлоги варто робити не пильними. Стіни – покриття олійною фарбою світлих тонів. Комунікації бажано робити схованими чи офарблювати олійною фарбою.

б) приміщення повинно бути обладнане загальною приточно-витяжною вентиляцією. Повітрозбірники приточної вентиляції повинні бути постачені пиловловлюючими фільтрами.

в) загальне висвітлення бажано здійснювати газорозрядними лампами. Освітленість не менше 3000 лк.

г) установка устаткування, меблів, у тому числі і робочих столів повинна дозволяти проведення вологого прибирання приміщення не рідше 3-х раз у тиждень.

На ділянці є аптечка першої медичної допомоги, умивальник для миття рук.

До роботи повинний допускатися обслуговуючий персонал, що добре знає технологічний процес, пройшов підготовку за правилами експлуатації обладнання, правилами техніки безпеки і гігієни.

Вентиляція, що відсмоктує, повинна бути постачена пиловловлюючим фільтром. Необхідно стежити за своєчасним очищенням пиловловлюючого фільтра.

Робоче приміщення, у яких виробляється обробка чи деталей вакуумних судин із застосуванням бензину, спирту, ацетону повинні бути знеструмлені.

Особи, відповідальні за роботу обладнання, повинні знати, що його включення категорично забороняється:

- а) при несправній системі блокувань;
- б) зі знятими захисними кожухами на механізмі обертання;
- в) при несправній системі електроживлення;
- г) при несправній системі водоохолодження.

Для забезпечення умов безпеки роботи і для запобігання неправильних дій обслуговуючого персоналу, що можуть привести до аварії і виходу з ладу устаткування, передбачені блокування.

Додаткові заходи безпеки при роботі з конкретними матеріалами повинні бути зазначені у відповідних технологічних інструкціях.

Кожен споживач зобов'язаний (у залежності від конкретних умов) розробити свою інструкцію з техніки безпеки.

4.1.2 Електробезпека

За ступінню електробезпеки зони поточного ремонту відноситься до категорії особливо небезпечних умов по ураженню людей електричним струмом, так як в цьому відділенні присутні такі небезпечні фактори: струмопровідна підлога, струмопровідний пил, можливість одночасного дотику до корпусів обладнання та заземлених частин.

Для захисту від ураження електрострумом обираємо такі засоби: занулення, подвійна ізоляція.

Занулення – навмисне електричне з'єднання з нульовим проводом металевих не струмонесучих частин, які можуть опинитися під напругою.

При зануленні провідники мають бути вибрані таким чином, що при замиканні на корпус виникає струм короткого замикання, що забезпечує вимикання автомата чи плавлення плавкої вставки – запобіжника.

Подвійна ізоляція – електроізоляція, що складається з двох частин: робочої і додаткової ізоляції.

Корпус будь-якої електроустановки необхідно заземлювати. Послідовне включення в провідник, що заземлює, декілька апаратів, забороняється.

4.1.3 Промислова безпека об'єктів з підвищеною небезпекою

Роботи повинні проводитися у відповідності з типовими правилами пожежної безпеки для промислових підприємств.

Категорії виробництв по пожежній небезпеці варто приймати по спеціальних відомчих переліках, затвердженим міністерствами у встановленому порядку згідно ДСТУ Б В.1.1-36:2016.

Зона поточного ремонту відносяться до категорії Г виробництв по пожежній і вибуховій небезпеці. Кількість вогнегасників і інших первинних засобів пожежегасіння для таких цехів і дільниць повинне вибиратися відповідно до зазначених вище типовими правилами.

Приміщення, у яких виконуються роботи, повинні бути побудовані з елементів конструкцій по IV категорії протипожежної безпеки (протипожежна стійкість не менше 2 годин).

Місця, відведені для установки устаткування, повинні бути очищені від легкозаймистих матеріалів у радіусі не менше 5 м.

Таблиця 4.9 – Ступінь вогнестійкості, допустима кількість поверхів і площа поверху в межах пожежного відсіку будівлі

Категорія будівлі	Допустима кількість поверхів	Ступінь вогнестійкості будівлі	Площа поверху в межах пожежного		
			Одноповерхових	Багатоповерхових	
				2	3 і більше
Г	6	Не обмеж.	Не обмеж.	Не обмеж.	Не обмеж.

Таблиця 4.10 – Мінімальні межі вогнестійкості будівельних конструкцій (у год.) і максимальні межі розповсюдження полум'я по них (у см) для даного ступеня вогнестійкості будівель

Ступінь вогнестійкості	Стіни				Колони	Східчаті площадки і клітки, косоури	Плити, настили, інші несучі конструкції перекриттів	Елементи покриття	
	Несучі	Самонесучі	Зовнішні несучі	Внутрішні несучі				Плити, настили	Балки, ферми, рами
Па	1/0	0,5/0	0,25/40	0,25/40	0,25/0	1/0	0,25/0	0,25/25	0,25/0

У чисельнику – межі вогнестійкості будівельних конструкцій, у знаменнику – межі розповсюдження полум'я по них.

Найбільш прийнятним способом пожежегасіння для зони поточного ремонту є спосіб розбавлення. Він полягає у тому, що при концентрації кисню у повітрі до 14-18% горіння припиняється. Досягається це за рахунок введення в повітря інертних газів, головним чином вуглекислого. Вуглекислим газом можна гасити все, включаючи електроустановки, що знаходяться під напругою. Для пожежегасіння використовують рідку вуглекислоту. В якості ручних вуглекислотних вогнегасників застосовуються ОУ-2, ОУ-5 та ОУ-8.

За рекомендаціями технічних вимог з експлуатації в приміщеннях, де відбуваються роботи, необхідно мати вогнегасники ОУ-5 в кількості не менше 4 шт.

Відстань до евакуаційних виходів для категорії приміщень Г та III ступеня вогнестійкості не обмежується густиною людського потоку в загальному проході. Ширина шляхів евакуації у світлі повинно бути не менше 1,2 м, дверей – не менше 0,8 м. Висота проходу на шляхах евакуації повинна бути не менше 2 м.

4.2 Технічні рішення з гігієни праці і виробничої санітарії

4.2.1 Мікроклімат

Мікроклімат нормується відповідно до норм ГОСТ 12.1.005-88 в залежності від категорії робіт та періоду року, від того, постійне чи непостійне робоче місце. Мікроклімат характеризується наступними показниками: T – температура повітря, °С; I – відносна вологість повітря, %; V – інтенсивність теплового опромінення, Вт/м²; - швидкість руху повітря, м/с. Параметри мікроклімату наведені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Параметри мікроклімату

Період року	Категорія робіт	Температура				Відносна вологість, %		Швидкість руху повітря, м/с		
		Оптимальна	Допустима верхня		Допустима нижня		Оптимальна	Допустима	Оптимальна	Допустима
			Пост. роб. місце	Непост. роб. місце	Пост. роб. місце	Непост. роб. місце				
Холодний	Пб	17-19	21	23	15	13	40-60	75	0,2	≥0,4
Теплий	Пб	20-22	27	29	16	15	40-60	70 при 25 °С	0,3	0,2-0,5

Категорія робіт Пб – енерговитрати 200-250 ккал/год (233-290 Вт).
 Норми інтенсивності теплового опромінення беремо з ГОСТ 12.1.005-88 (таблиця 4.2)

Таблиця 4.2 – Норми інтенсивності теплового опромінення

Відсоток опромінення поверх тіла людини	> 50	25-50	<25
Допустима інтенсивність теплового опромінення, Вт/м ²	35	70	100

4.2.2 Склад повітря робочої зони

Концентрація шкідливих речовин в повітрі робочої зони не повинна перевищувати встановлених норм.

Для вилучення шкідливих викидів від місць їх виникнення необхідно встановити місцеві відсмоктувачі. Аварійна вентиляція повинна забезпечувати кратність повітрообміну не нижче загальнообмінної. Забороняється працювати у виробничих приміщеннях, де виділяються шкідливі речовини при несправній або відключеній вентиляції.

Гранично допустимі концентрації шкідливих речовин в повітрі робочої зони приведені в таблиці 4.3

Таблиця 4.3 – Гранично допустима концентрація шкідливих речовин в повітрі робочої зони

Назва речовини	ГДК, мг/м ³	Клас небезпеки	Агрегатний стан
Бензин-розчинник	100	4	П
Окис титану	12	A	A
Сірчана кислота	0,01	1	A
Свинець	600	4	П

Кількість повітря, необхідного для розчинення шкідливих аерозолів до ГДК повинна бути не менше 38700 м³/кг при швидкості руху створюваного місцевими витягами $\geq 1,3$ м/с. В зоні поточного ремонту використовується приточно-витяжні системи вентиляції й місцеві витяги. Повітропроводи повинні систематично очищатися від пилу, щоб кількість зваженого в повітрі й осілого пилу не могли створити вибухонебезпечні повітряні суміші в об'ємі більш 1% від об'єму приміщення.

Розрахунок бортового відсмоктувача

Бортовий відсмоктувач застосовується для відсмоктування шкідливих випарів з поверхні ванни для попередньої обробки деталей перед ремонтом.

Витрата повітря, що видаляється відсмоктувачем, визначають по формулах, м³/год:

1) без піддува

$$L = 1400 \left(0,53 \frac{B_p l}{B_p + l} + H_p \right)^{\frac{1}{3}} B_p l K_1 K_{\Delta t} K_T, \quad (4.1)$$

де $B_p = 0,2$ м – розрахункова ширина ванни;

$l = 0,45$ м – довжина ванни;

$H_p = 0,09$ м – розрахункова відстань від дзеркала електроліту до осі щілини;

K_l – коефіцієнт обліку конструкції відсмоктувача, прийнятий рівним: 1 – для відсмоктувача з піддувом, 1,8 – для відсмоктувача без піддува;

$K_{\Delta t}$ – коефіцієнт врахування температури електроліту: з піддувом – 1,03, без піддува – 1;

K_T – коефіцієнт врахування токсичності шкідливих речовин, що виділяються з поверхні розчину у ванні, прийнятий для відсмоктувачів без піддува – 1,6, для відсмоктувача з піддувом у всіх випадках $K_T = 1$.

$$L = 1400 \left(0,53 \frac{0,2 \cdot 0,45}{0,2 + 0,45} + 0,09 \right)^{\frac{1}{3}} \cdot 0,2 \cdot 0,45 \cdot 1,8 \cdot 1 \cdot 1,46 = 198 \text{ м}^3 / \text{год}$$

2) з піддувом

$$L = 1200 V_p^{3/2} l K_1 K_{\Delta t} K_T, \quad (4.2)$$

$$L = 1200 \cdot 0,2^{3/2} \cdot 0,45 \cdot 1 \cdot 1,03 \cdot 1 = 50 \text{ м}^3 / \text{год}$$

Витрата повітря на піддув, м³/год:

$$L_{\text{п}} = 60 V_p l K_{\Delta t}, \quad (4.3)$$

$$L_{\text{п}} = 60 \cdot 0,2 \cdot 0,45 \cdot 1,03 = 5,56 \text{ м}^3 / \text{год}$$

Потужність встановленого електродвигуна з вентилятором достатня.

Виробничі приміщення повинні бути обладнані опаленням.

Для обігріву і створення у приміщеннях показників мікроклімату повинно застосовуватись опалення. Передбачається парова система опалення, яка повинна забезпечувати рівномірне прогрівання повітря в приміщеннях, можливість місцевого регулювання або вимикання, зручність у експлуатації і доступ до ремонту.

4.2.3 Виробниче освітлення

Освітлення здійснюється природним та штучним освітленням. Коефіцієнт освітленості нормується з врахуванням найменшого розміру

об'єкта розрізнення, характеристики зорової роботи, системи освітлення фону і контрасту об'єкта з фоном відповідно до СНіП II-4-79.

У діючих нормах проектування виробничого освітлення задаються кількісні (розмір мінімальної освітленості) і якісні характеристики (показник осліпленості і дискомфорту, глибина пульсації освітленості) штучного освітлення.

Таблиця 4.4 – Вибір коефіцієнта сонячності клімату

Пояс світлового клімату	Коефіцієнт сонячності клімату		
	При світлових проїмах, що орієнтуються по сторонах горизонту (азимут, град)		
	136-225	226-315, 46-135	316-45
IV 50 с.ш.	0,7	0,75	0,95

Таблиця 4.5 – Параметри штучного та природного освітлення

Характеристики зорової роботи	Найменший розмір розрізн. об'єкта, мм	Розряд зорової роботи	Контраст об'єкта розрізно з фоном	Характеристика фону	Штучне освітлення		Природне освітлення		Суміщене освітлення	
					Освітленість, лк		КЕОн, %		КЕОн, %	
					При комбінованому	При верхньому	При верхньому	При боковому	При верхньому	При боковому
Високої точності	0,3-0,5	II	Середній	Малий	1000	300	5	2	2,3	0,7-1,2

Природне освітлення регламентується нормами.

Коефіцієнт природної освітленості $e_{iv} = 0,35$

Для загального освітлення в системі комбінованого освітлення необхідно встановити газорозрядні лампи, освітленість яких складає близько 300 лк.

4.2.4 Виробничий шум

В зоні поточного ремонту джерелами шуму є працюючі двигуни технологічного обладнання, поршневі компресор та пневмогайковенти.

Допустимі рівні звукового тиску у відповідності до СНіП 3223-85 наведені в табл. 4.6.

Таблиця 4.6 – Рівні звукового тиску

Вид трудової діяльності, робоче місце	Рівні звукового тиску в дБ в октавних смугах з середньгеометричними частотами Гц									Рівні звуку та
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Виконання всіх видів робіт на постійних робочих місцях в виробничих приміщеннях і на території	107	95	87	82	78	78	75	73	71	80

До організаційно-технічних засобів і методів колективного захисту відноситься: застосування малощумного технологічного процесу, оснащення шумних агрегатів засобами дистанційного керування й автоматичного контролю, застосування малощумних агрегатів, удосконалювання технології ремонту і обслуговування, використання раціональних режимів праці і відпочинку робітників.

4.2.5 Виробничі вібрації

При роботі на ділянці працюючий може піддаватися дії вібрації від поршневого компресора та пневмопістолета. Загальна вібрація викликає струс всього організму, місцева – окремі частини тіла. Локальній вібрації піддаються працюючі з ручним електричним інструментом. Працюючий може піддаватися одночасно впливу загальної і локальної вібрації (“комбінована вібрація”). Для попередження негативного впливу вібрацій на працюючих допускаються такі граничні величини відповідно ГОСТ 12.1012-90, які наведені в таблиці 4.8.

Для зменшення впливу вібрації від поршневого компресора необхідно його встановити на вібро-ізолюючих опорах та розмістити його якомога далі від робочих місць робітників.

Таблиця 4.7 – Категорії вібрацій

Категорія вібрації по санітарним нормам, критерій оцінки	Характеристика умов праці	Приклад джерел вібрацій
Тип “а” Границя зниження рівня виробничої праці	Технологічна вібрація діє на операторів стаціонарних машин і обладнання або на робочі місця від інших джерел вібрації	Верстати, електричні машини, насосні агрегати, вентилятори

Таблиця 4.8 - Характеристика вібрацій

Вид вібрації	Категорія вібрації	Напрямок дії	Нормативне коректування по частоті і еквівалентне коректування значень			
			Віброприскорення		Віброшвидкість	
			м/с ²	дБ	м/с ² ·10 ⁻²	дБ
Локальна	-	Хл, Yл, Zл	2,0	126	2,0	112
Загальна	3 тип “а”	Z ₀ , Y ₀ , X ₀	0,1	100	0,2	92

4.3 Висновки до розділу 4

В даному розділі було описано необхідні заходи щодо забезпечення потрібного рівня безпеки роботи в зоні поточного ремонту комунального підприємства «Вінницька транспортна компанія». Також був проведений аналіз нинішньої ситуації з охороною праці на підприємстві та його виробничо-технічній базі.

Було детально розглянуто питання щодо здійснення заходів та забезпечення необхідного рівня безпеки праці. Було визначено рівень освітлення і вимоги щодо нього, рівень вібрації і заходів щодо його зменшення, стан з пожежебезпекою на підприємстві, встановлено вимоги щодо вентиляції та опалення, організаційно-технічні заходи щодо зменшення виробничого шуму.

Було встановлено, згідно розрахунків, необхідну потужність для бортового відсмоктувача шкідливих випарів та встановлено, що його потужність є достатньою.

ВИСНОВКИ

У магістерській роботі отримані такі основні результати:

1. У роботі розглянуті принципи управління подачі палива електронними регуляторами, а також швидкодіючий електромагнітний привід форсунок дизелів, їх особливості та вимоги до них дозволили сформувані основні завдання розробки форсунок з електродинамічним і електромагнітним приводами.

2. Удосконалена математична модель розрахунку робочих процесів, вибрані розрахункові схеми управління вихідних підсилювачів-формуваців потужних керуючих сигналів.

3. Визначено вплив деяких зовнішніх і конструктивних параметрів на роботу електронно-керованих форсунок, зокрема напругу управління, число витків обмотки електромагніту, жорсткість поворотної пружини та інші.

4. Визначено, що форсунки з двома робочими зазорами мають перевагу над форсунками з одним робочим зазором, оскільки є ефективнішими і економічнішими в плані витрати палива на керування приблизно на 25 %.

5. На основі проведених досліджень і розрахунків була розроблена оптимальна конструкція форсунки з швидко-працюючим електро-магнітним приводом, що забезпечить своєчасність подачі та розпилення палива в циліндр двигуна, та стабільність його роботи.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Галушак О.О. Підвищення ефективності роботи дизельних двигунів удосконаленням конструкції форсунки з електронним керуванням // О.О. Галушак, Я.С. Крупчук / L Науково-технічна конференція факультету машинобудування та транспорту. – ВНТУ, 2021. – Режим доступу: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/all-fmt/all-fmt-2021/paper/view/12443/10387>
2. Гордой А.В., Сливинская А. Г., Электромагниты и постоянного тока. - М.: Госэнергоиздат, 1980. -250 с.
3. Теракопов А.К. Динамика быстродействующих электромагнитов. - М.: Энергия, 1985.-235 с.
4. 12. Ron Kotrba Understanding the post-injection problem. / Ron Kotrba // – 2008, – Режим доступу до статті: <http://www.biodieselmagazine.com/articles/2290/understanding-the-post-injection-problem>.
5. Система впрыска Common Rail. Принцип работы. // Режим доступу до журн.: http://amastercar.ru/articles/injection_fuel_21.shtml
6. Пинский Ф. И. Микропроцессорные системы управления автомобильными двигателями внутреннего сгорания (дизельными и бензиновыми). Учебное пособие / Ф. И. Пинский, Р. И. Давтяк, Б. Я. Черняк // М: «Легион-Автодата», 2002. – 136 с.
7. Астахов Н.В. Подача и распыливание в дизелях. - М.: Машиностроение, 1982. - 320 с.
8. Лышевский А.С. Процессы распыливания топлива дизельными форсунками./ А.С. Лышевский // М.: Машгиз, 1963. – 180 с
9. Вырубов Д.Н. О расчете смесеобразования./ Д.Н. Вырубов // М: Машиностроение. 1973. – № 11. – С.86 - 90.
10. Кутовой В.А. Впрыск топлива в дизелях. / В.А. Кутовой // М: Машиностроение. 1981, – 121 с.
11. Inoue Takashi. Elektromagnetic fuel injection control system for internal combustion engines. Электромагнитное управление впрыском. Пат. США №3. 646.916, 1985.

12. Юткин Л.А. Электрогидравлический эффект. - М.: Машгиз,1985. - 190с.
13. Фомин Ю.Я. Гидродинамический расчет топливных систем дизелей с использованием ЭЦВМ. - М.: Машиностроение, 1980. - 189 с.
14. Витман Л.А., Кацнельсон Б.Д., Палеев Н.И. Распыливание жидкостей форсунками. - М.: Госэнергоиздат, 1990. - 192 с.
15. Мичкин И.А. Результаты исследований конечной фазы процесса впрыска/Труды НАТИ, вып. 149,1988. - с. 35-42
16. Reif, K. Automotive and Engine Technology [Text] / K. Reif. – Springer International Publishing, 2012. – P.92
17. Балашин В.И., Еремеев А.Ф., Семенов Б.Н. Топливная аппаратура быстроходных дизелей. - Л.: Машиностроение, 1989. - 280 с.
18. Perfectionnements aux injectent s electromagnetiques de carburant. Электромагнитная форсунка для ДВС.(Roto-Diesel). Франц. пат. кл. Fo2m 51 00. №2058547. 1991
19. Будыко И.Ю.и др. Электромагнитная форсунка. Авт. Свидетельство №201832, 1980.
20. Системы управления дизельными двигателями. Перевод с немецкого. М.: ЗАО „КЖИ „За рулем”, 2004.- 480 с.
21. Топливная аппаратура автотракторных двигателей/ Под общ. ред.В.И.Крутова. – М.: Машиностроение, 1985. – 208 с.
22. Гутаревич Ю.Ф., Зеркалов Д.В., Говорун А.Г., Корпач А.О., Мержиєвська Л.П. Екологія автомобільного транспорту. – К.: Основа, 2002. – 312 с.
23. Росс Твег. Системы впрыска бензина – М.: Издательство „За рулем”, 1996. – 144с.
24. Покровский Г. П. Электроника в системах подачи топлива автомобильных двигателей. - М.: Машиностроение, 1990. - 176с. 14. Сига Х., Мидзумани С. Введение в автомобильную электронику. – М.: Мир, 1989 – 232с.



ДОДАТКИ

Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра автомобілів та транспортного менеджменту

ПОГОДИЛИСЬ

Керівник або заступник
свідоцтва підприємства або інше свідчення про
прізвище)
підпису

«___» _____ 20__ р.

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри АТМ
к.т.н., доц. С.В. Цимбал

«___» _____ 20__ р.

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ

на виконання магістерської кваліфікаційної роботи

на тему: Підвищення ефективності роботи двигунів автобусів комунального підприємства «Вінницька транспортна компанія» удосконаленням конструкції форсунки з електронним керуванням

08-29.МКР.108.00.000.ТЗ

Науковий керівник: к.т.н., доцент кафедри АТМ
наук. ступінь, вчене звання (посада)

_____ Галушак О.О.
(підпис) (прізвище, ініціали)

Студент групи _____ 1АТ-20м
назва групи

_____ Крупчук Я.С.
(підпис) (прізвище, ініціали)

Вінниця 2021 р.

1. Підстава для виконання магістерської кваліфікаційної роботи (МКР)

наказ № 277 по ВНТУ від «24» вересня 2021 р. про затвердження теми МКР.

2. Мета і призначення магістерської кваліфікаційної роботи

Магістерська кваліфікаційна робота призначена для вирішення питань підвищення економічності дизельних двигунів.

Мета роботи: підвищення ефективності роботи дизельних двигунів удосконаленням конструкції форсунки з електронним керуванням.

Для виконання МКР необхідно розв'язати такі задачі:

- виконати аналіз паливної апаратури з електронним управлінням;
- виконати аналіз конструкцій електронно-керованих форсунок дизелів;
- удосконалити моделі затримки спрацьовування електромагнітного приводу керованої форсунки;
- виконати математичне моделювання робочих процесів форсунки з електронним керуванням з урахуванням стисливості палива;
- визначити основні характеристики подачі палива форсункою з електронним управлінням;
- визначити характеристики подачі форсунки з урахуванням стисливості палива.

3. Вихідні дані для написання магістерської кваліфікаційної роботи

Вимоги до конструкції та експлуатації автотранспортних засобів (діючі міжнародні, державні, галузеві стандарти та технічні умови заводів-виробників автомобільної техніки); законодавство України в галузі безпеки руху, охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях; структура автопарку України; район експлуатації автомобілів – Україна; досліджувані моделі АТЗ – транспортні засоби комунального підприємства «Вінницька транспортна компанія»; об'єкт дослідження – конструкція та параметри форсунки з електронним керуванням; похибка прогнозування досліджуваних показників не більше – 10%.

4. Виконавець МКР – Крупчук Ярослав Сергійович, ст. гр. 1АТ-20м.

5. Вимоги до виконання МКР

В процесі виконання магістерської кваліфікаційної роботи потрібно – формалізувати перелік конструктивних змін, що підвищуються ефективність системи живлення дизелів експлуатованих автомобілів комунального підприємства «Вінницька транспортна компанія»; удосконалити моделі затримки спрацьовування електромагнітного приводу керованої форсунки; виконати математичне моделювання робочих процесів форсунки з електронним керуванням з урахуванням стисливості палива; визначити основні характеристики подачі палива форсункою з електронним управлінням та розробити заходи щодо забезпечення необхідного рівня охорони праці та безпеки у надзвичайних ситуаціях при виконанні наукових досліджень.

6. Етапи МКР і терміни їх виконання

Етапи МКР	Зміст етапу	Термін виконання	Очікувані результати
Вибір напрямку дослідження	<ul style="list-style-type: none"> Добір, вивчення та узагальнення наукової та статистичної інформації Розгляд можливих напрямів досліджень та їх оцінювання Вибір напрямку дослідження Обґрунтування прийнятого напрямку дослідження Розроблення, погодження і затвердження ТЗ на МКР 	27.09-04.10.2021	розгорнутий план МКР
Основна частина роботи	<ul style="list-style-type: none"> Аналіз паливної апаратури з електронним управлінням. Огляд задач і функцій автотранспортного парку комунального підприємства «Вінницька транспортна компанія», його рухомий склад. 	05.10-12.10.2021	Розділ 1
	<ul style="list-style-type: none"> Удосконалена математична модель робочого процесу форсунки 	13.10-31.10.2021	Розділ 2
	<ul style="list-style-type: none"> Експериментальне дослідження роботи електромагнітної форсунки 	01.11-05.11.2021	Розділ 3
	<ul style="list-style-type: none"> Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях 	08.11-21.11.2021	Розділ 5
	<ul style="list-style-type: none"> Складання висновків за результатами 	16.11-	Висновки МКР

	досліджень	30.11.2021	
Узагальнення результатів досліджень, підготовка до захисту роботи	<ul style="list-style-type: none"> • Узагальнення результатів теоретичних та аналітичних досліджень та написання доповіді на захист МКР • Оформлення ілюстративного матеріалу, реферату, підготовка презентації МКР в редакторі Microsoft Office PowerPoint. • Одержання відзиву наукового керівника та рецензії 	01.12-08.12.2021	Ілюстративний матеріал, презентація

7. Очікувані результати

На основі проведених досліджень і розрахунків розробити оптимальну конструкцію форсунки з швидко-працюючим електромагнітним приводом, що забезпечить своєчасність подачі та розпилення палива в циліндр двигуна, та стабільність його роботи.

8. Матеріали, які подають після завершення написання МКР та її етапів

Переплетена пояснювальна записка магістерської кваліфікаційної роботи; графічний матеріал; відгук керівника; рецензія зовнішнього рецензента.

9. Порядок приймання МКР та її етапів

Результати магістерської кваліфікаційної роботи розглядаються на процентовках керівником роботи та завідувачем кафедри відповідно до етапів роботи та термінів їх виконання; проводиться попередній захист роботи та офіційний захист магістерської кваліфікаційної роботи.

Дата початку роботи – 27 вересня 2021 р.

Граничний термін закінчення робіт – 8 грудня 2021 р.

Додаток Б (обов'язковий)



ІЛЮСТРАТИВНА ЧАСТИНА

**ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ДВИГУНІВ
АВТОБУСІВ КОМУНАЛЬНОГО ПІДПРИЄМСТВА «ВІННИЦЬКА
ТРАНСПОРТНА КОМПАНІЯ» УДОСКОНАЛЕННЯМ
КОНСТРУКЦІЇ ФОРСУНКИ З ЕЛЕКТРОННИМ КЕРУВАННЯМ**

(Назва магістерської кваліфікаційної роботи)