

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
НАУКИ І ТЕХНОЛІГІЙ

Кафедра «Локомотиви»

«ДО ЗАХИСТУ»

в.о. зав. кафедрою  Б.С. Боднар

« 21 » 12 2021 р.

**ДИПЛОМНА РОБОТА**

на здобуття освітнього ступеня «магістр»

Галузь знань: 27 «Транспорт»

Спеціальність: 273 «Залізничний транспорт»

Спеціалізація: «Локомотиви та локомотивне господарство»

**ПОЛПШЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ  
ТЕПЛОВИЗНИХ ДИЗЕЛІВ**


**IMPROVEMENT OF FUEL DIESEL FUEL EQUIPMENT INDICATORS**

**0032.170145.000.03MP.ПЗ**

Керівник дипломного проекту  Б.С. Боднар

Нормоконтролер  Л.В. Колодій

Виконавець:

студент групи ЛГ2021  М.О. Ульман

Student М.О. Ulman

## ЗМІСТ

<u>ВСТУП</u> .....	8
1 АНАЛІЗ СТАНУ ТЕПЛОВОЗНОГО ПАРКУ.....	14
1.1 Режими роботи тепловозних дизелів та аналіз основних несправностей.....	14
1.2 Стан проблеми вдосконалення паливної апаратури тепловозних дизелів ..	22
1.3 Акумуляторні паливні системи .....	28
1.4 Електронне управління вприскуванням палива.....	30
1.5 Вимоги до перспективної системи паливоподачі.....	36
2 ОБГРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНОЇ СХЕМИ АКУМУЛЯТОРНОЇ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ.....	39
2.1 Обґрунтування вибору мінімального об'єму паливного акумулятора та загальної компоновки системи.....	39
2.2 Розрахунок параметрів форсунки.....	42
2.3 Аналіз конструктивних особливостей та умов переміщення рухомих деталей пристрою управління вприскуванням .....	46
2.4 Обґрунтування розмірів деталей пристрою керування та форсунки, зусиль пружин та електромагніту .....	49
3 ТЕОРЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ ПРОЦЕСУ ПАЛИВОПОДАЧІ НА МАТЕМАТИЧНІЙ МОДЕЛІ .....	57
3.1 Методи розрахунку процесу паливоподачі.....	57
3.3 Розрахункова схема паливної системи .....	66
3.4 Математична модель процесу вприскування.....	68
3.5 Результати розрахунків параметрів форсунки .....	70
3.6 Вплив зусилля електромагніта.....	71

					<b>0032.170145.000.03MP.ПЗ</b>			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.	Ульман				<b>Поліпшення показників паливної апаратури тепловозних дизелів</b>	Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.	Боднар					6	101	
Реценз.						<b>ДНУЗТ, гр. ЛГ2021</b>		
Н. Контр.	Колодій							
Затверд.								

3.7	Вплив зусилля пружини пристрою керування впрыскуванням .....	72
3.8	Вплив діаметра компенсуючого поршня.....	74
3.9	Вплив посадкового діаметра клапана зливу.....	75
3.10	Вплив посадкового діаметра впускного клапана .....	76
3.11	Вплив маси рухомих частин пристрою управління.....	77
3.12	Вплив прохідних перерізів впускного та випускного клапанів пристрою управління .....	78
3.13	Вплив зусилля пружини форсунки .....	78
3.14	Вплив діаметра каналу штанги.....	80
3.15	Вплив об'єму гідрозапираючої камери .....	82
3.16	Вплив площі посадки обмежувача ходу голки форсунки .....	83
3.17	Вплив прохідного перерізу фільтра на вході у форсунку .....	84
3.18	Конструктивні особливості модернізованої форсунки.....	84
3.19	Методики регулювання ходу клапанів пристрою керування та ходу голки до рухомого упору .....	86
<b>4 ОБГРУНТУВАННЯ УДОСКОНАЛЕНОЇ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ.</b>		
	<b>РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ДИЗЕЛЯ.....</b>	<b>91</b>
4.1	Основні параметри для розрахунку робочого процесу дизеля .....	91
4.2	Моделювання режимів роботи дизеля зі штатної та удосконаленою паливною системою.....	94
	<u>В</u> ИСНОВКИ.....	98
	<u>В</u> ИКОРИСТАНА ЛІТЕРАТУРА .....	100

					0032.160215.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

## ВСТУП

Транспорт є одним з основних споживачів дизельного палива, витрати на яке становлять 35...40 % усіх експлуатаційних витрат. Зростання цін на енергоносії і різке зменшення викопних джерел енергії в недалекому майбутньому зроблять витрати ще більшими. Сучасні дизелі поряд з високими показниками за паливною економічністю, питомою потужністю, надійністю, терміном служби повинні мати низьку димність і мінімальну токсичність відпрацьованих газів. Таке багатоцільове вдосконалення дизелів неможливе без переходу до керованого процесу згоряння за допомогою попередньої подачі невеликих запальних доз палива. Вважається, що попередня запальна доза палива задає напрямок процесу згоряння і є основою його ефективності дизеля в цілому [1]. Однак, на шляху отримання керованого процесу згоряння є низка перешкод.

На дизелях переважне застосування знайшла паливна система безпосередньої дії. Така паливна система не може автоматично змінити вхідні параметри з метою забезпечення якісної роботи дизелів, що працюють у широкому діапазоні частот. В першу чергу це виражається в коливаннях величини подачі палива і максимального тиску вприскування в послідовних циклах [1, 2]. Цьому сприяє і порушення співвідношень між об'ємами палива, що подаються плунжером протягом активного ходу, відведеним з паливо-проводу розвантажувальним пояском і поданим через форсунку паливом, в результаті чого залишковий тиск у нагнітальному паливопроводі коливається. Таким чином, наявність залишкового тиску і неповного підйому форсунки при певній інерційності рухомих мас форсунки неминуче веде до циклової нестабільності паливоподачі.

За даними [3], на відтворення циклової подачі істотно впливають:

- умови на впуску ПНВТ;
- тиск початку підйому голки;
- конструктивні особливості;
- розташування нагнітальних клапанів;
- довжина, діаметр нагнітального паливопроводу;

					0032.160215.000.03MP.ПЗ	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- об'єм між нагнітальним клапаном і замикаючим конусом голки форсунки [3];
- маса голки форсунки;
- площа, діаметр і довжина отворів;
- спосіб запирання голки;
- фізико-хімічні властивості палива.

У зв'язку з такою великою кількістю факторів, що впливають на роботу паливної апаратури, різноманітні і її способи поліпшення.

Результати робіт Роганова С. Г., Гуревича О. М., Сурженка З. І., Клепача П. Т., Федотова Г. Б., Фофанова Г. А., Березний В. В., Євстіфеева Б. Н. показали, що досить широке поширення набуло відключення на холостому ходу частини комплектів паливної апаратури [2, 5, 7]. Однак при тривалій роботі дизеля з виключеними циліндрами з вихлопних колекторів уловлюється до 0,8 кг/год незгорілого мастила, що надходить з повітрям з непрацюючих циліндрів. Таким чином, проблему не можна вважати вирішеною.

В [3, 4] виявили, що стабілізації процесу вприскування в зоні малих циклових подач сприяє корекція швидкісних характеристик паливних систем. Але встановлення демпфуючих пристроїв призводить до значного збільшеного їх гідравлічного опору, та до погіршення потужнісних та економічних показників робочого процесу дизеля.

Останнім часом ведуться розробки системи з регульованим початковим тиском [5, 8], це стабілізує роботу паливної апаратури на всіх режимах, а мінімально стійка циклова подача може бути знижена в 5-6 разів [4]. Проте конкретна реалізація відомих пристроїв стримується головним чином через їх конструктивну складність.

Роботи інших вчених показали, що суттєвих результатів у забезпеченні стабільної паливоподачі можна досягти за рахунок застосування гідромеханічного та гідравлічного замикання голки форсунки. У той же час, через саморегулювання тиску палива і підйому голки після посадки голки у форсунки з гідравлічним

					0032.160215.000.03MP.ПЗ	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

замиканням виникають високочастотні коливання з амплітудою в три рази більшою, ніж у форсунки з пружинним замиканням, що викликає небажане підвприскування.

Нездатність паливних систем безпосередньої дії задовільно працювати і на номінальному режимі і на холостому ходу змусила шукати інші способи підведення енергії для здійснення вприскування, які в даний час утворюють клас акумуляторних паливних систем. Вони дозволяють забезпечити економічну роботу дизеля на режимах малих частот обертання і подач, суттєво покращити стабільність роботи дизеля та інші його показники. Системи з гідравлічним акумулятором поділяють на апаратуру з акумулятором малої ємності і акумулятором великої ємності [10]. Справжня перспектива перед акумуляторними системами відкрилася із застосуванням електричного управління роботою ПНВТ або форсунок. Електронне управління процесом вприскування палива є основою для найважливішого спрямування технічного прогресу в області дизелебудування – автоматизації дизельних енергооб'єктів. Без цього неможливе поліпшення економічних та екологічних показників роботи дизелів. В даний час застосування електроніки в паливних системах дизелів йде по двох напрямках:

- створення комбінованих систем, що поєднують серійні конструкції з досягненнями електроніки;
- розробка принципово нових систем з широким діапазоном регулювання параметрів процесу палива-подачі

Принципово нові паливні системи, що дозволяють зокрема забезпечити норми Євро-3, Євро-4 на викиди шкідливих речовин і шумність мають три різновиди:

- індивідуальний ПНВТ для кожного циліндра, що має мікропроцесорне керування, повідомлений коротким паливопроводом з серійною форсункою [10];
- насос-форсунки з мікропроцесорним ;
- мікропроцесорне управління кожною з форсунок дизеля. Найчастіше такі форсунки мають електрогідравлічне управління і є вузлами акумуляторних

					0032.160215.000.03MP.ПЗ	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

паливних систем [15].

За даними Гвоздева В. Д., Гріхова Л. В., Кузнєцова Г. Ф., Ніконова Г. В., Пінського Ф. І., Блінова А. Д., Голубєва П. А., Драгана Ю. Є. , Ромашова В. М., Філіна А. Н., Шмельова В. П. та інших учених, найбільшу теоретичну та експериментальну розробку отримали електрогідравлічні перетворювачі, що знайшли застосування в так званих електрогідравлічних форсунках. Їх різноманіття досить повно висвітлено у наступних роботах: [12, 13, 14]. Незважаючи на складність порівняно з електромагнітними або електродинамічними форсунками вони мають одну незаперечну перевагу: у таких системах електромагніти в режимі управління гідропідсилювача

Таким чином проблема вдосконалення паливної апаратури з метою отримання керованого процесу згоряння зберігає свою актуальність. Для її вирішення необхідно створити та дослідити паливну систему, що забезпечує, отримання стабільних запальних доз палива в кожному робочому циклі при максимальному тиску впрыскування не менше 10 МПа та чіткі, без підпрыскування палива, номінальні подачі.

Ціль досліджень. Поліпшення економічності тепловозних дизелів шляхом розробки акумуляторної системи паливоподачі з швидкодіючими електрогідравлічними форсунками та обґрунтування її основних конструктивно-технологічних параметрів.

Завдання досліджень. Необхідно:

– розробити конструкції форсунки з комбінованим замиканням голки і двоклапанного пристрою управління з електромагнітним приводом; обґрунтувати критичні розміри деталей пристрою керування та форсунки, зусиль пружин та злектромагніту; виявити конструктивні можливості покращення процесу паливоподачі;

– створити математичну модель і програму розрахунку процесу впрыскування електрогідравлічною форсункою з комбінованим замиканням і двох клапанним пристроєм управління; провести теоретичний аналіз процесу паливоподачі на

					0032.160215.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

математичній моделі;

– виявити області визначення та рівні варіювання факторів, що мають найбільший вплив на вирішення проблеми; з метою оптимізації процесу паливоподачі.

Об'єкт досліджень. Об'єктом дослідження є паливна система, призначена для дизелів типу Д50.

Предмет досліджень. Закономірності зміни тиску в керуючій та підгольчатій камерах, сопловому каналі розпилювача, а також характер руху клапанів пристрою керування та голки форсунки.

Методи досліджень. Теоретичні дослідження базувалися на диференціальному та інтегральному обчисленні, законах гідравліки та механіки, математичному моделюванні.

Новизна досліджень. Розроблено методику визначення критичних розмірів деталей пристрою керування та форсунки, методику вимірювання та регулювання ходу клапанів та голки форсунки. Отримані аналітичні вираження для зменшення часу запізнення опускання голки, зменшення нестабільності процесу вприскування від циклу до циклу та нерівномірності подали палива в окремі циліндри. Створено математичну модель паливної системи, зроблено уточнення у загальноприйнятій методиці розрахунку процесу паливоподачі. Встановлено ступінь впливу на процесі паливоподачі діаметра компенсуючого поршня, рухомих мас деталей, зусиль пружин і електромагніту, прохідних перерізів впускного та зливного клапанів, площ посадки обмежувача ходу голки і рухомого упору, величини ходу голки.

Теоретична значимість. Одержані в роботі аналітичні залежності та математична модель паливної системи є необхідною теоретичною основою для аналізу та вдосконалення подібних паливних систем.

Практична значимість. Створення в процесі дослідження методики визначення співвідношень між розмірами деталей паливної системи, закони зміни тиску та руху рухомих мас дозволяють розробити рекомендації для створення

					0032.160215.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

принципово нових паливних систем з електричним управлінням. Реалізація розроблених рекомендацій дозволить зменшити витрату дизельного палива, збільшити ресурс дизелів за рахунок зниження жорсткості робочого процесу, виключити димлення та знизити токсичність газів, що відпрацювали.

					0032.160215.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

# 1 АНАЛІЗ СТАНУ ТЕПЛОВОЗНОГО ПАРКУ

## 1.1 Режими роботи тепловозних дизелів та аналіз основних несправностей

Технічний стан локомотивного парку залізничного транспорту характеризується кількістю несправностей та відмов обладнання різних систем та вузлів тепловозів. Найбільша кількість відмов припадає на дизель. З аналізу технічного стану тепловозів за період з 1992 по 2018 р. на мережі залізниць України випливає, що кількість відмов і несправностей у дорозі тепловозів, пов'язаних з пошкодженням дизеля, становить близько 35%. В окремих випадках кількість відмов дизеля в дорозі сягає 65% від значення загальних відмов тепловоза [3].

Відмови та несправності тепловозів у дорозі можуть бути з вини персоналу, що займається експлуатацією (17,6 %), з вини ремонтного персоналу депо (66,7 %), з вини ремонтних заводів та заводів – виробників (15,7 %).

Таке становище складається через недостатні навички та вміння персоналу, який обслуговує тепловози, виконує їх ремонт, відсутність сучасного ремонтного та діагностичного обладнання.

Незважаючи на те, що в окремі депо надходять нові тепловози серії ТЭ33А, основний парк магістральних тепловозів складають:

- вантажні 2ТЭ10М, 2ТЭ10Л, 2ТЭ10В, 2ТЭ116, М62;
- пасажирські ТЭП70;
- маневрові ТЭМ2, ЧМЭ3, ТГМ4 та ТГМ6.

Але весь локомотивний парк невпинно продовжує зношуватися та вилучатися з інвентарного парку.

В експлуатації знаходяться тепловози з несправностями, які можна віднести до прихованих відмов, що призводять до збільшення витрати палива, зниження номінальної потужності, нерівномірним розподілом потужності по окремих циліндрах. Зазвичай це пов'язано з порушенням регулювання паливної апаратури, утворенням коксу в соплових отворах розпилювачів, погіршенням технічного стану турбокомпресора, зносом циліндропоршневої групи та механізму газорозподілу.

					0032.160215.000.03МР.ПЗ	Арк.
						14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Аналіз роботи тепловозів показує, що з 30 % обстежених дизелів потужність виявилася заниженою на 15 – 20 %, а нерівномірність навантаження по циліндрам досягала 25 – 30 % [5]. Різниця навантаження за окремими циліндрами залежить від нерівномірної подачі палива форсунками та зміни від нормативного значення кута випередження упорскування палива.

Відповідно до звітних даних за період з 2013 по 2018 р. [11] (таб. 1.1), загальна частка несправностей дизельного обладнання локомотивів склала 40,25 % від всіх відмов тягового рухомого складу, у тому числі 10-12 % на паливну апаратуру. Кругова діаграма розподілу несправностей по основним вузлам тепловозів представлена на рисунку 1.1.

Таблиця 1.1 – Відсоткове співвідношення несправностей за основними вузлами тепловозів за період 2013 – 2018 років.

Вузли локомотива	Період спостереження за роками, %						
	2013	2014	2015	2016	2017	2018	В середньому
Дизель	38,6	39,41	42,32	41,08	39,02	41,07	40,25
Допоміжне та гальмівне обладнання	15,16	14,49	14,09	15,89	15,66	15,14	15,07
Електричне обладнання	33,84	32,72	32,76	30,80	31,21	31,95	32,21
Колісні пари	6,84	6,48	6,51	7,05	6,98	7,15	6,84
Інше обладнання	5,90	6,49	3,78	5,51	6,85	5,23	5,63

Кожен третій випадок непланового ремонту тепловозів пов'язаний із виходом з ладу паливної апаратури (ПА). Експлуатація тепловозів часто характеризується умовами, коли окремі агрегати та двигун загалом працюють при частковій втраті працездатності без проведення достатніх профілактичних заходів.

Якщо паливна апаратура перебуває у справному стані, але кут випередження впорскування палива встановлено невірним (наприклад, 20° замість нормативного 28°), перебіг робочого процесу буде порушено, що проявиться у збільшенні витрат палива та токсичності відпрацьованих газів.

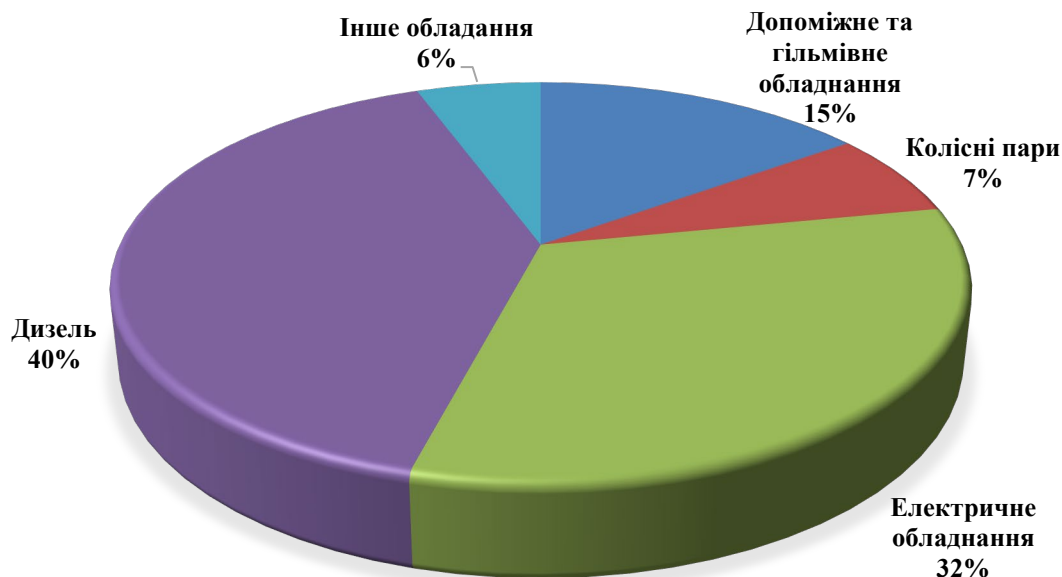


Рисунок 1.1 – Відсоткове співвідношення несправностей щодо основних вузлів тепловозів за період 2013 – 2018 рр.

Основні несправності ПА тепловозних дизелів (включаючи відхилення від нормативно-технічних значень кута випередження подачі палива) у відсотковому співвідношенні за період 2013-2018 роки наведено у таблиці 1.2 та зображено на рисунку 1.2.

До основних несправностей паливних насосів високого тиску (ПНВТ) відносяться:

- задири поверхонь, що труться, плунжерних пар і заклинення плунжерів у втулках (10 %);
- кавітаційне руйнування деталей плунжерних пар, нагнітальних клапанів, тріщини втулок плунжерів (5 %);
- задираки та надмірне знос поверхонь деталей штовхачів і кулачкових шайб (5 %), що труться;
- витікання палива через зазори у з'єднаннях (3%).

Основна несправність ПНВТ – заклинювання плунжерної пари. Середня періодичність технічного обслуговування ПНВТ дорівнює 6000-10000 год. Термін служби плунжерних пар дорівнює 6000–20000 год.



зазор між голкою та напрямною корпусу, високі монтажні та термічні напруження, відбувається це в початковий період роботи. Ресурс розпилювачів для тепловозних дизелів становить середньому 5000-8000 годин.

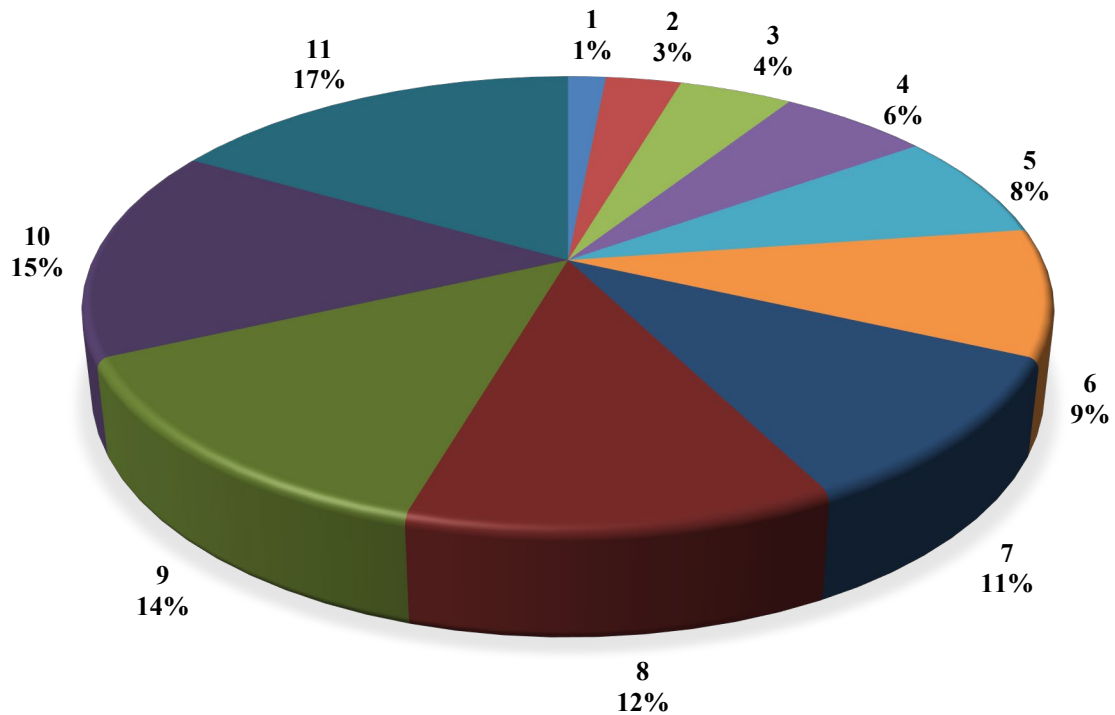


Рисунок 1.2 – Кругова діаграма із відсотковим співвідношенням несправностей ПА:

- 1 – відхилення кута випередження подачі палива від нормативного значення; 2 – порушення герметичності посадкового конуса та пари «голка-корпус розпилювача»; 3 – зависання голок розпилювачів та знос напрямної; 4 – зниження тиску початку підйому (відкриття) голки; 5 – закоксування соплових отворів розпилювача; 6 – погіршення якості розпилювання палива; 7 – поломка або усадка пружин форсунки; 8 – задири третьових поверхонь плунжерних пар або їх заклинювання; 9 – витік палива через зазори у з'єднаннях ПНВТ та форсунки; 10 – кавітаційне знос плунжерних пар і нагнітачних клапанів, тріщини втулок плунжера; 11 – надмірний знос пари ПНВТ «кулачок-штовхач»

Відхилення кута випередження подачі палива (невірний кут випередження подачі палива) від нормативно-технічних значень можна визначити за аналізом руху голки розпилювача форсунки. Для цього визначають кут початку підйому голки щодо ВМТ.

Процес експлуатації тепловозів характеризується трьома головними режимами:

- холостий хід;
- часткові навантаження;
- номінальні (повні) навантаження.

Час роботи дизель-генераторних установок (ДГУ) на вказаних режимах не постійний і залежить від умов, у яких працює тепловоз. На рисунку 1.3 показано залежність відносної потужності дизеля 10Д100 від часу роботи на кожному експлуатаційному режимі [12]. Номери 1-15 показують позиції контролера при зміні навантаження дизеля. Більше 50% часу дизель працює на режимах холостого ходу. Решту часу він працює на режимах тяги при зміні потужності від 10% (1-а позиція контролера машиніста) до 100% (15-а позиція контролера, режим повної потужності).

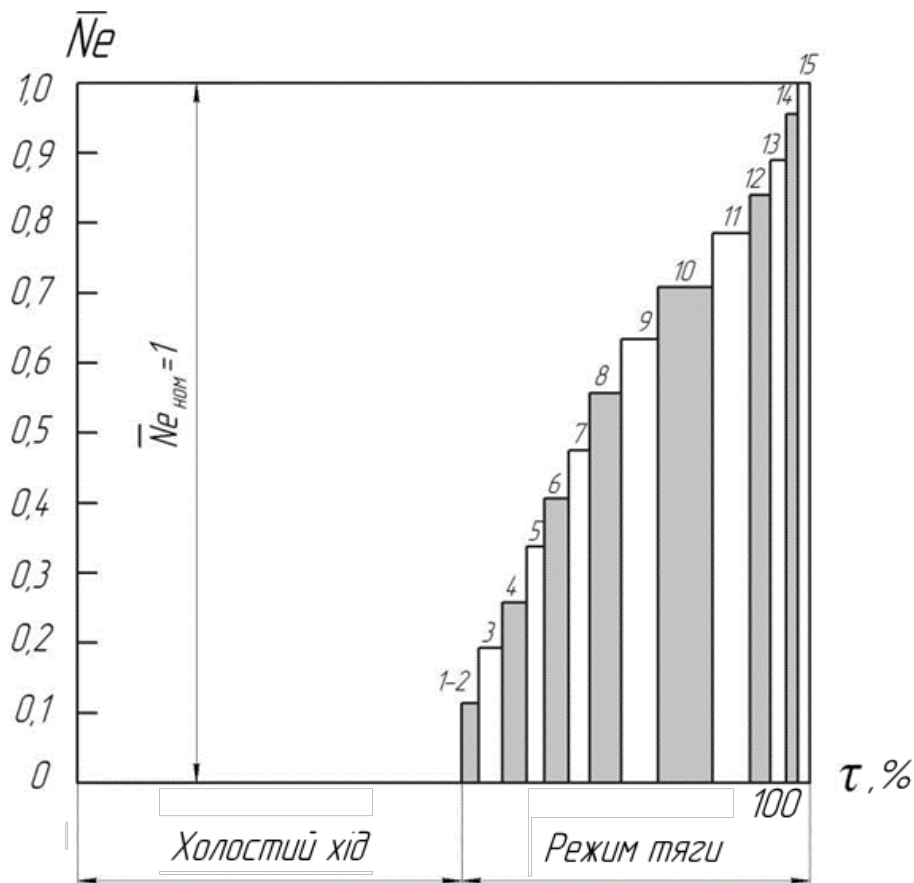


Рисунок 1.3 - Залежність відносної потужності дизеля 10Д100 від часу роботи на різних експлуатаційних режимах, (1-15-та позиції контролера машиніста)

Для енергетичних установок магістральних та маневрових тепловозів характерні часті зміни режимів роботи при циклічній зміні навантаження: холостий хід-навантаження-холостий хід (рисунок 1.4).

Час роботи дизель-генераторних установок тепловозів на холостому ході з урахуванням стоянок у дорозі коливається в межах від 40 до 70 %. У режимі номінальної потужності тепловози працюють від 5 до 20% сумарного часу. Решта часу посідає часткові навантаження.

У режимі навантаження вантажні тепловози 2ТЭ116 на 10-й позиції контролера працюють 6,6%, пасажирські тепловози ТЕП70 на 7-й позиції контролера 11,3%, маневрові тепловози ТЭМ2 працюють на 1-ій позиції контролера 10% від загального часу [12, 13, 14].

Навіть під час руху поїзда порівняно нескладною ділянкою колії спостерігаються зміни режимів навантаження. При цьому подача палива змінюється у широких межах. У загальному випадку для вантажних та пасажирських тепловозів тривалість роботи дизеля на режимі повної потужності не перевищує 20 %.

Час роботи ДГУ тепловозів на холостому ході (з урахуванням гарячих простоїв) в умовах експлуатації становить (рисунок 1.4) для ТЭМ2 – 64,8 %; для ТЭП70 – 38,5%; для 2ТЭ116 - 58,1%. При цьому витрачається понад 8% дизельного палива. З цієї причини деякі види діагностування паливної апаратури, наприклад визначення фактичного кута випередження упорскування палива, рекомендується проводити на режимі холостого ходу.

У таблиці 1.3 наведено час роботи тепловозів на холостому ході, на часткових режимах та витрату палива.

Якість роботи ДГУ визначається як технічним станом, і технічними характеристиками, закладеними розробниками тепловозів. Ефективність використання прийнято оцінювати за рівнем реалізованої потужності та витрат палива на здійснення необхідної роботи.

					0032.160215.000.03MP.ПЗ	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

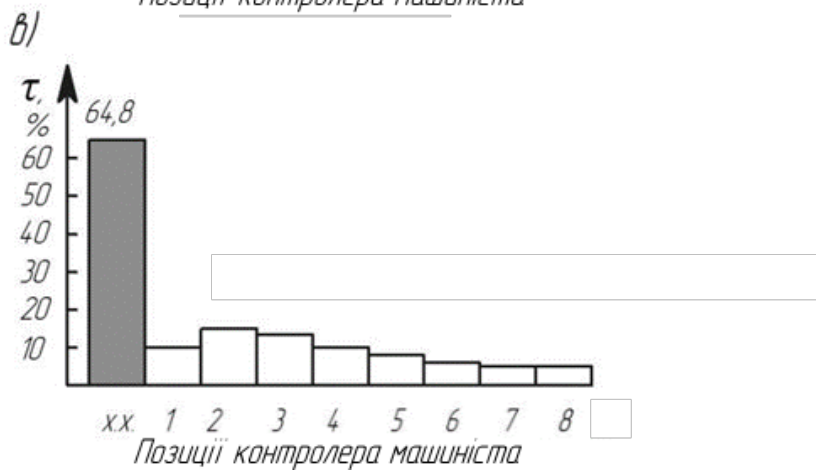
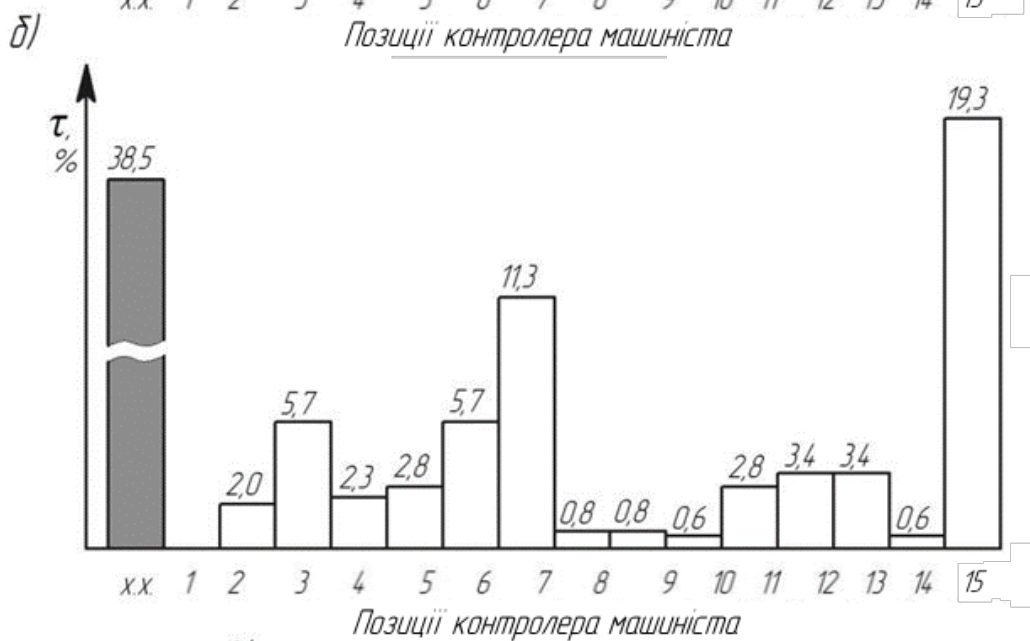
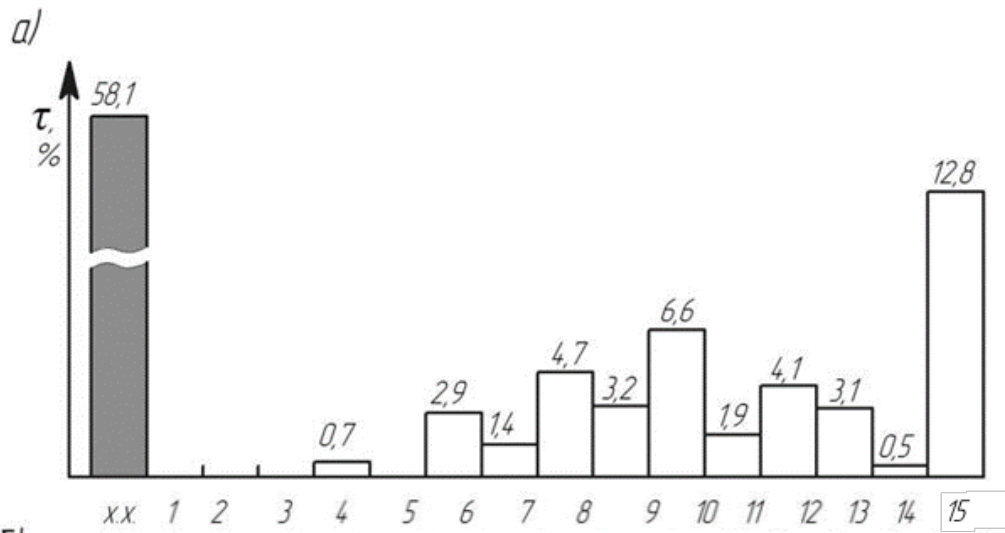


Рисунок 1.4 – Розподіл часу роботи тепловозів за позиціями контролера машиніста:

а – вантажний тепловоз 2ТЭ116; б - пасажирський тепловоз ТЭП70;

в – маневровий тепловоз ТЭМ2

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

0032.160215.000.03MP.ПЗ

Арк.

21

Таблиця 1.3 – Розподіл часу роботи та витрати палива ДГУ тепловозів

Потужність ДГУ, % від $N_e$	Час роботи, %			Витрати палива, %		
	2ТЭ116	2ТЭ10М	ТЭМ2	2ТЭ116	2ТЭ10М	ТЭМ2
Холостий хід	58,1	38,5	64,8	8,5	8,7	8,0
10–25	9,3	8,5	9,4	6,8	6,4	21,1
26–50	13,7	14,1	11,2	30,2	31,7	30,5
51–75	16,8	15,0	7,2	46,7	44,8	15,2
76–100	2,1	2,5	7,4	7,8	8,4	25,2
100	0,6	0,8	1,4	0,7	0,9	1,3

Підвищення ефективності та надійності роботи тепловозних дизелів в експлуатації пов'язане зі зниженням витрат палива, зменшенням кількості відмов та непланових ремонтів. Необхідно вдосконалювати методи та засоби контролю, діагностування тепловозів та їх дизелів як після ремонту, так і в експлуатації. Для скорочення витрати палива необхідно впроваджувати в депо та в процес експлуатації нові ефективні системи діагностування та самодіагностики із застосуванням сучасної техніки. Також необхідно виконувати модернізацію тепловозів, а саме паливну апаратуру для поліпшення експлуатаційних показників, економічності та ефективності в цілому.

## 1.2 Стан проблеми вдосконалення паливної апаратури тепловозних дизелів

За даними [7, 8] та багатьох інших вчених техніко-економічні показники дизелів значною мірою залежать від якості роботи та параметрів паливної системи. До паливних систем пред'являються жорсткі та численні вимоги. В даний час недостатньо просто подати паливо в потрібний момент та у необхідній кількості. Необхідно так подати паливо, щоб забезпечити найкращу економічність, а заодно і зменшити токсичність відпрацьованих газів та менший шум. Для забезпечення економічного процесу в дизелі тривалість впорскування не повинна перевищувати 20-38° повороту колінчастого валу. Закон подачі повинен бути таким, щоб за період

					0032.160215.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

затримки займання було подано 30-40% номінальної циклової подачі. За період швидкого згоряння – 50-55%, а вся подача повинна закінчуватися в межах 5-10° градусів повороту колінчастого валу. Для отримання мінімальної питомої витрати палива дизеля Д50 в межах 169-170 г/кВт·год потрібно забезпечити тривалість вприскування від 13 до 16 градусів і середній тиск вприскування 140 Па [15]. Водночас для покращення динаміки процесу згоряння бажано застосовувати розділене вприскування палива. Отримання запальної дози можливе лише за високої стабільності та рівномірності подачі палива.

На більшості дизелів використовують два типи паливних систем. В одних функції створення високого тиску і дозування палива об'єднані в паливних насосах високого тиску (ПНВТ) або насос-форсунках (НФ), в інших ці функції здійснюють різні агрегати. В даний час переважне застосування знайшла паливна система безпосередньої дії, що включає, зокрема, плунжерний паливний насос високого тиску, паливопровід та форсунки. Також особливу увагу слід приділяти відповідності довжині факела формі камери згоряння.

Для збереження високого рівня паливної економічності та максимального скорочення викиду  $\text{NO}_x$  необхідно так організувати сумішоутворення та згоряння, щоб отримати високу середньомасову температуру газів при мінімальній нерівномірності температурного поля [11].

Рашевський А. С. з'ясував, що примітивна (за допомогою важелів і тяг) передача зусилля від регулятора частоти обертання колінчастого валу дизеля до плунжерів ПНВТ призводить до систематично повторюваних розносів дизелів [108].

Зазвичай паливна система налаштовується на отримання параметрів на одному, як правило, номінальному режимі. Але і для цього режиму характерним недоліком є підприскування палива [12]. Для дизеля Д50 найбільша тривалість підприскування спостерігається на режимі 850 об/хв і за кількістю становить 9-12 % від номінальної циклової подачі. При підвприскуванні голка піднімається до упору, а потім слідує друге підприскування. В апаратурі дизелів Д50 при

					0032.160215.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

використанні нагнітальних клапанів без розвантажувального пояса теж спостерігається підприскування. Клапан з розвантажуючим поясом усунув підприскування, але при  $n=320$  об/хв відбувається ступінчасте вприскування та збільшення загальної тривалості подачі на  $1-3^\circ$  [13]. Агеєв Б. С. і Фомін Ю. Я. вважають: одним із ефективних способів ліквідації підприскування є застосування нагнітальних клапанів подвійної дії, проте в цьому випадку підвищується чутливість до геометричних розмірів гідравлічного тракту, ускладнюється регулювання ПНВТ, збільшується нерівномірність подачі палива. Усунення підприскування за рахунок зменшення відсічного отвору гільзи плунжера призводить до небажаного зростання часу посадки гільзи [14].

За даними Сімсона А.З. часом експлуатація тепловозних дизелів на холостому ходу становить 60-70 % і більше від загального часу роботи дизеля [5]. Разом з тим дослідження показали: на холодному ходу дизелі з паливною системою безпосередньої дії працюють особливо погано. Паливо подається в циліндр під низьким тиском, тому погано розпилюється. Результатом цього є закоксування поршневих кілець, забруднення випускних вікон, розрідження масла, викидання незгорілого палива у випущені колектори [4], переохолодження камери згоряння. При зменшенні циклової подачі дизелів Д50 з 0,1 до 0,09 г/ц спостерігається поступовий перехід від повністю регулярних подач до нерегулярних, а потім до пропусків подач [13].

Незадовільна робота серійної паливної апаратури викликана цілою низкою причин, що підприскування палива відповідно до природи їх виникнення можна розділити на два види:

– перше підприскування обумовлене пружною деформацією елементів форсунки, що виникають при посадці голки;

– наступне підприскування можна пояснити миттєвим зниженням зусилля пружини внаслідок пружних коливань витків та хвилевого процесу у паливопроводі високого тиску [28].

Колівання циклової подачі в послідовних циклах сприяє порушенню

					0032.160215.000.03MP.ПЗ	Арк.
						24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

співвідношень між об'ємами палива, поданими плунжером протягом активного ходу, відведеним з паливопроводу розвантажувальним поясом і впорснутим через форсунку [4, 7]. Крім цього встановлено, що у форсунок дизелів Д50 голка при подачах 0,18-0,2 г/ц не доходить до упору. Це дозволяє констатувати, що нестійка робота паливної апаратури пов'язана з неповним підйомом голки [13]. Внаслідок інерційності рухомих мас голка відхиляється від статичного стану рівноваги, не встигає реагувати на зміну тиску під конусом, а процес впорскування стає некерованим.

Дослідження показали, що джерелом нестабільності в багатоплунжерних ПНВТ служать деформація приводу ПНВТ і крутильні коливання його кулачкового валу [2]. На режимах мінімальних частот обертання виникає вторинний ефект – вплив швидкості колінчастого валу двигуна, що впливає на параметри паливоподачі.

За даними Голубкова Л.Н., Гуревича А.Н. істотно впливають на відтворення циклової подачі та умови на впуску ПНВТ:

- тиск початку підйому гілля;
- конструктивні особливості і розташування нагнітальних клапанів [1];
- довжина, діаметр нагнітального паливопроводу;
- об'єм між нагнітальним клапаном і замикаючим конусом голки форсунки [4, 7];
- маса голки форсунки;
- діаметр і довжина розпилювальних отворів;
- спосіб замикання голки (пружинне замикання, гідравлічне, пружинно-гідравлічне, пневматичне, пружинне з пневматичним довантаженням, з двома пружинами, що працюють послідовно).

У зв'язку з такою великою кількістю факторів, що впливають на роботу паливної апаратури, є значна кількість способів що до удосконалення паливної апаратури.

При тривалій роботі дизеля типу Д50 з п'ятьма насосами при  $n=400$  об/хв з

					0032.160215.000.03MP.ПЗ	Арк.
						25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

вихлопних колекторів уловлюється до 0,8 кг/год масла, що не згоріла, що надходить з повітрям з непрацюючих циліндрів. У дизелях Д50 виключення циліндрів є менш ефективним у зв'язку з тим, що як перший ступінь наддуву застосування турбокомпресорів, що не забезпечують достатню подачу повітря на режимах малих частот обертання і навантажень [136]. Таким чином, проблему не можна вважати вирішеною. Необхідно домогтися задовільної роботи на холостому ході при малих подачах.

Робота Агеєва Б.С. з клапанами, що стабілізують залишковий тиск, показала, що виключаються розриви суцільності потоку палива, підприскування палива та коливання циклової подачі [4]. Але встановлення в нагнітальні паливопроводи демпфуючих пристроїв призводить до значного збільшення їх гідравлічного опору, зниження коефіцієнта подачі, погіршення потужнісних і економічних показників робочого процесу дизеля.

Однак конкретна реалізація відомих пристроїв стримується головним чином через їхню конструктивну складність.

Дослідження показали, суттєвих результатів у забезпеченні стабільної паливоподачі можна досягти за рахунок застосування гідромеханічного та гідравлічного замикання голки форсунки [11, 14]. Аналіз результатів показує, що у форсунок з гідравлічним замиканням стійка робота настає за меншої частоти обертання валу насоса. Оптимальне значення зазору між голкою та корпусом розпилювача лежить у межах 20-30 мкм. У той же час, через саморегулювання тиску палива і підйому голки після посадки голки у форсунки з гідравлічним замиканням виникають високочастотні коливання з амплітудою в три рази більшою, ніж у форсунки з пружинним замиканням. На думку тих самих авторів, форсунки з гідрозапиранням можуть застосовуватися тільки із електричною системою паливоподачі, а для підвищення стабільності паливоподачі необхідно змінювати тиск початку підйому голки форсунки залежно від режиму роботи дизеля [10, 40, 115]. Зі зменшенням цього тиску стійкість роботи форсунок, як із пружинним, так і з гідравлічним замиканням покращується, причому тим

					0032.160215.000.03MP.ПЗ	Арк.
						26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

помітніше, чим нижче навантаження та частота обертання двигуна. Однак використання низьких тисків на номінальному та близьким до нього режимах неприпустимо у зв'язку зі збільшенням тривалості впорскування, повільною посадкою голки на сідло та підприскуваннями. Такий спосіб паливоподачі вимагає застосування системи автоматичного регулювання тиску, а для підвищення стабільності паливоподачі необхідно змінювати тиск початку підйому та форсунки в залежності від режиму роботи дизеля [10].

Дослідження стабільності паливоподачі в залежності від величини максимального підйому голки, показало, що для дизеля Д50 зниження максимального підйому голки з 0,4 до 0,21 мм різко скоротило область нерівномірних подач. Зменшення ходу голки до 0,11 мм ще більше скоротило область нерівномірних подач і повністю усунуло пропуски подач. При дослідженні дизеля Д50 встановлено, що на номінальній подачі при ході голки до упору більше 0,26 мм процес паливоподачі нестабільний. В області ходу 0,26-0,205 мм процес стабільний, а при зменшенні менше 0,205 мм спостерігаються підприскування, які зникають лише при зменшенні циклової подачі [15], тому потрібна автоматичне регулювання ходу і до упору в залежності від режиму роботи дизеля.

Це ще раз підтвердило наявність серйозних труднощів при створенні паливної апаратури, яка задовольняє всі вимоги при роботі на малих і великих подачах.

У паливній апаратурі дизеля Д50 пропуски подач при короткому паливопроводі значні. При довжині паливопроводу 3000 мм пропуски впорскування при малих подачах повністю усуваються [14]. Отже зменшення довжини паливопроводів високого тиску викликає погіршення потужних і економічних показників автотракторних дизелів.

Буквально всі автори рекомендують зменшувати внутрішні шкідливі об'єми системи.

Для покращення стабільності циклової подачі деякі автори пропонують збільшувати діаметр та активний хід плунжера або диференційну площу голки,

					0032.160215.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

використовувати паливні насоси з пружинним акумулюючим пристроєм або акумулюючими об'ємам. Однак наявність додаткового плунжера, навантаженого з одного боку пружиною, а з іншого стовпом стисненого палива в паливних системах з пружинним акумулюванням, викликає коливальний характер імпульсу тиску і обумовлює нестійкий стан голки розпилювача при вприскуванні.

### 1.3 Акумуляторні паливні системи

Нездатність паливних систем безпосередньої дії задовільно працювати і на номінальному режимі і на холостому ходу змусила шукати інші способи підведення енергії для здійснення вприскування, які в даний час утворюють клас акумуляторних паливних систем. Ці системи дозволяють забезпечити економічну роботу дизеля на режимах малих частот обертання і подачі, суттєво поліпшити стабільність роботи дизеля та інші його показники.

Акумуляторні паливні системи усувають усі ускладнення, пов'язані з пружністю приводу і кулачкового валу, пульсаційним характером вприскування і гетерогенним характером рідкого середовища. Під акумуляторними системами розуміють різні типи паливної апаратури, загальним для яких є накопичення енергії перед вприскуванням. Загальна схема акумуляторної системи вприскування палива показана на рисунку 1.5.

Насоси з пружинним приводом обмежено застосовуються на дизель-компресорах, судових та тепловозних дизелях. Вони відрізняються недостатньою надійністю при високої циклічності, великим закінченням процесу подачі палива, великою шумністю і помітним запізненням початку вприскування зі збільшенням частоти обертання [10].

Існують насоси з повітряним приводом плунжера. Насоси з плунжерними акумуляторами найповніше відповідають умовам роботи вільно-поршневих генераторів газу. До недоліків їх слід віднести відносну складність та відсутність у більшості конструкцій автоматичного регулювання початку та відсічення подачі палива.

					0032.160215.000.03MP.ПЗ	Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

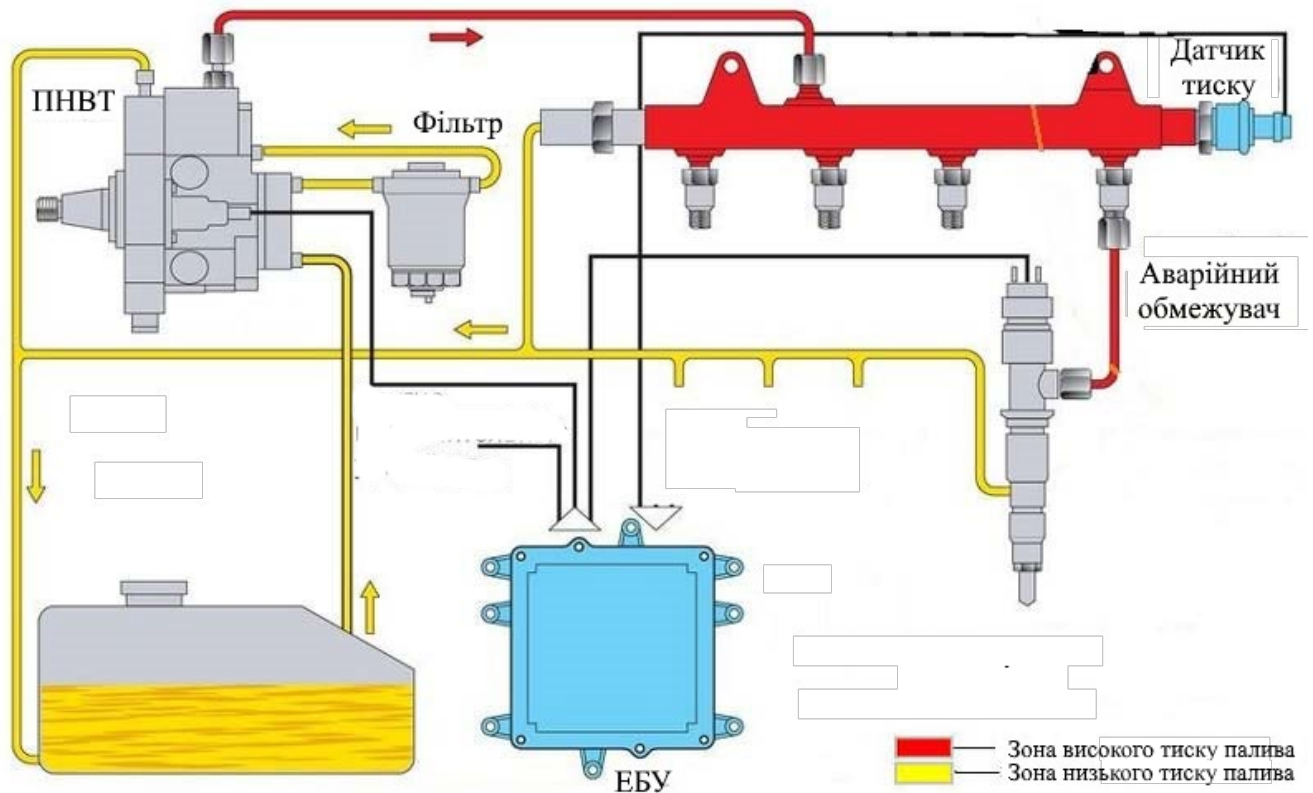


Рисунок 1.5 – Схема акумуляторної системи впорскування палива

При пневмогидравлічному приводі паливо служить одночасно серворідиною.

Системи з гідравлічним акумулятором поділяються на апаратуру з акумулятором малої ємності та акумулятором великої ємності. У першому випадку енергія акумулюється в насосній секції або форсунці для здійснення одиничного впорскування, у другому випадку в систему включається ємність-акумулятор, тиск в якому або постійний або регульований [10].

В акумуляторній системі малої ємності паливо акумулюється у спеціальному об'ємі форсунки. Перевагою таких систем є відносна простота конструкції, мала залежність тривалості та тиск впорскування від частоти обертання, помітне розвантаження механізму приводу від зусиль. Недоліками є: несприятлива для роботи дизеля характеристика впорскування з різким наростанням тиску на початку подачі та повільним зменшенням наприкінці; надмірна залежність тиску впорскування від навантаження; мінімальна стабільність подачі порцій палива.

Акумуляторні паливні системи з акумулятором великої ємності вперше створені в 1910 році фірмою Віккерс. Незважаючи на складність і малу надійність

					0032.160215.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

замикаючих і розподільчих органів, що постійно перебувають під високим тиском, вони набули досить широкого поширення на суднових дизелях [107]. Конструктивне виконання цих паливних систем досить різноманітне і загальним для всіх різновидів є наявність ПНВТ і акумулятора великої ємності. Паливні системи можуть містити та не містити дозаторів перед форсункою; управління форсункою може бути механічним, гідравлічним, електромагнітним або комбінованим; дозуючі пристрої можуть бути клапанного або золотникового типу. Кількість і ємність акумуляторів може бути різною – від одного для всіх форсунок до декількох на кожен. Тиск в акумуляторі може бути постійно або змінюватися за певним законом. Цей тиск підтримується постановкою редукційного клапана або зміною режиму роботи ПНВТ. Підгольчатий простір форсунки може розвантажуватися і не розвантажуватися між вприскуваннями. Паливопроводи від акумулятора до дозуючого пристрою і від дозуючого пристрою до форсунки можуть бути різних розмірів або взагалі відсутніми. Відразу за акумулятором може стояти розподільник палива за форсунками.

Справжня перспектива перед акумуляторними системами відкрилася із застосуванням електромагнітних клапанів, керуючий сигнал для яких формується електронною схемою. Такі акумуляторні паливні системи мають необмежені можливості. Наприклад, вирішальним способом зниження жорсткості процесу згоряння є перехід на кероване (ступінчасте, дворазове або багаторазове) вприскування палива, що досягається застосуванням електрично-гідравлічного керування роботою форсунки. Можливі різні варіанти оптимізують, коригувальних, стежать систем, що дозволяють суттєво покращити потужнісні та економічні показники дизеля на всіх режимах, повністю автоматизувати роботу дизеля та знизити його чутливість до змін навколишнього середовища, конструктивних та режимних параметрів.

#### 1.4 Електронне управління вприскуванням палива

Бордуков В.В., Бородулін І.П., Бухвалов В.В., Горев А.З., Гріхів Л.В., Іващенко Н.А., Круглов М.Р., Крутов В.І., Лімоєв М.І., Марков В.А., Пінський Ф.І.

					0032.160215.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		30

та багато інших вчених вважають, що електронне управління процесом вприскування палива є основою для найважливішого напрямку технічного прогресу в області дизелебудування – автоматизації дизельних енергооб'єктів. Без цього неможливе поліпшення потужнісних, економічних та екологічних показників роботи дизелів [12, 14].

В даний час застосування електроніки в паливних системах дизелів йде по двох напрямках:

- створення комбінованих систем, що поєднують серійні конструкції з досягненнями електроніки;
- розробка принципово нових систем з широким діапазоном регулювання параметрів процесу паливоподачі.

У першому випадку об'єктом впливу виконавчих механізмів, керованих простими електричними розподільниками або мікропроцесорами, є рейка або дозатор ПНВТ, муфта випередження вприскування палива, пружина форсунки, відсічний клапан, що з'єднує нагнітальну порожнину. Вхідними параметрами для мікропроцесора служать сигнали датчиків положення педалі управління паливоподачею, кута випередження вприскування палива, частоти обертання колінчастого валу, температури охолоджуючої рідини або відпрацьованих газів, тиску наддуву, температури навколишнього середовища, величини циклової подачі тощо. Незважаючи на частковість таких рішень, отримані значні результати на шляху покращення економічності, зниження димності та токсичності відпрацьованих газів.

Однак, багато недоліків серійних паливних систем і в цьому випадку залишаються. А саме:

- падіння тиску вприскування на часткових швидкісних і навантажувальних режимах;
- наявність ударних навантажень на нагнітальні паливо-провідний у кожному робочому циклі, що викликає їх обрив і аварію двигуна;
- всі механічні навантаження на привід ПНВТ;

					0032.160215.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

- неможливість отримання стійких циклових подач і, отже, подвійну або ступінчасту характеристики впорскування;
- складність запуску холодного дизеля [13].

Всі ці завдання успішно вирішуються в поєднанні акумуляторних паливних систем і електричного управління процесом паливоподачі.

Принципово нові паливні системи, що дозволяють зокрема забезпечити норми Євро-3, Євро-4 та Євро-5 на викиди шкідливих речовин у відпрацьованих газах дизелів, мають три різновиди:

- індивідуальний ПНВТ для кожного циліндра, що має мікропроцесорне управління, з'єднаний коротким паливопроводом;
- насос форсунки з мікропроцесорним;
- мікропроцесорне управління кожною з форсунок дизеля.

Найчастіше такі форсунки мають електрогідравлічне управління і є вузлами акумуляторних паливних систем, зокрема систем Common Rail [16].

Акумуляторна система паливоподачі з електричним управлінням у загальному випадку включає (рис. 1.5):

- систему низького тиску;
- систему високого тиску;
- мікропроцесор;
- електромеханічні перетворювачі (ЗМП).

У той час як можливості мікроелектроніки на даному етапі дозволяють виконати будь-які вимоги щодо оптимізації паливоподачі та робочого процесу дизеля, питання про найбільш прийнятні для цього електромеханічні перетворювачі залишається відкритим. За класифікацією розрізняють п'ять типів електромеханічних перетворювачів:

- електромагнітні;
- електродинамічні;
- електрогідравлічні;
- п'єзoeлектричні.

					0032.160215.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

– магніто-стрикційні.

Кожний з них відповідно до законів розвитку має на цьому етапі свої переваги і недоліки, тому завдання полягає в тому, щоб оцінити результати і перспективи їх використання, вибрати найбільш працездатну конструкцію.

Електромагнітний привід широко відомий, тому не дивно, що спочатку були спроби зробити спрямування безпосереднього приводу голки за допомогою електромагніта, що працював на підйом. У конструкціях Mergera R опущення голки здійснювалося пружиною [160]. Проте дуже скоро з'ясувалося, що для таких форсунок характерні електромагнітні та механічні втрати, що призводять до значного розсіювання параметрів, і недостатня швидкодія на відкритті і, що особливо важливо, на закритті через потреби у великих перестановочних зусиллях електромагніта. Причому, обмеження з швидкодії носять принциповий характер [16]. Приймалися численні спроби вирішити проблему шляхом використання двох обмоток, що включаються до зустрічно-паралельно, механічних струсів голок, ударної дії якоря по голці при її підйомі, виготовлення сердечника котушки з більш тонких, ніж зазвичай, листів сталі, заповнення порожнини котушки полістирольною масою зі скловолокном і центрування якоря щодо обмотки за допомогою двох мембран, установки зворотного клапана прохід палива в гідроциліндр, що розвантажує голку під час упорскування. Безумовно, що все це збільшує швидкість форсунки, але одночасно позбавляє її основної переваги – простоти і, отже, надійності роботи.

Основними частинами форсунки з електродинамічних приводом є магнітопровід та рухлива котушка, каркас якої пов'язаний з голкою пружними елементами. Зміна напряму керуючого струму викликає зміну напрямку руху голки. Основна перевага таких форсунок – простота та широкі можливості зміни характеристики вприскування. Проте їх практична реалізація надзвичайно ускладнена з цілого ряду причин. Насамперед від складності належного підведення електричного струму до котушки, що швидко переміщається, і ущільнень виводів з обох котушок. Тим не менш, отримані результати випробовувань, які показали,

					0032.160215.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

що при тиску в акумуляторі, що дорівнює 20 МПа, форсунки забезпечують стабільність і високу зміну тиску вприскування. Закон руху голки не відповідає закону руху рухомої котушки, – остання здійснює коливання, як під час переміщення голки, так і під час знаходження її на упорі, але ці коливання незначно позначаються на законі переміщення голки [14]. Посадка голки чітка, що виключає підприскування. У той же час при трикутному законі руху голки та ході 0,3 мм тривалість процесу паливоподачі становить близько 2,7 мс. За відсутності жорсткого зв'язку котушки з голкою та коливальним рухом котушки важко очікувати стабільну та рівномірну роботу паливної апаратурні, особливо коли голка не досягає упору.

Незважаючи на складність порівняно із електромагнітними або електродинамічними форсунками вони мають одну незаперечну перевагу: у таких системах електромагніти, впливаючи на керуючі клапани, працюють в режимі керування гідропідсилювачем і чим більше зусилля буде створено в гідропідсилювачі, тим менше потрібно зусиль від підсилювача.

Але в таких системах швидкодія електромагнітного перетворювача і форсунки не одна і теж. Швидкодія форсунки при одному і тому ж дії електромагнітного перетворювача може бути самою різною залежно від місця установки електромагнітного клапана, наявності дроселів, зворотних пружин та поршнів.

Переміщення голки відбувається при зміні тиску в керуючій камері при роботі спеціальних затворів (пристроїв управління), що приводять у дію з електромагнітом і зворотною пружиною.

Найбільшу популярність у нашій країні і за кордоном (у паливних системах Common Rail) отримали дросельні форсунки з електромагнітними, встановленими на зливі з гідрозапираючих камер.

Незважаючи на відмічені вищі недоліки, електрогідролічна система паливоподачі з дросельними форсунками пройшла успішне випробовування на дизелях.

					0032.160215.000.03MP.ПЗ	Арк.
						34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Незважаючи на значну складність системи, кожна форсунка має 8 прецизійних поверхонь, окремий керуючий масляний контур з постійною витратою масла через сопла управління золотником.

Магнітострикційні та п'єзоелектричні перетворювачі мають підвищену швидкодію, точність у дозуванні палива, відсутність механічно частин, що зношуються, і економічність у виготовленні. Через небагато механічних поздовжніх переміщень вони поки не знайшли практичного застосування в паливних системах.

Пристрої безпеки працюють у кількох випадках. Так, при збільшенні частота обертання колінчастого валу вище допустимої, електричний блок виключає подачу ПНВТ і зупиняє дизель. Якщо тиск у системі мастила опустився до нижньої межі, подається звуковий сигнал. При подальшому падінні тиску електронний блок включає автономний масляний насос із електроприводом. Якщо тиск продовжує падати, дизель зупиняється. Якщо температура охолоджуючої рідини перевищує допустиму межу, дизель виключається, а якщо під час відстою з виключеним двигуном температура опуститься нижче за допустиму межу, то дизель запуститься на прогрів.

В акумуляторних системах з акумуляторами великої ємності при зависанні форсунки ПНВТ через акумулятор постійно з'єднується з циліндром. З метою запобігання аварії на вході у форсунки встановлюють пристрої безпеки у вигляді золотника, керованого або тиском у циліндрі дизеля, або кінематично, від кривошипно-шатунного механізму або у вигляді голчастих клапанів, керованих тиском у гідрозапираючій камері або у спеціальному керуванні контур. Однак тривалість відкритого стану цих пристроїв, що циклічно роз'єднують форсунку з акумулятором, становить  $30^\circ$  до і  $30^\circ$  після верхньої мертвої. При зависанні голки паливо подається протягом  $60^\circ$  повороту колінчастого валу, що веде до стуків у дизелі через надмірно велику кількість палива, поданого в період затримки займання.

					0032.160215.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

## 1.5 Вимоги до перспективної системи паливоподачі

Наведений вище аналіз відомих паливних систем дозволяє сформулювати наступні вимоги.

З конструктивної точки зору система в цілому та її окремі елементи повинні бути такими:

- система акумуляторна з електричним керуванням;
- ПНВТ з максимальною продуктивністю, що забезпечує пускову подачу при тиску вприскування не менше 10 МПа;

- акумулятор паливний розташований на виході з ПНВТ. Об'єм акумулятора підбирається так, щоб падіння тиску при подачі максимальної кількості палива падало не більше ніж на 0,5 МПа;

- пристрій керування двоклапанний, що працює в режимі керування гідропідсилювачем. Має високу швидкодію, малі витрати палива на керування. Гідравлічно врівноважений електромагніт винесений із зони високого тиску;

- поршнем гідропідсилювача є голка форсунки;

- гідрозапірний контур форсунки складає одне ціле з робочим контуром. Пристрій управління змінює тиск у гідрозапираючій камері форсунки. Упор-обмежувач ходу голки виконаний рухомий. Він зменшує величину ходу при зменшенні частоти обертання та навантаження;

- після акумулятора немає дроселюючих перерізів як у каналі підгольчатого простору, так і у пристрої керування;

- система має мінімальну кількість паливопроводів. На ділянках, де тиск коливається в широких (20-100 МПа) межах, паливо передається каналами в корпусах;

- число прецизійних елементів мінімальне.

При конструюванні паливної системи необхідно забезпечити:

- високу технологічність у виробництві;

- малу масу та габарити;

- уніфікацію конструкцій та широкий діапазон типу розмірного ряду форсунок.

					0032.160215.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

З функціонального погляду система паливоподачі повинна забезпечити:

- якісний запуск холодного дизеля;
- мінімальна витрата палива на будь-якому режимі;
- мінімальну жорсткість роботи дизеля;
- виключення димності та максимальне зниження токсичності NO<sub>x</sub>;
- підтримання заданої частоти обертання колінчастого валу, ефективності, потужності та крутного моменту дизеля;
- мінімальну за умовами роботи системи мастила частоту обертання колінчастого валу;
- коригування параметрів паливоподачі при форсуванні або дефорсуванні дизеля, зміні атмосферних умов;
- прогрівання дизеля під час тривалої стоянки в холодну пору року.

З метою запобігання аварії паливна система має забезпечити:

- припинення подачі палива в циліндр, що вийшов з ладу, без зупинки всього дизеля;
- припинення подачі палива у всі циліндри у разі критичного зростання частоти обертання колінчастого валу;
- падіння тиску в системі мастила нижче допустимої межі;
- підвищення температури життєво важливих деталей дизеля вище допустимих меж.

На підставах проведеного аналізу стану аналізованої проблеми встановлено основне спрямування наукового пошуку. Виявлено, що метою цієї роботи є поліпшення економічності дизелів шляхом розробки акумуляторної системи паливоподачі з швидкодіючими електрогідравлічними форсунками та обґрунтування її основних конструктивно-технологічних властивостей. Для її виконання необхідно вирішити наступні завдання:

- розробити конструкції форсунки з комбінованим замиканням голки та двоклапанного пристрою управління з електромагнітним приводом; обґрунтувати критичні розміри деталей пристрою керування та форсунки, зусиль пружин та

					0032.160215.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		37

електромагніту;

- виявити конструктивні способи поліпшення процесу паливоподачі;
- створити математичну модель і програму розрахунку процесу вприскування електрогідравлічною форсункою з комбінованим замиканням і двоклапанним пристроєм управління;
- провести теоретичний аналіз процесу паливоподачі на математичній моделі;
- виявити області визначення та рівні варіювання факторів, що мають найбільший вплив на вирішення проблеми; з метою оптимізації процесу паливоподачі.

**Висновок до розділу.** Щоб дизель задовольняв сучасним вимогам до економічності, жорсткості робочого процесу і токсичності відпрацьованих газів, у кожному робочому циклі циклова подача палива повинна подаватися за 2...4 вприскування.

Оскільки серійні паливні системи не в змозі виконувати багаторазове вприскування палива тому пропонується удосконалити паливну систему дизеля Д50 шляхом додаткової установки паливного акумулятора та форсунок з електронним управлінням.

Акумуляторна паливна система із електрогідравлічними форсунками може забезпечити багаторазове вприскування якщо:

- форсунки мають високу швидкодію;
- форсунки забезпечують стабільні подачі палива величиною 9... 10% від номінального значення при максимальному тиску вприскування не менше 10 МПа.

					0032.160215.000.03MP.ПЗ	Арк.
						38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 2 ОБГРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНОЇ СХЕМИ АКУМУЛЯТОРНОЇ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ

### 2.1 Обґрунтування вибору мінімального об'єму паливного акумулятора та загальної компоновки системи

Акумуляторна паливна система дизеля містить звичайну магістраль низького тиску та систему високого тиску (рис. 1.5). Залежно від загального компонування та розмірів дизеля, числа та розташування циліндрів, числа ПНВТ акумуляторна система високого тиску може містити різну кількість акумуляторів. Всі секції ПНВТ подають паливо в акумулятор, а звідти – до електрогідравлічних форсунок. Для V-подібних дизелів, що мають 6 або 8 циліндрів більш раціональна схема з двома акумуляторами, розташованими вздовж кожного ряду циліндрів. Від акумуляторів паливо подається до електрогідравлічних форсунок. Для дизелів Д50, схема систем високого має пророблятися індивідуально.

Можливі три варіанти:

- подача палива в акумулятор і витрати з нього не накладаються за часом;
- перекриваються повністю;
- перекриваються частково.

У першому випадку мінімальний об'єм акумулятора  $V_{ак}$  (л), необхідний для забезпечення тиску під час вприскування, визначається величиною циклової витрати палива і має найбільше значення.

$$V_{ак} = \frac{V_{ц.мах}}{\alpha_{ср} \Delta p_{ак.дон}} 10^{-m}, \quad (2.1)$$

де  $V_{ц.мах}$  – максимальна величина циклової подачі, см<sup>3</sup>/ц(мм<sup>3</sup>/ц);

$\alpha_{ср}$  – середній коефіцієнт стиснення палива, І/МПа;

$\Delta p_{ак.дон}$  – допустима величина падіння тиску в акумуляторі в процесі вприскування палива, МПа.

*Примітка:* якщо  $V_{ц.мах}$  вимірюється в см<sup>3</sup>/ц, показник ступеня  $n=3$ , якщо в (мм<sup>3</sup>/ц), то  $n=6$ .

					0032.160215.000.03MP.ПЗ	Арк.
						39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

У другому випадку:

$$V_{ак} = (1 / \alpha_{ср} \cdot \Delta p_{ак.дон}) \cdot \int_0^{t_p} (Q_n - Q_p) dt, \quad (2.2)$$

де  $Q_n, Q_p$  – секундні значення подач палива в акумулятор і витрат з нього;  
 $t_p$  – тривалість витрати пального з акумулятора.

Тобто величина об'єму акумулятора визначається різницею  $Q_n$  і  $Q_p$ , причому, якщо  $Q_n$  прямує до  $Q_p$ , то  $V_{ак} \rightarrow 0$ .

У третьому випадку є два інтервали часу:

- $t_l$  протягом якого витрата накладається на подачу;
- $t_p - t_l$ , протягом якого витрата не накладається на подачу.

Кількість палива  $\Delta V$ , що визнає зміну тиску в акумуляторі, дорівнює:

- для інтервалу  $t_l$ :

$$\Delta V_1 = \int_0^{t_l} (Q_n - Q_p) dt; \quad (2.3)$$

- для інтервалу  $t_p - t_l$ :

$$\Delta V_2 = \int_0^{t_p - t_l} Q_p dt \quad (2.4)$$

Об'єм акумулятора повинен вибиратися за більшим значенням.

Змінюючи  $t_l$ , можна впливати на необхідний об'єм акумулятора. Так при  $t_l = 0$  об'єм  $V_{ак}$  визначається із рівності (2.1). При  $t_p = t_l$   $V_{ак}$  визначається по залежності (2.2).

Таким чином, мінімальний об'єм акумулятора можна отримати при узгодженій роботі ПНВТ і дизеля. Це можна зробити при жорсткому приводі ПНВТ

					0032.160215.000.03MP.ПЗ	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

від колінчастого валу. Для 4-тактних дизелів при рівності  $n_n = n_o$  потрібне число секцій насоса або число насосів у 2 рази менше, ніж число циліндрів дизеля. Для двотактних дизелів зменшення кількості насосів вимагає кратного збільшення частоти обертання їх кулачкових валів або кількості кулачків на валах.

Паливна система високого тиску, що служить для дослідження процесу паливоподачі та робочого процесу дизелів містить: паливний насос високого тиску (ПНВТ) 4 (рис. 2.1), що має привід від електродвигуна 5 змінного струму типу ВАО-41-69 потужністю 3 кВт і частотою обертання  $950 \text{ хв}^{-1}$ ; паливний акумулятор 6 об'ємом 1,7 л за допомогою коротких (50 мм) перехідників 12 з'єднання з форсунками 13. Запобіжний клапан 14 підключений до перехідника 8.

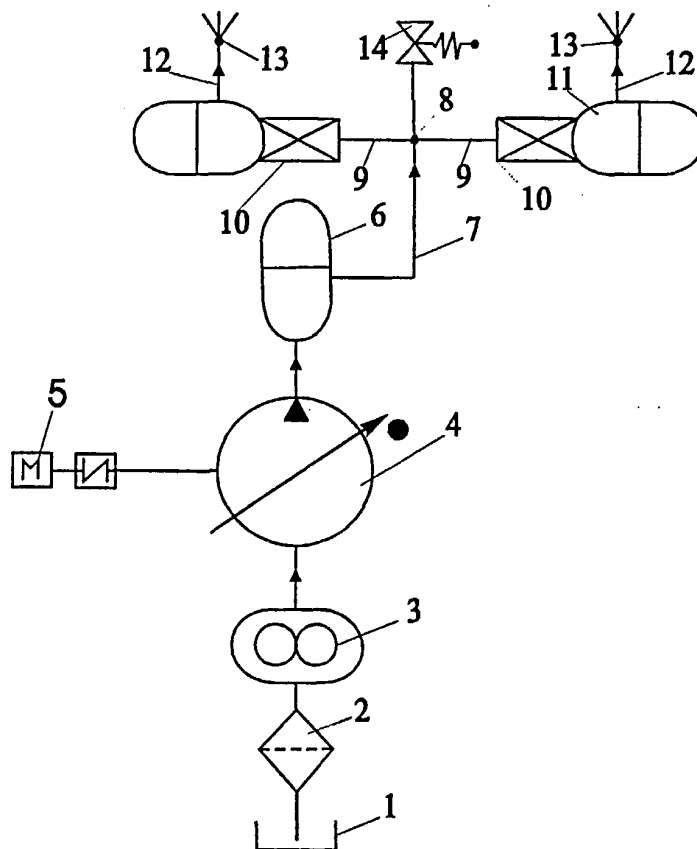


Рисунок 2.1 – Схема акумуляторної паливної системи:

- 1 – бак; 2 – фільтр; 3 – прокачуючий насос; 4 – ПНВТ; 5 – електродвигун;  
 6 – паливний акумулятор; 7 – паливопровід; 8 – перехідник; 9 – паливопровід  
 (2 шт.); 10 – дросель (2 шт.); 11 – акумулятор (2 шт.); 12 – перехідник (2 шт.);  
 13 – форсунка (2 шт.); 14 – клапан запобіжний

Система низького тиску ПНВТ містить шестерний підкачувальний насос 3, що подає паливо з мірної посудини 1 через фільтр 2 в паливний насос. Тиск акумулятора 6 контролюється за манометром. Зміна тиску здійснюється регулятором, що впливає на рейку ПНВТ. Для зменшення амплітуди коливань тиску палива, що передаються від паливопроводів 9 в акумуляторі 11, між ними встановлення дроселі 10 з внутрішнім діаметром 1 мм. Дроселі 10 на вході в акумуляторі 6 зменшують амплітуду хвиль тиску і стабілізують процес палива, що особливо важливо при подвійному або багаторазовому вприскуванні палива. Паливний насос високого тиску та паливні акумулятори забезпечують максимальну подачу палива (2·0,54г/ц) при максимальному тиску 59 МПа та падінні тиску в акумуляторі в процесі вприскування на величину 1 МПа з урахуванням витрати палива на управління форсунками.

## 2.2 Розрахунок параметрів форсунки

Основною вимогою до сучасної форсунки є висока швидкодія при підйомі і, особливо, при опусканні голки. Різні заходи, що прискорюють опускання голки (установка зворотної пружини, додаткового поршня або поршня, навантаженого пружиною; дроселювання палива на вході в підгольчатий простір), уповільнюють її підйом і утруднюють отримання доз палива. і мінімальних подач холостого ходу при достатньо високому тиску. Порівняно із серійною форсункою в ній змінено лише одну деталь – штуцер відвідний (рис. 2.2).

Штуцер 1 форсунки виконаний у вигляді перехідника 7, на якій нагвинчується корпус 6 пристрою управління форсункою. Нижня частина перехідника 7 являється витіснявачем палива, що зменшує об'єм гідрозапираючої камери (ГЗК). Під тарілку 4 пружини 3 поміщена опора 9, завдяки якій в нижньому положенні голки форсунки тарілка 4 не стосується штанги 5. Під опорою 9 розташована регулювальна шайба 10.

					0032.160215.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

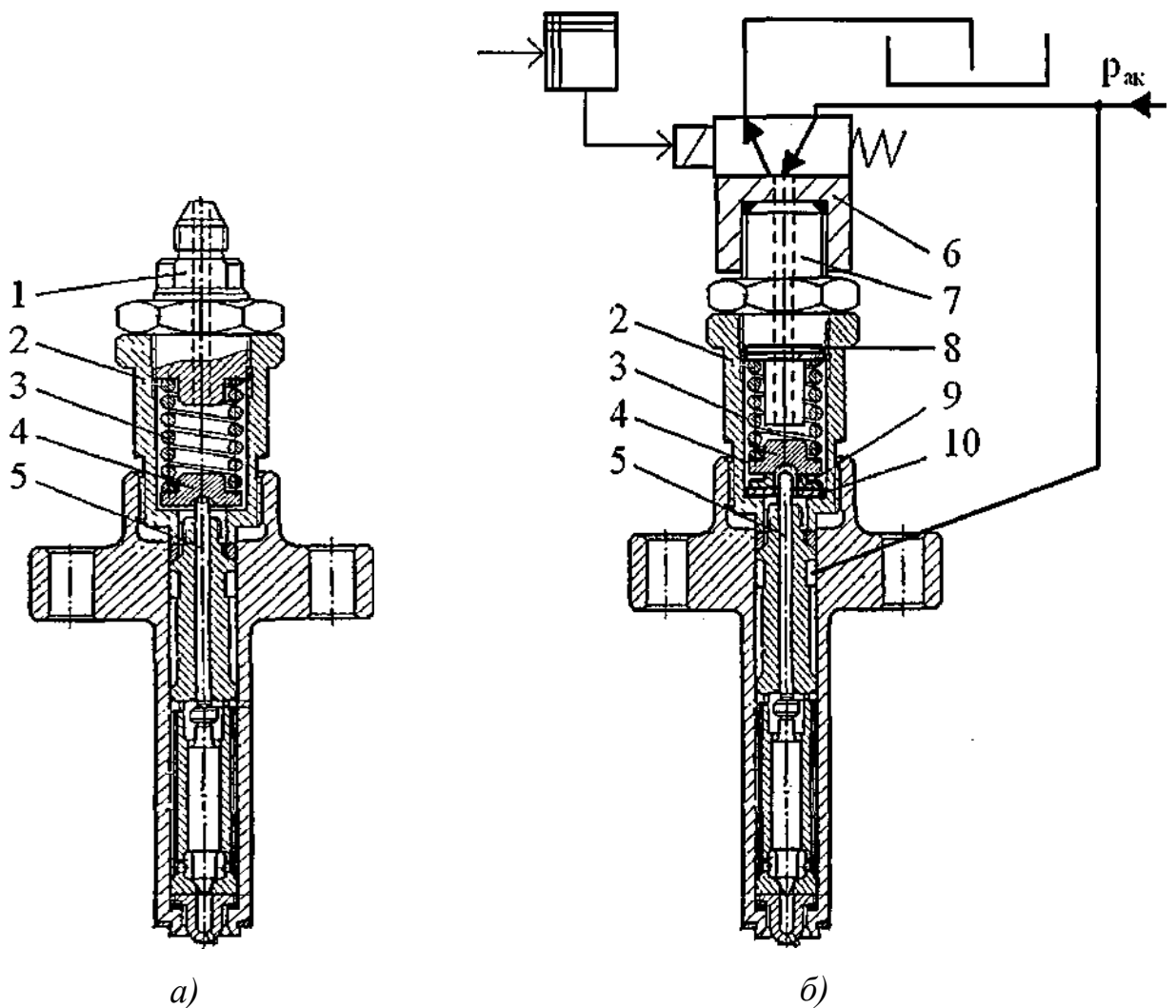


Рисунок 2.2 – Форсунки дизелів Д50:

*a* – серійна; *б* – електрогідравлічна з комбінованим замиканням голки;

1 – штуцер відвідний; 2 – корпус пружини; 3 – пружина; 4 – тарілка; 5 – штанга;

6 – корпус пристрою управління; 7 – перехідник; 8 – шайба регулювальна;

9 – опора; 10 – шайба регулювальна

Принциповою відмінністю пропонованої форсунки є наявність зазору  $Y_{z,2}$  між штангою 5 і нижньою тарілкою 4 пружини 3. Завдяки цьому пружина 5 не навантажує штангу 5 і на початку руху не перешкоджає підйому голки. Величина зазору регулюється шайбою 10. Нижня тарілка 4 пружини 3 слугує рухомим упором для голки 4.

Форсунка працює в такий спосіб. У вихідному положенні паливо від

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

0032.160215.000.03MP.ПЗ

Арк.

43

акумулятора підводиться як у підгольчатку, так і гідрозапираючу камери (ГЗК), проте зверху паливо діє на всю площу голки, а знизу тільки на її диференціальний майданчик:

$$p_{ак} (f_2 - f_2'') + p_c f_2'' < p_{ак} f_2, \quad (2.5)$$

де  $p_{ак}$  – тиск в акумуляторі, МПа;

$p_c$  – тиск в сопловому каналі форсунки, МПа;

$f_2$  – площа поперечного перетину по направляючій до діаметру голки, мм<sup>2</sup>;

$f_2''$  – площа поперечного перетину по нижній границі посадочного пояса голки форсунки, мм<sup>2</sup>.

Голка притиснута до сідла з силою, Н:

$$p = (f_2 - f_2'') f_2''. \quad (2.6)$$

Коли струм подається на обмотку з електромагнітного пристрою керування, останній спрацьовує, з'єднуючи ГЗК зі зливом та роз'єднуючи її з акумулятором. Тиск у ГЗК падає за умови:

$$p_{ак} f_2 + p_c f_2'' < p_{ак} f_2 p_{ак} (f_2 - f_2''). \quad (2.7)$$

Голка, не зустрічаючи опору зворотної пружини 3 протягом ходу, переміщується з прискоренням, м/с<sup>2</sup>:

$$\frac{d^2 Y_2}{dt^2} = \frac{1}{m_2} [p_{ак} (f_2 - f_2'') + p_{ак} f_2], \quad (2.8)$$

де  $Y_2$  – переміщення голки, мм;

$m_2$  – маса голки, г.

Після того, як штанга 5, вибравши зазор, упреться в тарілку 4, вступає в дію пружина і підйом голки сповільнюється:

					0032.160215.000.03MP.ПЗ	Арк.
						44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\frac{d^2 Y_z}{dt^2} = \frac{1}{m_u + m_u'} \left[ p_{ак} (f_z - f_z'') + p_c f_z'' - p_{ак} f_z - P_{пр.и} - C_{пр.и} (V_z - V_{z.2}) \right], \quad (2.9)$$

де  $P_{пр.и}$  – зусилля пружини, Н;

$C_{пр.и}$  – жорсткість пружини, Н/мм;

$m_u'$  – маса штанги і рухомого упору, г.

Якщо  $P_{пр} + p_{ак} f_z < p_c f_z'' + p_{\phi} (f_z - f_z'')$ , то голка разом з рухомим упором 4 продовжує пересуватися до основного жорсткого упору. Після цього вприскування палива відбувається через постійний прохідний переріз під голкою.

Якщо  $P_{пр} + p_{ак} f_z > p_c f_z'' + p_{\phi} (f_z - f_z'')$ , то голка не в змозі перемістити рухомий упор 4 і максимальна висота підйому гілля не перевищує величину. Така робота форсунки характерна для подач холостого ходу та запальних доз палива.

Коли пристрій управління роз'єднує ГЗК зі зливом і з'єднує її з акумулятором, тиск зростає, за умови:

$$p_{ак} f_{u1} + P_{прм} + C_{прм} (V_{u.max} - V_{u.2}) > p_{\phi} (f_m - f_v'') + p_c f_m'', \quad (2.10)$$

голка під спільною дією палива з боку гідрозапираючої камери і пружини 3 починає різко опускатися до посадки тарілки 4 на опору 9. Таким чином, на частині ходу голки, що дорівнює  $V_{u.max} - V_{u.2}$ , забезпечується гідромеханічне замикання.

Після посадки тарілки 4 на опору 9 пружина 3 перестає діяти на штангу 5 протягом ходу забезпечується гідравлічне замикання. Швидкість опускання голки зменшується і якщо дотримується умова:

$$p_{z.3} \geq p_{\phi} (f_z - f_z'') + p_c f_z'', \quad (2.13)$$

де  $p_{z.3}$  – тиск в газорозпираючій камері, МПа;

$p_{\phi}$  – тиск в камері форсунки, МПа,

					0032.160215.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

то голка сідає на сідло.

У той же час при певному співвідношенні, коли:

$$p_{г.з} < p_{\phi} (f_u - f_u'') + p_c f_u'', \quad (2.14)$$

швидкість опускання голки може стати рівною 0 до посадки голки на сідло, і голка почне знову підніматися.

Щільна посадка голки забезпечується за умови:

$$p_{г.з} > p_{\phi} (f_u - f_u'') + p_c f_u''. \quad (2.15)$$

### 2.3 Аналіз конструктивних особливостей та умов переміщення рухомих деталей пристрою управління вприскуванням

Управління вприскуванням здійснюється за рахунок зміни тиску в гідрозапираючій камері над голкою форсунки. Тиск у ГЗК змінюється з двоклапанного пристрою, що має електромагнітний привід. Пристрій управління представлено на рисунку 2.3.

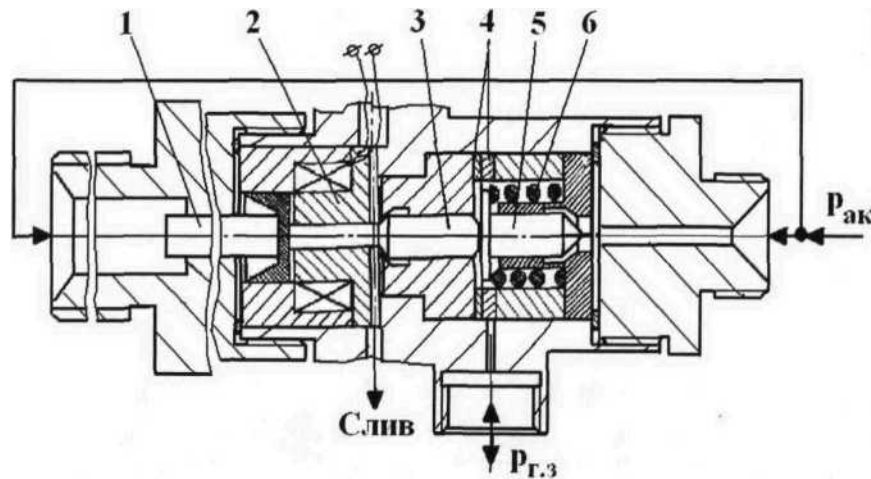


Рисунок 2.3 – Пристрій керування тиском у гідрозапираючій камері:

1 – поршень компенсуючий; 2 – електромагніт; 3 – клапан зливний; 4.–шайби регульовальні; 5 – клапан впускний; 6 – пружина впускного клапана

Характерними для цього пристрою деталями та вузлами є: впускний 5 та зливний 3 клапани, зворотна пружина 6, електромагніт 2 та компресуючий поршень

					0032.160215.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

1.

Електромагніт встановлений у порожнині зливу, розвантажений від високого тиску палива, що забезпечує його надійну роботу. Компенсуючий поршень служить для створення гідравлічної врівноваженості конструкції. Крім цього компенсуючий поршень виключає відрив якоря від електромагніту від штока в момент посадки зливного клапана.

З метою виключення перекосів при русі та забезпечення герметичності запирання, клапани пристрою управління у вигляді двох окремих деталей, що контактують між собою по парі площина – сфера. Клапани голчастого типу, не прецизійні. На зовнішній циліндричній поверхні кожного клапана прорізання 3 паза, що служать для проходу палива. Посадкові діаметри клапанів становлять 2,5 мм, а величина ходу 0,07...0,08 мм. Регулювання величини ходу здійснюється шайбами 4, встановленими між гільзами клапанів. Зусилля зворотної пружини дорівнює 50 Н, зусилля електромагніту – 130 Н.

Сумарна маса рухомих деталей (впускний і зливний клапани, шток, якір, що компенсує поршень, 1/3 маси пружини) дорівнює 12,04 г.

Пристрій керування працює в такий спосіб. Коли струм не подається в обмотку електромагніта:

$$P_{пр.к} + p_{ак}f_n > p_{ак}f_n \quad (2.16)$$

Впускний клапан відкритий, зливний – закритий. Гідрозапірна камера форсунки з'єднана з акумулятором.

Після подачі струму

$$P_{пр} + p_{ак}f_n < p_{ак}f_n + P_{ел}, \quad (2.17)$$

де  $P_{ел}$  – зусилля електромагніту, Н.

Впускний клапан закривається, а зливний відкривається. Гідрозапірна камера роз'єднується з акумулятором та повідомляється зі зливом. Умова щільної посадки

					0032.160215.000.03MP.ПЗ	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

впускного клапана:

$$P_{np} + p_{ак} f_n < p_{ак} f_n + P_{ел}. \quad (2.18)$$

Коли струм перестає надходити в обмотку з електромагніту:

$$P_{np} + p_{ак} f_n > p_{ак} f_n. \quad (2.19)$$

Впускний клапан відкривається, а зливний – закривається. Гідрозапірна камера роз'єднується зі зливом та з'єднується з акумулятором. Тиск у ній зростає.

Завдяки тому, що клапани відкриваються по черзі, акумулятор з'єднаний зі зливом тільки під час руху клапанів від одного сідла до іншого. Максимальний прохідний переріз, через який впливає паливо, дорівнює половині максимального прохідного перерізу клапанів, тому витрата палива на управління невелика.

Так як під час зливу підживлення гідрозапираючої камери не відбувається, а під час подачі в неї палива немає дроселювання на вході, тиск у гідрозапираючій камері різко змінюється як при підйомі, так і при опусканні голки, що сприятливо позначається на швидкодії форсунки.

Мікронні переміщення клапанів поряд з малими рухомими масами і перестановними зусиллями, що не перевищують 80 Н, гарантують практично необмежений ресурс пристрою управління.

Удосконалена форсунка має високу швидкодію завдяки:

- відсутності дроселів на лінії акумулятор – гідрозапірна камера, що забезпечує різку зміну тиску в гідрозапираючій камері;
- спільної дії палива та зворотної пружини при опусканні голки та дії палива при підйомі голки;
- наявності витіснювача, що зменшує об'єм гідрозапираючої камери до мінімуму;
- ефективних прохідних перерізів клапанів пристрою управління.

Разом з тим, припинення дії пружини форсунки до посадки голки на сідло зменшує швидкість руху голки перед її посадкою. Термін служби розпилювача

					0032.160215.000.03MP.ПЗ	Арк.
						48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

збільшується.

Виключенню підвприскування палива сприяє вільний прохід палива з підігольного простору в гідрозапірну камеру під час опускання голки і після її посадки, завдяки чому зростання тиску за рахунок хвильового процесу або гідроудару викликає негайний зростання тиску гідрозапирання і більш щільне, як у форсунок з механічним замиканням.

В цілому процесі паливоподачі форсунок з комбінованим замиканням голка може містити від 11 до 13 етапів.

## 2.4 Обґрунтування розмірів деталей пристрою керування та форсунки, зусиль пружин та електромагніту

### Розміри посадочних діаметрів клапанів пристрою управління

Працездатність пристрою керування визначається співвідношеннями між посадковими діаметрами впускного і зливного клапанів, що врівноважує поршня, а також зусиллями пружини і електромагніту.

Критичні значення даних величин визначаються умовами (2.16), (2.17), (2.18), (2.19).

З (2.16) та (2.17) відповідно маємо:

$$f_{n.зл} > f_n - \frac{P_{пр.к}}{P_{ак.мах}}; \quad (2.20)$$

$$f_{n.зл} < f_n + \frac{P_{ел.м} P_{пр.к}}{P_{ак.мах}}, \quad (2.21)$$

де  $f_{n.зл}$  – посадочна площа зливного каналу, мм<sup>2</sup>;

$P_{пр.к}$  – зусилля пружини клапанів, Н;

$P_{ак.мах}$  – максимальний тиск в акумуляторі, МПа.

Звідси:

					0032.160215.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

$$f_n + \frac{P_{ел.м} P_{пр.к}}{P_{ак.мах}} > f_{н.зл} > f_n - \frac{P_{пр.к}}{P_{ак.мах}}. \quad (2.22)$$

А співвідношення діаметрів має вигляд:

$$\sqrt{d_n^2 + 0,127 \frac{P_{ел.м} - P_{пр.к}}{P_{ак.мах}}} > d_{н.сл} > \sqrt{d_n^2 - 0,127 \frac{P_{пр.к}}{P_{ак.мах}}}. \quad (2.23)$$

Для посадочного діаметра випускного клапана із (2.18), (2.19) після перетворення отримаємо:

$$\sqrt{d_n^2 + 0,127 \frac{P_{ел.м} - P_{пр.к}}{P_{ак.мах}}} > d_{н.вх} > \sqrt{d_n^2 - 0,127 \frac{P_{пр.к}}{P_{ак.мах}}}. \quad (2.24)$$

Вирази (2.23), (2.24) мають велике значення при проектуванні пристрою управління. Виходячи з допусків на виготовлення деталей вони дозволяють підібрати зусилля пружини та електромагніту і навпаки, виходячи із зусиль, сформулювати вимоги до допусків.

Наприклад, для дизеля Д50 при  $d_n = 2,5$  мм = 2,5,  $P_{ел.м} = 130$  Н,  $P_{пр.к} = 50$  Н,  $p_{ак} = 70$  МПа, отримаємо:

$$\sqrt{6,25 - 0,127 \frac{50}{70}} < d_{н.сл} < \sqrt{6,25 + 0,127 \frac{130 - 50}{70}};$$

Отже, розмір для посадочного діаметру випускного клапана маємо  $2,48 < d_{н.зл} < 2,53$  або  $d_{н.зл} = 2,5^{+0,03}_{-0,02}$

### Уточнення розмірів посадкових діаметрів клапанів

У момент відкриття зливного клапана, прискорення клапана визначається за виразом:

					0032.160215.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

$$\frac{d^2V}{dt^2} = \frac{1}{m_{\kappa}} [P_{ел.м} - P_{пр.к} + p_{ак} (f_n - f_{н.зл})] \quad (2.25)$$

У момент початку відкриття впускного клапана прискорення рівне:

$$\frac{d^2V}{dt^2} = \frac{1}{m_{\kappa}} [P_{ел.м} + p_{ак} (f_n - f_{н.зл})] \quad (2.26)$$

З (2.25), (2.26) видно, що прискорення залежить від зусиль електромагніту та зворотної пружини, величини яких не змінюються при зміні навантаження дизеля, та тиску в акумуляторі, який може змінюватися. Причому залежно від співвідношення зростання тиску в акумуляторі може збільшувати або зменшувати прискорення клапанів.

Для паливної системи, що має кілька пристроїв керування, наприклад, два, можливі кілька варіантів, що задовольняють умовам.

### Обґрунтування ходу голки форсунки до рухомого упору

Величина ходу голки форсунки до рухомого упору визначає надійну і швидку посадку голки після припинення дії зворотної пружини голки. Надійна посадка голки забезпечується за рахунок дроселювання палива в зазорі між замикаючими конусами голки і корпусу розпилювача за умови  $\mu f_2 < \mu f_c$ . Виходячи з того, з урахуванням відомої залежності для визначення  $f_2$ , можна визначити максимально допустиму величину ходу голки форсунки  $Y_2$ :

$$Y_{2,\max} \leq \frac{d_{р.к} + K_2 \cdot K_3}{2 \cdot K_3} - \sqrt{\left(\frac{d_{р.к} + K_2 \cdot K_3}{2 \cdot K_3}\right)^2 + d_{р.к} \cdot K_2 - \frac{\mu f_c}{\mu_2 \cdot K_1}} \quad (2.27)$$

Після перетворень отримаємо:

$$Y_{2,\max} \leq 0,63 \frac{\mu_c f_c}{\mu_2 \cdot K_{рк}} - 0,018 (d_x - d_{р.к}) \quad (2.28)$$

де  $\mu f_c$  – ефективний прохідний переріз соплових отворів розпилювача;

					0032.160215.000.03MP.ПЗ	Арк.
						51
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$d_x, d_{p.k}$  – діаметри соплового каналу та перерізу у замикаючої кромки

голки;

$\mu_z$  – коефіцієнт витрати палива в перерізі між замикаючими конусами  
голки та корпусу розпилювача.

Для форсунок дизеля Д50 при:  $\mu_c = 0,77, d_c = 0,56$  мм,  $i_c = 3; \mu_z = 0,6; d_{p.k} = 3,2$   
мм;  $d_x = 5,7$  мм.

Отже:

$$Y_{z.max} \leq 0,63 \frac{0,77 \cdot 0,785 \cdot 0,56^2 \cdot 3}{0,6 \cdot 3,2} - 0,018(5,7 - 3,2) \leq 0,141 \text{ мм.}$$

### Обґрунтування граничних значень зусилля пружини форсунки

Голка починає опускатися за умови:

$$P_{np.z} + p_{u.z.n.o} f_{z1} \geq p_{\phi.n.o} (f_z - f_u'') + p_{c.n.o} f_u'' - C(Y_{z.max} - Y_z) \quad (2.29)$$

де індекси *n.o.* – означають початок опускання;

$f_{z1}$  – площа голки, на яку діє тиск з боку гідрозапираючої камери.

З формули (2.29) видно, що за інших рівних умов  $P_{np.z}$  дуже сильно залежить  
від  $f_{z1}$  та  $p_{u.z.n.o}$ .

Оскільки  $p_{u.z.n.o.max} = p_{\phi}$ , а  $f_{z1max} = (0,79...0,8) f_z$  то мінімальне зусилля  
пружини форсунки дорівнює:

$$P_{np.z.min} = p_{\phi.n.o} (f_z - f_z'') + p_c f_z'' - 0,8 p_{\phi} f_z - C_{np.z} (Y_{z.max} - Y_z); \quad (2.30)$$

або,

$$P_{np.z.min} = 0,2 p_c f_z'' - f_z'' (p_{\phi} - p_c) - C_{np.z} (Y_{z.max} - Y_z). \quad (2.31)$$

Для форсунок дизеля Д50 при  $p_{ак} = 60$  МПа;  $p_{\phi} = 58$  МПа;  $p_c = 56$  МПа;

					0032.160215.000.03MP.ПЗ	Арк.
						52
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$C_{пр.з} = 200 \text{ Н/мм}; Y_{z.max} = 0,45 \text{ мм}; Y_z = 0,05 \text{ мм}; f_z = 0,385 \text{ см}^2; f_z'' = 0,255 \text{ см}^2.$$

Отже:

$$P_{пр.з min} = 0,2 \cdot 580 \cdot 0,385 - 0,255(0,45 - 0,05) = 31,56 \text{ кгс, або } 308,7 \text{ Н.}$$

Зі зменшенням  $p_{ак}$  величина  $P_{пр.н}$  теж зменшується. Для дизеля 10Д20,7/2х25,4 при  $p_{ак} = 60 \text{ МПа}$ ;  $p_{ф} = 38 \text{ МПа}$ ;  $p_c = 36 \text{ МПа}$ :

$$P_{пр.з min} = [0,2 \cdot 380 \cdot 0,385 - 0,255(380 - 360) - 20(0,45 - 0,05)]9,8 = 158,4 \text{ Н.}$$

Максимальна величина зусилля пружини голки від її попередньої деформації досягається за умови:

$$f_{z1min} = f_{x.z} + \Delta f_z, \quad (2.31)$$

де  $f_{x.z}$  – площа хвостовика і розпилювача форсунки;  $\Delta f_z$  - площа зазору між хвостовиком голки і корпусом розпилювача.

Для форсунок тепловозних дизелів:

$$d_{x.z} 0,4 \text{ см}, f_{x.z} = 0,126 \text{ см}^2, \text{ а } f_{z1min} = 0,196 \text{ см}^2.$$

Після закриття зливного та відкриття впускного клапанів голка починає опускатися не відразу, а з деяким запізненням (рис. 2.4).

					0032.160215.000.03MP.ПЗ	Арк.
						53
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

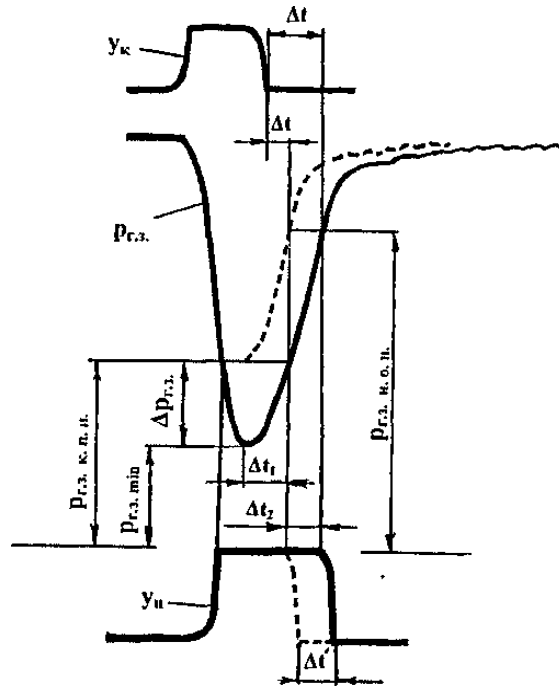


Рисунок 2.4 – Схема, що пояснює зв'язок між переміщенням клапанів, тиском гідрозапирання і переміщенням форсунки

Запізнення опускання голки визначається з часу наростання тиску в гідрозапираючій камері від  $p_{г.з. \min}$  до тиску початку опускання голки  $p_{г.з. н.о.п.}$ . Час запізнювання включає дві складові:

$\Delta t_1$  – час наростання тиску в гідрозапираючій камері від мінімального значення  $p_{г.з. \min}$ , до тиску кінця підйому голки  $p_{г.з. к.п.п.}$ ;

$\Delta t_2$  – час наростання тиску від тиску кінця підйому  $p_{г.з. к.п.п.}$  до тиску початку опускання голки  $p_{г.з. н.о.п.}$ .

Таким чином, з урахуванням (2.31), зменшити час запізнення при незмінних розмірах розпилювача можна за рахунок:

- зменшення об'єму гідрозапираючої камери;
- збільшення ефективного прохідного перерізу впускного клапана пристрою керування;
- зменшення тиску початку опускання голки за рахунок збільшення зусилля пружини форсунки або зменшення торцевої опорної поверхні обмежувача ходу голки.

## Зменшення нерівномірності подачі палива в циліндри дизеля

Для гідрозапираючих форсунок, підгольчатий простір яких безпосередньо пов'язаний з акумулятором, основний вплив на рівномірність має відмінність з ефективних прохідних перерізів розпилювачів. Так для двох різних форсунок при одній і тій же тривалості електричного імпульсу величини циклових подач рівні:

$$v_{y1} = t_{e1} \mu f_{c1} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{0,5 p_{c1\max} - p_{\psi}} ; \quad (2.32)$$

$$v_{y2} = t_{e2} \mu f_{c2} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{0,5 p_{c2\max} - p_{\psi}} . \quad (2.33)$$

Для акумуляторних паливних систем можна прийняти  $p_{c1\max} = p_{c2\max}$ . Компенсувати вплив  $\mu f$  можна за рахунок зміни тривалості вприскування. Прийmemo  $p_{c1} = p_{c2}$  і визначимо необхідний для забезпечення нульової нерівномірності час вприскування, прирівнявши (2.32) та (2.33):

$$t_{e2} = \frac{\mu f_{c1}}{\mu f_{c2}} \cdot t_{e1} . \quad (2.34)$$

Для підтримки нульової нерівномірності за будь-якої циклової подачі тривалість вприскування форсунки з меншим ефективним прохідним перетином має бути більше на величину  $\Delta t_{e.m}$ :

$$\Delta t_{e.m} = t_{e2} - t_{e1} = t_{e1} \left( \frac{\mu f_{c1}}{\mu f_{c2}} - 1 \right) . \quad (2.35)$$

З (2.35) видно, що різниця  $t_{e2} - t_{e1}$  має зменшуватися із зменшенням  $t_{e1}$ . Це можна зробити за допомогою спеціальної програми, якщо формувач електричних імпульсів управляється мікропроцесором. Якщо різниця  $\Delta t_{e.m}$  забезпечує вимоги рівномірності на номінальному режимі, зберігається постійною на часткових

					0032.160215.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

навантаженнях і холостому ході то при зменшенні циклової подачі величина  $t_{62}$  стає більшою.

### **Висновок до розділу**

1. Пристрій управління паливоподачею може бути виконаний як в окремому корпусі, так і в корпусі форсунки.
2. Пристрій управління повинен бути двоклапанним і гідравлічно врівноваженим.
3. Електромагніт розташований поза зоною пульсуючого тиску і охолоджується паливом.
4. Максимальна величина ходу голки до рухомого упору не перевищує  $0,313 Y_{z,max}$ .
5. Максимальна величина ходу клапанів пристрою управління не перевищує величину 0,1 мм.
6. Відсутність дроселя на вході в підігольну камеру сприяє збільшенню середнього тиску вприскування, зменшенню втрат потужності на привід ПНВТ та зниженню максимальної температури форсунки.
7. Відсутність дроселя, що постійно з'єднує гідрозапірну камеру з акумулятором, зменшує витрату палива на керування форсункою та втрати потужності на привід ПНВТ.
8. Виявлені теоретичні залежності, що служать для визначення критичних розмірів деталей пристрою управління та форсунки, є основою при створенні подібних систем різних дизелів.

					0032.160215.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

### 3 ТЕОРЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ ПРОЦЕСУ ПАЛИВОПОДАЧІ НА МАТЕМАТИЧНІЙ МОДЕЛІ

#### 3.1 Методи розрахунку процесу паливоподачі

Процес розробки та доведення нової, особливо принципово нової паливної системи, що має велику кількість конструктивних елементів, що мають прямий або опосередкований вплив на процес вприскування, довгий і дуже трудомісткий. Якщо при вдосконаленні відпрацьованої системи конструктивні елементи можна оцінити за прототипом, то для нової потрібно виявляти вплив кожного з них або, на початковому етапі, тих, які мають найбільший вплив на процес вприскування. Така робота практично неможлива без побудови математичної моделі процесу паливоподачі та розрахунково-теоретичного аналізу конструктивних варіантів системи.

Існуючі методи розрахунку базуються на динамічній або статичній теорії. Вибір методу розрахунку визначається загальним компонованням паливної системи. В даний час найбільшого поширення набув гідродинамічний метод, тому що переважна більшість паливних систем мають нагнітальні паливопроводи довжиною 240-1330 мм, в яких переміщуються хвилі тиску і процес приходу розглядати окремо для вхідного і вихідного перерізу трубопроводу. Разом з тим, в акумуляторних паливних системах за наявності коротких трубопроводів або їх відсутності статичний метод розрахунку дає таку ж точність, що і динамічний, і рівняння балансу палива вирішують спільно.

Рівняння процесу вприскування частіше всього вирішують наближено методом кінцевих різниць, при якому кожен етап розбивається на проміжки часу, змінні поділяють і рівняння інтегрують почленно аналітично або наближено за середніми величинами шуканих параметрів. [140].

Аналіз різних методів чисельного інтегрування при розрахунках на ЕВМ показав, що необхідно вибирати рівняння, що пред'являють мінімальні вимоги до безперервності функцій. Значною мірою на цю вимогу відповідає метод Ейлера з дробленням кроку на етапах з інтенсивною зміною кривих, що містить два перші

					0032.160215.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

члени ряду [107]. Виходячи з того, в даній роботі чисельне інтегрування тисків і витрат палива проводилося за методом Ейлера з дробленням кроку:

$$p_{i+1} = p_i + \frac{d_{pi}}{dt} \cdot t_{pj}, \quad (3.1)$$

де  $t_p$  – тривалість витрати палива, с.

А переміщення клапанів та голки форсунки – за покращеним методом Ейлера-Коші:

$$Y_{i+1} = Y_i + \frac{dy_i}{dt} \cdot t_{pj} + \frac{d^2 y_i}{dt^2} \frac{t_{pj}^2}{2} \quad (3.2)$$

Програма розрахунку досить універсальна, оскільки містить кілька варіантів. За варіантом 1 розраховуються часткові навантаження та номінальний режим при зливі палива з порожнини пружини гідрозапираючої камери. За варіантом 2 – ті ж режими, але при зливі палива з порожнини обмежувача ходу голки. Варіанти 3 та 4 відрізняються відповідно від 1 та 2 наявністю гідравлічної пружини. Варіант 5 описує режими запальних доз і холостого ходу, 6 – режим зі ступінчастим заднім фронтом тиску вприскування, 7-му підприскуванням палива.

Розрахунок по режиму холостого ходу відрізняється тим, що етап 7 накладеної на етапи 3, 4 і 5 – відбувається одночасно підйомом і закриття клапана зливу, що призводять до зростання  $p_{2,3}$ .

На рисунку 3.1 представлені схеми, що пояснюють послідовність етапів розрахунку.

Порядок розрахунку для номінального режиму та часткових навантажень наведено в таблиці 1.2.

На рисунках 3.2.–3.6 наведено п'ять варіантів структурних схем алгоритму розрахунку для наступних умов:

- а – процес закінчується посадкою голки на замикаючий конус;
- б – посадка голки носить ступінчастий характер (голка опуститися, але, не

досягнувши замикаючого конуса розпилювача, піднімає на деяку висоту і лише потім щільно сідає);

в – після основної подачі слід підприскування палива.

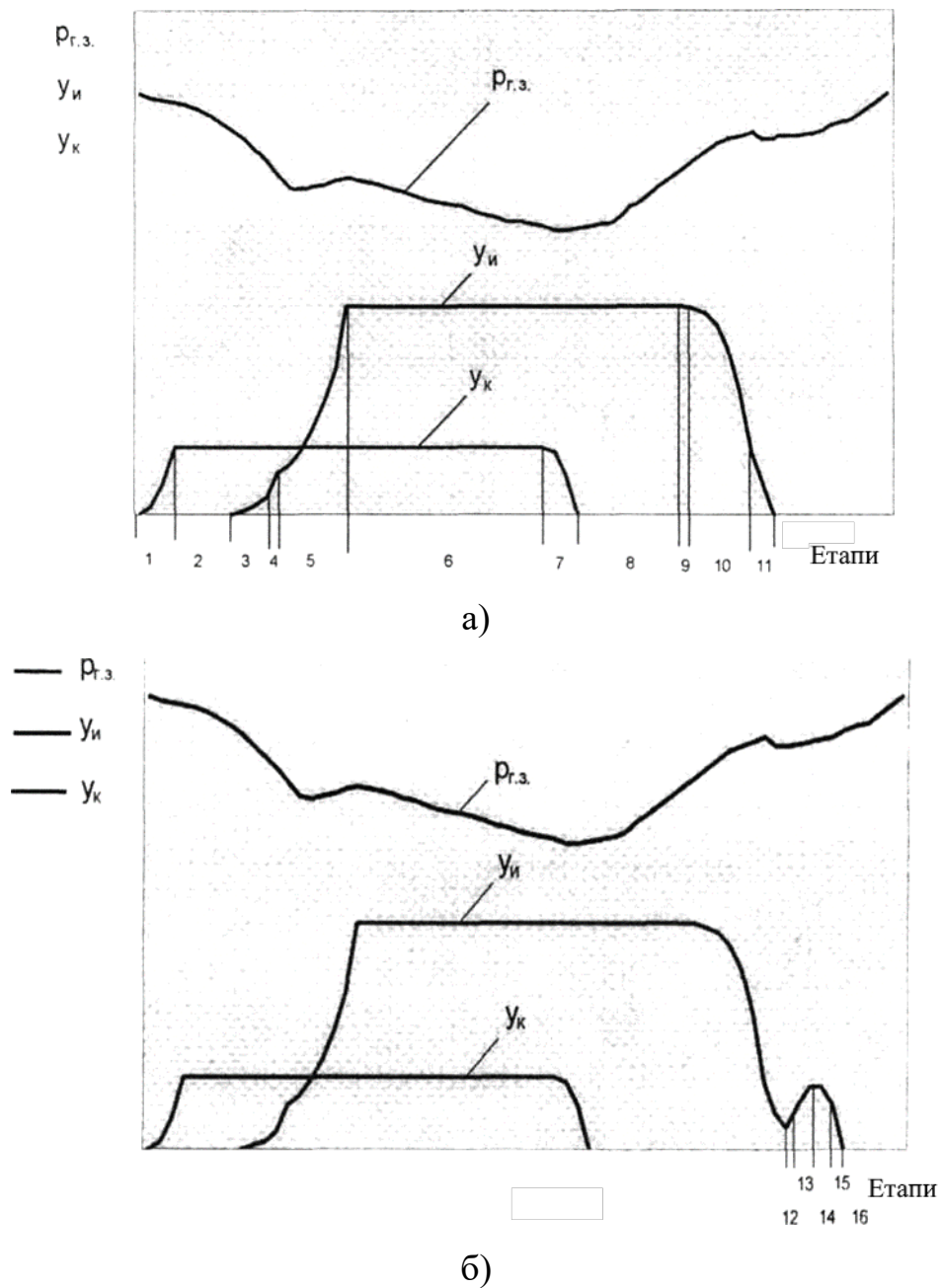


Рисунок – 3.1. Схеми, що пояснюють процеси руху клапанів пристрою керування ( $U_{к}$  і форсунки ( $U_{г}$ ) і зміна тиску в гідрозапираючій камері ( $p_{г.з.}$ ) на різних етапах розрахунку:

а – основний варіант; б – варіант зі ступінчастим опусканням голки форсунки

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

0032.160215.000.03MP.ПЗ

Арк.

59

Таблиця 3.1 – Порядок етапів розрахунку

Етап	Умова початку і-го етапу
<b>Етапи основного варіанту</b>	
1. Рух клапанів до посадки впускного клапана	$P_{ел.м} + p_{ак} f_n > P_{ел.м} + p_{ак} f_{н.зл}$
2. Слив повністю відкритий. Падіння тиску в гідрозапираючій камері до тиску початку підйому голки	$y_k = y_{к.маx}; \mu f_{вх} = 0; \mu f_{вих} = \max$
3. Рух голки до проміжного упору	$p_{ак}(f_2 - f_2'') + p_{\phi}'(f_2'' - f_2') + p_c f_2' > p_{2.3} f_2$
4. Зростання тиску під торцем рухомого упору	$y_2 = y_{2.2}$
5. Рух голки до основного упору	$P_{тор.н.у} = P_{2.3}$
6. Положення голки на упорі при максимальному підйомі	$y_2 = y_{2.маx}$
7. Рух клапанів до посадки впускного клапана	$p_{ак} f_2 + p_{2.3}(f_{н.вх} - f_{н.зл}) < P_{пр.к} + p_{ак} \cdot f_{н.зл}$
8. Зростання тиску в гідрозапираючій камері до тиску початку опускання голки	$y_k = 0; \mu f_{вх} = \max; \mu f_{вих} = 0$
9. Початок опускання голки, зростання тиску під торцем голки до величини тиску в гідрозапираючій камері	$p_{ак}(f_2 - f_2'') + p_{\phi}'(f_2'' - f_2') + p_c f_2' < < p_{2.3} f_2 + P_{пр.2} + C_{пр.2}(y_2 - y_{2.2})$
10. рух голки до посадки рухомого упору	$P_{тор.2} = P_{2.3}$
11. Рух голки у бік посадки до повного опускання	$p_{ак}(f_2 - f_2'') + p_{\phi}'(f_2'' - f_2') + p_c f_2' < p_{2.3} f_2$ $dy_2 / dt \neq 0; y_2 \neq 0$
<b>Етапи, що описують ступінчасте опускання голки форсунки</b>	
Етап	Умова початку і-го етапу
12. Повного опускання голки не сталося. Повторний підйом голки до рухомого упору після неповної посадки	$p_{ак}(f_2 - f_2'') + p_{\phi}'(f_2'' - f_2') + p_c f_2' > p_{2.3} f_2$ $dy_2 / dt \neq 0; y_2 \neq 0$
13. Підйом голки з рухомим упором	$y_2 = y_{2.2}$ $p_{ак}(f_2 - f_2'') + p_{\phi}'(f_2'' - f_2') + p_c f_2' > > p_{2.3} f_2 + p_{2.3}(f_{н.у} - f_{в.у}) + P_{пр.2}$
14. Опускання голки до посадки рухомого упору	$dy_2 / dt \neq 0;$ $p_{ак}(f_2 - f_2'') + p_{\phi}'(f_2'' - f_2') + p_c f_2' < < p_{2.3} f_2 + P_{пр.2} + C_{пр.2}(y_2 - y_{2.2})$
15. Рух голки до повної посадки	$y_2 = y_{2.2}$ $p_{ак}(f_2 - f_2'') + p_{\phi}'(f_2'' - f_2') + p_c f_2' < p_{2.3} f_2$
16. Повторний підйом голки після повної посадки	$y_2 = 0;$ $p_{ак}(f_2 - f_2'') + p_{\phi}'(f_2'' - f_2') + p_c f_2' > p_{2.3} f_2$
17. Опускання голки до повної посадки	$dy_2 / dt = 0;$ $p_{ак}(f_2 - f_2'') + p_{\phi}'(f_2'' - f_2') + p_c f_2' < p_{2.3} f_2$



Рисунок – 3.2 Основна структурна схема алгоритму розрахунку процесу впорскування акумуляторної паливної системні з форсунками, що мають комбіноване замикання голки (початок)

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

0032.160215.000.03MP.ПЗ

Арк.

61

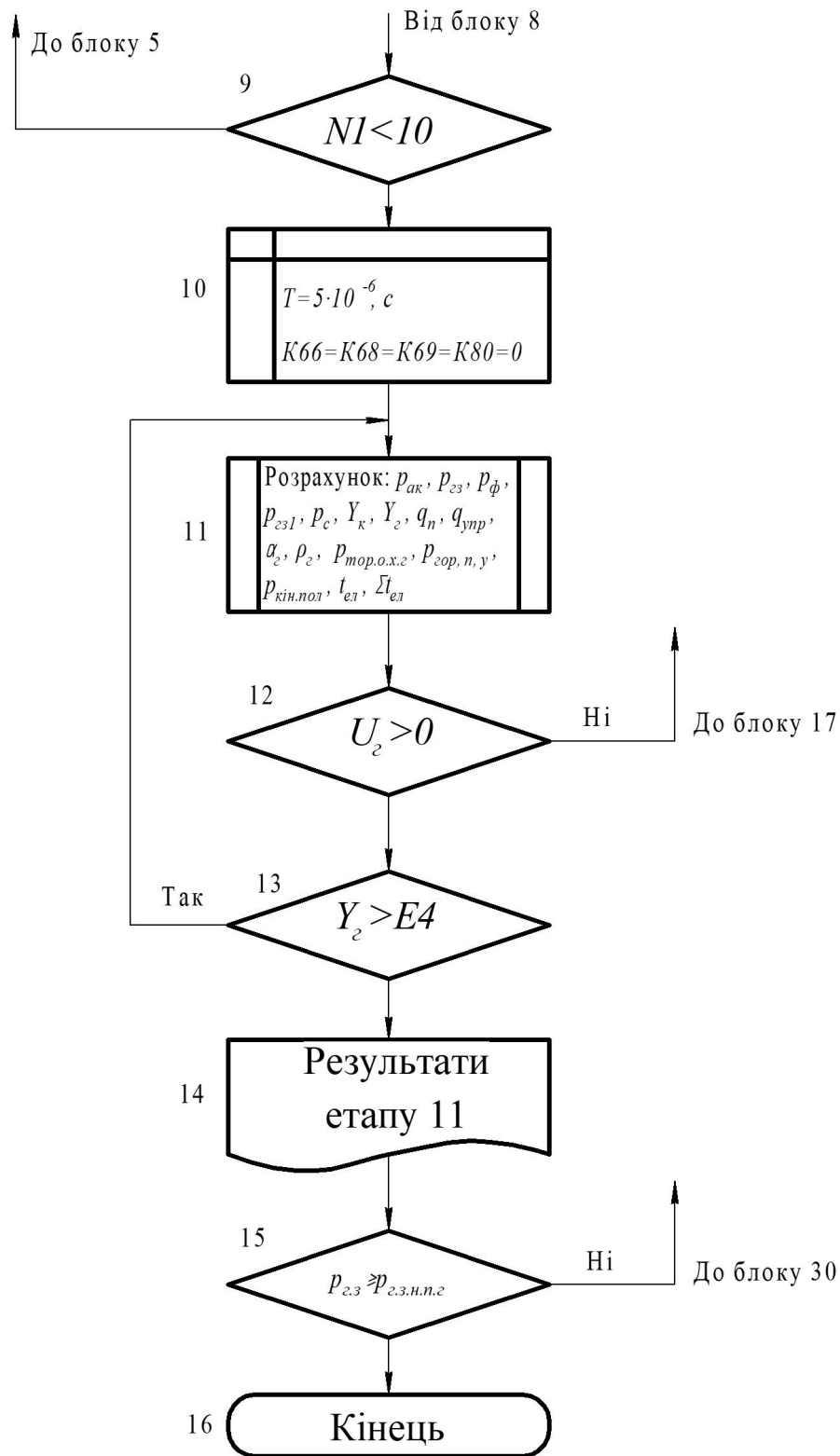


Рисунок – 3.3 Основна структурна схема алгоритму розрахунку процесу вприскування акумуляторної паливної системні з форсунками, що мають комбіноване замикання голки (кінець)

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

0032.160215.000.03MP.ПЗ

Арк.

62

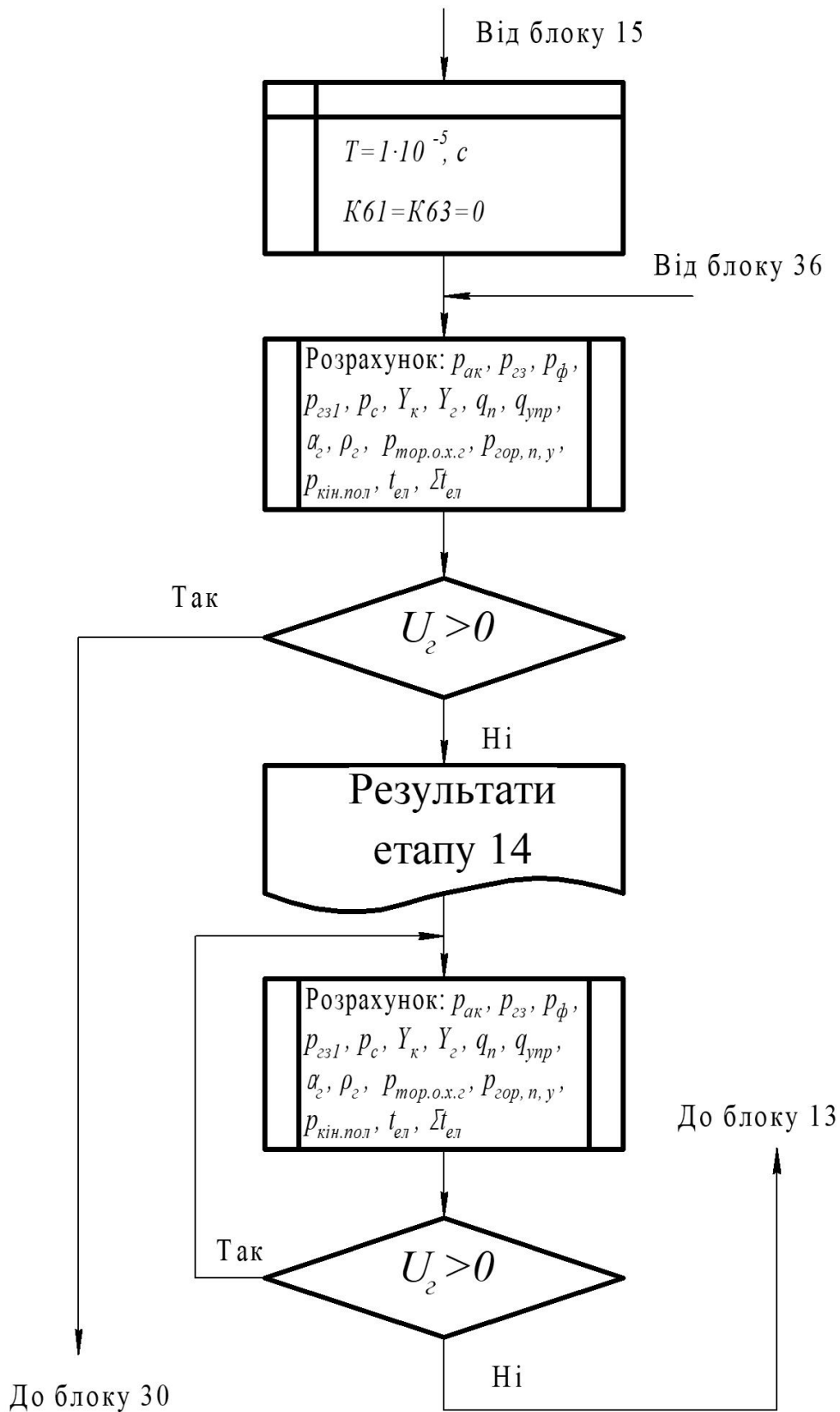


Рисунок 3.4 – Частина структурної схеми, що описує процес прискування палива після повної посадки голки (початок)

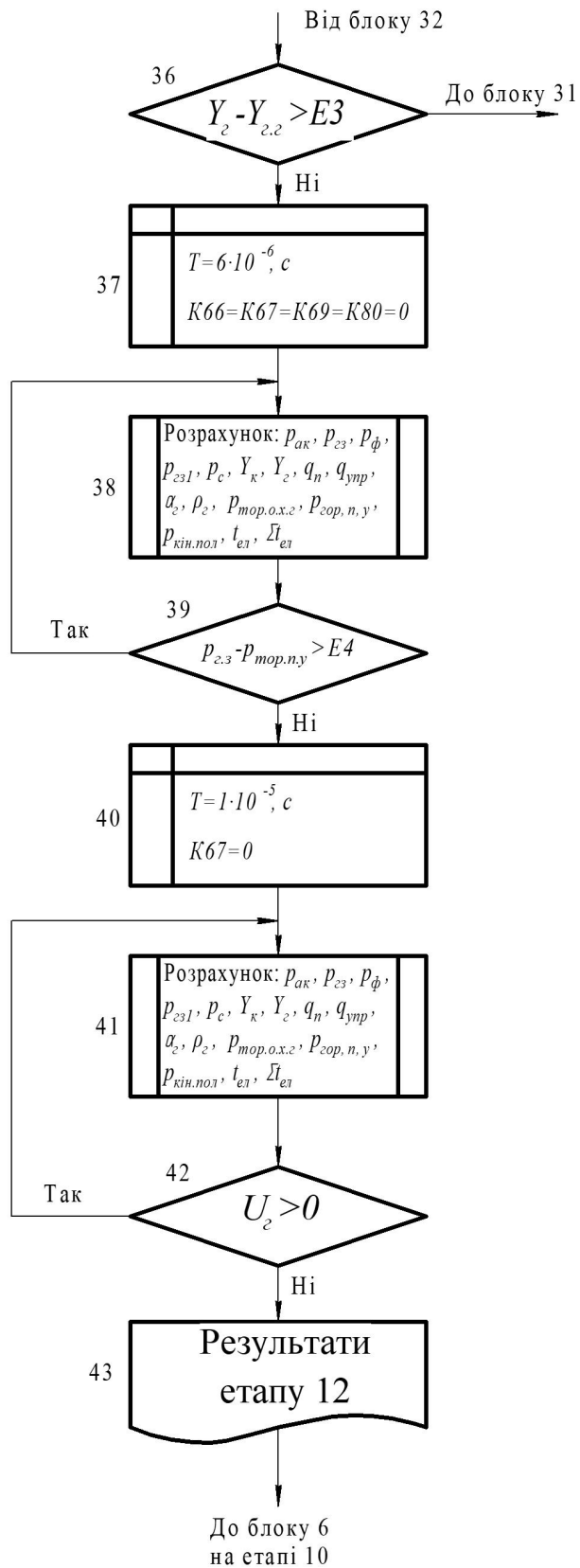


Рисунок 3.5 – Частина структурної схеми, що описує процес прискування палива після повної посадки голки (кінець)

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

0032.160215.000.03MP.ПЗ

Арк.

64

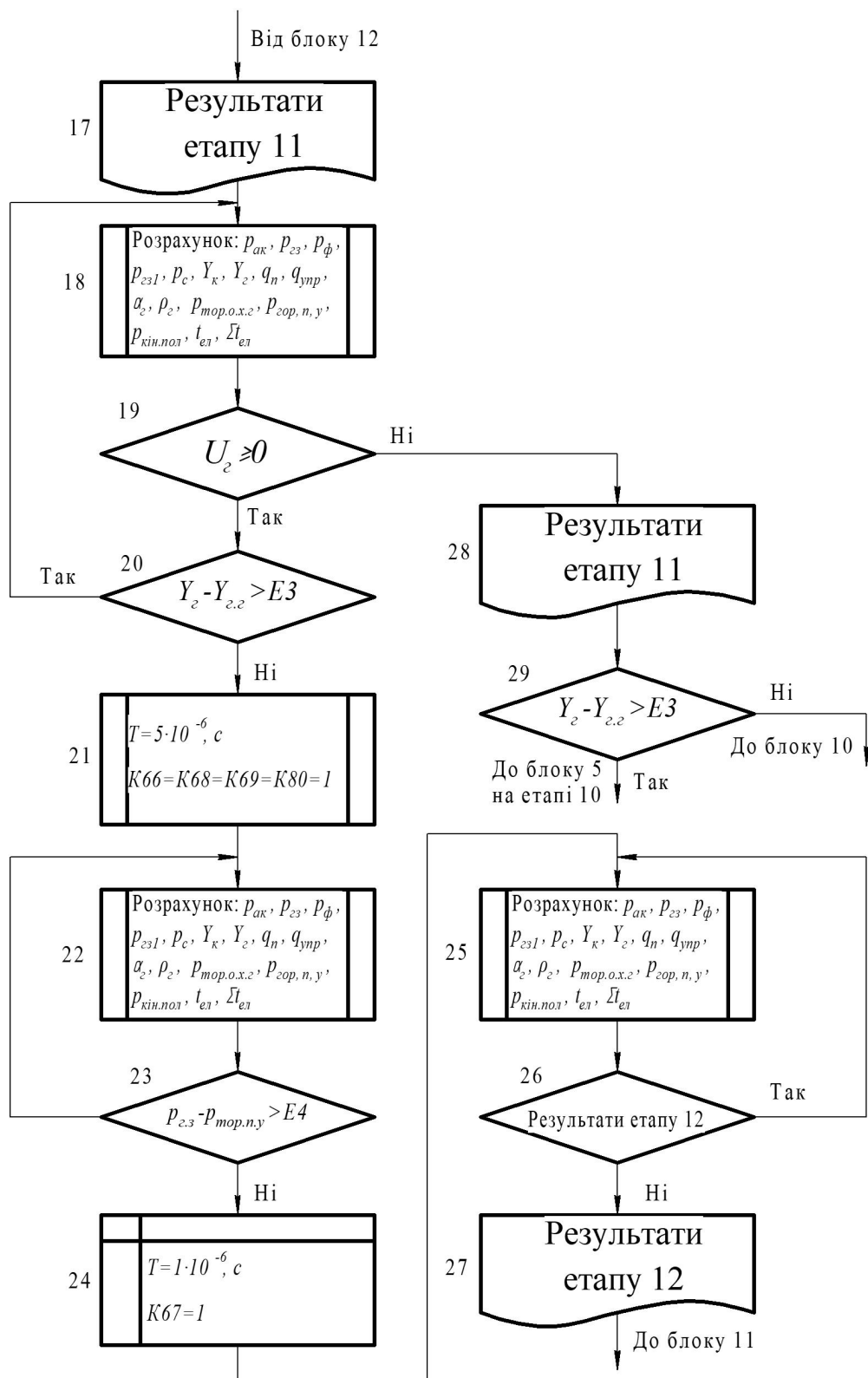


Рисунок 3.6 – Частина структурної схеми алгоритму розрахунку, що описує процес підйому голки що повторюється після повної посадки

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

### 3.3 Розрахункова схема паливної системи

Насосна акумуляторна установка з'єднана з акумулятором форсунки паливопроводом довжиною 5,5 м. При швидкості звуку в паливі, що дорівнює 1200 м/с, хвиля тиску під час вприскування пройде від акумулятора до форсунки і назад за  $9,2 \cdot 10^{-3}$  с. Максимальна тривалість вприскування на режимі Д50 становить 5,2 мс. Тобто хвильовий процес у паливопроводі на процесі вприскування не впливає. Більше того, до початку наступної подачі палива через форсунку тиск в акумуляторі повністю відновлюється, тому акумулятор у момент вприскування вважається закритим. Акумулятор являє собою коротку товстостінну посудину (товщина стінок 30мм, довжина 100мм), тому деформацією стінок акумулятора можна знехтувати.

Форсунка та пристрій керування безпосередньо з'єднані з акумулятором. Відстань від розпилювальних отворів форсунки до акумулятора менше 100 мм, тому тиск перед фільтром на вході в розпилювач і впускним клапаном пристрою управління прийнято рівним тиском в акумуляторі.

Розрахункова схема електрогідравлічної форсунки наведена на рисунку 3.7.

Пристрій управління гідравлічно врівноважений поршнем, що має діаметр  $d_n$  величина якого дорівнює, в межах допуску на виготовлення, посадочним діаметрам впускного  $d_{n.вх}$  та зливного клапанів  $d_{n.зл}$ . Об'єм гідрозамикаючої камери складається з двох складових: сумарного  $V_{2,3}$ , що включає внутрішній об'єм клапан  $V_k$  і об'єм корпусу зворотної пружини голки форсунки –  $V_a$ , а також об'єму порожнини обмежувача ходу голки, протягом якого на голку спільно діють тиск палива та зусилля зворотної пружини.

Підведення палива від пристрою управління до гідрозапираючої камери форсунки та злив з неї здійснюється у двох варіантах: 1 – по черзі з порожнини пружини (рис. 3.6, а); 2 – підведення в порожнину  $V_a$ , а слив із порожнини  $V_{o.x.2}$  (рис. 3.8, б).

					0032.160215.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66

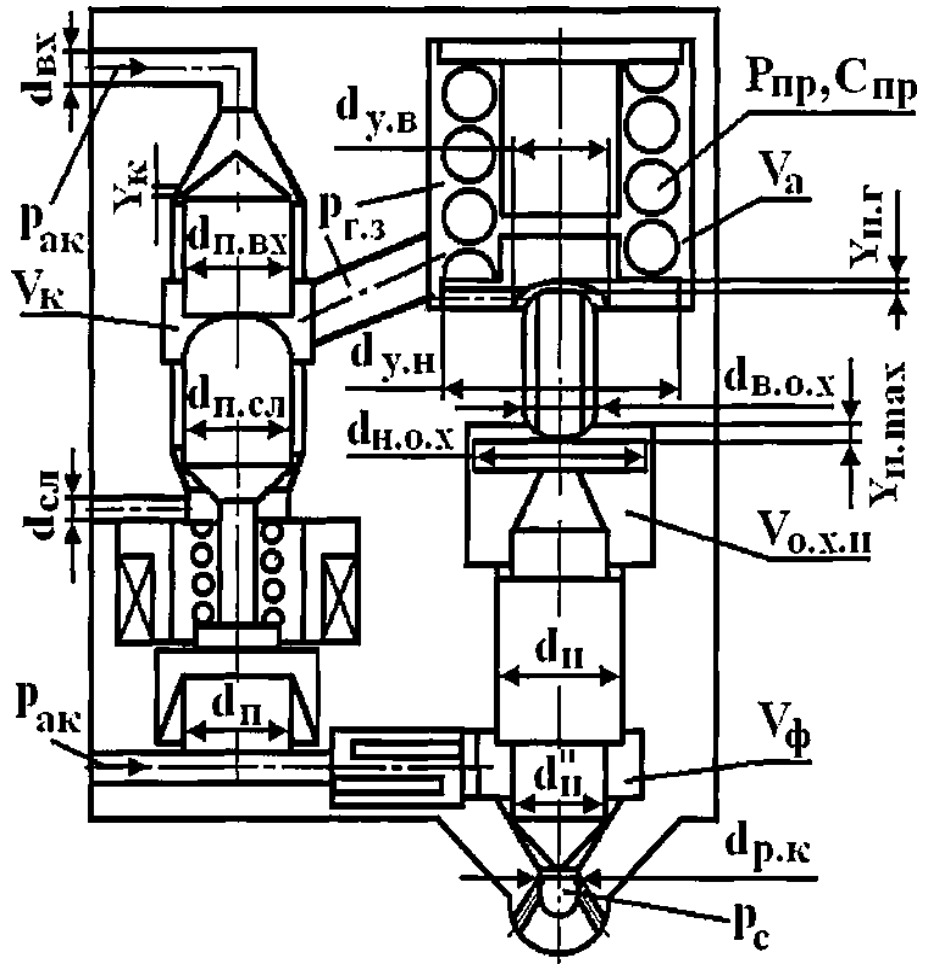


Рисунок 3.7 – Розрахункова схема електрогідравлічної форсунки з комбінованим замиканням голки

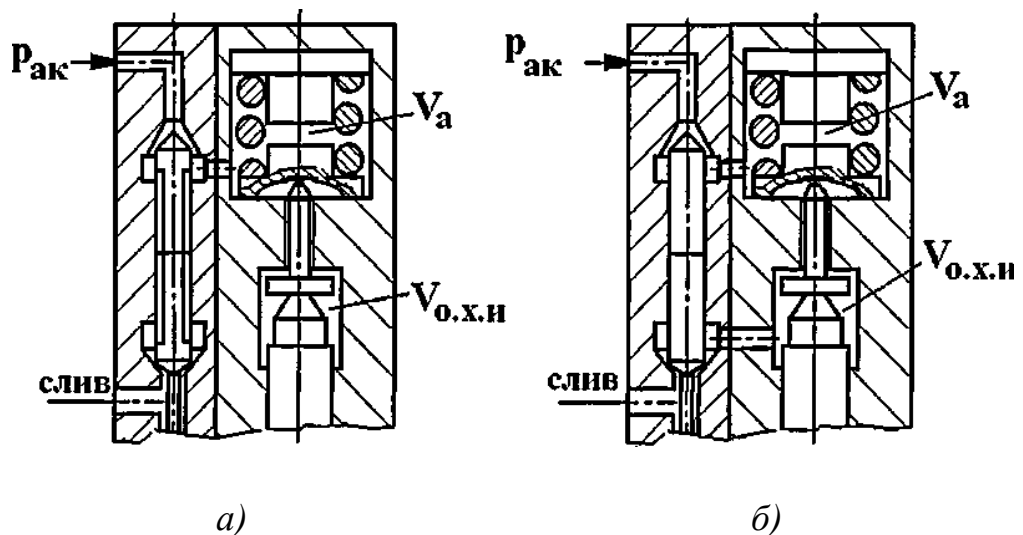


Рисунок 3.8 – Два варіанти підведення палива в гідророзпираючу камеру, і зливу з неї: *а* – по черзі з порожнини пружини; *б* – підведення в порожнину пружини, слив з порожнини обмежувача ходу

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

0032.160215.000.03MP.ПЗ

Арк.

67

Імпульс струму, що видається електричним блоком на електромагніт, має два ступені: форсуючий, амплітудою 25 А, і утримуючий, амплітудою 7 А. Наростання струму від 0 до 25 А відбувається за час  $0,3 \cdot 10^{-3}$  с. Розмір ходу клапанів дорівнює 0,08 мм. За час форсуючого ступеня якір електромагніту і пов'язання з ним впускний і зливний клапани встигають переміститися від сідла зливного клапана до сідла впускного клапана. Виходячи з цього зусилля електромагніта прийнято постійним з моменту початку руху якоря.

### 3.4 Математична модель процесу вприскування

У випадку математичний опис процесу вприскування містить такі типи рівнянь: балансу палива у різних порожнинах; переміщення замикаючих органів; характеристик палива; витрат палива.

Рівняння балансу палива:

а) у штуцері акумулятора, що відводить паливо:

$$dp_{ак} = \frac{1}{a_{ак} V_{ак}} \left( -K60 \mu \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_{ак} - p_{2.3}} - \mu f_{\phi} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_{ак} - p_{\phi}} \right), \quad (3.3)$$

б) у порожнині перед замикаючим конусом голки форсунки:

$$dp_{ак} = \frac{1}{a_{ак} V_{ак}} \left( \mu f_{\phi} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_{ак} - p_{2.3}} - K61 \cdot \mu f_{2} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_{\phi} - p_{c}} - f_{диф} \frac{dY_2}{dt} \right), \quad (3.4)$$

в) у сопловому каналі розпилювача форсунки:

$$\frac{dp_c}{dt} = \frac{1}{a_{ск} V_{ск}} \left( K61 \cdot \mu f_c \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_{ак} - p_{2.3}} - \mu f_2 \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_c - p_2} - \frac{dv_{осв}}{dt} \right), \quad (3.5)$$

г) у порожнині пружини гідрозапираючої камери форсунки:

$$\frac{dp_{2.3}}{dt} = \frac{1}{a_{2.3} V_{2.3}} \left( K60 \cdot \mu f_{к.6х} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_{ак} - p_{2.3}} - \mu f_{к.3л} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_{2.3} - p_{3л}} - f_2 \frac{dY_2}{dt} \right). \quad (3.6)$$

						0032.160215.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			68

Рівняння для переміщення запираючих органів:

а) клапанів управління:

$$\frac{d^2 Y_{\kappa}}{dt} = \frac{K64}{m_{\kappa}} \left[ K65 P_{ел.м} + p_{ак} (f_n - f_{n.вх}) + p_{2.3} (f_{n.вх} - f_{n.3л}) - P_{np} \right]; \quad (3.7)$$

$$\left( \frac{dY_{\kappa}}{dt} \right)_{i+1} = \left( \frac{dY_{\kappa}}{dt} \right)_i + \left( \frac{d^2 Y_{\kappa}}{dt^2} \right)_i \cdot t_{pj}, \quad (3.8)$$

б) голки форсунки:

$$\frac{d^2 Y_{\kappa}}{dt} = \frac{K63}{m_{\kappa}} \left[ p_{\phi} (f_n - f'_n) + f'_2 p_{2.3} (f_{y.н} - f_{y.в}) (p_{u.3} - p_{тор.у}) - f_{в.о.х} p_{2.3} - \right. \\ \left. - (f_{н.о.х} - f_{в.о.х}) p_{тор.2} + (f_{н.о.х} - f_2) p_{2.3л} - K68 [P_{np.2} + C_{np.2} (Y_{\kappa} - Y_{2.2})] \right]; \quad (3.9)$$

$$\left( \frac{dY_{\kappa}}{dt} \right)_{i+1} = \left( \frac{dY_{\kappa}}{dt} \right)_i + \left( \frac{d^2 Y_{\kappa}}{dt^2} \right)_i \cdot t_{pj}. \quad (3.10)$$

Рівняння для розрахунку характеристик палива

а) величина коефіцієнта стисливості за [140] дорівнює:

$$a_j = a_0 + a_1 p_j + a_2 p_j^2, \quad (3.11)$$

де  $j$  – об'єм, для якого визначає величина коефіцієнта стисливості.

Підставивши значення отримаємо:

$$a_0 = 61,1 \cdot 10^{-6} + 0,258 \cdot 10^{-6} (T - 273) + 0,921 \cdot 10^{-6} (T - 273)^2;$$

$$a_1 = -29,6 \cdot 10^{-6} + 0,151 \cdot 10^{-9} (T - 273);$$

$$a_2 = 16,4 \cdot 10^{12},$$

б) величина густини палива дорівнює:

					0032.160215.000.03MP.ПЗ	Арк.
						69
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\rho = \frac{\rho_{20} - [0,71 - 0,001345(\rho_{20} - 850)] \cdot (T - 273)}{1 - p_j K_a}, \quad (3.12)$$

$$K_a = a_0 + 0,5a_1 p_j + \frac{a_2}{3} p_j^2. \quad (3.13)$$

Рівняння для витрат палива:

а) витрата палива через розпилювач форсунки:

$$\frac{dq_{ui}}{dt} = \mu f_c \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_c - p_{ui}}; \quad (3.14)$$

$$q_{ui+1} = q_{ui} + \frac{dq_{ui}}{dt} \cdot t_{pj}, \quad (3.15)$$

б) витрата палива управління:

– при сливі з порожнини пружини форсунки:

$$\frac{dq_{ymp}}{dt} = \mu f_{к.сз} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_{2.3} - p_{с.3}}; \quad (3.16)$$

$$q_{ymp.i+1} = q_{ymp.i} + \frac{dq_{ymp.i}}{dt} \cdot t_{pj}, \quad (3.17)$$

– при сливі з порожнини обмежувача ходу:

$$\frac{dq_{ymp}}{dt} = \mu f_{к.сз} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_{2.31} - p_{с.3}}. \quad (3.18)$$

### 3.5 Результати розрахунків параметрів форсунки

Порівняння проводилося за тривалістю вприскування, що є в акумуляторних паливних системах основним параметром, що визначає величину циклової подачі.

Форсунки сучасних дизелів повинні забезпечувати високу швидкодію, як при підйомі так і при опусканні голки. Швидкодія форсунок є функцією багатьох змінних.

					0032.160215.000.03MP.ПЗ	Арк.
						70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\frac{d^2 Y_2}{dt^2} = f(f_2, f_{21}, f_{n.o.x.u}, P_{np}, m_2, \mu f_{к.вх}, \mu f_{к.с1}, V_{2.3}) \quad (3.19)$$

Величина нерівномірності подачі по окремих форсунках визначається:

- величинами  $\mu f$  кожної форсунки;
- тривалістю відкритого стану пристрою керування;
- швидкодією форсунки;
- тиском у сопловому каналі розпилювача, яке в свою чергу є функцією від:

$$p_c = f(V_{c.k}, Y_{2.max}, \mu f_c, p_\phi) \quad (3.20)$$

Стабільність циклових подач холостого ходу та запальних зон визначається значеннями  $V_{2.k}, Y_{2.max}, p_{ак}$ .

З такої великої кількості конструктивних елементів без переробок форсунки можна змінювати лише кілька:

- тиск в акумуляторі;
- хід голки до рухомого упору;
- зусилля пружини форсунки;
- об'єм гідрозапираючої камери;
- хід клапана пристрою управління; зусилля пружини клапана.

Вивчення впливу інших факторів необхідно проводити лише на математичній моделі.

При аналізі результатів розрахунків на математичній моделі розглядалися параметри, що характеризують:

- механізми керування;
- тривалість відкритого стану зливного клапана;
- тривалість вприскування палива.

### 3.6 Вплив зусилля електромагніта

Розрахунок проведено за умови:

- зусилля пружини пристрою управління дорівнює – 50 Н;

					0032.160215.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		71

– сумарна маса рухомих деталей пристрою керування (впускний та зливний клапани, шток, якір з електромагніту, що компенсує поршень, 1/3 маси пружини) дорівнює – 0,012 кг;

– посадкові діаметри впускного і зливного клапанів рівні діаметру компенсуючого поршня – 2,75 мм.

Збільшення зусилля електромагніту в межах 100–350 Н привело до прискорення підйому клапана на  $0,2 \cdot 10^{-3}$  с та зменшення запізнення спрацьовування форсунки на  $0,1 \cdot 10^{-3}$  с. Оптимальна для цих умов величина  $P_{ел.м}$  лежить у межах 130...200 Н(рис. 3.9).

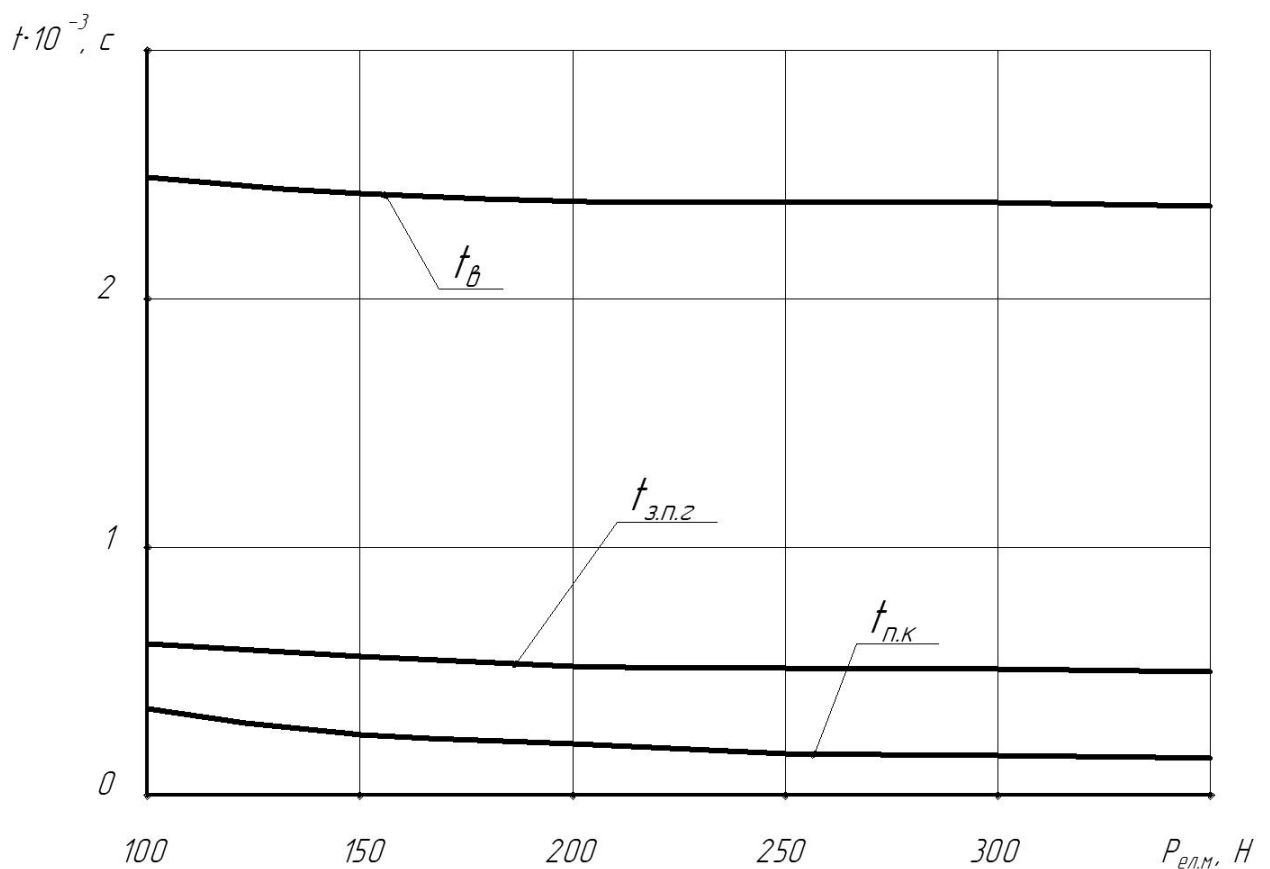


Рисунок 3.9 – Залежність швидкодії пристрою управління ( $t_{н.к}$ ), форсунки ( $t_{з.п.з}$ ) та тривалості впрыскування ( $t_{в}$ ) від зусилля  $P_{ел.м}$

### 3.7 Вплив зусилля пружини пристрою керування впрыскуванням

При  $P_{ел.м} = 130 Н$  зміна у межах  $P_{пр.к} = 40...85 Н$  не впливає на швидкодію (рис. 3.10) та тривалість впрыскування палива (рис. 3.11).

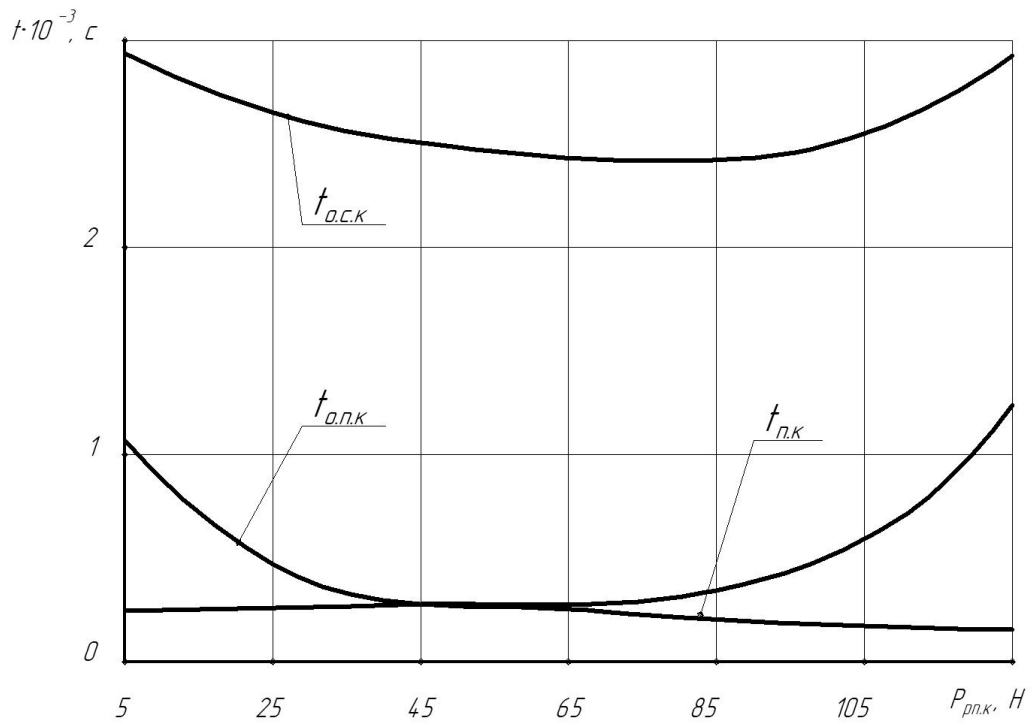


Рисунок 3.10 – Залежність швидкодії пристрою управління ( $t_{\text{п.к.}}$ ), ( $t_{\text{оп.к.}}$ ) і відкритого стану зливного клапана ( $t_{\text{о.с.к.}}$ ) від зусилля пружини пристрою керування

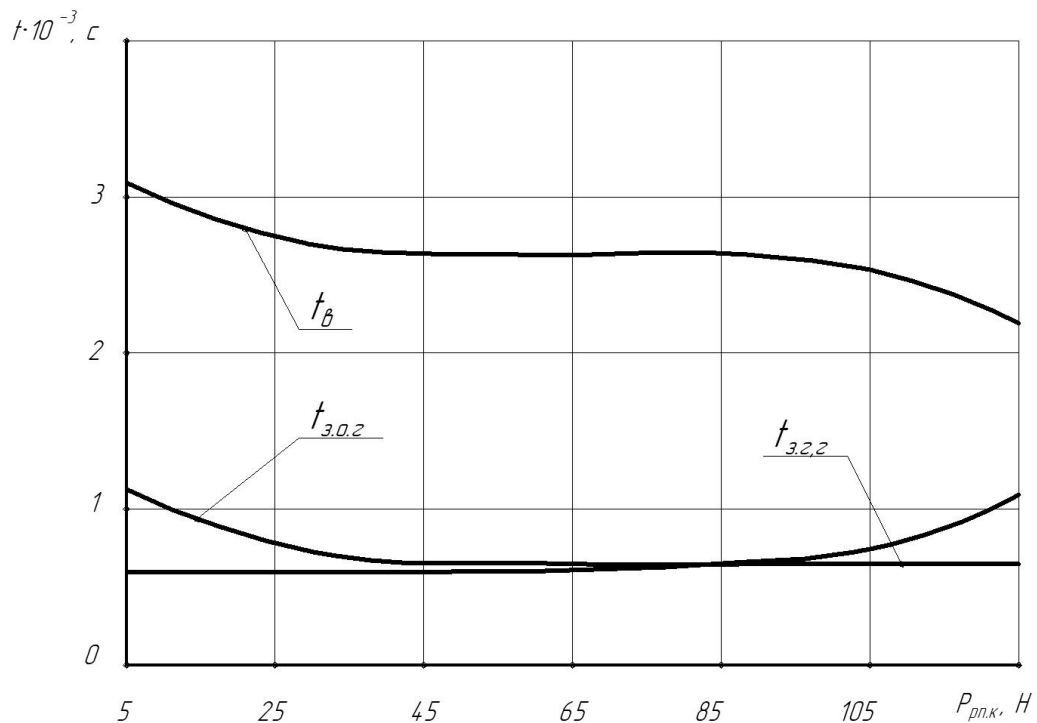


Рисунок 3.11 – Залежність швидкодії форсунки та тривалості впорскування від зусилля пружини пристрою керування

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

0032.160215.000.03MP.ПЗ

Арк.

73

У той же час зменшення зусилля  $P_{пр.к}$  з 40 до 5 Н викликає зростання часу закриття зливного клапана з  $0,27 \cdot 10^{-3}$  до  $0,92 \cdot 10^{-3}$  с. Завдяки цьому росте час відкритого стану зливного клапана  $t_{о.с.к}$  та тривалість присукування  $t_{\theta}$ .

### 3.8 Вплив діаметра компенсуючого поршня

Розрахунок проводився за умов:  $d_{н.вх} = 2,75$  мм;  $d_{н.зл} = 2,25$  мм,  $P_{пр.х} = 50$  Н;  $P_{ел.м} = 130$  Н;  $m_x = 0,012$  кг

Компенсуючий поршень забезпечує рівноваженість конструкції пристрою управління при закритих впускному або зливному клапанах. Оптимальні значення для приведених інших умов лежать у межах 2,25...2,55 мм (рис. 3.12).

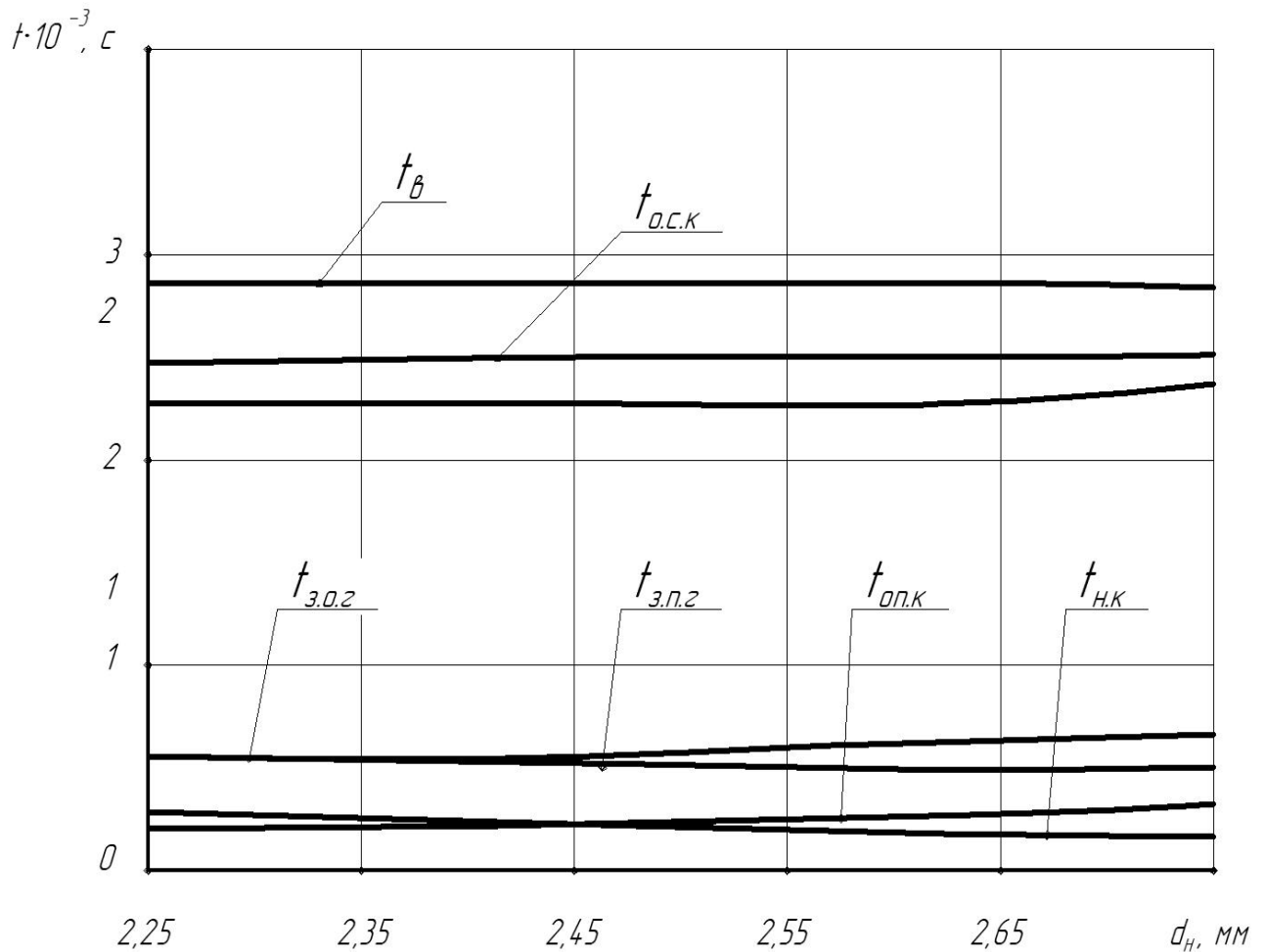


Рисунок 3.12 – Залежність швидкодії пристрою керування та форсунки від діаметра компенсуючого поршня

### 3.9 Вплив посадкового діаметра клапана зливу

Розрахунок проведено за умови:  $d_n = 2,5$  мм;  $d_{n.сз} = 2,27$  мм;  $P_{np.x} = 50$  Н;  
 $P_{ел.м} = 130$  Н

На площу посадки зливного клапана діє тиск  $p_{ак}$ , створюючи силу, що дорівнює  $0,785(d_{n.сз}^2 - d_n^2) \cdot p_{ак}$ . Ця сила, залежно від співвідношення діаметрів  $d_{n.сз}$ ,  $d_n$  сповільнює або прискорює рух клапанів у бік відкриття зливного та закриття впускного клапанів. При  $d_{n.сз} > d_n$  рух клапанів сповільнюється. Збільшення  $d_{n.сз}$  викликає зростання  $t_{н.к}$  та  $t_{з.п.з}$ .

Конструкція пристрою керування гідравлічно врівноважена за допомогою компенсуючого поршня, тому ступінь впливу  $d_{n.сз}$ , невелика (рис.3.13). Оптимальні значення  $d_{n.сз}$  для приведених даних більших умов лежать у межах 2,25...2,55 мм.

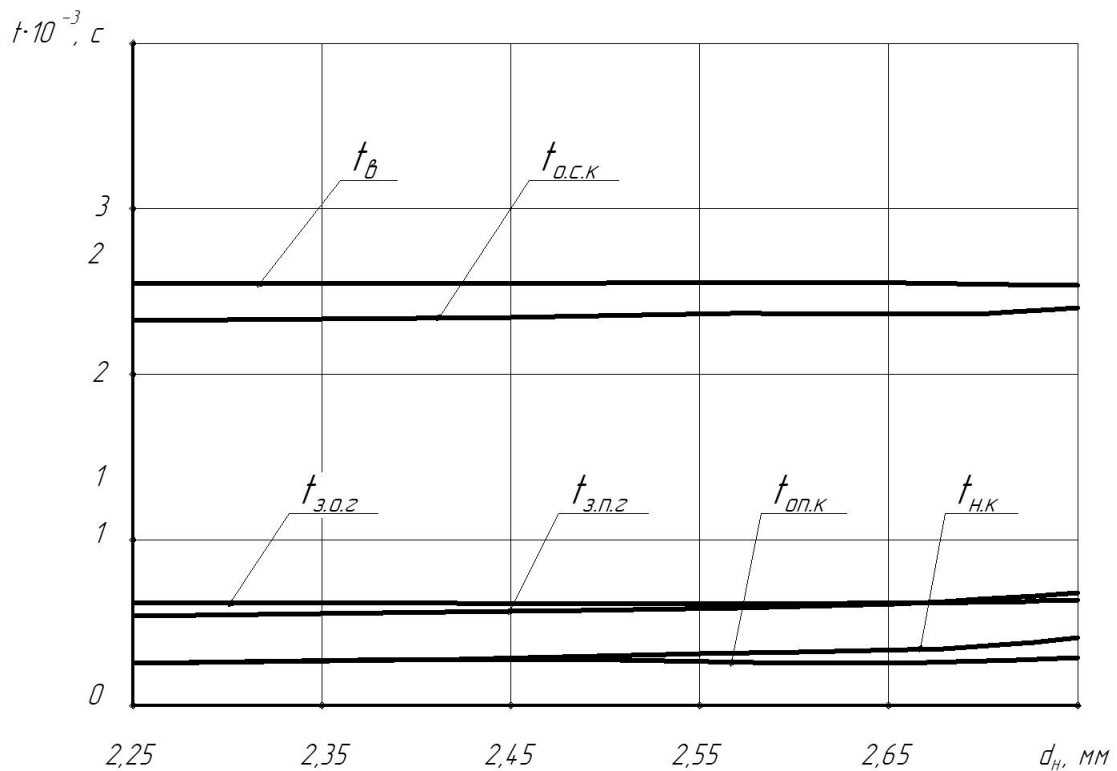


Рисунок 3.13 – Залежності швидкодії пристрою керування та форсунки, тривалостей відкритого стану зливного клапана та впрыскування палива від посадкового діаметра клапана зливу.

### 3.10 Вплив посадкового діаметра впускного клапана

Розрахунок проводився за умов:  $d_n = 2,25$  мм;  $d_{n.вх} = 2,27$  мм;  $P_{пр.х} = 50$  Н;  $P_{ел.м} = 130$  Н;  $m_x = 0,012$  кг.

Коли впускний клапан закритий, то на площу  $f = 0,785(d_{n.вх}^2 - d_n^2)$  діє тиск  $p_{ак}$ , створюючи силу, що сприяє прискоренню або уповільненню відкриття впускного та закриття зливного клапанів. Зростання  $d_{n.вх}$  у межах від 2,25 мм до 2,75 мм призводить до зменшення  $t_{оп.к}$ ,  $t_{з.о.з}$ ,  $t_{о.с.к}$  (рис 3.14).

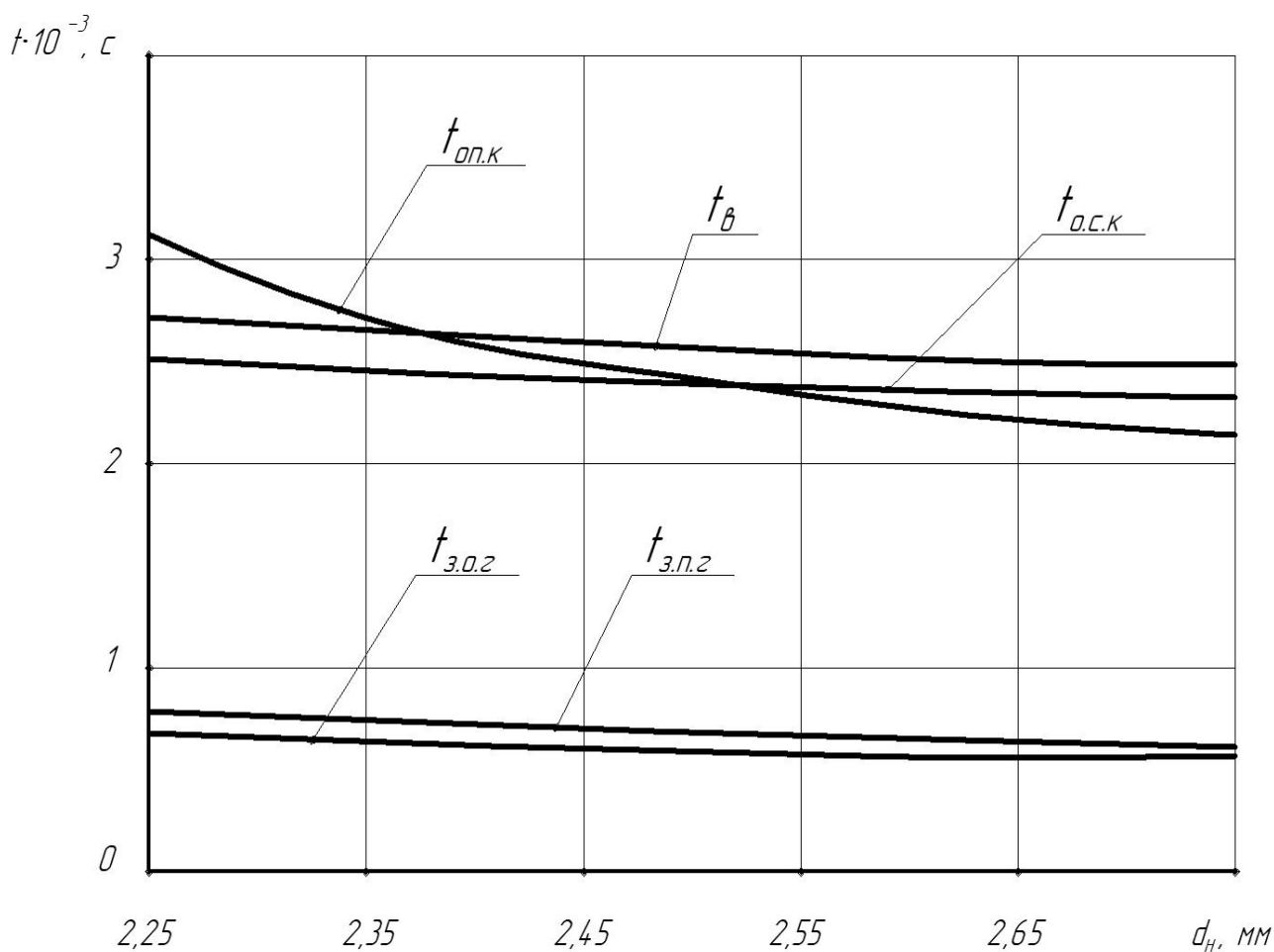


Рисунок 3.14 – Вплив величини посадкового діаметра впускного клапана на параметри роботи пристрою керування та форсунки

З графіку видно, що ступінь впливу  $d_{n.вх}$  невеликий.

### 3.11 Вплив маси рухомих частин пристрою управління

Розрахунок проводився за умов:

$$d_n = d_{n.зл} = d_{n.вх} = 2,25 \text{ мм}; P_{пр.х} = 50 \text{ Н}; P_{ел.м} = 130 \text{ Н}; m_x = 0,012 \text{ кг}.$$

Зі збільшенням маси рухомих деталей час переміщення клапанів, затримок підйому та опускання голки, а також тривалість впорскування монотонно зростає (рис 3.15). Проте ступінь впливу цього параметра невелика. Наприклад, при зростанні маси з  $10 \cdot 10^{-3}$  кг до  $50 \cdot 10^{-3}$  кг  $t_{п.к.з}$ ,  $t_{с.з.к}$  зростають на  $0,2 \cdot 10^{-3}$ , а  $t_{о.с.к}$  – на  $0,12 \cdot 10^{-3}$ .

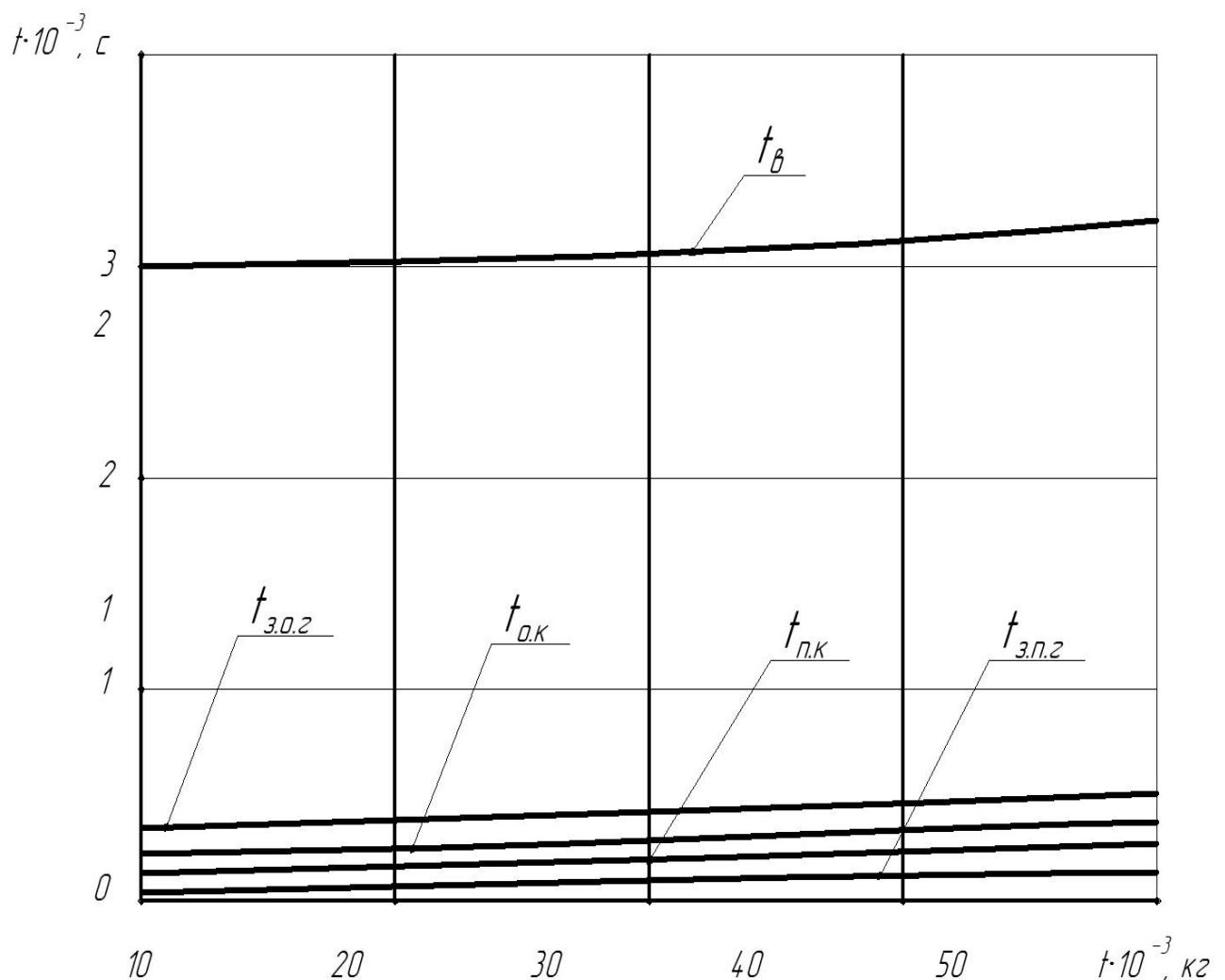


Рисунок 3.15 – Залежність швидкодії пристрою керування та форсунки, тривалостей відкритого стану зливного клапана та впорскування палива від маси рухомих деталей

### 3.12 Вплив прохідних перерізів впускного та випускного клапанів пристрою управління

Прохідні перерізи пристрою керування визначаються максимальною величиною ходу клапанів  $Y_{k.max}$ . Оптимальні значення цього параметра лежать у межах 0,075...0,08мм. При  $Y_{k.max} < 0,07$  збільшується затримка підйому голки форсунки і зменшується тривалість впорскування. При  $Y_{k.max} > 0,08$ мм збільшується затримка опускання голки форсунки (рис. 3.15).

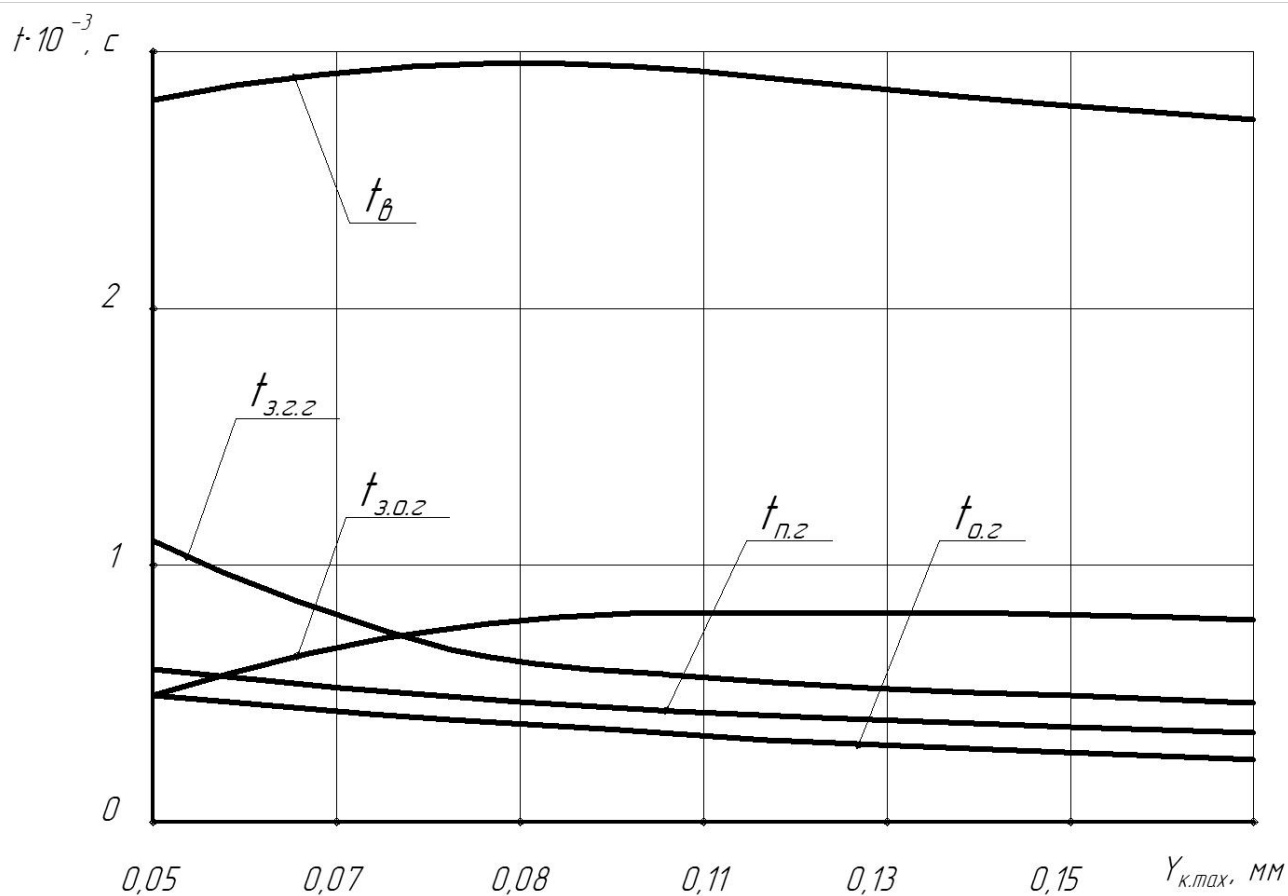


Рисунок 3.16 – Залежності швидкодії форсунки і тривалості впорскування від ходу клапанів пристрою керування

### 3.13 Вплив зусилля пружини форсунки

Зусилля пружини форсунки впливає як на швидкодію форсунки і тривалість впорскування (рис. 3.17), так і на форму кривої переміщення голки (рис. 3.17, 3.18).

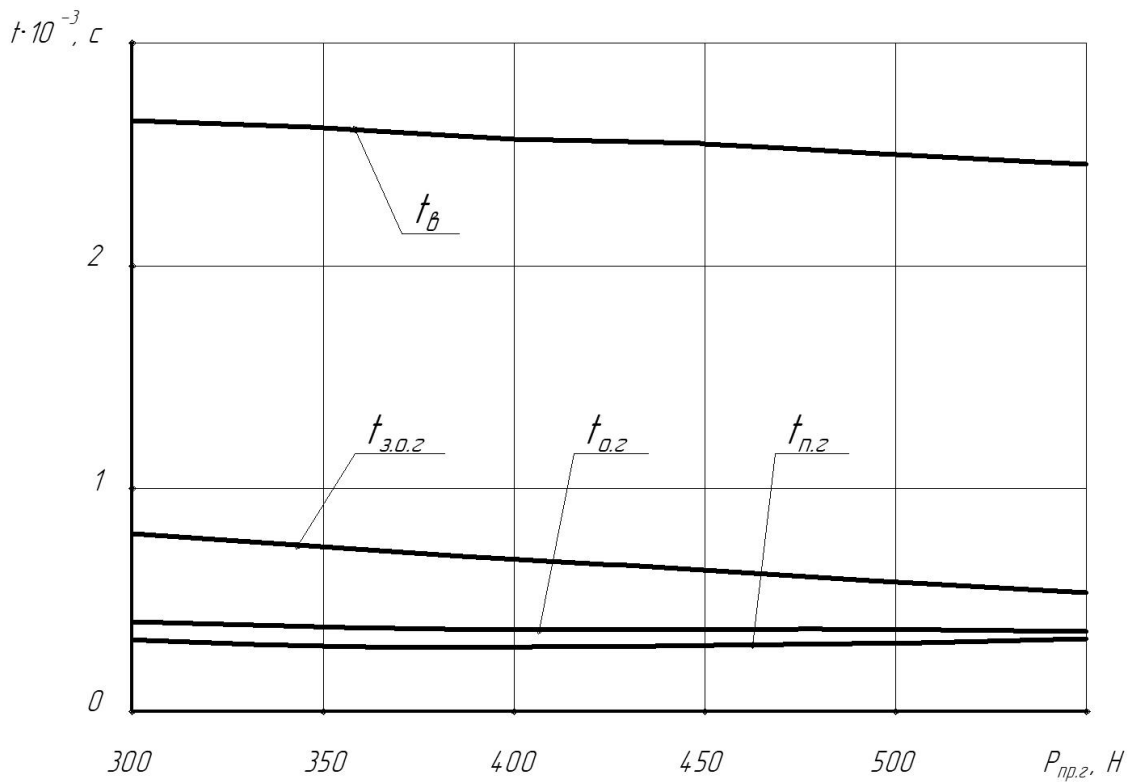


Рисунок 3.17 – Залежність швидкодії дії і тривалості впрыскування палива від зусилля пружини форсунки

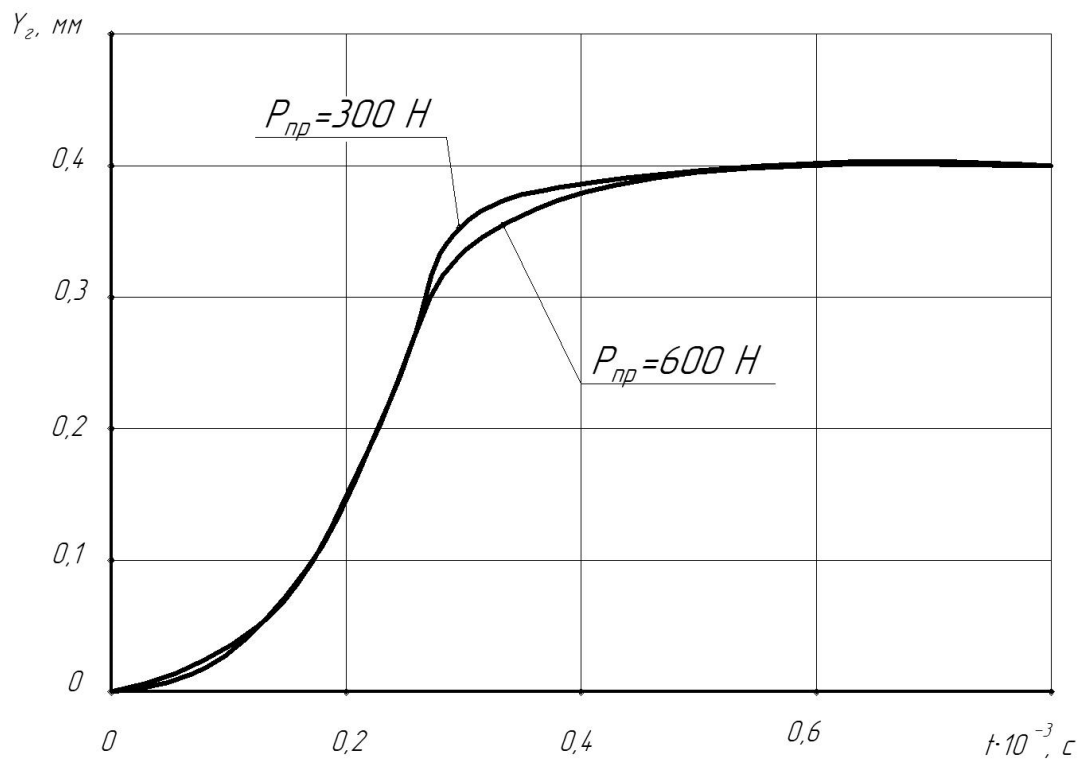


Рисунок 3.18 – Характер підйому голки розпилювача при різних зусиллях пружини форсунки

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

0032.160215.000.03MP.ПЗ

Арк.

79

Зростання зусилля пружини форсунки з 300 до 600 Н призводить до уповільнення руху голки в кінці її підйому при  $Y_{\epsilon} = 0,2 \dots 0,4$  мм, що теоретично дозволяє отримати ступінчасту характеристику вприскування. Разом з тим, збільшення зусилля пружини сприяє зменшенню, як часу затримки опускання голки, так і тривалості опускання голки форсунки. Оптимальні значення зусилля пружини форсунки лежать у межах 350...600 Н.

### 3.14 Вплив діаметра каналу штанги

Після підйому голки на величину  $Y_{z,max}$  вона впирається в корпус форсунки. Тиск у гідрозапираючій камері починає діяти не на всю площу голки, а тільки на її частину ( $f_{z1} = 0,785vd_k^2$ ). Це призводить до стрибкоподібного зменшення сили, що сприяє опусканню голки. Величина сильно впливає на затримку початку опускання голки, тривалість і характер опускання голки форсунки.

Зростання діаметра  $d_k$  призводить до збільшення площі  $f_{z1}$  та зменшення тиску, що відповідає початку опускання голки (рис. 3.19).

Голка починає опускатися раніше. Час затримки початку опускання голки  $t_{3.0.2}$  зменшується (рис. 3.20).

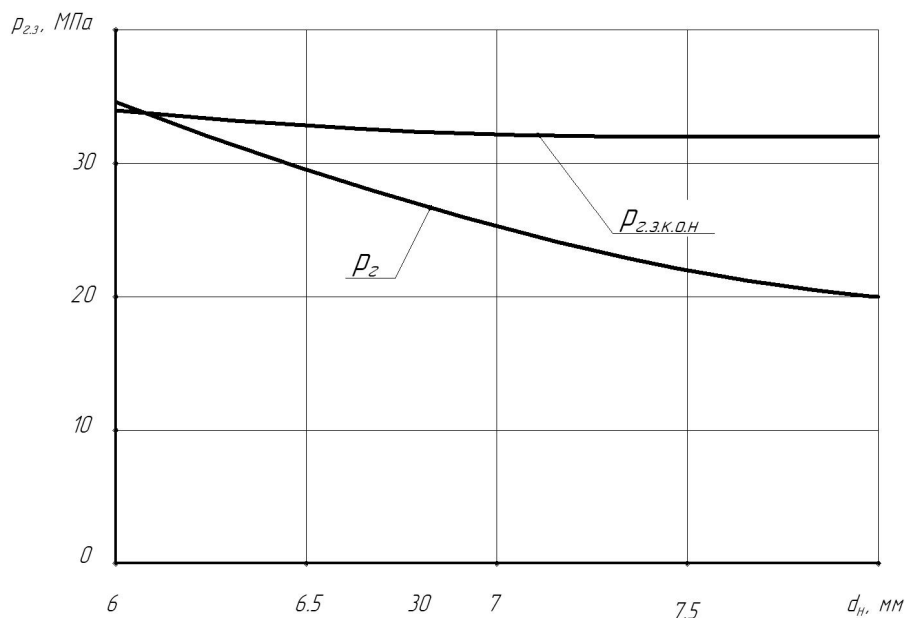


Рисунок 3.19 – Залежності тисків початку та кінця опускання голки від діаметра каналу штанги  $d_k$

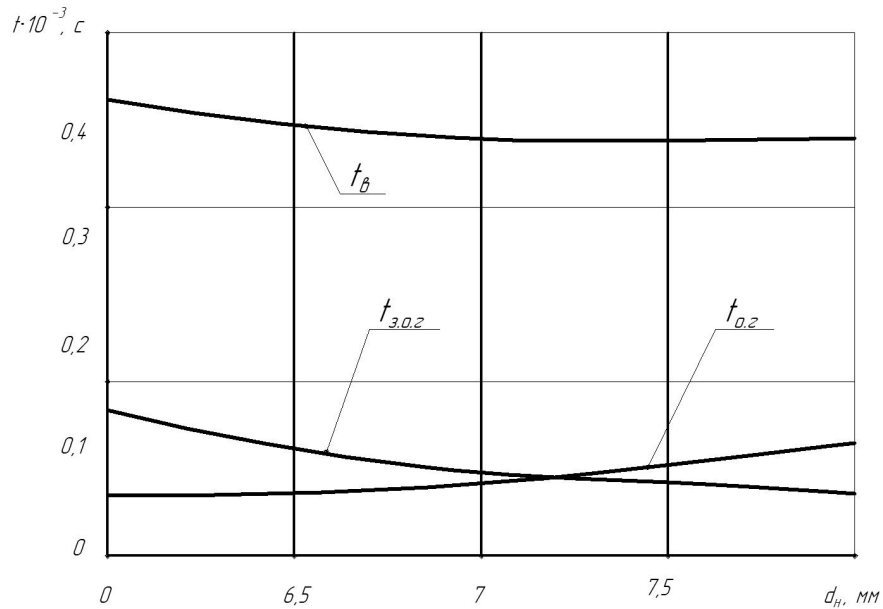


Рисунок 3.20 – Залежність швидкодії форсунки в кінці впрыскування палива ( $t_{3.0.2}$ ), ( $t_{0.2}$ ) та тривалості впрыскування ( $t_{\theta}$ ) від діаметра каналу штанги ( $d_k$ )

Разом з тим, зменшення тиску гідрозапирання, що відповідає початку опускання голки форсунки, призводить до збільшення тривалості опускання голки форсунки (рис. 3.21).

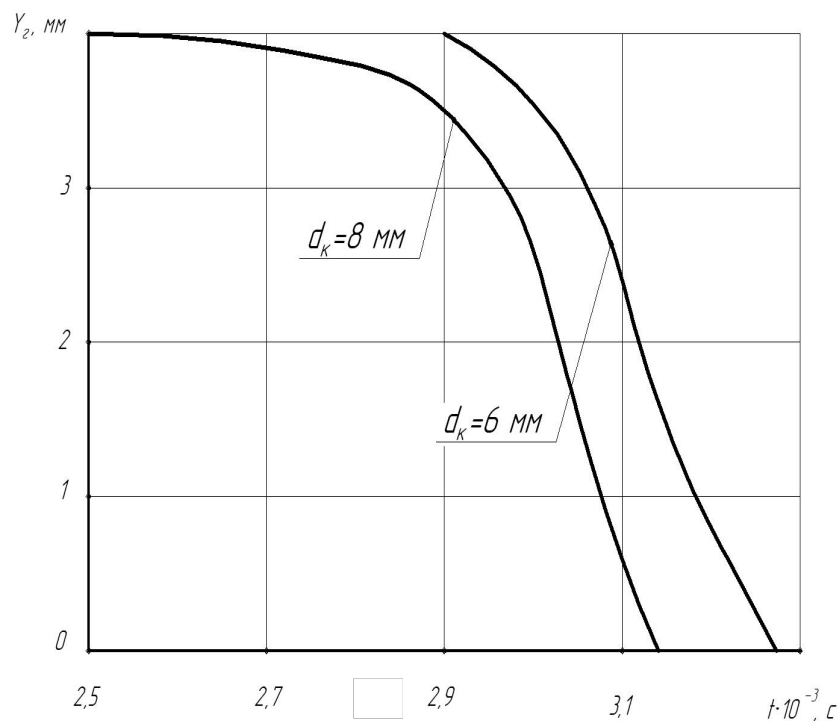


Рисунок 3.21 – Характер опускання голки форсунки при різних діаметрах каналу штанги ( $d_k$ )

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

0032.160215.000.03MP.ПЗ

Арк.

81

Такий ефект пояснюється тим, що голка починає опускатися досить швидко лише тоді, коли тиск гідрозапирання перевищить величину 28...30 МПа (рис. 3.22).

На зростання тиску гідрозапирання до цих величин потрібен деякий час. Чим менший тиск гідрозапирання, відповідний початку опускання голки форсунки, тим більше часу.

Оптимальні значення  $d_k$  для форсунок дизеля Д50 лежать у межах 6,5...7мм.

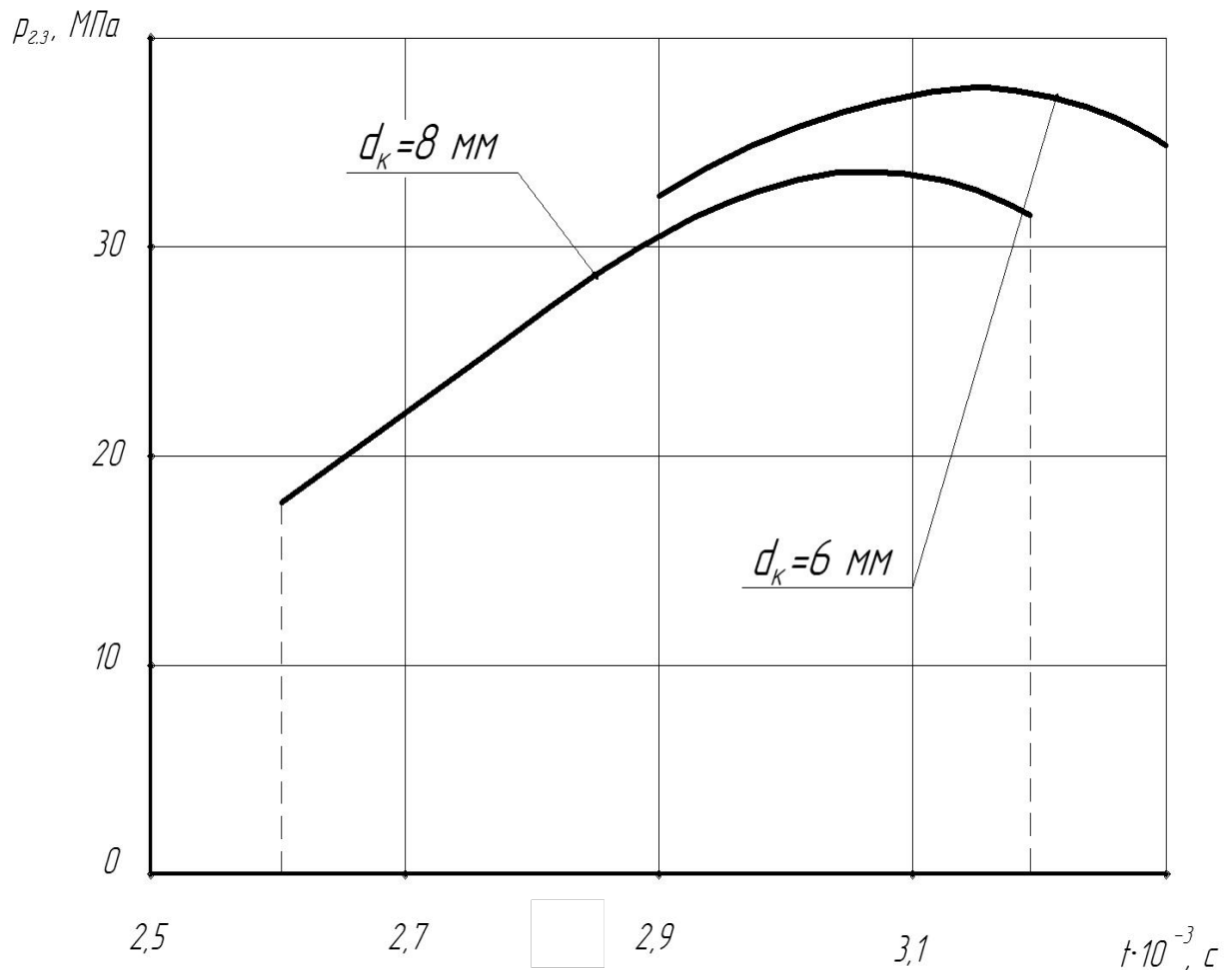


Рисунок 3.22 – Зміна тиску в гідрозапираючій камері в процесі опускання голки форсунки при різних діаметрах каналу .

### 3.15 Вплив об'єму гідрозапираючої камери

Зміна  $V_{2,3,к}$  в межах від 1 до 2,5 см<sup>3</sup> практично не впливає на тривалість вприскування, проте швидкодія форсунки погіршується тим сильніше, чим більше  $V_{2,3,к}$  (рис. 3.23)

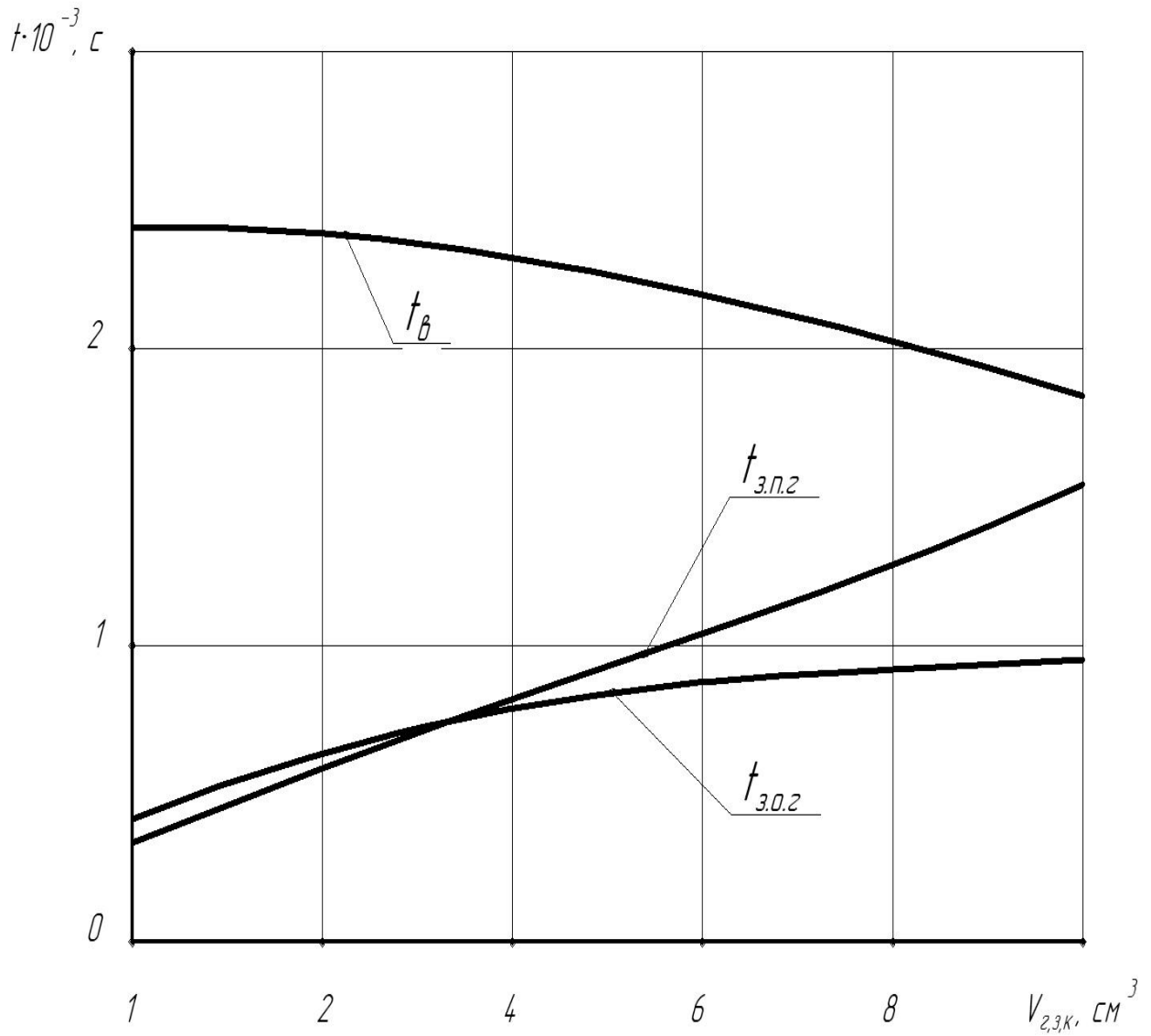


Рисунок 3.23 – Залежності швидкості форсунки і тривалості впрыскування від об'єму гідрозапираючої камери

### 3.16 Вплив площі посадки обмежувача ходу голки форсунки

Розвинена поверхня контакту обмежувача ходу голки сприяє зменшенню деформації корпусу форсунки. Водночас з'являється сила тиску палива, що притискає обмежувач до корпусу. У величєнні площі посадки призводить до затримки опускання голки форсунки. В результаті цього голка починає опускатися при більш високому тиску в гідрозапираючій камері, тому зменшується як час опускання голки, так і тривалість впрыскування. Однак ступінь впливу цього параметра невелика. Характер цього впливу представлений на рис. 3.24.

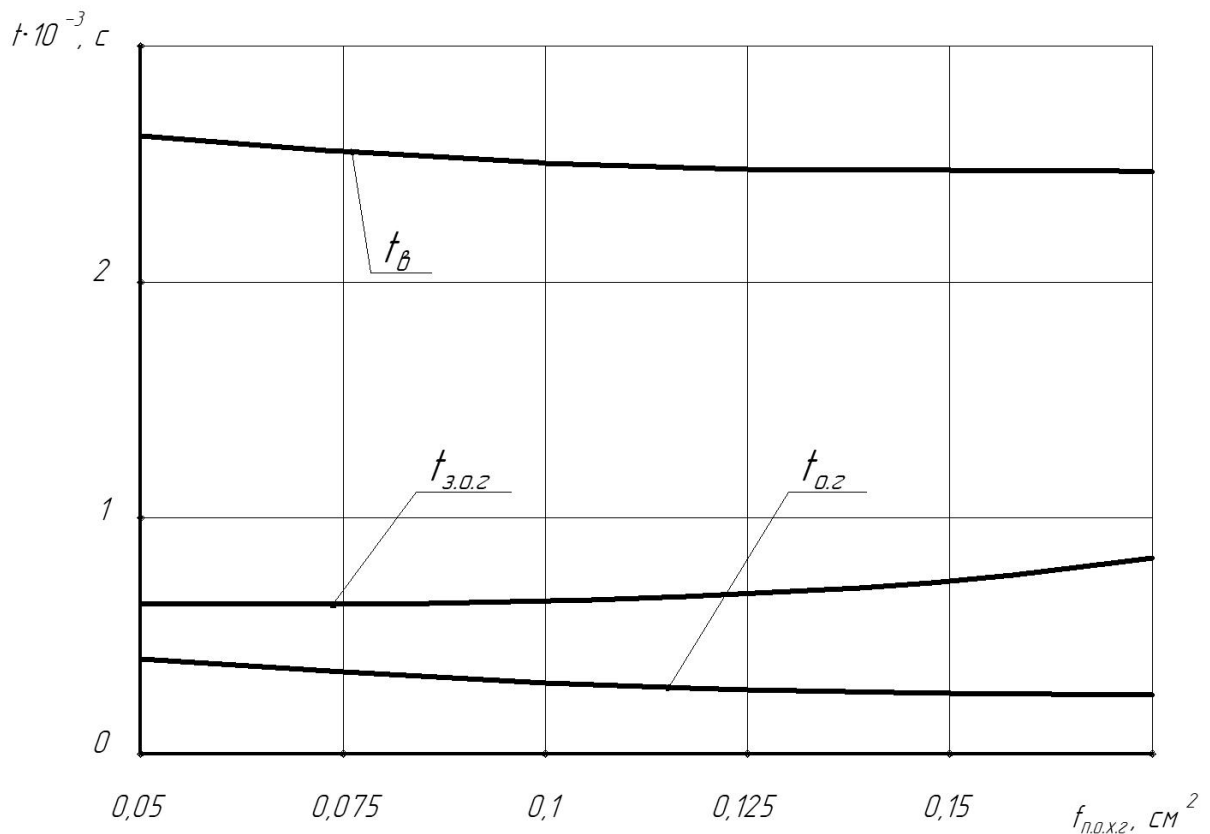


Рисунок 3.23 – Залежності швидкодії форсунки в кінці впрыскування ( $t_{\text{з.о.г}}$ ), ( $t_{\text{о.г}}$ ) та тривалості впрыскування ( $t_{\text{г}}$ ) від площі посадки обмежувача ходу голки  $f_{\text{п.о.х.г}}$

### 3.17 Вплив прохідного перерізу фільтра на вході у форсунку

Зміна прохідного перерізу в межах від  $0,03 \text{ cм}^2$  і вище не впливає на тиск, швидкодію форсунки та величину циклової подачі  $f_{\phi} < 0,03 \text{ cм}^2$ . Показники різко погіршуються.

### 3.18 Конструктивні особливості модернізованої форсунки

. У відомих паливних системах Common Rail на вході в кожен паливопровід, що подає паливо від акумулятора до форсунки, встановлено обмежувач витрати палива. Це клапан-золотник, що перекриває доступ палива до форсунки, у якій зависла голка. Таке рішення унеможливорює негативні наслідки, а не причину зависання голки. Загальна конструкція паливної системи ускладнюється, а надійність падає.

У даній роботі було запропоновану удосконалену конструкцію форсунки, що

виключає зависання та аварію дизеля.

Зависанню голки форсунки сприяють кілька факторів:

- монтажні деформації корпусу розпилювача;
- теплові деформації корпусу розпилювача;
- деформації корпусу розпилювача під дією пульсуючого тиску палива;
- защемлення твердих частинок, що знаходяться в паливі, у прецизійному зазорі між голкою та корпусом розпилювача.

На рисунку 4.1 представлена схема удосконаленої форсунки.

Розпилювач форсунки має низьку схильність до зависання голки. тому сприяють кілька факторів:

– золотникова ущільнююча частина голки виповнена окремо від прямої частини і винесена з корпусу розпилювача в корпус форсунки, де вона охолоджується паливом. У зв'язку із цим, теплові деформації золотникової частини розпилювача незначні;

– спеціальна гільза, що служить для ущільнення розпилювача, розташовується в корпусі форсунки вільно і може самовстановлюватися по відношенню до верхньої золотникової частини голки. Торці гільзи притиснуті до корпусу пружиною, а не ковпаком форсунки, завдяки чому її монтажні деформації виключені. Невелика висота гільзи (12 мм) і значний прецизійний зазор (8... 12 мкм) виключають затискання голки під дією робочого тиску палива;

– пряма частина голки встановлена в корпусі розпилювача з гарантованим зазором (розмір за кресленням  $7_{-0,047}^{-0,025}$ ) і з метою зменшення поверхні тертя зрізана з трьох сторін під розмір  $5,6 \pm 0,1$  мм. Така пряма виключає зависання голки під дією монтажних та теплових деформацій, за рахунок попадання в прецизійний зазор механічних частинок або нагару. Модернізація форсунки дозволила отримати максимальний тиск впорскування на режимі холостого ходу на рівні 30...37 МПа (у 2...5 разів вище, ніж у серійних форсунок) при чіткій (без підкидання) посадці голки, як на режимі холостого , і на номінальному режимі

					0032.160215.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		85

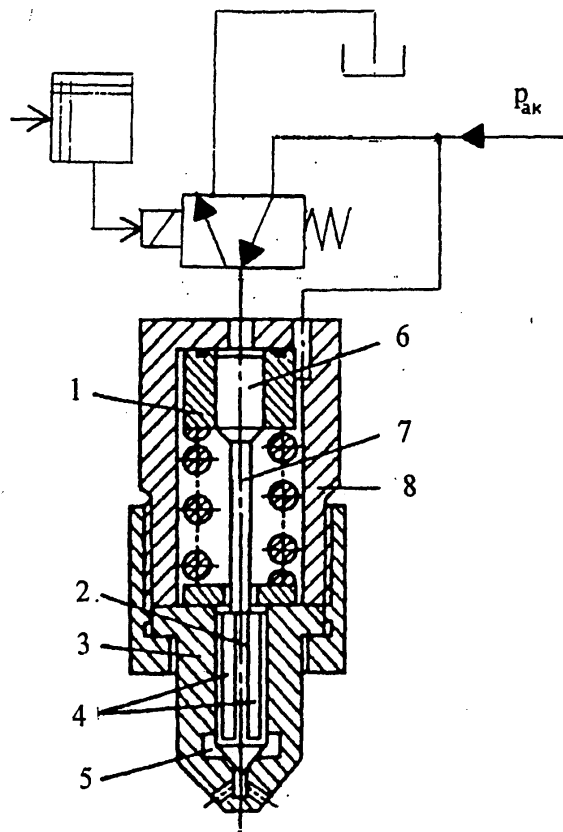


Рисунок 4.1 – Електрогідравлічна форсунка для дизелів Д50

### 3.19 Методики регулювання ходу клапанів пристрою керування та ходу голки до рухомого упору

На рисунку 4.2 представлено схему вимірювання ходу клапанів пристрою керування.

Перехідник 2 вкручується в корпус 3 пристрою управління. Джерело живлення через ключ пов'язане з електромагнітом пристрою керування. При замиканні ключа якорь електромагніту втягується і переміщає клапани від упору зливного до упору впускного клапана. Індикатор фіксує величину переміщення. При розмиканні ключа зворотна пружина пристрою управління переміщує клапани назад і повертає стрілку індикатора на 0. Зміна ходу клапанів здійснюється регульовальними прокладками. Для цього необхідно вивернути штуцер 7, витягнути гільзу 6 впускного клапана, проставку 5, замінити шайбу 4, а потім зібрати деталі у зворотному порядку. Процес вимірювання продовжує не більше 0,5 хвилини, заміна регульовальних шайб – 1 ... 2 хвилини.

					0032.160215.000.03MP.ПЗ	Арк.
						86
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

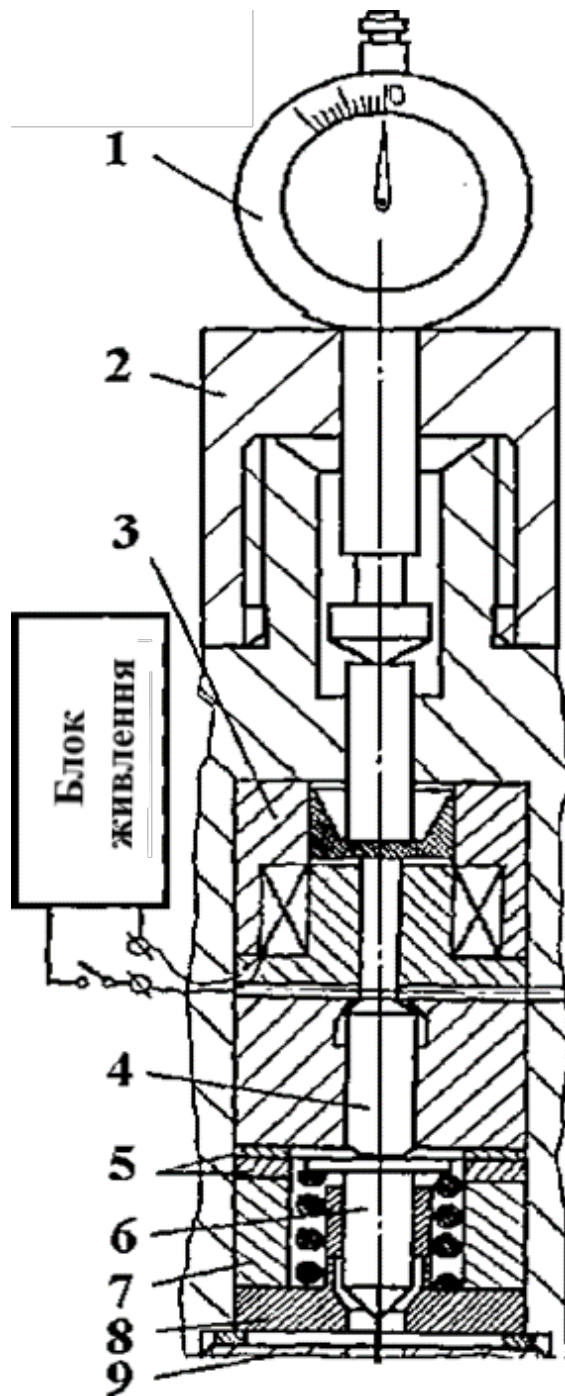


Рисунок 4. – Схема, що пояснює методику вимірювання ходу клапанів:  
 1 – головка індикаторна; 2 – гайка ковпачкова; 2 – електромагніт; 4 – клапан зливний; 5 – шайба регулювальна (2 шт.); 6 – клапан впускний; 7 – проставка; 8 – гільза впускного клапана; 9 – штуцер індикаторної головки

Величина ходу голки форсунки вимірювання за допомогою пристосування, схема якого представлена на рисунку 4.3.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

0032.160215.000.03MP.ПЗ

Арк.

87

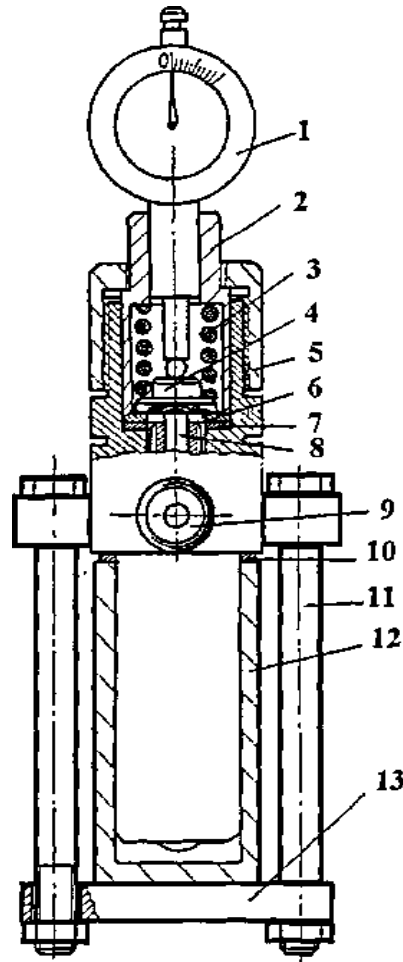


Рисунок 4.3 – Схема вимірювання величини ходу форсунки:

- 1 – голівка індикаторна; 2 – корпус; 3 – пружина; 4 – тарілка (рухливий упор);  
 5 – гайка; 6 – опора; 7 – шайба регулювальна; 8 – штанга; 9 – штуцер, що  
 підводить; 10 – кільце ущільнювальне; 11 – болт (2 шт.); 12 – ковпак;  
 13 – пластина

Пристрій містить індикаторну голівку 1 годинного типу, встановлену в корпусі 2 технологічної пружини 3, що спирається на тарілку

Корпус 2 за допомогою накидної гайки 5 щільно притискає опору 6 до регулювальної шайби 7 і корпусу, видавлюючи паливо із зони їх контакту. Опора 6 і регулювальна шайба 7 забезпечують зазор між тарілкою 4 і штовхачем 8. Паливо під тиском подається у форсунку через штуцер 9. Знизу форсунка закрита ковпаком 12, притискаємо через прокладку 10 за допомогою двох болтів 11

Перевірка та регулювання ходу здійснюється в такий спосіб.

					0032.160215.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		88

Перед складання пристосування виймається опора 6. Тарілка 4 пружини 3 опускається на штовхач 8 форсунки. Зверху та знизу встановлюються всі необхідні деталі, після чого штуцер 9 підключається до серійного стенду для перевірки та регулювання форсунок. Так як вихід палива з розпилювача закритий ковпаком 12, то при створенні тиску під голкою форсунки вона піднімається на максимальну величину, що фіксується індикаторною голівкою. Тиск у корпусі форсунки скидається за допомогою спеціального крана стенда (на схемі не показаний). Голка під дією технологічної пружини 3 опускається, стрілка індикатора встановлюється на 0. Після цього опору 6 встановлюють на місце, забезпечуючи тим самим зазор між тарілкою 4 і штовхачем 8 форсунки. При подачі палива під голку остання спочатку піднімається на величину до упору штовхача 8 тарілку 7. Цю частину ходу індикатор не вимірює. Коли тарілка 7 разом з штовхачем 8 і голкою переміщається вгору, стрілка індикатора відхиляється, вимірюючи частину ходу голки, протягом якої забезпечується гідромеханічне замикання.

Величина ходу голки від крайнього нижнього положення до упору штовхача 8 в тарілку 7 пружини 3, протягом якого забезпечується гідравлічне замикання, визначається як різниця зміни ходу здійснюється за допомогою шайби 7. Для цього відгвинчують ковпачкову гайку 5, виймають корпус опору 6 і замінюють прокладку 7 на іншу. Після чого збирають пристрій і знову перевіряють величину ходу.

### ***Висновок до розділу***

1. Математична модель процесу вприскування адекватно відображає фізичні процеси, що відбуваються в паливній системі.
2. Програма розрахунку дозволяє простежити характер зміни основних параметрів кожному етапі процесу паливоподачі.
3. В результаті аналізу процесу вприскування на математичній моделі виявлено, що найбільший вплив на параметри вприскування мають діаметр каналу штанги та зусилля пружини форсунки.
4. Оптимальні значення ходу клапанів пристрою керування лежать у межах

					0032.160215.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		89

0,075...0,08 мм.

5. Відхилення розмірів клапанів у межах критичних величин, виявлених у розділі 2, мають незначний вплив на тривалість вприскування і швидкодію форсунки.

					0032.160215.000.03MP.ПЗ	Арк.
						90
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



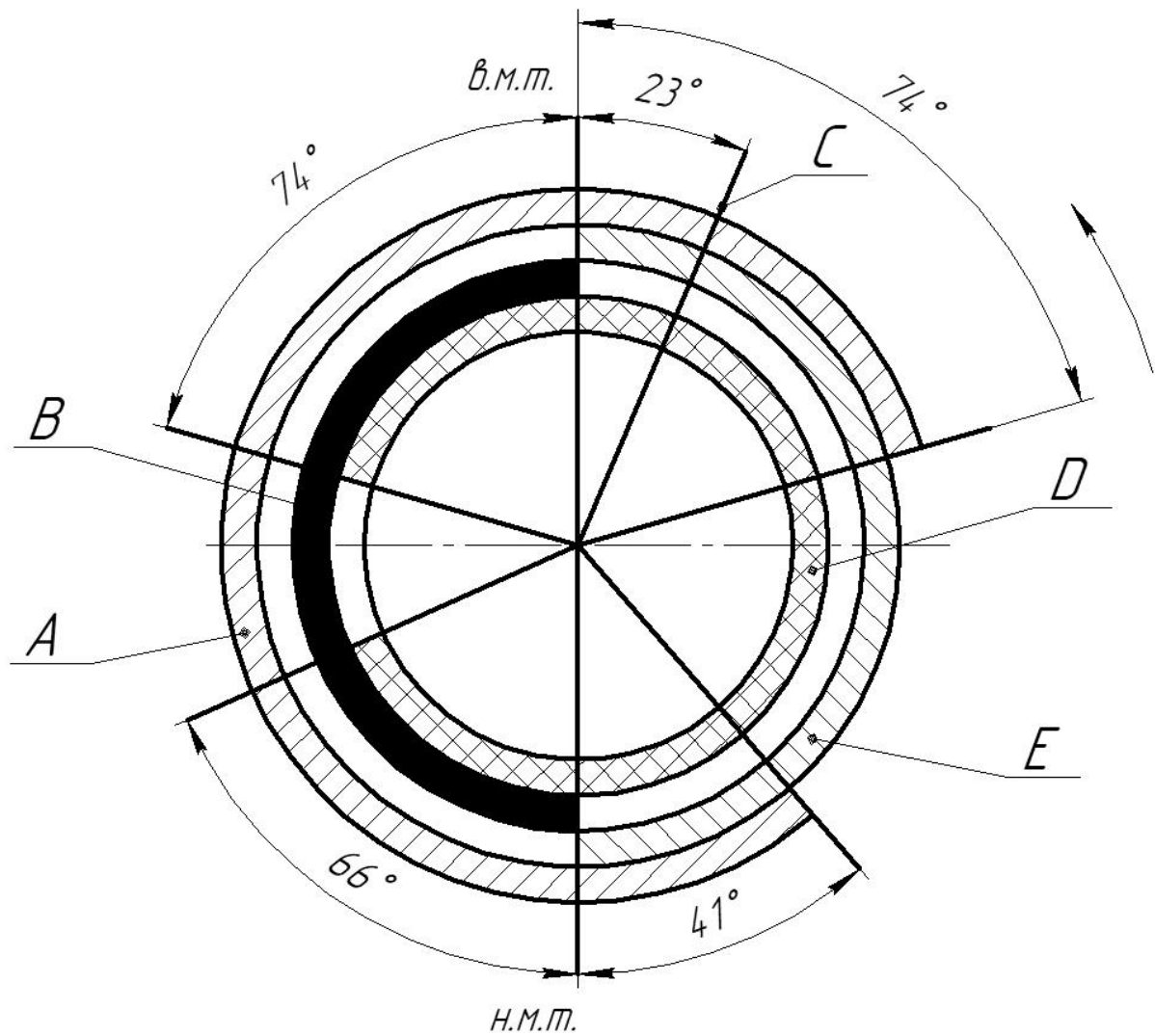


Рисунок 4.1 – Фази газорозподілу дизеля Д50:

А – фаза впуску; В – робочий хід; С – момент подачі палива;  
 D – фаза випуску; E – фаза стиснення

Розташування паливної апаратури наведено на поперечному перерізі дизеля Д50 (рис. 4.2) до складу якої входять; кришка, вентиль, пвливопідігрівач, допоміжній паливопідкачуючий насос, фільтр грубої очистки палива, розвантажуючий клапан, фільтр тонкої очистки палива, датчик тиску палива, форсунка, дренажні трубки, зворотній клапан, регулюючий клапан та паливний бак.

Схема паливної системи наведена на рисунку 4.3.

					0032.160215.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		92

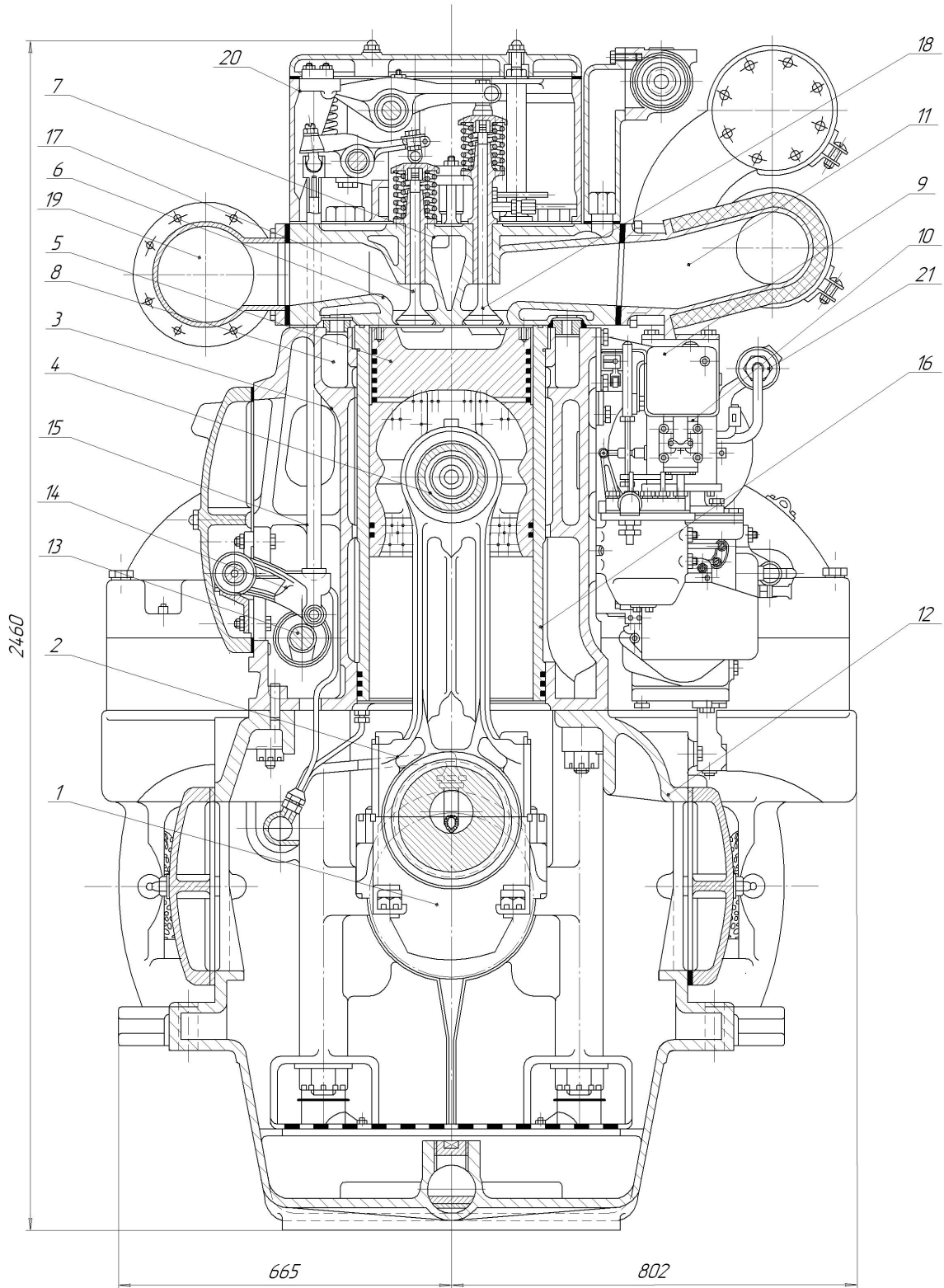


Рисунок 4.2 – Поперечний переріз дизеля Д50:

1 – колінчатий вал; 2 – шатун; 3 – блок циліндрів; 4 – палець поршня; 5 – поршень; 6 – кришка циліндра; 7 – корпус механізму газорозподілу; 8 – водяний колектор; 9 – регулятор числа обертів дизеля; 10 – паливний насос виткового тиску; 11 – випускний колектор; 12 – рама дизеля; 13 – розподільчий вал; 14 – важіль штовхачів; 15 – штанга; 16 – втулка циліндра; 17 – впускний клапан; 18 – випускний клапан; 19 – наддувочний колектор; 20 – кришка корпуса механізму газорозподілу; 21 – колектор паливного насосу

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

0032.160215.000.03MP.ПЗ

Арк.

93

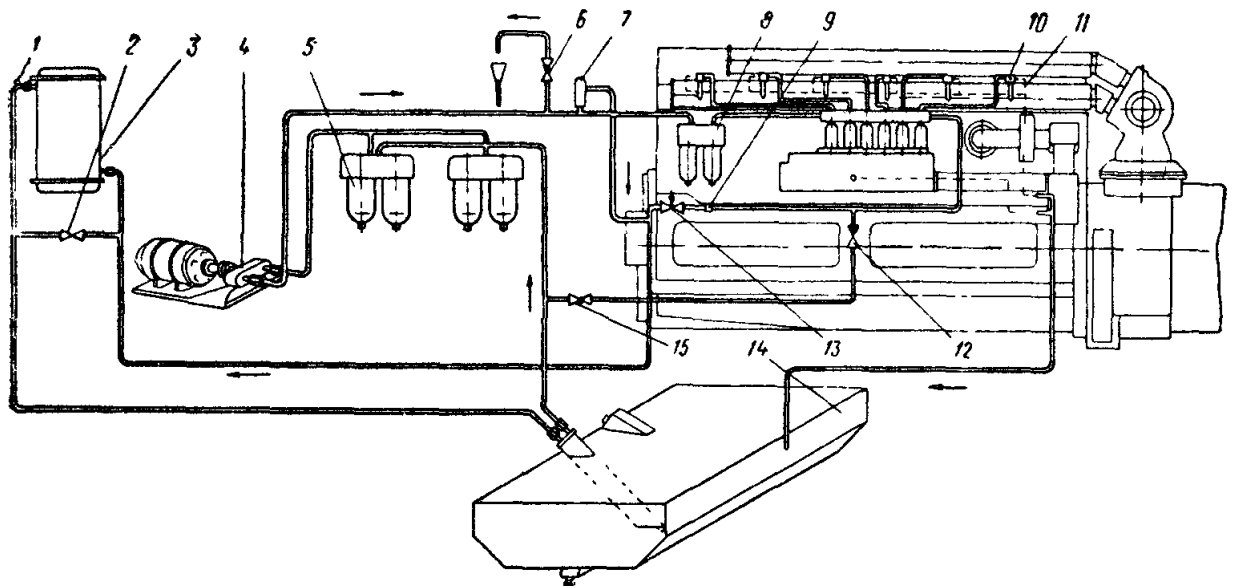


Рисунок 4.3 – Схема паливної системи дизеля Д50:

- 1 – кришка; 2 – вентиль; 3 – пвливопідігрівач; 4 – допоміжній паливopідкачуочий насос;  
 5 – фільтр грубої очистки палива; 6 – кран; 7 – розвантажуючий клапан;  
 8 – фільтр тонкої очистки палива; 9 – датчик тиску палива; 10 – форсунка;  
 11 – дренажні трубки; 12 – зворотній клапан; 13 – регулюючий клапан;  
 14 – паливний бак; 15 – кран

#### 4.2 Моделювання режимів роботи дизеля зі штатною та удосконаленою паливною системою

Розрахунки проводяться в програмному комплексі Дизель РК. Результати розрахунку отримуємо у вигляді текстового файлу та у вигляді ряду графічних залежностей, які можна комбінувати самостійно змінюючи розраховані параметри дизеля по осях абсцис та ординат. Елемент вікна з результатами розрахунків наведено на рисунку 4.4 для удосконаленою паливної системи та на рисунку 4.5 з штатною паливною системою. Основні результати розрахунків також наведені в таблиці 4.2.

Це дає можливість точно проаналізувати параметри робочого процесу з усіх сторін. У текстовому звіті програма відображає близько 150 параметрів. Але для вирішення поставленої задачі з діагностування необхідна менша кількість параметрів.

									Арк.
									94
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.160215.000.03MP.ПЗ				

```

Результаты расчета - Режим: #1 : "RPM=750, Пк=2.00 "; 2020-12-03 12-40-16 "6L31.8/33"
-----
МОЩНОСТНЫЕ И ЭФФЕКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ -----
750.00 - n - Частота вращения коленчатого вала, [1/мин]
887.06 - Ne - Мощность, [кВт]
9.0253 - Pe - Среднее эффективное давление, [бар]
11295. - Me - Крутящий момент, [Нм]
1.4711 - qc - Цикловая подача топлива, [г]
0.22388 - be - Удельный эффект. расход топлива, [кг/(кВт*ч)]
0.23558 - be_ISO - Удельный эффект. расх. топлива по ISO, [кг/(кВт*ч)]
0.37836 - Eta_e - Эффективный КПД
10.674 - Pi - Среднее индикаторное давление, [бар]
0.44748 - Eta_i - Индикаторный КПД
8.2500 - Sp - Средняя скорость поршня, [м/с]
1.5507 - Pтр - Давление трения, [бар] (Intern.Ехр)
0.85337 - Eta_mех - Механический КПД

-----
ПАРАМЕТРЫ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ -----
1.0000 - Po_sea - Статическое давление на уровне моря, [бар]
288.00 - To_sea - Статическая температура на уровне моря, [K]
0.0000 - H_ур.мор - Высота над уровнем моря, [км]
0.0000 - W_полета - Скорость полета, [км/час]
1.0000 - Po - Стат. давление окруж. среды в текущ. услов., [бар]
288.00 - To - Стат. температ. окруж. среды в текущ. услов., [K]
1.0000 - Po* - Давление заторм. потока, [бар]
288.00 - To* - Температура заторможенного потока, [K]
1.0400 - Po_т - Статическое давление за турбиной, [бар]
0.97000 - Po_вх* - Давление заторм. потока за фильтром, [бар]

-----
НАДДУВ И ГАЗООБМЕН -----
1.5505 - Pк - Давление перед впускным коллектором, [бар]
302.61 - Tk - Температура перед впускным коллектором, [K]

```

Рисунок 4.4 – Элемент вікна з результатами розрахунків дизеля Д50 в програмі ДИЗЕЛЬ-РК з удосконаленою паливною системою

```

Режим: #1 : "RPM=750, Пк=2.00 "; 2020-12-03 13-32-48 "6L31.8/33"
2020-12-03 13-32-48 "6L31.8/33"
Режим: #1 : "RPM=750, Пк=2.00 ";
Назв.: "Д50 справний, кут 33!"
www.diesel-rk.bmstu.ru
Топливо: Diesel No. 2

-----
МОЩНОСТНЫЕ И ЭФФЕКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ -----
750.00 - n - Частота вращения коленчатого вала, [1/мин]
853.86 - Ne - Мощность, [кВт]
8.6876 - Pe - Среднее эффективное давление, [бар]
10872. - Me - Крутящий момент, [Нм]
1.4239 - qc - Цикловая подача топлива, [г]
0.22513 - be - Удельный эффект. расход топлива, [кг/(кВт*ч)]
0.23696 - be_ISO - Удельный эффект. расх. топлива по ISO, [кг/(кВт*ч)]
0.37625 - Eta_e - Эффективный КПД
10.391 - Pi - Среднее индикаторное давление, [бар]
0.45005 - Eta_i - Индикаторный КПД
8.2500 - Sp - Средняя скорость поршня, [м/с]
1.5970 - Pтр - Давление трения, [бар] (Intern.Ехр)
0.84472 - Eta_mех - Механический КПД

-----
ПАРАМЕТРЫ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ -----
1.0000 - Po_sea - Статическое давление на уровне моря, [бар]
288.00 - To_sea - Статическая температура на уровне моря, [K]
0.0000 - H_ур.мор - Высота над уровнем моря, [км]
0.0000 - W_полета - Скорость полета, [км/час]
1.0000 - Po - Стат. давление окруж. среды в текущ. услов., [бар]
288.00 - To - Стат. температ. окруж. среды в текущ. услов., [K]
1.0000 - Po* - Давление заторм. потока, [бар]
288.00 - To* - Температура заторможенного потока, [K]
1.0400 - Po_т - Статическое давление за турбиной, [бар]
0.97000 - Po_вх* - Давление заторм. потока за фильтром, [бар]

-----
НАДДУВ И ГАЗООБМЕН -----
1.5505 - Pк - Давление перед впускным коллектором, [бар]
302.61 - Tk - Температура перед впускным коллектором, [K]

```

Рисунок 4.4 – Элемент вікна з результатами розрахунків дизеля Д50 в програмі ДИЗЕЛЬ-РК зі штатно. паливною системою

Таблиця 4.2 – Основні параметри дизеля, що розраховані в програмі ДИЗЕЛЬ-РК

Назва параметра	Величина параметра
Ефективна потужність, кВт	887,0
Середній індикаторний тиск, бар	9,03
Крутний момент, кНм	11,30
Циклова подача палива, г	1,471
Ефективний ККД	0,378
Максимальна температура циклу, К	1769

На рисунку 4.5 4.6 зображено індикаторну діаграму дизеля Д50 з удосконаленою паливною системою, яка розрахована в програмі ДИЗЕЛЬ-РК.

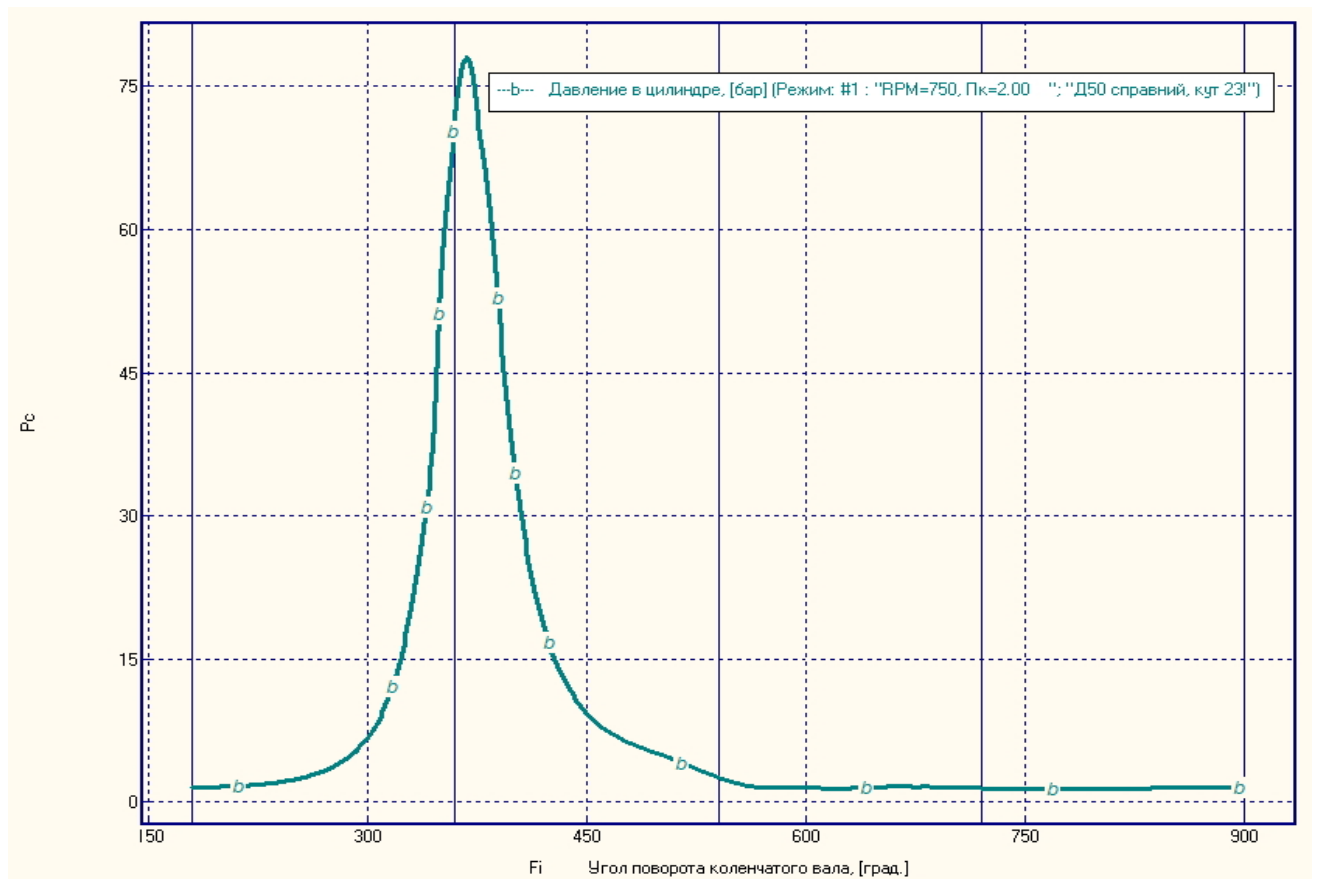


Рисунок 4.5 – Індикаторна діаграма дизеля розрахована в програмі ДИЗЕЛЬ-РК

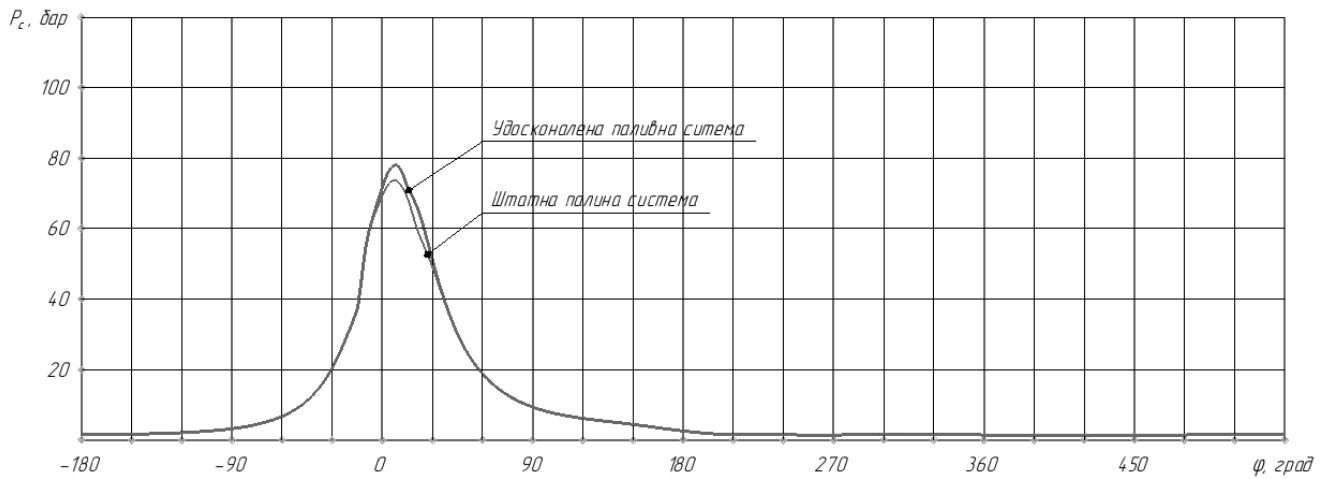


Рисунок 4.6 – Індикаторні діаграми дизеля Д-50 зі штатною та удосконаленою паливною системою<sup>о</sup>

**Висновок до розділу.** Були виконані розрахунки робочого процесу дизеля з двома паливними системами, а саме:

- штатною;
- удосконаленою акумуляторною подачею паливною системою та фазовим вприском палива в циліндр.

Як видно з розрахунків, зросла потужність дизеля з 854 до 887 кВт та збільшився середній індикаторний тиск в циліндрі.

					0032.160215.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		97

## ВИСНОВКИ

Одним з основних шляхів зменшення ефективності дизелів є електронне управління процесом паливоподачі. Розробка форсунки з комбінованим замиканням голки, результати дослідження роботи форсунок і системи в цілому на стенді і дизелі є основою для створення таких систем стосовно будь-якого тепловозного, автомобільного, тракторного, або суднового дизеля. За результатами досліджень можна зробити такі висновки.

Стабільне впорскування палива при малих подачах дозволило знизити мінімальну частоту обертання колінчастого валу дизеля Д50 до 300 об/хв при тиску в акумуляторі 9,8 МПа та тиску впорскування 5,9 МПа [115]. Зі зменшенням тиску в акумуляторі від 19,6 до 14,7 МПа при  $n=300$  хв<sup>-1</sup>, годинна витрата палива збільшилася на 2,8 %, а при  $n=700$  об/хв – на 14 %. Зниження нерівномірності подачі палива з 50 до 20 % при  $n=300$  об/хв зменшує годинну витрату палива на 40%. Загалом, порівняно з серійною паливною апаратурою, годинна витрата палива знижена  $n=400$  об/хв на 13,8 %, за  $n=750$  об/хв – на 2%. Зменшення частоти обертання колінчастого валу до  $n=130$  об/хв дозволяє знизити годинну витрату на 71,4 % [110].

Серійні паливні системи не в змозі задовольнити сучасні вимоги до економічності, димності та токсичності дизелів. Акумуляторні паливні системи з форсунками, що мають комбіноване замикання і електронне управління, створення та вивчення в даній роботі, дозволяють це зробити.

У процесі роботи удосконалено паливну систему з принципово новими електрогідравлічними форсунками та вивчення законів руху їх замикаючих елементів. Встановлено, що комбіноване замикання голки забезпечує дію форсунки, достатню для отримання стабільних циклових подач в межах від запальних доз газодизелів до значень, що відповідають номінальному режиму. Такі результати вирішують проблему отримання керованого процесу згоряння у циліндрах дизелів.

Обґрунтовано, що оптимальна величина ходу голки до рухомого упору

					0032.160215.000.03MP.ПЗ	Арк.
						98
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

лежить у межах  $0,1^{+0,01}$ . Виявлено, що хід голки до рухомого упору повинен бути пов'язаний із зусиллям пружини форсунки та тиском в акумуляторі.

Обґрунтовано, що пристрій управління повинен бути двоклапанним і гідравлічно врівноваженим.

Математична модель і програма розрахунку процесу вприскування, створені в ході роботи, дозволяють прискорити і підвищити рівень проектування паливних систем, призначених для дизелів різного призначення.

Встановлено, що у модернізованій форсунки відстань між керуючою і підігальною камерами не перевищує 45 мм, тому при посадці голки зростання тиску в підігальній камері викликає негайний ріст тиску в гідрозапираючій камері, що виключає затримку.

Встановлено, що при певних зусиллях пружини форсунки, ході голки до рухомого упору і циклових подач, складових (5,5...9,3) % рухливий упор стає нерухомим. Висота підйому голки та прохідний переріз під її замикаючим конусом від циклу до циклу не змінюються. З урахуванням постійного тиску в акумуляторі це дозволяє полупити запалені дози палива, нестабільність яких не перевищує 35,5% при тиску вприскування 11,8 МПа.

Підбір довжини паливопроводу, що повідомляє акумулятор з форсункою залежно дозволяє отримати ступінчасту характеристику вприскування і забезпечити початок опускання голки при тиску, що перевищує тиск в акумуляторі, це сприяє зменшенню витрати пального та зниженню токсичності відпрацьованих газів дизеля.

					0032.160215.000.03MP.ПЗ	Арк.
						99
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## ВИКОРИСТАНА ЛІТЕРАТУРА

1. До 2021 року локомотивний парк ПАТ «Укрзалізниця» поповниться 210 електровозами // Залізничний інформаційний портал URL: <https://info.uz.ua/do-2021-roku-lokomotivniy-park-popovnitsya-210-mashinami> (дата звернення: 30.11.2020).
2. Обанов И. И. Повышение эксплуатационной эффективности тепловозных дизелей применением средств оперативной диагностики: дис., к.т.н. наук: 05.22.07. Москва – 2017.
3. Дворкин П. В. Совершенствование диагностического обеспечения тепловозных дизелей: дис., к.т.н. наук: 05.22.07. Москва – 2016.
4. Єжов Ю.В., Павленко Ю.С., Полулях С.М., Шляхи оновлення парку тепловозів в Україні // Збірник наукових праць «Рейковий рухомий склад», - 2020. – Вип. 20.
5. Положення про планово-попереджувальну систему ремонту і технічного обслуговування тягового та моторвагонного рухомого складу, затверджено наказом АТ «Укрзалізниця» від 30.01.2019 № 055 (пункт3).
6. Бервинов В.И., Доронин Е.Ю., Зенин Н.П. Техническое диагностирование и неразрушающий контроль деталей и узлов локомотивов: Учебное пособие для техникумов и колледжей ж.-д. транспорта / Под ред. В.И. Бервинова. — М.: ГОУ «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2008 — 332 с.
7. Четвергов В.А., Овчаренко С.М., Бухтеев В.Ф. 4-52 Техническая диагностика локомотивов: учебное пособие / Под ред. В.А. Четвергова. — М.: ФГБОУ «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2014. — 371 с.
8. Питомі норми витрат палива при реостатних випробуваннях тепловозних дизелів усіх типів тепловозів після поточних ремонтів ПР-1, ПР-2, ПР-3. ЦТ-0131 : Затв. наказом Укрзалізниці від 30.12.2005 р. № 441-Ц / М-во транспорту та зв'язку України, Держадміністрація залізничного транспорту

					0032.160215.000.03МР.ПЗ	Арк.
						00
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

України, Укрзалізниця, Головне управління локомотивного господарства. -  
К. : 2006. - 24 с.

9. Теорія та конструкція локомотивів. Допоміжні системи та устаткування: Підручник для ВНЗ залізнич. трансп. / Б.Є. Боднар, Є.Г. Нечаєв, Д.В. Бобир. – Д.: ПП Ліра ЛТД, 2010. – 369 с.
10. Теорія та конструкція локомотивів. Екіпажна частина: Підручник для ВНЗ залізнич. трансп. / Б.Є. Боднар, Є.Г. Нечаєв, Д.В. Бобир. – Д.: ПП Ліра ЛТД, 2009. – 284 с.
11. Двигуни внутрішнього згоряння: завдання на контрольну роботу з методичними вказівками / уклад.: Б. Є. Боднар та ін. – Д.: Вид-во Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна, 2006.
12. Двигуни внутрішнього згоряння: методичні вказівки до курсового проектування / уклад.: Б. Є. Боднар, Д. В. Бобирь, М. І. Мартишевський; Дніпропетр. нац. ун-т залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Д.: Вид-во Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна, 2010. – 31 с.
13. Программный комплекс ДИЗЕЛЬ-РК // ДИЗЕЛЬ-РК URL: <https://diesel-rk.bmstu.ru/Rus/index.php> (дата звернення: 30.11.2020)
14. Володин А. И. Локомотивные двигатели внутреннего сгорания / А. И. Володин. – М.: Транспорт, 1990.
15. Тепловозы ТЭМ1 и ТЭМ2. Долгов В А. и др. М: Транспорт, 1972, с. 1 –256.
16. Боднар, Б. Є. Моделювання нерівномірності обертня колінчатого валу дизеля / Б. Є. Боднар, О. Б. Очкасов, Д. В. Черняєв, О. Я. Децюра // Вісник Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Д. : ДНУЗТ., 2010. – Вип. 31. – С. 18–25.

					0032.160215.000.03МР.ПЗ	Арк.
						01
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		