

Міністерство освіти і науки України
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

«Допущений до захисту»
В.о. завідувача кафедри
Олексій ГОГОРЕНКО


« ____ » _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

ВДОСКОНАЛЕННЯ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ ВИСОКООБЕРТОВОГО ДВИГУНА ШЛЯХОМ ВИКОРИСТАННЯ НАСОС-ФОРСУНОК

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття другого (магістерського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



Олександр МИТРОФАНОВ

Здобувач освіти



Юрій КОГДЕНКО

Миколаїв 2024

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

Інститут, факультет Машинобудівний навчально-науковий
Кафедра Двигунів внутрішнього згоряння, установок та технічної експлуатації
Ступінь Магістр
Спеціальність 142 Енергетичне машинобудування
(шифр і назва)
Освітня програма Двигуни внутрішнього згоряння

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ
Олексій ГОГОРЕНКО
«___» _____ 20__ року

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Когденко Юрій Миколайович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Вдосконалення паливної системи високообертового двигуна
шляхом використання насос-форсунок

2. Керівник роботи д.т.н., доцент Митрофанов О. С.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від “___” _____ 20__ року № _____

3. Строк подання здобувачем роботи _____

4. Вихідні дані до роботи Потужність двигуна – 230 кВт; частота обертання
колінчатого валу – 1900 хв⁻¹.

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Загальна конструкція та особливості роботи автомобільного
двигуна. 2. Розрахунок робочого циклу для номінального режиму роботи дизеля. 3.
Модернізація паливної системи автомобільного двигуна. 4. Економічне
обґрунтування виконаної модернізації паливної системи. 5. Аналіз та розробка
заходів охорони праці та навколишнього середовища при застосуванні двигуна.

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
1. Загальний вигляд вантажного автомобіля. 2. Поперечний переріз двигуна
6ЧН 12,8/15,5. 3. Повздовжній переріз двигуна 6ЧН 12,8/15,5 4. Паливна система
двигуна 6ЧН 12,8/15,5. 5. Насос-форсунка.

7. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
<i>Економічний розділ</i>	<i>Митрофанов О. С.</i>		
<i>Розділ хорони праці</i>	<i>Митрофанов О. С.</i>		

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	<i>Загальна конструкція та особливості роботи автомобільного двигуна.</i>		
2.	<i>Розрахунок робочого циклу для номінального режиму роботи дизеля.</i>		
3.	<i>Модернізація паливної системи автомобільного двигуна.</i>		
4.	<i>Економічне обґрунтування виконаної модернізації паливної системи.</i>		
5.	<i>Аналіз та розробка заходів охорони праці та навколишнього середовища при застосуванні двигуна</i>		

Здобувач освіти

(підпис)*Юрій КОГДЕНКО*_____
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)*Олександр МИТРОФАНОВ*_____
(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота пов'язана з модернізацією паливної системи високообертового дизельного двигуна 6ЧН 12,8/15,5 за рахунок використання насос-форсунок та багаторазового упорскування.

В роботі виконано стислий опис вантажного автомобіля та конструкції дизельного двигуна 6ЧН 12,8/15,5. Проведено розрахунок номінального режиму роботи за допомогою програмного комплексу *Blitz Pro*.

Проаналізовано основні вимоги до процесів сумішоутворення і згоряння сучасних дизелів, а також розглянуто можливі варіанти конструктивного виконання елементів паливних систем з насос-форсунками. Розроблено нову паливну систему автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5, а також спроектовано насос-форсунку, які дають змогу реалізувати багатоступеневе впорскування. Встановлено, що використання багаторазового впорскування на дизелі 6ЧН 12,8/15,5 дає змогу значно покращити економічні та екологічні показники двигуна. Зокрема було досягнуто зниження питомої ефективної витрати палива на 1,88 г/(кВт·год).

Встановлено, що річний економічний ефект може скласти 179588,082 грн, а кошти витрачені на проведення запропонованої модернізації повернуться протягом 6,3 місяців.

Розроблено основні вимоги щодо охорони праці під час ремонту дизельного двигуна 6ЧН 12,8/15,5 та допоміжного його обладнання. Визначено, що рівень вібрації та шуму не перевищує встановлених норм та складають відповідно 82,85 та 83,87 дБ відповідно.

Робота виконана українською мовою на 74 аркушах розрахунково-пояснювальної записки з використанням 14 джерел. Графічна частина представлена п'ятьма кресленнями формату – А1.

Ключові слова: двигун внутрішнього згоряння, паливна система, насос-форсунка, ефективні показники, екологічні показники, багаторазове упорскування.

					КРМ.142.6222м.08.00.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ABSTRACTS

The qualification work is related to the modernisation of the fuel system of a high-speed diesel engine 6CHN 12.8/15.5 by using pump injectors and multiple injection.

A brief description of the truck and the design of the 6CHN 12.8/15.5 diesel engine is given. The nominal operating mode was calculated using the Blitz Pro software package.

The basic requirements for the processes of mixture formation and combustion of modern diesel engines are analysed, and possible variants of the design of fuel system elements with pump injectors are considered. A new fuel system for a 6CHN 12.8/15.5 automotive diesel engine has been developed, and a pump-injector has been designed to enable multi-stage injection. It has been established that the use of multiple injection on a 6CHN 12.8/15.5 diesel engine can significantly improve the economic and environmental performance of the engine. In particular, a reduction in specific effective fuel consumption by 1.88 g/(kWh) was achieved.

It was found that the annual economic effect could amount to UAH 179588.082, and the funds spent on the proposed modernisation will be returned within 6.3 months.

The basic requirements for labour protection during the repair of a 6CHN 12.8/15.5 diesel engine and its auxiliary equipment have been developed. It was determined that the vibration and noise levels do not exceed the established standards and are 82.85 and 83.87 dB, respectively.

The work was carried out in Ukrainian on 74 pages of a calculation and explanatory note using 14 sources. The graphic part is represented by five drawings of A1 format.

Key words: internal combustion engine, fuel system, pump-injector, efficiency, environmental performance, multiple injection.

					KPM.142.6222м.08.00.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

ВСТУП

РОЗДІЛ 1 КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА 6ЧН 12,8/15,5 ВАНТАЖНОГО АВТОМОБІЛЯ

- 1.1. Загальна характеристика вантажного автомобіля.....
- 1.2. Опис конструкції двигуна 6ЧН 12,8/15,5.....
- 1.3. Висновок до розділу.....

РОЗДІЛ 2 РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДЛЯ НОМІНАЛЬНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ ДВИГУНА 6ЧН 12,8/15,5

- 2.1. Визначення вихідних даних для синтезу робочого процесу
дизеля 6ЧН 12,8/15,5 для номінального режиму роботи.....
- 2.2. Розрахунок номінального режиму дизельного двигуна-
прототипу 6ЧН 12,8/15,5.....
- 2.3. Висновок до розділу.....

РОЗДІЛ 3 ВДОСКОНАЛЕННЯ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ ВИСОКООБЕРТОВОГО ДВИГУНА 6ЧН 12,8/15,5 ШЛЯХОМ ВИКОРИСТАННЯ НАСОС-ФОРСУНОК ТА БАГАТОРАЗОВОГО ВПОРСКУВАННЯ

- 3.1. Вимоги до процесів сумішоутворення і згоряння сучасних
дизелів.....
- 3.2. Можливі варіанти конструктивного виконання елементів па-
ливних систем з насос-форсунками.....
- 3.3. Опис модернізованої паливної систем дизеля 6ЧН 12,8/15,5 з
насос-форсунками.....
- 3.4. Опис конструкції спроектованої насос-форсунки дизеля 6ЧН
12,8/15,5.....

- 3.5. Аналіз ефективності застосування багаторазового впорскування на дизелі 6ЧН 12,8/15,5.....
- 3.6. Висновок до розділу.....

ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ МОДЕРНІЗАЦІЇ

РОЗДІЛ 4 ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ АВТОМОБІЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ 6ЧН 12,8/15,5

- 4.1. Постановка проблеми.....
- 4.2. Оцінка економічної доцільності модернізації автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5.....
- 4.3. Висновки до розділу.....

АНАЛІЗ І РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ

РОЗДІЛ 5 ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ОХОРОНИ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

- 5.1. Розробка заходів з техніки безпеки
- 5.2. Охорона навколишнього середовища.....
- 5.3. Висновки до розділу.....

ВИСНОВОК ПО РОБОТІ

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- Додаток А. Загальний вигляд автомобіля.....
- Додаток Б. Поперечний переріз двигуна 6ЧН 12,8/15,5.....
- Додаток В. Повздовжній переріз двигуна 6ЧН 12,8/15,5.....
- Додаток Г. Паливна система двигуна 6ЧН 12,8/15,5.....
- Додаток Д. Насос-форсунка.....

ВСТУП

Вимоги до сучасних дизельних двигунів щодо потужності, паливної економичності та екологічності стають дедалі вищими. Щоб задовольнити ці вимоги, необхідно забезпечити хороше та якісне сумішоутворення. Для цього двигуни повинні оснащуватися ефективними системами впорскування, які не тільки забезпечували б найдрібніший розпил пального завдяки високому тиску впорскування, а й також точно регулювали момент упорскування та кількість впорскуваного пального.

Системою, яка задовольняє цим високим вимогам, є впорскування з використанням насос-форсунок.

Ще сам Рудольф Дизель виношував ідею об'єднати в одному вузлі паливний насос і паливну форсунку, що дало б змогу відмовитися від трубопроводів високого тиску і, тим самим, підвищити тиск упорскування. Однак на той час не існувало ні технічних, ні технологічних можливостей реалізувати на практиці цю ідею.

З 50-х рр. дизельні двигуни з системами впорскування палива, що включають в себе насос-форсунки з механічним керуванням, почали впроваджувати на вантажному автотранспорті та судових двигунах.

Концерну Фольксваген у співпраці з фірмою Бош вперше у світі вдалося створити дизельний двигун із системою впорскування палива за допомогою насос-форсунок, призначений для застосування на легкових автомобілях.

Цей двигун задовольняє вимогам наявності великої потужності при одночасному зниженому навантаженні на навколишнє середовище і є ще одним кроком до здійснення передбачення Рудольфа Дизеля – «вихлоп моїх двигунів одного чудового дня не матиме ні запаху, ні шкідливих речовин».

					<i>KPM.142.6222m.08.00.II3</i>	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА 6ЧН 12,8/15,5 ВАНТАЖНОГО АВТОМОБІЛЯ

1.1. Загальна характеристика вантажного автомобіля

Вантажівка Mercedes-Benz Atego (рис. 1.1) належить до класу середньотоннажної техніки, яка дуже поширена в європейських країнах. До її відмінних характеристик належать простота керування, висока якість і мала витрата палива. Вперше машини з'явилися в 2004 році як більш сучасна і поліпшена модель 1217. Конкурентами його є MAN LE і TGL, IVECO EuroTech.



Рисунок 1.1 – загальний вигляд вантажівки Mercedes-Benz Atego

До основних параметрів вантажівки варто віднести привід 4x2 і колісну базу 4,16 м. Взаємозв'язок усіх систем машини здійснюється за допомогою контролера зв'язку в бортовому комп'ютері. За необхідності застосовуються надбудови типу тент, фургон, рефрижератор, що гарантує універсальність техніки.

До позитивних характеристик вантажівки Mercedes-Benz Atego належить економічність, при цьому вона надійна і комфортабельна. На неї встановлюється потужний мотор 6ЧН 12,8/15,5 на 230 кВт, що характеризується малою витратою

					КРМ.142.6222м.08.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

дизеля. Для збільшення економічності передбачено встановлення системи старт-стоп силового агрегату.

Машину можна використовувати для транспортування будь-яких матеріалів. Для забезпечення комфорту під час роботи виробник пропонує велику кількість різноманітного оснащення, причому це стосується не тільки надбудов шасі, а й кабіни. Компактність, керованість, прохідність, маневреність – основні ходові переваги техніки. Її можна використовувати в межах міста, для міжміських перевезень тощо.

До інших переваг вантажівки належать:

- проста конструкція;
- можливість проведення ремонтних робіт;
- надійність і витривалість;
- потужність і довговічність силової установки;
- якісна паливна система;
- наявність підвіски на ресорах.

При розробці рами вантажівки були враховані основні вимоги до подібної техніки. Несучий остов двосекційний, передня частина представлена парою лонжеронів, розташованих під кутом, що мають зигзагоподібний профіль. За невеликої висоти рами можна використовувати тільки одну сходинку для доступу в кабіну, що зумовлено можливістю опускання. До переваг такого компонування належить і можливість більш компактного розміщення агрегатів.

Для захисту від корозії передбачено влаштування монтажних отворів на виробництві, після чого поверхню рами покривають ґрунтовкою. Ці отвори розташовані з інтервалом 50 мм, що дозволяє використовувати будь-який тип надбудови без необхідності просвердлювання окремих отворів. Також можна прикріпити до рами вантажівки бак для палива більшого обсягу, глушник, батарею. Це забезпечує можливість попереднього складання кузова і подальшого його встановлення як великого модуля за короткий час.

					<i>KPM.142.6222м.08.01.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

На вантажний автомобіль Mercedes-Benz Atego встановлюється коробка передач власного виробництва, ZF або Allison. Останній варіант – автоматичний агрегат. Кількість передач у всіх випадках – 6.

1.2. Опис конструкції двигуна 6ЧН 12,8/15,5

На вантажному автомобілі Mercedes-Benz Atego застосовується сучасний дизельний чотиритактний двигун 6ЧН 12,8/15,5 потужністю у 230 кВт. На двигуні застосовується удосконалена система подачі палива, яка гарантує підвищення потужності, при цьому розбризкування суміші здійснюється таким чином, що це забезпечує повне її згоряння. Таким чином новий двигун 6ЧН 12,8/15,5 забезпечує поліпшенні якості вихлопу (показник відповідає стандартам Євро-6).

Технічна характеристика дизельного двигуна 6ЧН 12,8/15,5 (рис. 1.2) представлено в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Основні технічні характеристики автомобільного дизельного двигуна 6ЧН 12,8/15,5

№ з.п.	Параметр	Значення
1	Тип дизеля	4-хтактний з безпосереднім упорскуванням палива рідинного охолодження з газотурбінним наддувом й проміжним охолодженням наддувального повітря
2	Кількість циліндрів	6
3	Розміщення циліндрів	рядне
4	Діаметр циліндра, мм	128
5	Хід поршня, мм	155
6	Робочий об'єм усіх циліндрів двигуна, см ³	11967
7	Порядок роботи циліндрів	1-5-3-6-2-4
8	Ступінь тиску	16
9	Повна потужність, кВт	228
10	Частота обертання колінчастого вала, відповідна повній потужності, хв ⁻¹	1900
11	Питома ефективна витрата палива на повній потужності, г/кВт·год	222

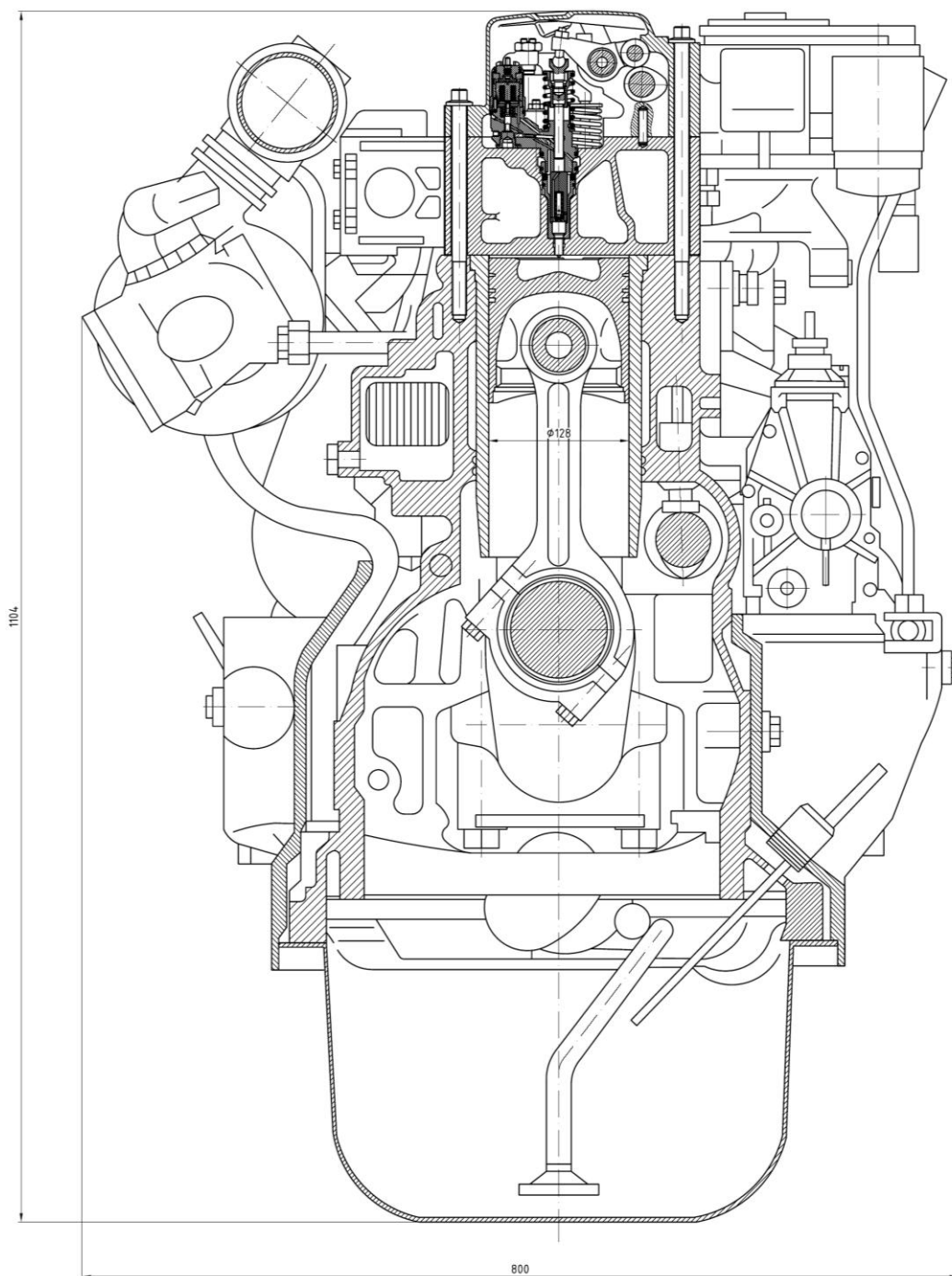


Рисунок 1.2 – Поперечний переріз дизеля 6ЧН 12,8/15,5

Картер та блок циліндрів (рис. 1.3) дизеля 6ЧН 12,8/15,5 виготовлено за одне ціле з одного суцільного шматка спеціального високоякісного чавуну, що забезпечує особливу високу міцність та водночас еластичність. Двигун 6ЧН 12,8/15,5 має змінні мокрі гільзи робочих циліндрів. Подача охолоджуючої рідини у систе-

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6222м.08.01.ПЗ

Аркуш

мі охолодження точно дозується для забезпечення омивання верхньої гарячої частини втулки робочого циліндру.

Точний розрахунок товщини стінок та функціонального оребрення дозволили досягти максимальної ефективної функціональності, забезпечити високу міцність форми та малошумність картеру дизеля. Також, для додання додаткової міцності нижня частина картера дизеля 6ЧН 12,8/15,5 виготовлена у вигляді траверси.

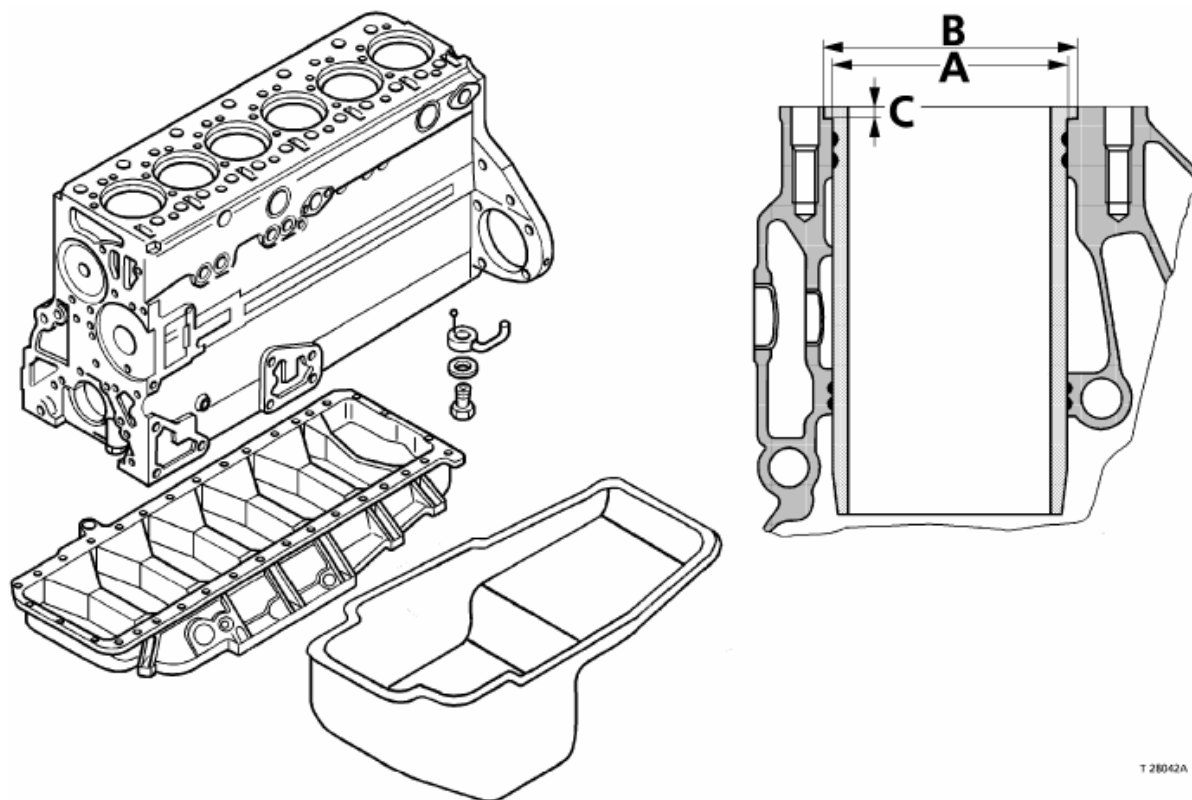


Рисунок 1.3 – Блок-картер дизеля 6ЧН 12,8/15,5

Мокрі змінні втулки робочих циліндрів виготовляються з використанням технології спеціального відцентрового лиття. Ущільнюючі кільця водяної порожнини розміщуються у картері в сухому вигляді.

Колінчастий вал дизеля 6ЧН 12,8/15,5 розміщений на 7 опорних підшипниках. Він відштампований з поліпшеної високоякісної мікрอสплавної сталі. Колінчастий вал дизеля 6ЧН 12,8/15,5 є динамічно збалансованим, що реалізується за допомогою восьми приварених противаг, розміщених на щоках. Корінні та шатунні шийки валу, зубчасті колеса приводів, загартовані індукційним шляхом й ретельно відшліфовані.

					КРМ.142.6222м.08.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Шатунні підшипники дизеля 6ЧН 12,8/15,5 через виконані отвори забезпечуються змащувальним маслом від корінного підшипника. На задньому ущільнювачі колінчастого вала дизеля 6ЧН 12,8/15,5, як і на передньому кінці, використовуються кільця для забезпечення радіального ущільнення. Маховик дизеля 6ЧН 12,8/15,5 відцентровано по відношенню до колінчастого вала двигуна за допомогою спеціального установочного штифта та закріплений десятьма поворотними гвинтами.

Шатуни дизеля 6ЧН 12,8/15,5 (рис. 1.4) виготовлено з поліпшеної високоякісної сталі методом штампування з косим роз'ємом. Підшипник поршневого пальця (верхньої головки) забезпечується змащувальним маслом через довгий отвір для подачі який виготовлено у стрижні шатуна. Шатун дизеля 6ЧН 12,8/15,5 має спеціальний прилив для забезпечення балансування, який виготовлено паралельно отвору для поршневого пальця. Шатун дизеля 6ЧН 12,8/15,5 має трапецієдальні скоси верхньої головки в районі отворів для встановлення поршневого пальця.

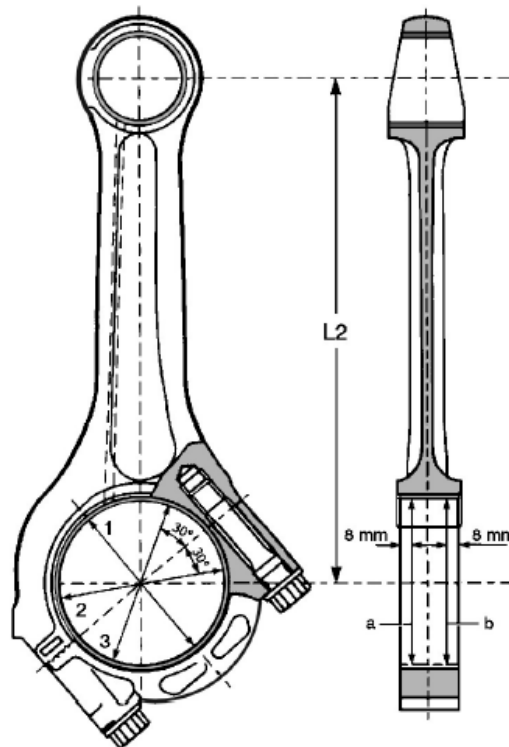


Рисунок 1.4 – Шатун дизеля 6ЧН 12,8/15,5

Кришка шатуна дизеля 6ЧН 12,8/15,5 фіксується за допомогою виконаних зубів на роз'ємні та пригвинчується гвинтами. Шатун дизеля можна витягти через

					КРМ.142.6222м.08.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

робочий циліндр за напрямком вверх. Верхній вкладиш підшипника виготовлено з зносостійкого спеціального сплаву. Максимально допустима різниця у вазі на кожний монтажний набір рухомих деталей складає 50 г.

Поршень (рис. 1.5) дизеля 6ЧН 12,8/15,5 відлито з спеціального високоякісного алюмінієвого сплаву з чавунною вставкою. У верхнє компресійне поршневе кільце також залита зміцнююча вставка.

Для забезпечення мінімального зазору між поршнем та втулкою робочого циліндру (фактично забезпечення високої герметичності камери згоряння) на поршні виконано обтяжку із сталевих смуг. Днище поршня дизеля 6ЧН 12,8/15,5 охолоджується за допомогою підведення струменя масла з форсунки розміщеної в картері двигуна.

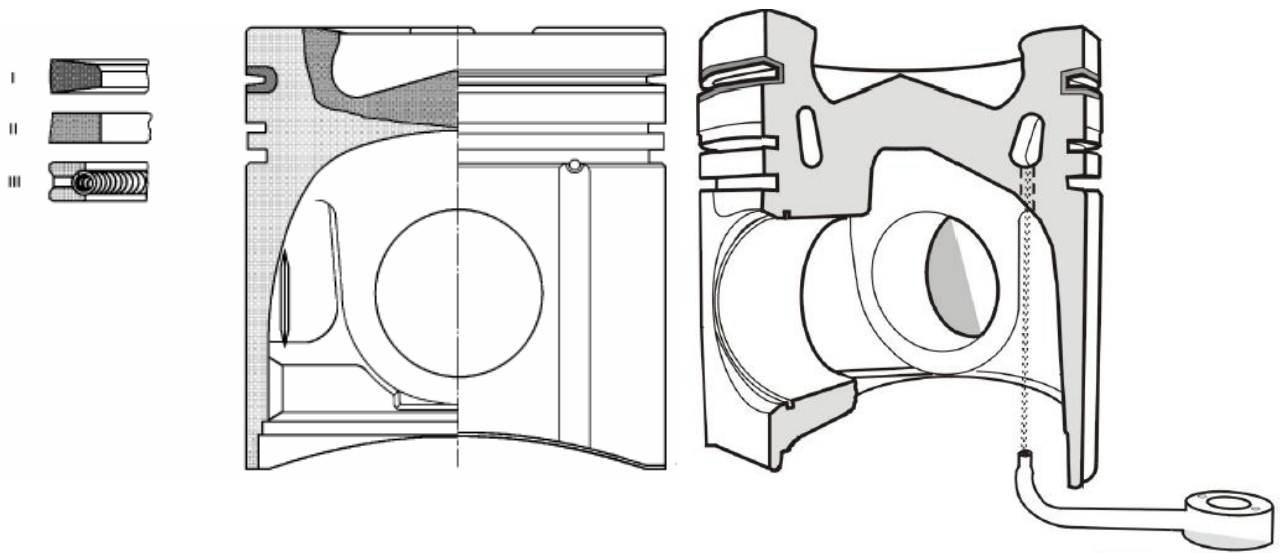


Рисунок 1.5 – Поршень дизеля 6ЧН 12,8/15,5

Для двигунів типу 6ЧН 12,8/15,5 із-за високих термічних навантажень використовуються поршні з каналами для підведення охолодження. Зокрема у нижній частині поршня дизеля виконано два отвори для подачі масла (канали для здійснення охолодження див. рис. 1.5). Через ці канали відповідним чином здійснюється охолодження днища поршня.

Всі двигуни типу 6ЧН 12,8/15,5 мають по 4-клапанни на кожен циліндр. На дизелі використовується цільна кришка циліндрів (рис. 1.6), що виконана з литим впускним / випускним каналами, які забезпечують отримання вихрового потоку

					КРМ.142.6222м.08.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

гарячої суміші, з впускними / випускними вставними кільцями сідел робочих клапанів, а також з запресованими напрямними втулками. Кришка циліндрів кріпиться за допомогою шістьох високоміцних болтів з спеціальними буртиками.

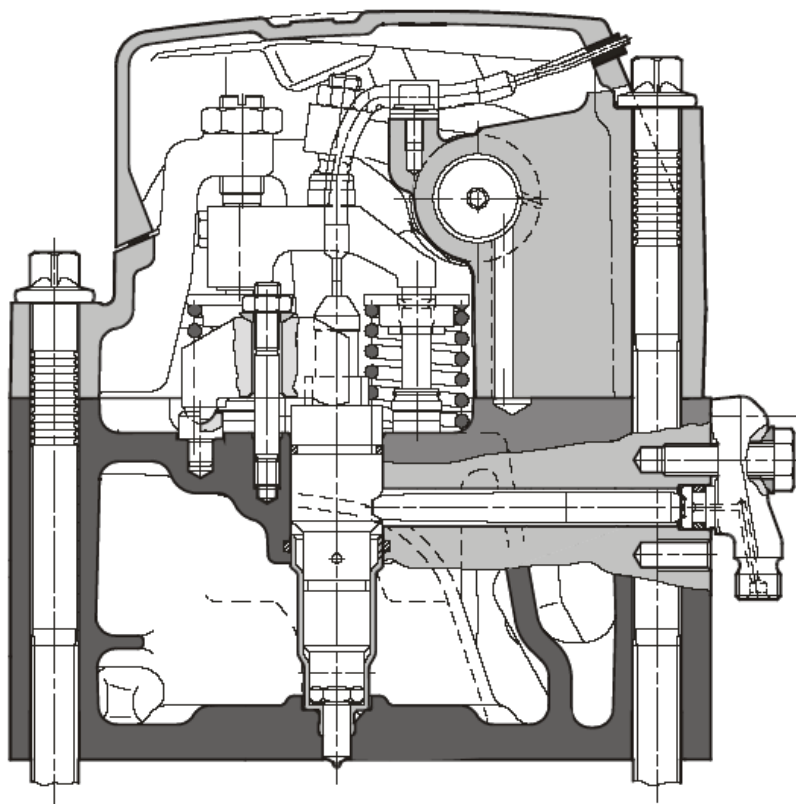


Рисунок 1.6 – Кришка циліндрів дизеля 6ЧН 12,8/15,5

Для забезпечення ефективного охолодження охолоджуюча рідина поперечним потоком проходить через кришку циліндрів від випускної частини до впускної. Направляючі ребра, які виконані у кришці забезпечують максимально оптимальну подачу охолоджуючої води. У разі 4-ох клапанної конструкції кришки охолодження перемички між випускними клапанами забезпечується крізь литий канал подачі охолоджуючої рідини. У кожному робочому циліндрі встановлено по два навісних впускних й випускних робочих клапана. Керування клапанами здійснюється за допомогою спеціального твердосплавного штовхача (впуск й випуск), штанг штовхачів та кованого коромисла.

Перенесення діючої сили здійснюється від коромисла на впускні (випускні) робочі клапани через проміжний регулювальний гвинт й перемичку клапанів, що

проходить крізь кінці стрижнів клапанів. Встановлення перемички клапанів виконується на фрезерованій стороні з боку штанг штовхачів.

У перемичку випускного клапану встановлюється механізм *EVB*. При цьому подача масла до коромисла та *EVB* забезпечується через корпус підшипника самого коромисла. Опори *EVB* вмонтовано у корпус підшипника коромисла клапана. Коромисло клапана закріплюється осями, що запресовуються в корпус підшипника коромисла клапана. Корпус підшипника коромисла клапана разом з кришкою робочих циліндрів кріпиться болтами до блоку циліндрів дизеля 6ЧН 12,8/15,5. Для забезпечення зменшення витрати масла на випускному клапані дизеля встановлено ущільнювачі стрижнів клапанів.

Кришка робочих циліндрів з корпусом коромисла, ущільнена від охолоджуючої рідини та закріплена на картері дизеля 6ЧН 12,8/15,5 за допомогою шістьох поворотних болтів. Болт кришки циліндрів у верхній своїй частині має різьбу. Ця різьба має призначення для покращення з'єднання й забезпечення центрування між кришкою циліндрів та корпусом коромисла.

Розподільчий вал (рис. 1.7) дизеля 6ЧН 12,8/15,5 розміщено в картері дизеля й має сім опор у вигляді втулок з спеціальним покриттям антифрикційним сплавом. Розподільчий вал характеризується низькою генерацією шуму, досить великим терміном експлуатації й встановленою системою запобігання можливого перевищення номінальної частоти обертання.

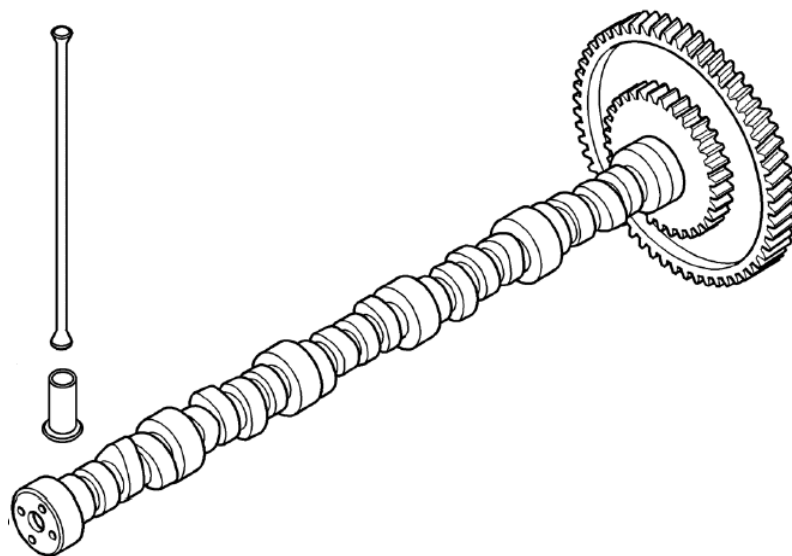


Рисунок 1.7 – Розподільчий вал дизеля 6ЧН 12,8/15,5

					КРМ.142.6222м.08.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

На дизельному двигуні 6ЧН 12,8/15,5 використовується блочний ПНВТ (рис. 1.8) виробництва фірми *Bosch*. Для забезпечення досягнення високоефективного процесу змішування дизельного палива ПНВТ має упорскувати паливо під тиском у 700...850 бар та з максимально можливою точністю дозування циклової дози палива на одне впорскування.

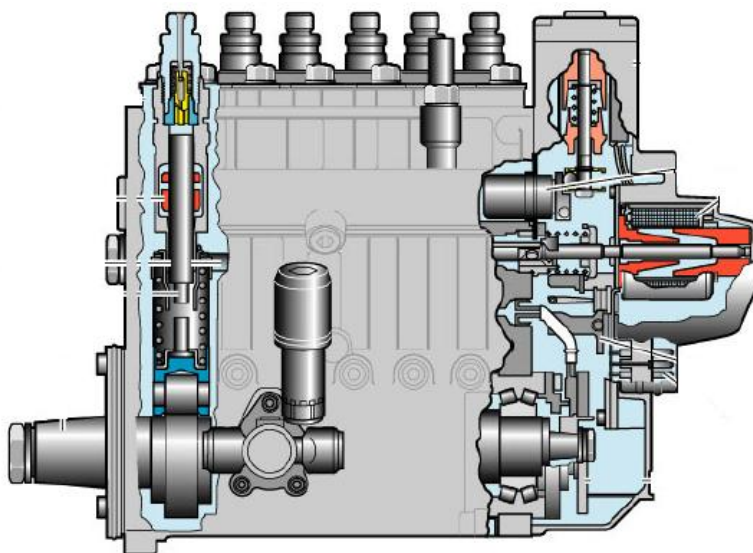


Рисунок 1.8 – Блочний ПНВТ фірми *Bosch* дизеля 6ЧН 12,8/15,5

Рациональний компроміс між витратою палива, викидами шкідливих речовин дизелем та генерацією шумів (жорсткість його роботи) вимагає забезпечення високої точності початку процесу уприскування, приблизно, у 1° до ВМТ дизеля. Для забезпечення керування початком процесу уприскування та компенсацією часу поширення хвиль тиску у паливному трубопроводі високого тиску слугує муфта випередження впорскування палива (керується механічним чи електронним шляхом) за допомогою якої початок паливоподачі ПНВТ зміщується в потрібну сторону.

Паливні форсунки (рис. 1.9) дизеля 6ЧН 12,8/15,5 розміщуються в кришці циліндрів дизеля між впускними та випускними клапанами. За рахунок їх вертикального встановлення точки можливого гідравлічного удару форсунок в середині робочого циліндра в поєднанні з забезпеченням багатоструменевого розпилення забезпечується режим згоряння палива, який є максимально раціональним з точки зору згоряння й витрати палива.

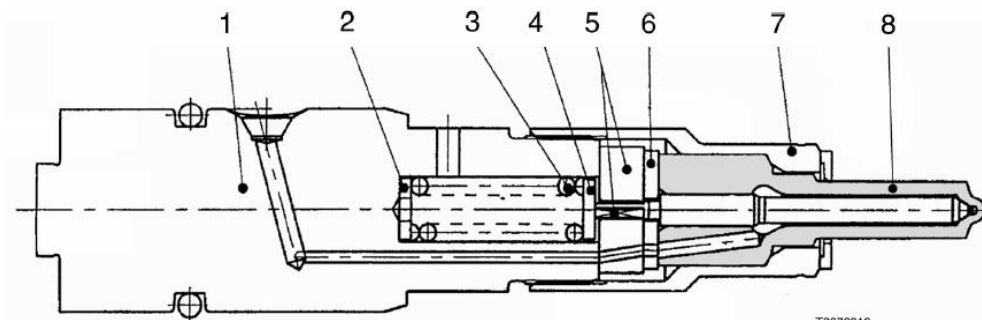


Рисунок 1.9 – Форсунка дизеля 6ЧН 12,8/15,5:

1 – корпус; 2 – шайба установочна; 3 – пружина натискна; 4 – гвинт; 5 – діафрагма; 6 – шайба; 7 – накидна гайка; 8 – розпилювач форсунки

Турбіна (рис.1.10) дизеля 6ЧН 12,8/15,5 перетворює енергію ВГ, яка здебільшого викидається у навколишнє середовище, в енергію руху й приводить нею в дію повітряний компресор.

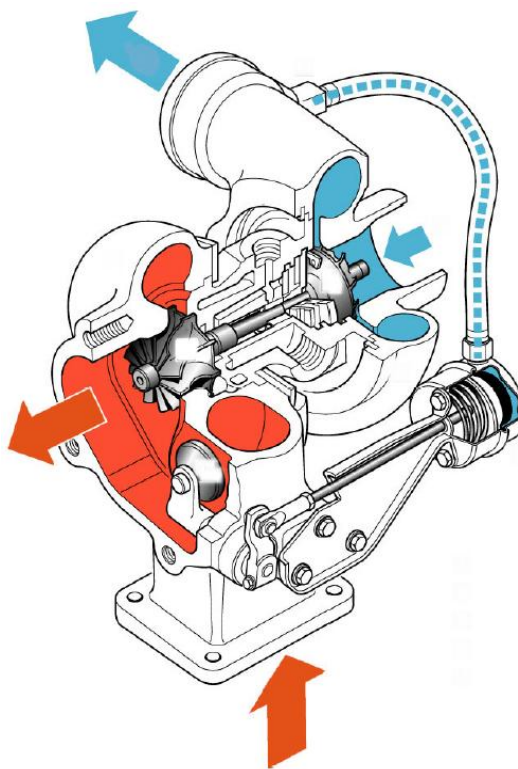


Рисунок 1.10 – Принцип роботи турбокомпресора дизеля 6ЧН 12,8/15,5:

Повітряний компресор, в свою чергу, надає прискорення потоку свіжого повітря та забезпечує подачу вже стисненого повітря до робочих циліндрів дизеля. До збільшеної таким шляхом маси повітря в робочих циліндрах до них також по-

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6222м.08.01.ПЗ

Аркуш

дається збільшена кількість палива. Турбонагнітач дизеля 6ЧН 12,8/15,5 приєднується до системи циркуляційного масла й тому не потребує окремго технічного обслуговування, однак все ж таки слід дотримуватися встановленої якості застосовуваного на дизелі масла. При заміні турбонагнітача двигуна, його потрібно наповнити маслом до підключення нагнітаючого трубопроводу.

1.3. Висновок до розділу

Автомобільний дизель типу 6ЧН 12,8/15,5 є досить сучасним та надійним двигуном, що відповідає досить високим вимогам екологічних нормативів. Дизель даного типу може застосовуватися на різних видах вантажних автомобілів та будівельній техніці. Однак з постійним підвищенням екологічних норм та вимог до паливної економічності двигун потребує подальшого вдосконалення та модифікації. Одним з можливих напрямків є модернізація паливної системи дизеля, яка безпосередньо впливає на якість процесу згоряння та відповідно на екологічність та економічність двигуна.

					КРМ.142.6222м.08.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДЛЯ НОМІНАЛЬНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ ДВИГУНА 6ЧН 12,8/15,5

2.1. Визначення вихідних даних для синтезу робочого процесу дизеля 6ЧН 12,8/15,5 для номінального режиму роботи

Для реалізації розрахунку робочого процесу дизеля 6ЧН 12,8/15,5 в програмному комплексі *Blitz Pro* обрано наступні вихідні дані, що подано у таблиці 2.1. Окрім вихідних даних таблиці 2.1 також було визначено ряд допоміжних параметрів потрібних для виконання розрахунків.

Обґрунтування вибору допоміжних параметрів для розрахунку робочого циклу дизеля 6ЧН 12,8/15,5 для номінального режиму за допомогою програмного комплексу Blitz-Pro:

– параметри навколишнього середовища – тиск $P_0 = 100$ кПа та температура $T_0 = 20^\circ \text{C}$;

– номінальна ефективна потужність дизеля 6ЧН 12,8/15,5, частота обертання колінчатого валу – $n = 1900$ об/хв., $N_e = 230$ кВт;

– тиск наддуву дизеля 6ЧН 12,8/15,5 P_k – обираємо ґрунтуючись на паспортні характеристики дизеля $P_k = 0,285$ МПа;

– степінь стискання ϵ , кількість циліндрів $i_{\text{ц}}$, діаметр циліндра $D_{\text{ц}}$ і хід поршня $S_{\text{п}}$ – відомі з маркування дизеля (6ЧН 12,8/15,5) та інструкції з технічної експлуатації;

– маси усіх рухомих деталей КШМ – відомі з інструкції з технічної експлуатації та опису конструкції дизеля 6ЧН 12,8/15,5;

– нижча теплота згоряння дизельного палива Q_n та його елементарний склад – обумовлюється маркою палива;

– втрати тиску в ОНП $\Delta P_{\text{ох}}$, ККД ОНП η_0 , а також коефіцієнт надлишку повітря α – обираємо з меж, що характерні даному типорозміру та рівню форсування подібних двигунів-аналогів.

					<i>KPM.142.6222m.08.02.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 2.1 – Початкові дані для розрахунку робочого циклу номінального режиму дизеля 6ЧН 12,8/15,5 у програмному комплексі Blitz-Pro

№ з.п.	Познач.	Значення	Одиниця вимір.	Параметр
1	N_e	230	кВт	Ефективна потужність
2	n	1900	об/хв	Частота обертання
3	P_0	0,1	МПа	Тиск навколишнього середовища
4	T_0	20	К	Температура навколишнього середовища
5	P_k	0,285	МПа	Тиск повітря за компресором
6	ε	16	–	Ступень стискання
7	ΔP_{ox}	0,002	МПа	Втрати тиску в охолоднику повітря
8	η_o	0,8	–	ККД охолодника повітря
9	i	6	–	Число циліндрів
10	D_c	128	мм	Діаметр циліндра
11	S_c	155	мм	Хід поршня
12	λ	0,35	–	Кривошипно-шатунне відношення
13	m_s	2,1	кг	Маса деталей, що рухаються зворотно-поступово
14	m_r	4,5	кг	Маса деталей, що рухаються обертово
15	α	1,93	–	Коефіцієнт надлишку повітря при згорянні
16	Q_H	42800	кДж/кг	Нижча теплота згоряння палива
17	g_c	0,873	кг/кг	Масовий склад палива
18	g_h	0,127	кг/кг	
19	g_s	0	кг/кг	
20	g_o	0	кг/кг	
21	$D_{int.v.}$	28,0	мм	Діаметр впускного клапану
22	$d_{int.s}$	24,5	мм	Діаметр впускного каналу
23	$N_{int.v.}$	2	–	Кількість впускних клапанів
24	$h_{int.v}$	8,5	мм	Максимальний підйом впускного клапану
25	φ_{IVO}	15	град. п.к.в	Відкриття впускного клапану перед ВМТ
26	φ_{IVC}	55	град. п.к.в	Закриття впускного клапану після НМТ
27	$D_{exh.v.}$	26,0	мм	Діаметр випускного клапану
28	$d_{exh.s}$	23,5	мм	Діаметр випускного каналу
29	$N_{exh.v.}$	2	–	Кількість випускних клапанів
30	$h_{exh.v}$	8,0	мм	Максимальний підйом випускного клапану
31	φ_{EVO}	55	град. п.к.в	Відкриття випускного клапану перед НМТ
32	φ_{EVC}	25	град. п.к.в	Закриття випускного клапану після ВМТ

2.2. Розрахунок номінального режиму дизельного двигуна-прототипу 6ЧН 12,8/15,5

За результатами проведених розрахунку у програмному комплексі Blitz-Pro було отримано наступні параметри автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5 на номінальному режимі його роботи, що подані в таблиці 2.2.

					КРМ.142.6222м.08.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 2.2 – Результати виконаних розрахунків робочого циклу номінального режиму автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5 за допомогою програмного комплексу Blitz-Pro

№ з.п.	Позначення	Значення	Одиниця вимірювання	Параметр
1	N_e	230,1	кВт	Ефективна потужність
2	n_{crank}	1900,00	об/хв	Частота обертів
3	α	1,94		Коефіцієнт надлишку повітря
4	q_f	0,882	г/цикл	Циклова доза палива
5	P_{fr}	51,5	кВт	Потужність, що втрачається на тертя
6	T_b	942,3	Н·м	Крутний момент
7	p_b	1794,2	кПа	Середній ефективний тиск
8	p_{fr}	310,9	кПа	Втрати середнього ефективного тиску
9	η_b	38,92	%	Ефективний ККД
10	η_m	83,49	%	Механічний ККД
11	b_b	218,4	г/(кВт·год)	Ефективна витрата пального
12	$P_{i,q}$	275,6	кВт	Індикаторна потужність
13	P_{pump}	-7,105	кВт	Насосна потужність
14	$p_{i,q}$	2149,2	кПа	Середній індикаторний тиск
15	η_i	46,61	%	індикаторна ефективність
16	b_i	182,34	г/(кВт·год)	індикаторна витрата пального
17	η_v	98,96	%	Об'ємний ККД
18	γ_r	1,89	%	Доля залишкових газів
19	p_{max}	17517,6	кПа	Максимальний тиск циклу
20	t_{max}	1586,2	С	Максимальна температура циклу
21	$t_{max, burned}$	2759,5	С	Максимальна температура циліндру в зоні згорівших газів
22	$t_{max, fresh}$	811,4	С	Максимальна температура циліндру в зоні свіжого заряду
23	p_c	13793,1	кПа	Тиск горіння
24	t_c	1039,2	С	Температура горіння
25	$p_{exh.op}$	1081,5	кПа	Тиск під час випуску
26	$t_{exh.op}$	1174,001	С	Температура під час випуску
27	p_k	287,83	кПа	Тиск за компресором
28	t_k	173,46	С	Температура за компресором
29	p_s	283,1	кПа	Тиск в ресивері
30	t_s	56,905	С	Температура в ресивері
31	p_t	291,9	кПа	Тиск вихлопних газів
32	t_t	649,5	С	Температура вихлопних газів
33	$\Delta p_{res.fr}$	0,8105	кПа	Втрати тиску в ресивері
34	$\Delta p_{exh.fr}$	1,9901	кПа	Втрати тиску в випускному колекторі
35	p_{zt}	105,01	кПа	Тиск за турбіною
36	t_{zt}	511,71	С	Температура газів за турбіною
37	$\varphi_{comb.start}$	360,805	п.к.в.	Початок горіння палива
38	φ_{comb}	131,82	п.к.в.	Тривалість горіння палива
39	$dp/d\varphi_{max}$	1278,43	кПа/п.к.в.	Жорсткість горіння
40	$\varphi_{inj.dur}$	18,8	п.к.в.	Тривалість впорскування палива
41	$\varphi_{inj.start}$	357,05	п.к.в.	Початок впорскування палива

42	d_{32}	7,102	мкм	Розмір крапель пального в струмені
43	φ_i	3,67	п.к.в.	Затримка займання палива
44	p_{inj}	196,42	МПа	Тиск впорскування пального
45	$[CO]_{cyl}$	67,58	ppm	Концентрація СО на випускному каналі
46	$[CO]_{exh}$	67,64	ppm	Концентрація СО в випускному колекторі
47	$[NO]_{cyl}$	502,13	ppm	Концентрація NO на випускному каналі
48	$[NO]_{exh}$	502,05	ppm	Концентрація NO в випускному колекторі
49	g_{NO}	3,231	г/(кВт·год)	Питома кількість NOx в випускних газах
50	$[C]_{cyl}$	0,002	г/м ³	Концентрація сажі на випускному каналі
51	$[C]_{n.cyl}$	0,0003	г/м ³	Концентрація сажі на випускному каналі відносно н. у.
52	$[C]_{n.cyl.Bosch}$	0,0101	bosch units	Концентрація сажі при н. у.
53	$[C]_{n.cyl.Hartrige}$	0,1401	HSU (%)	Концентрація сажі на випускному каналі відносно н. у.
54	G_{int}	0,440	кг/с	Масова витрата повітря через впускні канали
55	G_{exh}	0,440	кг/с	Масова витрата повітря через випускні канали
56	G_{turb}	0,440	кг/с	Масова витрата газів на турбіні
57	$t_{w.head}$	330,110	С	Температура стінки кришки циліндра
58	$t_{w.pist}$	481,117	С	Температура гарячої поверхні поршня
59	$t_{w.pist.cool}$	392,412	С	Температура холодної поверхні поршня
60	$t_{w.liner}$	199,918	С	Температура стінки циліндру
61	$[C]_{n.cyl}$	0,000	г/м ³	Концентрація сажі на випускному каналі відносно н. у.
62	$[C]_{n.cyl.Bosch}$	0,010	bosch units	Концентрація сажі при н. у.
63	$[C]_{n.cyl.Hartrige}$	0,140	HSU (%)	Концентрація сажі на випускному каналі відносно н. у.
64	G_{int}	0,44	кг/с	Масова витрата повітря через впускні канали
65	G_{exh}	0,44	кг/с	Масова витрата повітря через випускні канали
66	G_{turb}	0,44	кг/с	Масова витрата газів на турбіні
67	$t_{w.head}$	330,102	С	Температура стінки кришки циліндра
68	$t_{w.pist}$	481,171	С	Температура гарячої поверхні поршня
69	$t_{w.pist.cool}$	392,421	С	Температура холодної поверхні поршня
70	$t_{w.liner}$	199,982	С	Температура стінки циліндру
71	$t_{w.int}$	66,371	С	Температура стінки ресиверу
72	$t_{w.exh}$	648,9102	С	Температура стінки випускного колектору
73	t_{result}	756,963	С	Внутрициліндрова результуюча температура
74	$t_{exh.result}$	661,3312	С	Результуюча температура випускного колектору
75	$\alpha_{m.gas}$	0,8801	кВт/(м ² ·К)	Коефіцієнт тепловіддачі циліндру
76	$\alpha_{m.exh}$	2,2202	кВт/(м ² ·К)	Результуючий коефіцієнт тепловіддачі випускного колектору
77	Π_{turb}	2,7301		Коефіцієнт падіння тиску в турбіні
78	$G_{cmpr.ref}$	0,4707	кг/с	Витрата повітря на компресорі
79	$n_{cmpr.ref}$	141238,37	об/хв	Частота обертання компресору
80	ε_{act}	14,27		Фактичний ступінь стиснення

81	P_{cmpr}	74,12	кВт	Потужність компресору
82	P_{turb}	73,31	кВт	Потужність турбіни
83	$\eta_{cmpr.ad}$	68,84	%	Адіабатний ККД компресора
84	$\eta_{e.t}$	63,919	%	ККД турбіни
85	n_{cmpr}	139616,59	об/хв	Частота обертання турбокомпресору
86	μ_{Ft}	862,00	мм ²	Еквівалентний прохідний перетин турбіни
87	Q_{fuel}	597,2	кВт	Теплота, що виділяється при згорянні палива
88	Q_{fuel}	78,5	кВт	Тепло, що відводиться водою зі стінок циліндру
89	$Q_{w.fr}$	48,59	кВт	Тепло від тертя, що відводиться водою
90	Q_w	127,09	кВт	Сумарна кількість тепла, що відводиться охолоджуючою водою
91	$Q_{oil.ht}$	29,52	кВт	Тепло що відводиться в мастило від стінок циліндра
92	$Q_{oil.fr}$	23,86	кВт	Тепло від тертя, що відводиться мастилом
93	Q_{oil}	53,38	кВт	Сумарна кількість тепла, що відводиться мастилом
94	Q_{CAC}	60,9	кВт	Тепло, відхилене в заряді охолоджувача повітря
95	Q_{EG}	329,9	кВт	Теплота відхідних газів
96	Q_{exh}	8,34	кВт	Охолодження випускного колектора
97	Q_{res}	-0,32	кВт	Охолодження ресиверу
98	Q_{sum}	579,29	кВт	Загальна кількість теплоти

За результатами виконаних розрахунків будується індикаторна діаграма та інші залежності, що характеризують роботу автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5 на номінальному режимі – рис. 2.1–2.3.

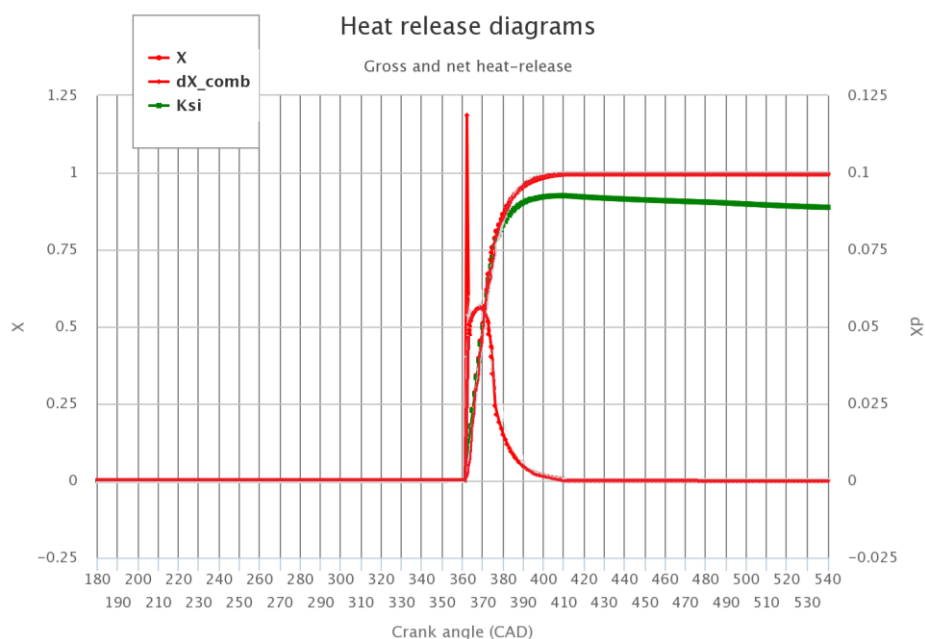


Рисунок 2.1 – Характеристика тепловиділення автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5 (номінальний режим роботи)

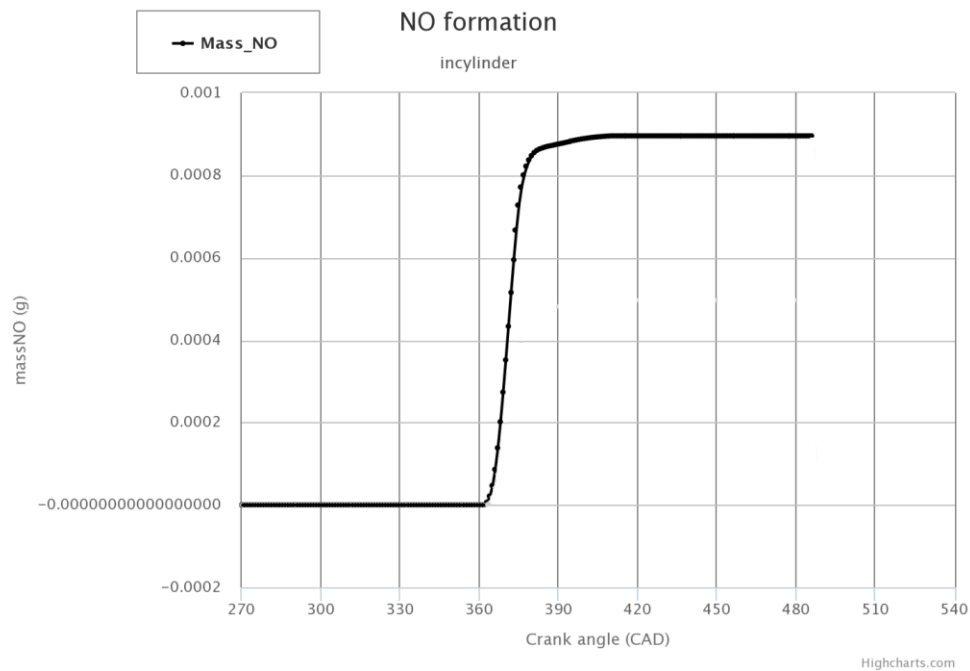


Рисунок 2.1 – Концентрація NO_x у відпрацьованих газах автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5 (номінальний режим роботи)

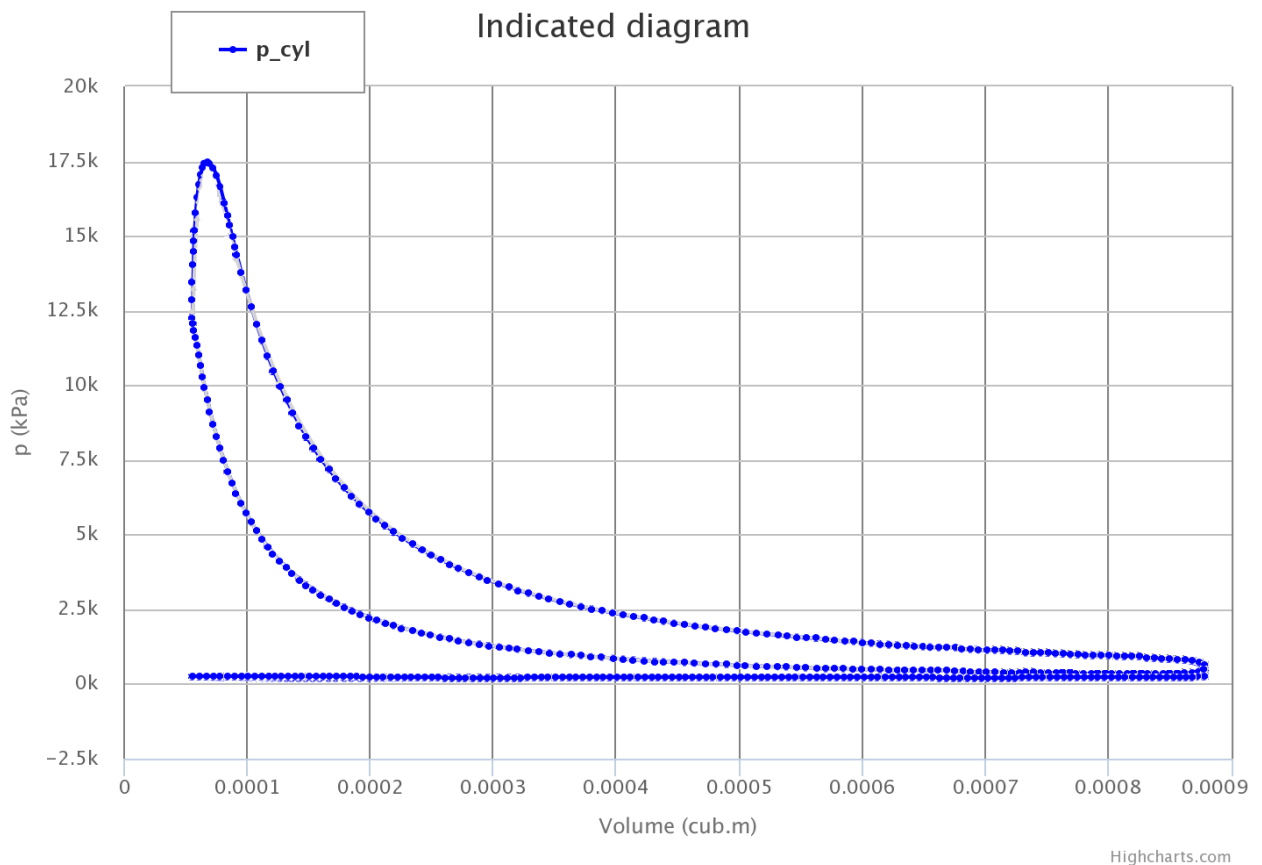


Рисунок 2.1 – Згорнута індикаторна діаграма робочого циклу у $P-V$ координатах автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5 (номінальний режим роботи)

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6222м.08.02.ПЗ

Аркуш

2.3. Висновок до розділу

У розділі виконано моделювання номінального режиму роботи автомобільного високообертового дизеля 6ЧН 12,8/15,5 у програмному комплексі *Blitz-Pro*. Усі отримані під час моделювання дані (табл. 2.2), які потребують контролювання повністю входять у допустимі межі (відповідно до паспортних даних двигуна-прототипу) та цілком відповідають роботі даного типу дизелів на номінальному режимі.

					КРМ.142.6222м.08.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3

ВДОСКОНАЛЕННЯ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ ВИСОКООБЕРТОВОГО ДВИГУНА 6ЧН 12,8/15,5 ШЛЯХОМ ВИКОРИСТАННЯ НАСОС- ФОРСУНОК ТА БАГАТОРАЗОВОГО ВПОРСКУВАННЯ

3.1. Вимоги до процесів сумішоутворення і згоряння сучасних дизелів

Обов'язковою умовою ефективного згоряння є хороше сумішоутворення.

Для цього паливо має подаватися в циліндр у потрібній кількості, в потрібний момент і під високим тиском. Уже за незначних відхилень від необхідних параметрів розпилення палива відзначається збільшення вмісту шкідливих речовин у відпрацьованих газах, підвищення гучності процесу згоряння і збільшення витрати палива.

Для досягнення максимально можливої плавності протікання процесу згоряння перед основним уприскуванням здійснюється попереднє впорскування малої кількості палива під невеликим тиском. Завдяки згорянню цієї малої кількості палива в камері згоряння підвищуються тиск і температура.

Під час основного впорскування необхідно досягти хорошого сумішоутворення для можливо повного згоряння палива. Завдяки високому тиску впорскування досягається дуже тонкий розпил палива, що дає змогу отримати вельми рівномірну суміш палива і повітря. Повне згоряння палива забезпечує зменшення викиду шкідливих речовин і підвищення потужності двигуна.

Процес упорскування палива, що забезпечується системою впорскування із застосуванням насос-форсунок, зі зменшеним тиском під час попереднього впорскування, підвищеним тиском і швидким протіканням процесу основного впорскування сприяє поліпшенню показників роботи двигуна.

Важливим моментом для процесу згоряння в дизельному двигуні є мала величина затримки самозаймання. Затримка самозаймання являє собою проміжок часу між початком уприскування палива і початком підвищення тиску в камері згоряння. Якщо в цей часовий проміжок подається велика кількість палива, то це

					КРМ.142.6222м.08.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

призводить до різкого підвищення тиску в камері згоряння і, тим самим, до збільшення рівня шуму процесу згоряння.

Внаслідок цього відбувається прискорене самозаймання палива, поданого під час основного впорскування. Попереднє впорскування і наявність паузи між попереднім і основним впорскуванням сприяє тому, що тиск у камері згоряння підвищується не стрибкоподібно, а відносно рівномірно.

Внаслідок цього досягається зниження гучності процесу згоряння і зменшення емісії окислів азоту.

Для хорошої роботи двигуна важливо, щоб наприкінці процесу впорскування тиск упорскування різко впав, а голка розпилювача швидко повернулася у вихідне положення (рис. 3.1). При цьому запобігається потрапляння палива в камеру згоряння під низьким тиском і з поганим розпилом. Таке паливо згорає не повністю, що веде до збільшення токсичності вихлопу.

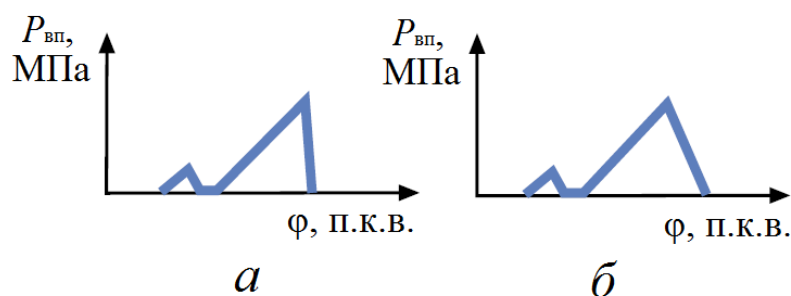


Рисунок 3.1 – Процес упорскування:

а – теоретично оптимальне протікання процесу впорскування;

б – дійсне протікання процесу впорскування;

3.2. Можливі варіанти конструктивного виконання елементів паливних систем з насос-форсунками

Насос-форсунки із золотниковим регулюванням за конструкцією принципово ні чим не відрізняються від паливних насосів високого тиску за методом регулювання циклової подачі палива та моментом початку процесу упорскування. Різниця у конструкції полягає лиш у тому, що насосна секція високого тиску разом з механізмом повороту плунжера розміщується в одному корпусі з розпилювачем паливної форсунки. В результаті цього така конструкція є компактнішою,

					КРМ.142.6222м.08.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

що дає змогу звести до мінімуму внутрішній об'єм та знизити його шкідливий вплив на процес подачі палива.

Так, на рис 3.2 подано конструкцію насос-форсунки сучасного високооборотного дизельного двигуна з регулюванням подачі по кінцю фірми *General Motors*. Поворот плунжера у такій конструкції здійснюється за допомогою встановленої зубчастої рейки й сектору.

Значним недоліком такого компоновання конструкції є присутність індивідуального приводу рейки для кожної паливної насос-форсунки, що трохи ускладнює синхронізацію їх спільного функціонування.

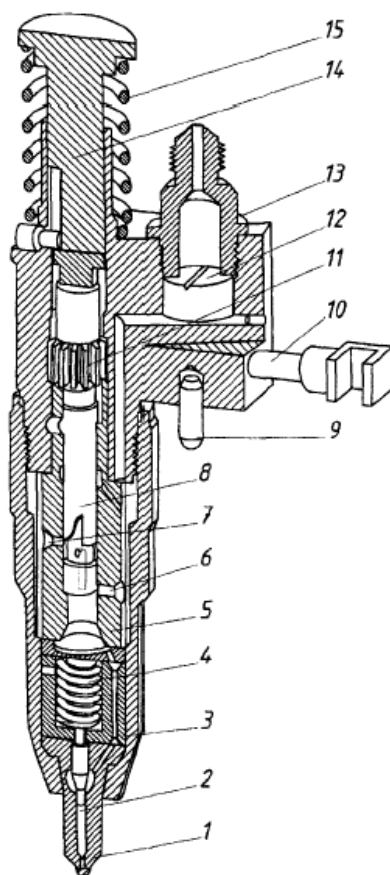


Рисунок 3.2 – Насос-форсунка високооборотного дизеля фірми General Motors:

- 1 – корпус розпилювача форсунки; 2 – клапан голчастий розпилювача форсунки;
- 3 – проміжна проставка; 4 – пружина голчастого клапану; 5 – втулка плунжера;
- 6 – отвір наповнення порожнини; 7 – отвір зливний; 8 – плунжер форсунки;
- 9 – штифт напрямний; 10 – рейка зубчаста поворотна; 11 – сектор зубчастий;
- 12 – фільтр паливний; 13 – штуцер приєднувальний; 14 – штовхач плунжера;
- 15 – пружина штовхача зворотна

					КРМ.142.6222м.08.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

При наявності відносно малого внутрішньому об'ємі між плунжером й розпилювачем форсунки вплив хвиль тиску палива недосить для виникнення повторного відкриття голчастого клапану розпилювача форсунки та виникнення явища підвприскування, саме тому на більшості насос-форсунок нагнітальні клапани взагалі відсутні. На дизельних двигунах досить великих розмірностей збільшення габаритів насос-форсунок призводить до зростання внутрішнього об'єму, саме тому на них між відповідними порожнинами плунжера та розпилювача форсунки розміщується нагнітальний клапан.

При клапанному регулюванні паливоподачею величина активного ходу плунжера насосу, а також моменти початку та кінця процесу подачі пального залежать від відповідного положення клапанів, які забезпечують роз'єднання чи з'єднання надплунжерної порожнини з порожниною низького тиску палива. У судових дизельних ДВЗ клапана здебільшого мають механічний привід, однак у деяких конструкціях досить сучасних насосів й насос-форсунок застосовують електромагнітний привід клапанів.

Такий тип насос-форсунок об'єднує у собі усі переваги насосів з клапанним керуванням й дозволяє в досить широких межах управляти процесом паливоподачі з застосуванням контролерів на основі мікропроцесорної техніки та технологій.

Оптимізація закону паливоподачі реалізується програмою, інтегрованою в електронний блок управління, який одержує та обробляє сигнали від датчиків частоти обертання колінчастого валу, навантаження дизеля, тиску наддуву повітря, температури палива тощо. Базуючись на обробці отриманих сигналів програма визначає раціональні для певного режиму значення початку та кінця паливоподачі та подає сигнал напруги на соленоїди приводу клапанів керування.

У високооборотних дизелях клапана повинні спрацьовувати в обидва напрямки за час не більший ніж 0,1...0,2 мс, а це може бути при зусиллях на електромагніті не менше ніж 250 Н й то лише за умов малих масах рухомих деталей. На рис. 3.3 представлено насос-форсунку з електромагнітним приводом клапану дизелів серії 3500 фірми *Caterpillar*.

					КРМ.142.6222м.08.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

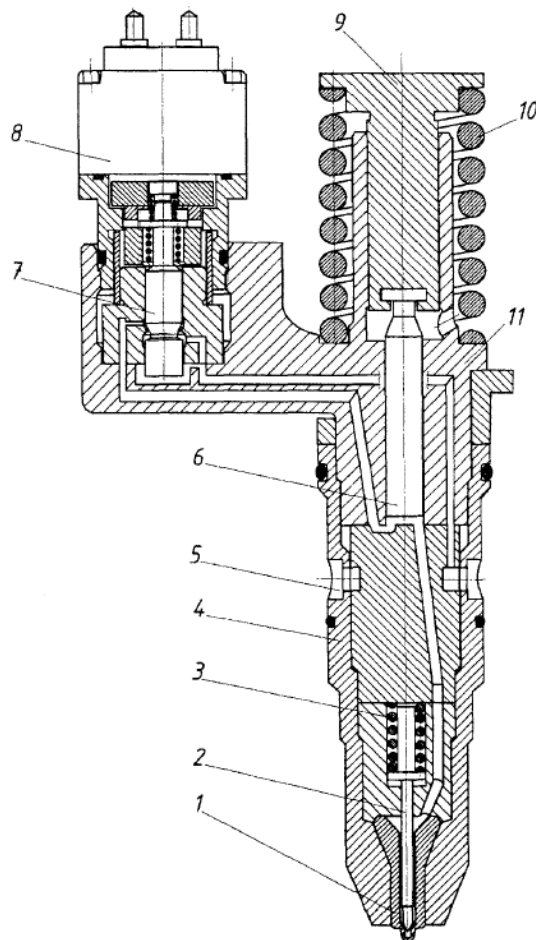


Рисунок 3.3 – Насос-форсунка з електромагнітним приводом керуючого клапана типу E1800 дизелів серії 3500 фірми Caterpillar:

1 – корпус розпилювача форсунки; 2 – клапан голковий; 3 – пружина голчастого клапану; 4 – корпус насос-форсунки; 5 – магістраль низького тиску палива; 6 – плунжер насосу; 7 – клапан; 8 – соленоїд клапану; 9 – штовхач плунжеру; 10 – пружина штовхача плунжеру; 11 – втулка плунжеру

Схема роботи такої насос-форсунки типу E1800 представлена на рис. 3.4. Під час переміщення плунжера вгору відбувається процес заповнення підплунжерного простору паливом. Паливо з відповідної магістралі низького тиску поступає через відкритий клапан управління байпасним каналом у відповідну порожнину під плунжером (рис. 3.4, а).

Під час переміщення плунжера вниз (хід нагнітання) тиск під плунжером не буде зростати, допоки керуючий клапан є у відкритому своєму положенні. При подачі від блоку керування сигналу напруги на соленоїд приводу клапану він під-

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6222м.08.03.ПЗ

Аркуш

німатися та сідає на своє сидло, внаслідок чого відповідну порожнину під плунжером буде відокремлено від магістралі низького тиску палива. Тиск палива у порожнині під плунжером насоса починає стрімко зростати, й коли він досягне значення у 35 МПа, голка розпилювача форсунки, долаючи певне зусилля пружини, піднімається й почнеться процес упорскування циклової дози палива в камеру згоряння дизеля (рис. 3.4, б).

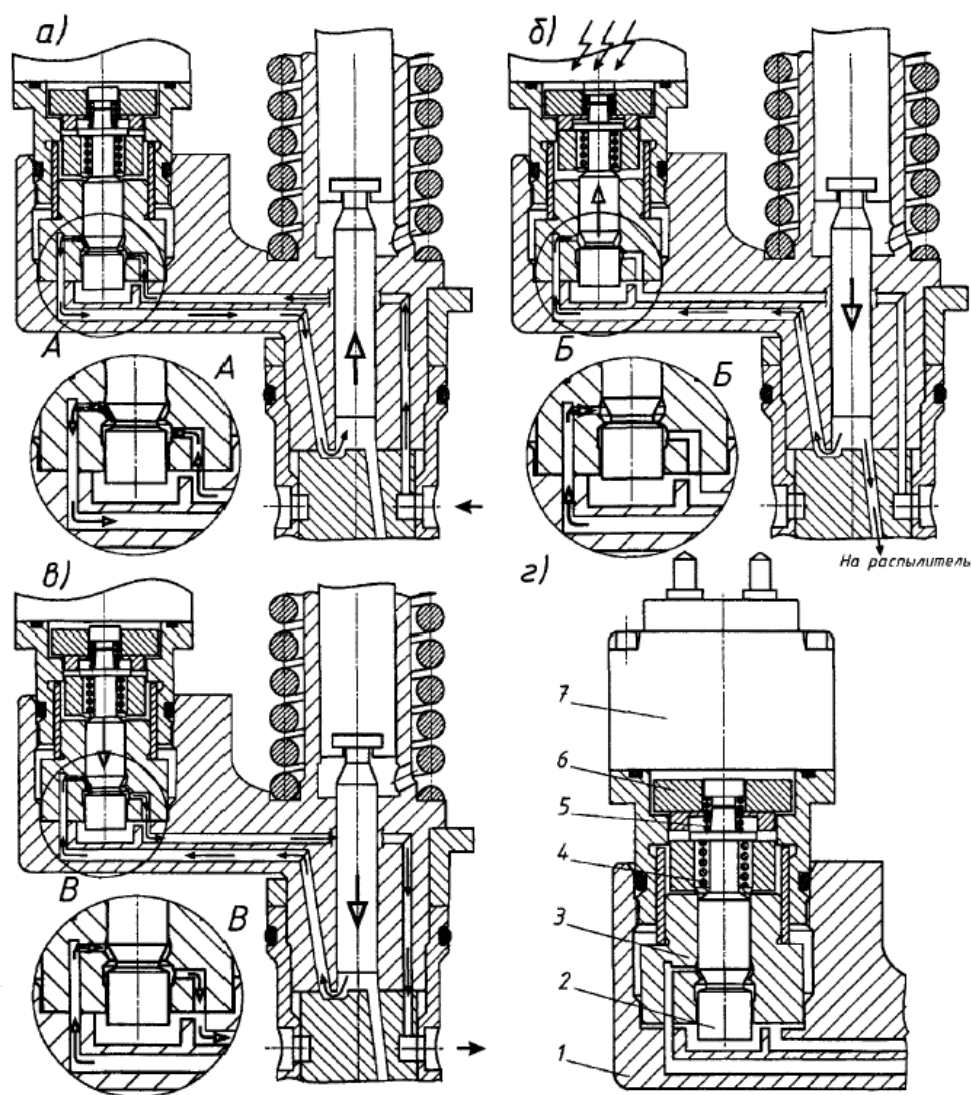


Рисунок 3.4 – Стадії процесу упорскування циклової дози палива електрокерованою насос-форсункою з клапанним керуванням подачі:

а – заповнення паливом підплунжерного простору насоса;

б – нагнітальний хід плунжеру; *в* – холостий хід плунжеру;

1 – корпус клапана електромагнітного; 2 – клапан; 3 – сидло електромагнітного клапана; 4 – пружина зворотна; 5 – пружина якоря; 6 – якорь; 7 – соленоїд клапана

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6222м.08.03.ПЗ

Аркуш

При відімкненні живлення соленоїда під дією відповідної пружини клапан відкривається, при цьому подача палива в циліндр дизеля припиняється (рис. 3.4, з), потім плунжер насоса здійснює холостий хід. Далі весь цикл паливоподачі повторюється знову. *Така система дає змогу проводити подачу циклової дози палива як за одне упорскування, так і ділити циклову дозу на кілька послідовних упорскувань палива.*

Відома у світі фірма *Cammins* під час конструювання своєї системи паливоподачі третього покоління (яка має назву *ISX*), застосовувала досить добре відпрацьовану за довгі роки схему з застосуванням насос-форсунок відкритого типу, доробивши їх конструкцію до системи з електронним керуванням дизеля. Така нова паливна система широко застосовується на високооборотних дизелях, які знаходять своє широке застосування на судах торгового флоту переважно для забезпечення приводу дизель-генераторів. Така система містить насос-форсунки й блок керування процесом паливоподачі (рис. 3.5).

Блок управління системою містить насоси, що підкачують паливо, електромагнітні клапани дозування та керування початком паливоподачі, різні датчики контролю, електронний блок управління дизелем. Усі перераховані елементи системи змонтовано у вигляді одного цілого модуля, що безпосередньо прикріплюється до двигуна. Охолодження цього електронного блоку управління здійснюється потоком холодного палива, частина якого (десь близько 35 %) після насоса, що підкачує, поступає у трубчастий змішувач охолодження, розміщений прямо під корпусом мікропроцесорного блоку керування.

Відмінною особливістю такої паливної системи є те, що для подачі циклової дози палива в камеру згоряння дизеля застосовується відкрита насос-форсунка, яка має механічний привід та гідравлічне керування моментом початку та тривалості впорскування.

Такий тип насос-форсунок перш за все відрізнятиметься тим, що в них не має голчастого клапану, що відокремлює внутрішній об'єм розпилювача та камери згоряння дизеля протягом усього циклу, за винятком самого процесу упорскування. Паливо поступає безпосередньо під плунжер насоса, що на своєму торці виго-

					КРМ.142.6222м.08.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

товлений у вигляді запірного конусу, та виконує окрім всього й функцію витиснювача, що своїм об'ємом забезпечує повне витіснення пального із внутрішньої порожнини розпилювача форсунки.

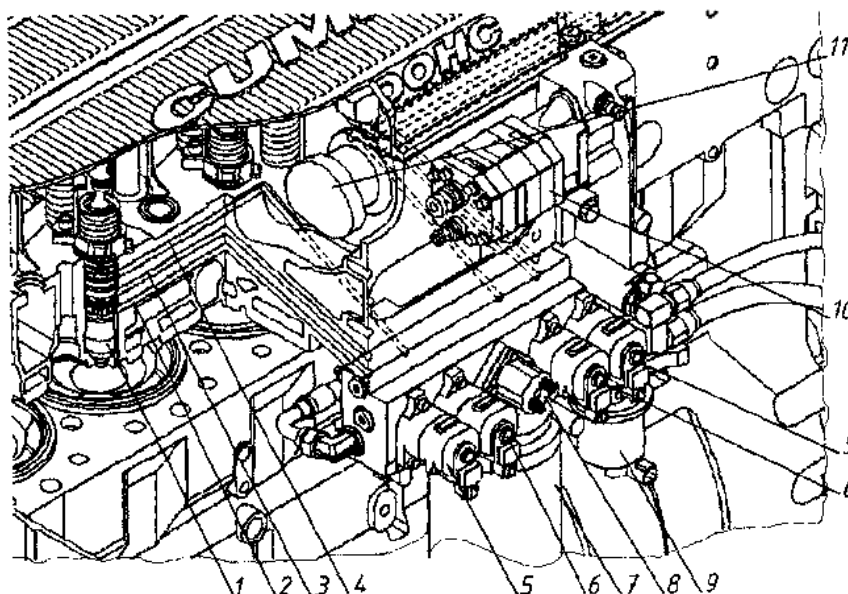


Рисунок 3.5 – Розміщення елементів паливної системи на дизелі CM870 фірми Cammins:

1 – насос-форсунка; 2 – канал для підведення пального для упорскування; 3 – канал відведення пального для зливу; 4 – канал підведення пального у систему регулювання початку паливоподачі; 5 – клапан для дозування циклової дози палива; 6 – клапан керування початком процесу упорскування; 7 – фільтр паливний; 8 – клапан для забезпечення відключення подачі палива; 9 – паливопідкачувальний насос; 10 – насос паливний; 11 – вал приводу клапанів та насос-форсунок

При наповненні підплунжерного об'єму свіжою дозою палива його можливому витіканню через отвори розпилювача форсунки запобігає присутність надлишкового тиску у камері згоряння дизеля, яке на такті стиснення значно перевищує тиск у порожнині розпилювача форсунки.

Загальна конструкція насос-форсунки подана на рис. 3.6. У корпусі насос-форсунки фірми Cammins міститься три плунжери: верхній, проміжний, а також нижній. Нагнітальний плунжер забезпечує впорскування циклової дози палива в камеру згоряння дизеля.

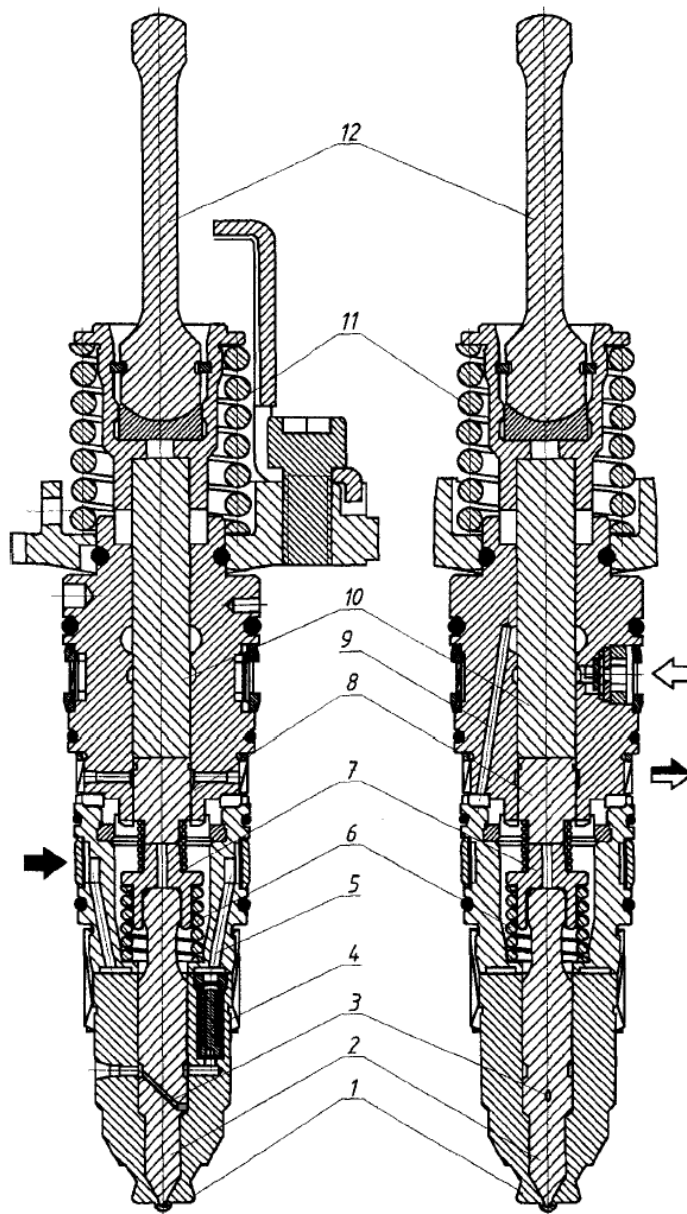


Рисунок 3.6 – Конструкція насос-форсунок дизелів фірми *Cammins*

з електронною системою управління подачею типу – *ISX*:

1 – корпус розпилювача форсунки; 2 – плунжер нагнітальний; 3 – канал дренажний; 4 – паливний клапан наповнення; 5 – паливний канал наповнення; 6 – пружина проміжна; 7 – плунжера нагнітального штовхач; 8 – плунжер проміжний; 9 – канал відведення протічок палива; 10 – плунжер верхній; 11 – пружина зворотна; 12 – шток штовхача плунжера

Нижній плунжер паливної насос-форсунки разом із корпусом розпилювача формує порожнину нагнітання. Між верхнім та проміжним плунжерами насос-

					КРМ.142.6222м.08.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

форсунки виникає порожнина керування. Змінюючи об'єм пального, що подається в цю порожнину, можна таким чином змінювати час початку та відповідно тривалості процесу упорскування. Між проміжним плунжером та нагнітальним розміщується порожнина зливу, у якій, після закінчення основної частини паливоподачі, збираються протічки палива, а також пальне, що застосовується для керування початком процесу паливоподачі.

Усі внутрішні порожнини насос-форсунки через відповідну систему клапанів та проточок виконаних на корпусі поєднуються з відповідними каналами підводу та відведення пального, які виконано у кришці блоку робочих циліндрів. Кожна група паливних каналів обслуговує по три робочі циліндри дизеля.

Від блоку управління канал підводу пального на упорскування у робочий циліндр надходить чітко відмірена доза палива. Так, як на цей момент на двигуні тільки одна насос-форсунка з трьох є відкритою, ця доза палива поступає саме в неї. Теж саме проходить і з порцією палива, що поступає з каналу управління початком паливоподачі. Дозування циклової дози й керуючої порції пального реалізується за допомогою встановлених електромагнітних клапанів, що керуються електронним блоком. Загальна схема системи управління процесом паливоподачею подана на рис. 3.7 а.

Електронний блок двигуна обробляє усю інформацію, отриману з датчиків, та базуючись на цьому формує сигнал управління клапанами. Кожні з двох клапанів одночасно обслуговують до трьох насосів-форсунок дизеля. За своєю конструкцією обидва клапани є абсолютно ідентичні й взаємозамінними (рис. 3.7, б).

У разі відсутності сигналу управління клапани знаходяться у своєму закритому стані, при якому їх запірний конус притискається до сідла клапану під дією пружини. При подачі керуючого сигналу на осердя соленоїда електромагнітного приводу клапану він намагнічується, його якір притягується до осердя відкриваючи тим самим клапан. Паливо, що поступає до клапана під сталим тиском у 2,62 МПа, проходячи через нього, потім поступає у відповідний паливний канал. Кількість дизельного палива, що поступило до каналу, обумовлюється часом відкриття клапану.

					КРМ.142.6222м.08.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

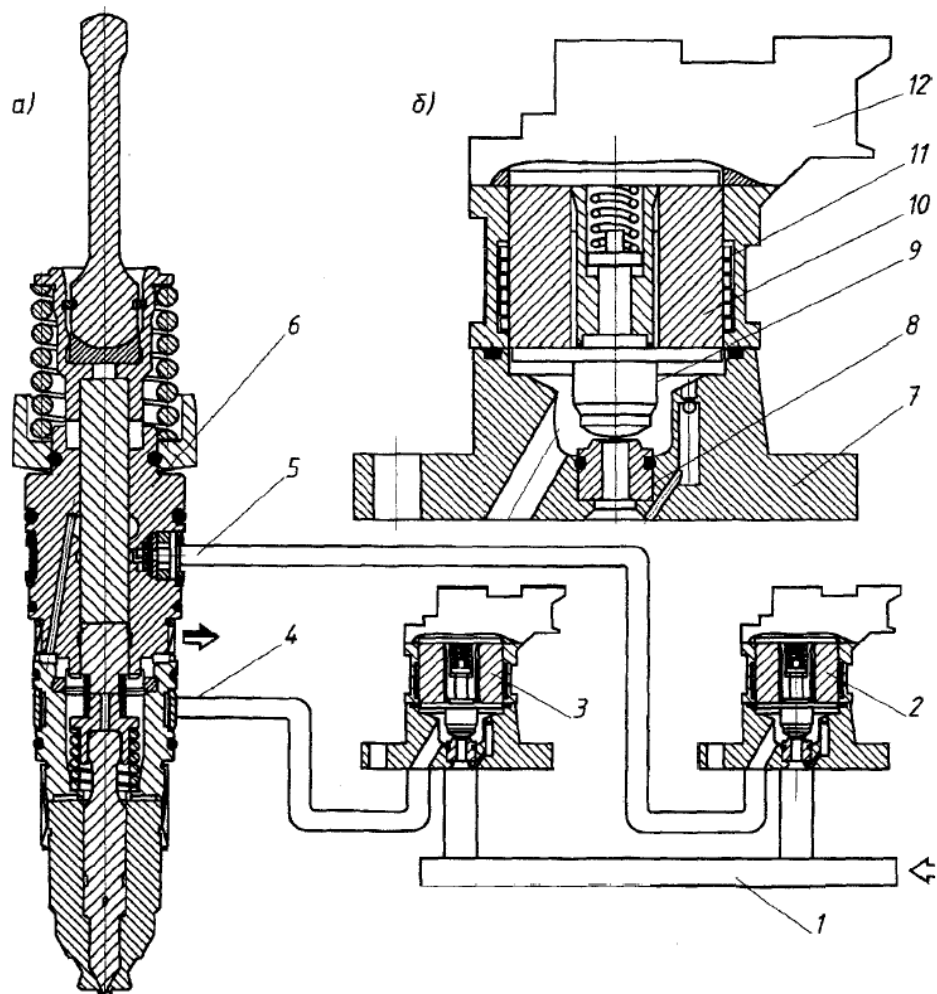


Рисунок 3.7 – Загальна схема управління паливоподачею у системі керування типу ISX фірми Cummins (а) та схемаконструкції клапану керування (б):

1 – паливна магістраль підведення пального від насосу; 2 – клапан забезпечення керуванням моменту початку процесу упорскування; 3 – клапан забезпечення дозування циклової подачі палива; 4 – канал для підведення палива на упорскування; 5 – канал для підведення палива до системи регулювання початку паливоподачі; 6 – насос-форсунка; 7 – корпус клапану; 8 – сідло клапану; 9 – конус запірний; 10 – сердечник магнітний; 11 – котушка соленоїду; 12 – роз'єм електричний

Послідовність роботи насос-форсунки з керуванням типу – ISX представлено на рис. 3.8. При звільненні штовхача приводу насос-форсунки всі плунжери рухаються вгору під дією зворотних пружин (рис. 3.8, а). При подальшому русі штовхач нагнітального плунжера упирається в обмежувач на корпусі і таким чином рух нагнітального плунжера припиняється.

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6222м.08.03.ПЗ

Аркуш

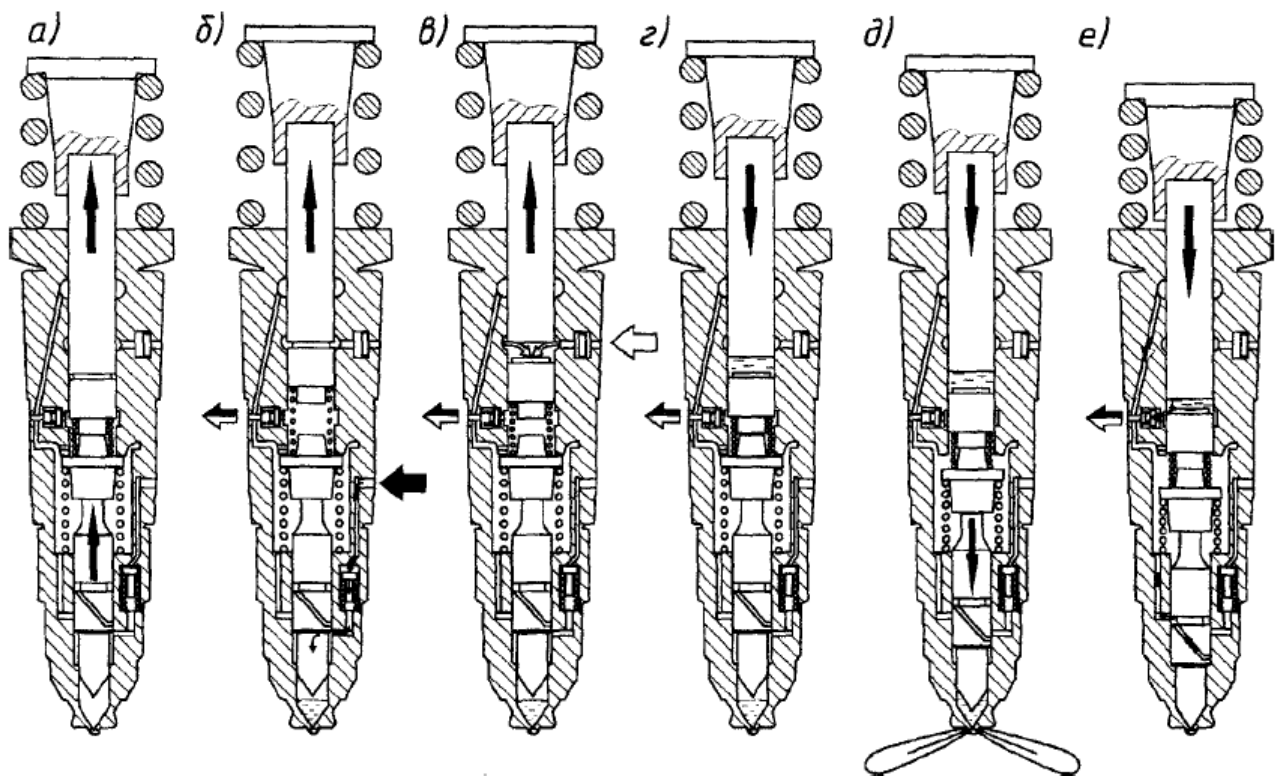


Рисунок 3.8 – Послідовність роботи насос-форсунки з керуванням типу – ISX фірми Cammins:

а – підйом плунжеру у початкове положення; *б* – підйом проміжного та верхнього плунжерів, заповнення паливом нагнітальної порожнини; *в* – заповнення паливом порожнини, яка керує часом початку та тривалістю процесу упорскування; *г* – переміщення верхнього й проміжного плунжерів до вниз; *д* – упорскування циклової дози палива; *е* – злив залишків палива з порожнини керування та нагнітання

Нижня кромка плунжера нагнітання відкриває отвір наповнення на корпусі розпилювача форсунки і дизельне паливо з загальної магістралі крізь клапан наповнення, заповнює відповідну нагнітальну порожнину розпилювача форсунки (рис. 3.8, б). Кількість пального, що поступає у порожнину (циклова доза палива) обумовлюється часом відкривання дозуючого клапану керування. Після доходу до упора плунжера нагнітання верхній та проміжний плунжери продовжують свій рух уверх доти, доки порожнина, що утворюється кільцевою канавкою на поверхні проміжного плунжера насоса, не співпадає з магістраллю керування початком паливоподачі.

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6222м.08.03.ПЗ

Аркуш

Відкривання клапану управління часом початку процесу упорскування впливає на те, що ця порожнина починає заповнюватися паливом, що у такому випадку застосовується у якості гідравлічної рідини керування процесом (рис. 3.8, в).

Під прямою дією тиску палива проміжний плунжер насос-форсунки рухається донизу на величину, що пропорційна об'єму палива, що поступило. Об'єм палива напряду залежить від часу відкривання електромагнітного клапану управління початком процесу упорскування.

Для забезпечення запобігання можливого витіснення частини пального при зворотному ході верхнього плунжеру між відвідним каналом й порожниною управління встановлено спеціальний зворотний клапан пластинчастого типу. При переміщенні верхнього плунжера донизу закривання пластинчастого клапану, а далі й перекриття кромкою плунжеру насосу отвору наповнення спричиняє те, що між проміжним й верхнім плунжерами виникає замкнутий об'єм, який заповнено паливом. Крізь цей об'єм потрібне зусилля передається від проміжного плунжеру до верхнього. Розмір даного об'єму обумовлює відстань й, отже таким чином, час, потрібний для того, щоб проміжний плунжер вперся у штовхач плунжера нагнітання (рис. 3.8, г). Таким чином, об'єм пального, який поступив у порожнину керування, обумовлює момент початку процесу упорскування, а середня швидкість на даній ділянці нагнітання обумовлює тривалість.

Коли проміжний плунжер насос-форсунки буде у контакті з штовхачем нагнітання, усі три плунжери починуть свій рух донизу. Клапан наповнення порожнини нагнітання відсікає зворотне переміщення палива чи його парів у магістраль наповнення, а при перекриванні нижньою кромкою плунжера насоса отвору наповнення нагнітальна порожнина є повністю відокремленою від магістралі наповнення.

Відбувається упорскування циклової дози палива в камеру згоряння дизеля (рис. 3.8, д). Відсутність проміжних об'ємів між порожниною розпилювача форсунки та порожниною нагнітання дає змогу отримати досить високий тиск упорскування від 190 до 240 МПа.

					КРМ.142.6222м.08.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Після того, як витиснювач нагнітального плунжеру насос-форсунки досягне свого нижнього положення, кільцева проточка виконана на поверхні проміжного плунжера поєднується з відповідним зливним отвором у втулці. Паливо з порожнини керування насос-форсунки через зливний клапан відводиться у зливну магістраль (рис. 3.8, е). Залишки дизельного палива з нагнітальної порожнини насос-форсунки по дренажному каналу зливається в відвідну магістраль. Потім весь цикл заново повторюється.

До безперечних переваг розглянутої вище схеми паливної системи дизелів можна віднести:

- значно високий тиск упорскування палива, що позитивно сприяє високоякісному розпилюванню та згорянню циклової дози палива;
- відсутність на паливних форсунках електромагнітних клапанів, які у більшості випадків бувають проблемним елементом конструкції;
- електромагнітний клапан керує процесом наповнення нагнітальної порожнини паливом, а не самим процесом упорскуванням, саме тому до його швидкодії не пред'являється значні вимоги (так, як процес наповнення здійснюється протягом досить тривалого проміжку часу);
- одна пара електромагнітних клапанів може здійснювати керування відразу трьома насос-форсунками, а самі клапани розміщуються в досить легко доступному місці й, у разі необхідності, можуть бути досить просто замінені на нові без додаткового розбирання дизеля.

Недоліками представленої схеми є:

- досить висока складність конструкції самих насос-форсунок за рахунок присутності значної кількості прецизійних елементів;
- потреба точного регулювання всіх елементів насос-форсунок для забезпечення високої ефективності взаємодії між гідравлічними, механічними, електричними й електронними складовими паливної системи.

					КРМ.142.6222м.08.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

3.3. Опис модернізованої паливної систем дизеля 6ЧН 12,8/15,5 з насос-форсунками

Модернізована паливна система автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5 при використанні насос-форсунок складається з таких наступних базових підсистем і елементів:

- підсистема низького тиску паливоподачі;
- підсистема високого тиску паливоподачі;
- підсистема електронного керування дизелем 6ЧН 12,8/15,5, яка включає у себе різні датчики, блок електронного керування та різні виконавчі механізми;
- суміжне та допоміжне устаткування – турбокомпресор й система рециркуляції відпрацьованих газів дизеля для зниження вмісту NO_x .

На рис. 3.9 подано загальна схему модернізованої паливної систем автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5 з насос-форсунками.

У паливній системі дизельного двигуна при використанні насос-форсунок дозування циклової порції палива реалізується за рахунок електромагнітних клапанів управління паливоподачею. Початок паливоподачі на дизелі відбувається у момент подавання сигналу на електромагнітний клапан форсунки, а величина циклової дози регулюється за рахунок тривалості періоду подачі відповідного пускового сигналу.

У залежності від швидкісного режиму роботи автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5 та його навантаження, а також умов навколишнього середовища початок подачі палива й тривалість її обумовлюється блоком електронного керування. Крім відмічених вище параметрів блок електронного управління фіксує та обробляє такі данні, як: частота обертання розподільчого та колінчастого валів; відповідне положення педалі газу; значення температури й тиску повітря на впуску у дизель; температуру палива й охолоджуючої рідини; швидкісний режим руху вантажного автомобілю та ін. Усі отримані дані фіксуються відповідними датчиками і аналізуються у блоку електронного керування дизеля. Проаналізувавши одержану інформацію блок електронного керування забезпечує оптимальну характеристику роботи дизеля 6ЧН 12,8/15,5.

					КРМ.142.6222м.08.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

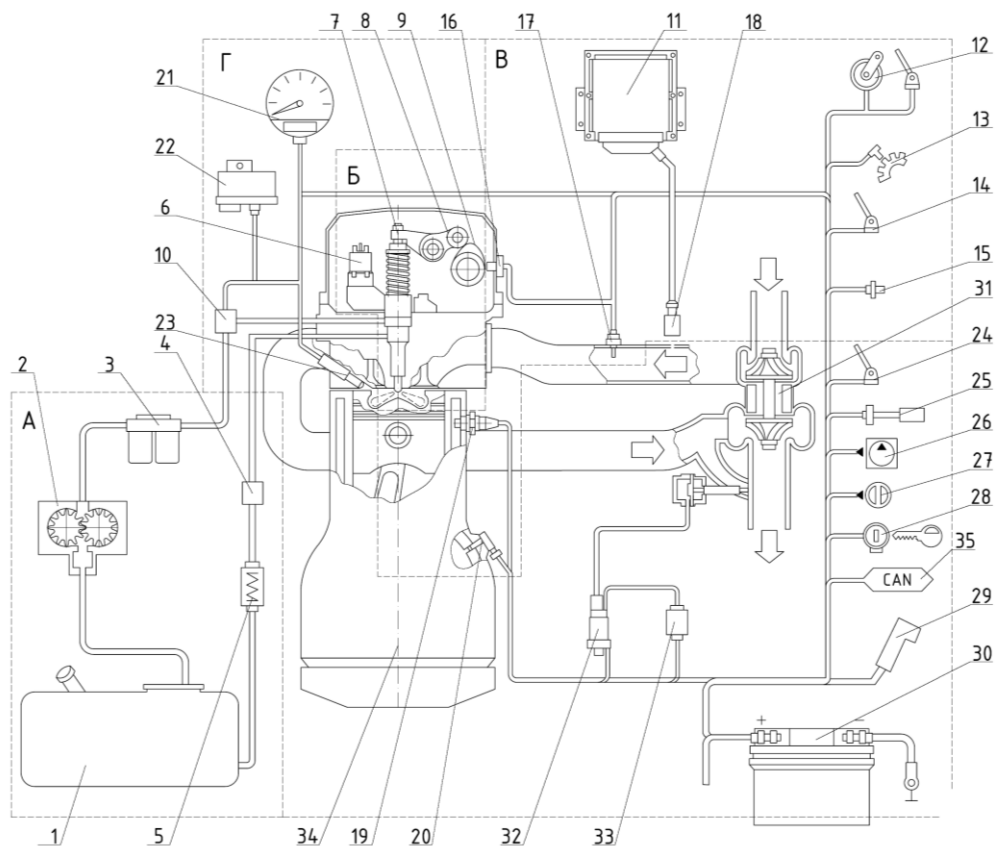


Рисунок 3.9 – Паливна системи дизеля 6ЧН 12,8/15,5:

1 – паливний бак з фільтром; 2 – насос підкачки пального зі зворотнім клапаном та ручним насосом підкачування; 3 – ФТО; 4 – обмежувач тиску палива; 5 – охолоджувач; 6 – насос-форсунка; 7 – коромисло приводу; 8 – ролик; 9 – вал кулачковий; 10 – датчик рівня температури палива; 11 – блок керування; 12 – датчик положення педалі акселератора; 13 – датчик швидкості вантажівки; 14 – контакти стоп-сигналу вантажівки; 15 – датчик значення температури повітря; 16 – датчик (індуктивний) частоти обертання розподільчого валу; 17 – повітряний датчик температури на впуску; 18 – датчик тиску надувного повітря; 19 – датчик значення температури охолоджуючої рідини; 20 – датчик (індуктивний) частоти обертання колінвала; 21 – панель приладів; 22 – блок управління свічками розжарювання; 23 – свічка розжарювання (із нагрівальним елементом закритого типу); 24 – вимикач кінцевий (на педалі зчеплення вантажівки); 25 – перемикач круїз-контролю; 26 – компресор кондиціонеру; 27 – блок керування компресором; 28 – вимикач стартера й свічок розжарювання; 29 – тестер діагностичний; 30 – батарея акумуляторна; 31 – турбокомпресор; 32 – виконавчий елемент клапану регулювання тиску наддуву; 33 – насос вакуумний; 34 – дизель; 35 – CAN контролер

					КРМ.142.6222м.08.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

3.4. Опис конструкції спроектованої насос-форсунки дизеля 6ЧН 12,8/15,5

Спроектowana у розділі насос-форсунка паливної системи дає змогу впорскувати в циліндр дизеля 6ЧН 12,8/15,5 точно дозовану кількість дизельного палива з максимально можливим тиском уприскування та у точно визначений момент, що визначається блоком електронного керування, а також багатовпорскуваність. Потрібна точність подачі палива насос-форсункою підтримується на всіх робочих режимах експлуатації дизеля і протягом усього терміну його експлуатування. Саме тому паливні системи з насос-форсунками все більше заміщують класичні системи паливоподачі. Спроектowana у розділі насос-форсунка забезпечує достатньо високий тиск упорскування циклової дози пального, що безперечно сприяє позитивному ефекту проходження характеристики упорскування пального. Кожен робочий циліндр дизеля 6ЧН 12,8/15,5 оснащено своєю насос-форсункою, яка встановлюється безпосередньо в кришці робочого циліндру.

На рис. 3.10 представлена конструкція спроектованої у розділі насос-форсунок автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5. Розпилювач палива розміщується прямо у корпусі насос-форсунки і виступає всередину камери згоряння дизеля 6ЧН 12,8/15,5. Розподільчий вал дизеля 6ЧН 12,8/15,5 для кожної насос-форсунки має свій кулачок який через тягу передає плунжеру форсунки зусилля. При цьому плунжер насос-форсунки здійснює свій зворотно-поступальний рух під дією одночасно коромисла й поворотної пружини. Також момент початку уприскування циклової дози палива є функцією швидкості переміщення плунжера насос-форсунки, яка визначається саме профілем кулачка розподільчого валу. Тому це висуває вимогу високої точності обробки розподільчого валу.

Стабільність та точність циклової дози подачі пального по робочих циліндрах й характеристики упорскування палива залежать від крутильних коливань розподільчого валу дизеля. Мінімізація впливу цих вібрацій на індивідуальні приводи насос-форсунок дизеля забезпечується певними конструктивними рішеннями та необхідною жорсткістю конструкції розподільчого валу і його приводу, а також привідних коромисел та їх підшипників.

					КРМ.142.6222м.08.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

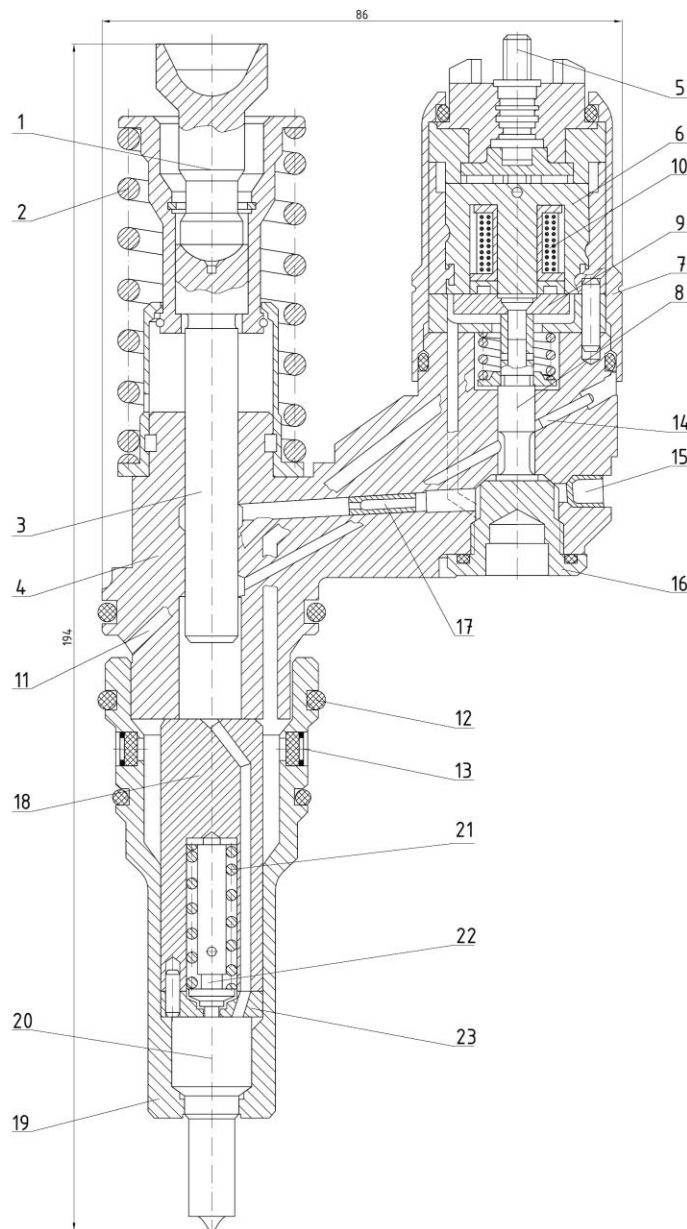


Рисунок 3.10 – Насос-форсунка автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5:

1 – наконечник штовхача зі сферичною голівкою; 2 – пружина поворотна; 3 – плунжер форсунки; 4 – корпус насос-форсунки; 5 – роз'єм живлення клапану; 6 – сердечник магнітний; 7 – гайка фіксації електромагнітного клапану; 8 – голка електромагнітного клапану; 9 – якір клапану; 10 – котушка клапану; 11 – зворотній канал повернення палива (ступінь низького тиску палива); 12 – ущільнююче кільце; 13 – вхід палива; 14 – заглушки технологічні для каналів високого тиску палива; 15 – заглушки технологічні для каналів низького тиску палива; 16 – обмежувач переміщення голки електромагнітного клапану; 17 – отвір дросельний; 18 – тримач пружини; 19 – гайка для кріплення розпилювача; 20 – розпилювач; 21 – пружина голки розпилювача; 22 – штифт натискний; 23 – проставка

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6222м.08.03.ПЗ

Аркуш

Корпус насос-форсунки автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5 є втулкою плунжеру насосу і має трохи подовжену частину для приєднання електромагнітного клапану. Канали, що виконані у корпусі насос-форсунки дизеля 6ЧН 12,8/15,5 забезпечують сполучення камер високого та низького тиску палива, що відсікаються за допомогою електромагнітного клапану, а також сполучення між порожниною високого тиску та розпилювачем.

Зворотна пружина насос-форсунки автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5 прижимає плунжер до коромисла, а коромисло прижимається до кулачка розподільного валу.

Це дає змогу забезпечити надійний механічний контакт між кулачком, коромислом та плунжером форсунки при роботі дизеля. Після закінченні процесу уприскування циклової дози палива, пружина переміщує плунжер у його початкове положення.

Конструкцію спроектованої у розділі насос-форсунка автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5 можна розділити на певну кількість функціональних блоків:

- блок високого тиску;
- клапан електромагнітний;
- розпилювач пального.

До деталей першого блоку можна віднести плунжер 3, корпус форсунки 4 й поворотну пружину 2.

Електромагнітний клапан насос-форсунки дає змогу управляти початком уприскування циклової дози палива та тривалістю її подачі. До деталей електромагнітного клапану відносяться: якір 9, сердечник магнітний 6, голка 8, пружина 26 та котушка 10.

Розпилювач забезпечує якісне розпилення циклової дози палива та рівномірний розподіл його по камері згоряння автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5. Розпилювач забезпечує формування вигляду кривої характеристики уприскування. Він кріпиться до корпусу насос-форсунки дизеля за допомогою відповідної гайки розпилювача 19.

					<i>КРМ.142.6222м.08.03.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

3.5. Аналіз ефективності застосування багаторазового впорскування на дизелі 6ЧН 12,8/15,5

Для забезпечення на автомобільному дизелі 6ЧН 12,8/15,5 потрібної потужності з одночасним зниженням жорсткості згоряння та зменшенням викидів NO_x у відпрацьованих газах можна застосувати триступеневе впорскування циклової порції палива. Варто відзначити, що запропонована конструкція насос-форсунки забезпечує таку можливість. Розрахунки робочого циклу при багаторазовому упорскуванні виконуються за методикою Разлейцева у програмному комплексі Blitz-Pro. Вихідні дані та результати моделювання представлено у таблиці 3.1 і 3.2.

Таблиця 3.1 – Вихідні дані для розрахунку робочого циклу номінального режиму автомобільному дизелі 6ЧН 12,8/15,5 за умов триступінчастого впорскування

№ з.п.	Позначення	Значення	Одиниця вимірювання	Параметр
1	N_e	230	кВт	Ефективна потужність
2	n	1900	об/хв	Частота обертання
3	P_0	0,1	МПа	Тиск навколишнього середовища
4	T_0	20	К	Температура навколишнього середовища
5	P_k	0,285	МПа	Тиск повітря за компресором
6	ε	16	–	Ступень стисання
7	ΔP_{ox}	0,002	МПа	Втрати тиску в охолоднику повітря
8	η_o	0,8	–	ККД охолодника повітря
9	i	6	–	Число циліндрів
10	D_c	128	мм	Діаметр циліндра
11	S_c	155	мм	Хід поршня
12	λ	0,35	–	Кривошипно-шатунне відношення
13	m_s	2,1	кг	Маса деталей, що рухаються зворотно-поступово
14	m_r	4,5	кг	Маса деталей, що рухаються обертально
15	α	1,93	–	Коефіцієнт надлишку повітря при згорянні
16	Q_H	42800	кДж/кг	Нижча теплота згоряння палива
17	g_c	0,873	кг/кг	Масовий склад палива
18	g_h	0,127	кг/кг	
19	g_s	0	кг/кг	
20	g_o	0	кг/кг	
21	$D_{int.v.}$	28,0	мм	Діаметр впускного клапану
22	$d_{int.s}$	24,5	мм	Діаметр впускного каналу
23	$N_{int.v.}$	2	–	Кількість впускних клапанів
24	$h_{int.v}$	8,5	мм	Максимальний підйом впускного клапану
25	ϕ_{IVO}	15	град. п.к.в	Відкриття впускного клапану перед ВМТ
26	ϕ_{IVC}	55	град. п.к.в	Закриття впускного клапану після НМТ

27	$D_{exh.v.}$	26,0	мм	Діаметр випускного клапану
28	$d_{exh.s}$	23,5	мм	Діаметр випускного каналу
29	$N_{exh.v.}$	2	—	Кількість випускних клапанів
30	$h_{exh.v}$	8,0	мм	Максимальний підйом випускного клапану
31	φ_{EVO}	55	град. п.к.в	Відкриття випускного клапану перед НМТ
32	φ_{EVC}	25	град. п.к.в	Закриття випускного клапану після ВМТ

Таблиця 3.2 – Результати розрахунку робочого циклу номінального режиму автомобільному дизелі 6ЧН 12,8/15,5 за умов триступінчастого впорскування

№ з.п.	Позначення	Значення	Одиниця вимірювання	Параметр
1	N_e	230,001	кВт	Ефективна потужність
2	n_{crank}	1900	об/хв	Частота обертів
3	α	1,94		Коефіцієнт надлишку повітря
4	q_f	0,8736	г/цикл	Циклова доза палива
5	P_{fr}	51,39	кВт	Потужність, що втрачається на тертя
6	T_b	942,28	Н·м	Крутний момент
7	p_b	1794,31	кПа	Середній ефективний тиск
8	p_{fr}	311,89	кПа	Втрати середнього ефективного тиску
9	η_b	38,89	%	Ефективний ККД
10	η_m	83,49	%	Механічний ККД
11	b_b	216,52	г/(кВт·год)	Ефективна витрата пального
12	$P_{i.g}$	275,59	кВт	Індикаторна потужність
13	P_{pump}	-7,109	кВт	Насосна потужність
14	$p_{i.g}$	2149,51	кПа	Середній індикаторний тиск
15	η_i	46,62	%	індикаторна ефективність
16	b_i	180,77	г/(кВт·год)	індикаторна витрата пального
17	η_v	98,96	%	Об'ємний ККД
18	γ_r	1,889	%	Доля залишкових газів
19	p_{max}	16377,21	кПа	Максимальний тиск циклу
20	t_{max}	1586,31	С	Максимальна температура циклу
21	$t_{max, burned}$	2760,41	С	Максимальна температура циліндру в зоні згорівших газів
22	$t_{max, fresh}$	811,001	С	Максимальна температура циліндру в зоні свіжого заряду
23	p_c	13795,01	кПа	Тиск горіння
24	t_c	1039,29	С	Температура горіння
25	$p_{exh.op}$	1081,97	кПа	Тиск під час випуску
26	$t_{exh.op}$	1172,91	С	Температура під час випуску
27	p_k	287,83	кПа	Тиск за компресором
28	t_k	172,35	С	Температура за компресором
29	p_s	283,41	кПа	Тиск в ресивері
30	t_s	56,81	С	Температура в ресивері
31	p_t	291,75	кПа	Тиск вихлопних газів
32	t_t	649,12	С	Температура вихлопних газів
33	$\Delta p_{res, fr}$	0,8101	кПа	Втрати тиску в ресивері

34	$\Delta p_{exh.fr}$	1,988	кПа	Втрати тиску в випускному колекторі
35	p_{zt}	105,11	кПа	Тиск за турбіною
36	t_{zt}	511,71	С	Температура газів за турбіною
37	$\varphi_{comb.start1}$	360,83	п.к.в.	Початок горіння палива
38	φ_{comb1}	37,305	п.к.в.	Тривалість горіння палива
39	$\varphi_{comb.start2}$	366,701	п.к.в.	Початок горіння для другого впорскування палива
40	φ_{comb2}	47,805	п.к.в.	Тривалість горіння для другого впорскування палива
41	$\varphi_{comb.start3}$	375,802	п.к.в.	Початок горіння для третього впорскування палива
42	φ_{comb3}	46,681	п.к.в.	Тривалість горіння для третього впорскування палива
43	$dp/d\varphi_{max}$	1195,205	кПа/п.к.в.	Жорсткість горіння
44	$\varphi_{inj.dur}$	4,50	п.к.в.	Тривалість впорскування палива на першій фазі
45	$\varphi_{inj.start}$	357,00	п.к.в.	Початок впорскування палива на першій фазі
46	d_{32}	7,112	мкм	Розмір крапель пального в струмені
47	φ_i	3,78	п.к.в.	Затримка займання палива
48	p_{inj}	196,51	МПа	Тиск впорскування пального на першій фазі
49	$\varphi_{inj.dur}$	9,205	п.к.в.	Тривалість впорскування палива на другій фазі
50	$\varphi_{inj.start}$	364,00	п.к.в.	Початок впорскування палива на другій фазі
51	d_{33}	7,11	мкм	Розмір крапель пального в струмені
52	φ_i	2,765	п.к.в.	Затримка займання палива
53	p_{inj}	197,88	МПа	Тиск впорскування пального на другій фазі
54	$\varphi_{inj.dur}$	5,101	п.к.в.	Тривалість впорскування палива на третій фазі
55	$\varphi_{inj.start}$	374,00	п.к.в.	Початок впорскування палива на третій фазі
56	d_{34}	7,14	мкм	Розмір крапель пального в струмені
57	φ_i	1,75	п.к.в.	Затримка займання палива
58	p_{inj}	195,05	МПа	Тиск впорскування пального на третій фазі
59	$[CO]_{cyl}$	67,52	ppm	Концентрація СО на випускному каналі
60	$[CO]_{exh}$	67,11	ppm	Концентрація СО в випускному колекторі
61	$[NO]_{cyl}$	501,12	ppm	Концентрація NO на випускному каналі
62	$[NO]_{exh}$	501,05	ppm	Концентрація NO в випускному колекторі
63	g_{NO}	3,21	г/(кВт·год)	Питома кількість NOx в випускних газах
64	$[C]_{cyl}$	0,002	г/м ³	Концентрація сажі на випускному каналі
65	$[C]_{n.cyl}$	0,0003	г/м ³	Концентрація сажі на випускному каналі відносно н. у.
66	$[C]_{n.cyl.Bosch}$	0,01	bosch units	Концентрація сажі при н. у.
67	$[C]_{n.cyl.Hartrig e}$	0,14	HSU (%)	Концентрація сажі на випускному каналі відносно н. у.
68	G_{int}	0,44	кг/с	Масова витрата повітря через впускні канали
69	G_{exh}	0,44	кг/с	Масова витрата повітря через випускні канали
70	G_{turb}	0,44	кг/с	Масова витрата газів на турбіні
71	$t_{w.head}$	329,15	С	Температура стінки кришки циліндра
72	$t_{w.pist}$	480,77	С	Температура гарячої поверхні поршня
73	$t_{w.pist.cool}$	391,85	С	Температура холодної поверхні поршня
74	$t_{w.liner}$	199,15	С	Температура стінки циліндру

75	$[C]_{n.cyl}$	0,00	г/м ³	Концентрація сажі на випускному каналі відносно н. у.
76	$[C]_{n.cyl.Bosch}$	0,01	bosch units	Концентрація сажі при н. у.
77	$[C]_{n.cyl.Hartridge}$	0,14	HSU (%)	Концентрація сажі на випускному каналі відносно н. у.
78	G_{int}	0,44	кг/с	Масова витрата повітря через впускні канали
79	G_{exh}	0,44	кг/с	Масова витрата повітря через випускні канали
80	G_{turb}	0,44	кг/с	Масова витрата газів на турбіні
81	$t_{w.head}$	329,90	С	Температура стінки кришки циліндра
82	$t_{w.pist}$	481,01	С	Температура гарячої поверхні поршня
83	$t_{w.pist.cool}$	391,91	С	Температура холодної поверхні поршня
84	$t_{w.liner}$	198,99	С	Температура стінки циліндру
85	$t_{w.int}$	66,12	С	Температура стінки ресиверу
86	$t_{w.exh}$	648,85	С	Температура стінки випускного колектору
87	t_{result}	756,72	С	Внутрициліндрова результуюча температура
88	$t_{exh.result}$	660,85	С	Результуюча температура випускного колектору
89	$\alpha_{m.gas}$	0,881	кВт/(м ² ·К)	Коефіцієнт тепловіддачі циліндру
90	$\alpha_{m.exh}$	2,221	кВт/(м ² ·К)	Результуючий коефіцієнт тепловіддачі випускного колектору
91	Π_{turb}	2,73		Коефіцієнт падіння тиску в турбіні
92	$G_{cmpr.ref}$	0,42	кг/с	Витрата повітря на компресорі
93	$n_{cmpr.ref}$	141238,21	об/хв.	Частота обертання компресору
94	ε_{act}	14,37		Фактичний ступінь стиснення
95	P_{cmpr}	74,23	кВт	Потужність компресору
96	P_{turb}	73,279	кВт	Потужність турбіни
97	$\eta_{cmpr.ad}$	68,87	%	Адіабатний ККД компресора
98	$\eta_{e.t}$	63,99	%	ККД турбіни
99	n_{cmpr}	139616,61	об/хв.	Частота обертання турбокомпресору
100	μ_{Ft}	862,00	мм ²	Еквівалентний прохідний перетин турбіни
101	Q_{fuel}	592,061911	кВт	Теплота, що виділяється при згорянні палива
102	Q_{fuel}	78,4	кВт	Тепло, що відводиться водою зі стінок циліндру
103	$Q_{w.fr}$	48,58	кВт	Тепло від тертя, що відводиться водою
104	Q_w	126,98	кВт	Сумарна кількість тепла, що відводиться охолоджуючою водою
105	$Q_{oil.ht}$	29,51	кВт	Тепло що відводиться в мастило від стінок циліндра
106	$Q_{oil.fr}$	23,7	кВт	Тепло від тертя, що відводиться мастилом
107	Q_{oil}	53,21	кВт	Сумарна кількість тепла, що відводиться мастилом
108	Q_{CAC}	60,5	кВт	Тепло, відхилене в заряді охолоджувача повітря
109	Q_{EG}	327,1	кВт	Теплота відхідних газів
110	Q_{exh}	8,32	кВт	Охолодження випускного колектора
111	Q_{res}	-0,3	кВт	Охолодження ресиверу
112	Q_{sum}	575,81	кВт	Загальна кількість теплоти

За результатами виконаних розрахунків побудовано ряд залежностей – рис. 3.11–3.14.

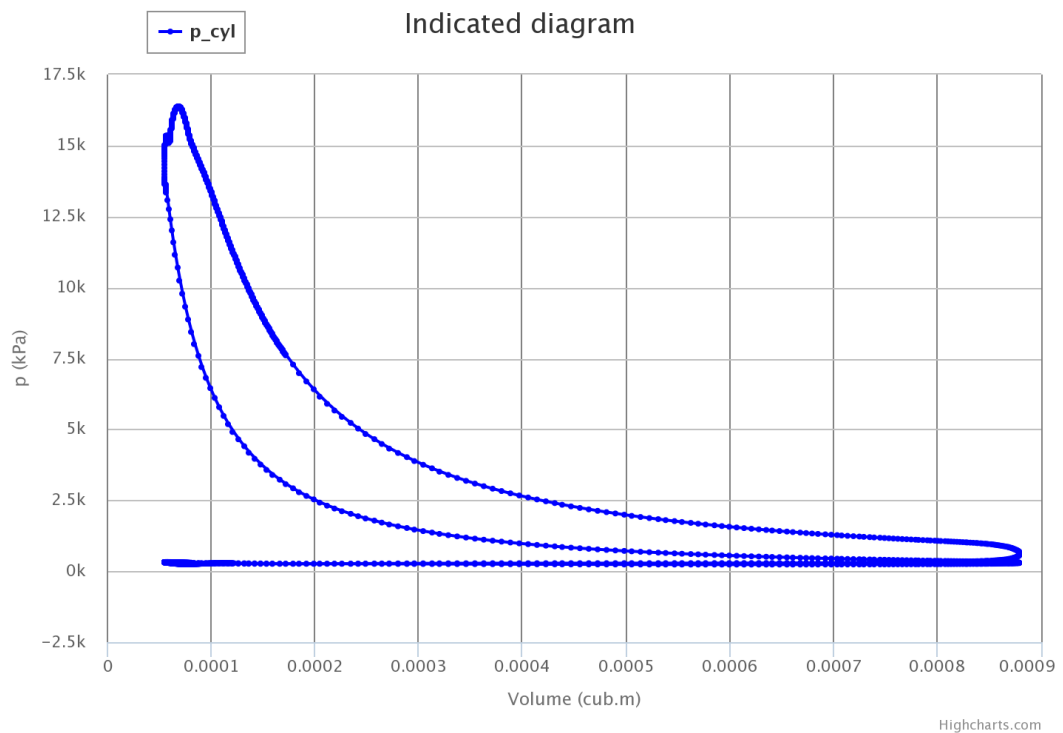


Рисунок 3.11 – Згорнута індикаторна діаграма робочого циклу автомобільному дизелі 6ЧН 12,8/15,5 за умов триступінчастого впорскування

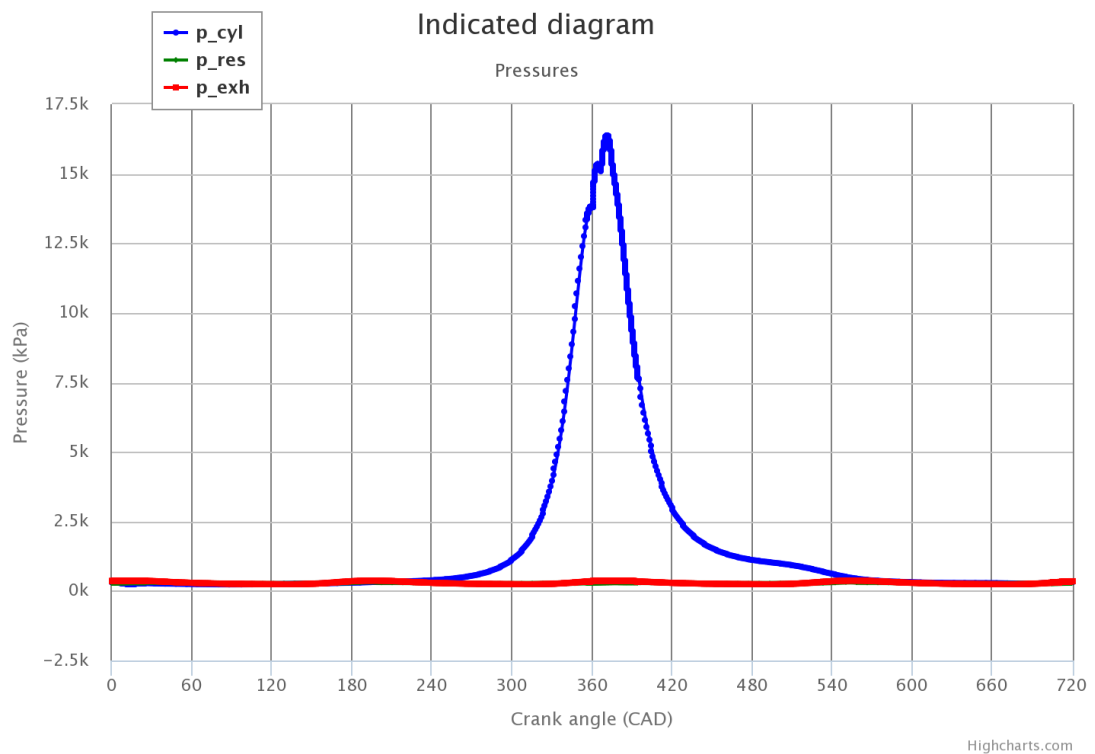


Рисунок 3.12 – Розгорнута $P = f(\varphi)$ індикаторна діаграма робочого циклу автомобільному дизелі 6ЧН 12,8/15,5 за умов триступінчастого впорскування

					КРМ.142.6222м.08.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

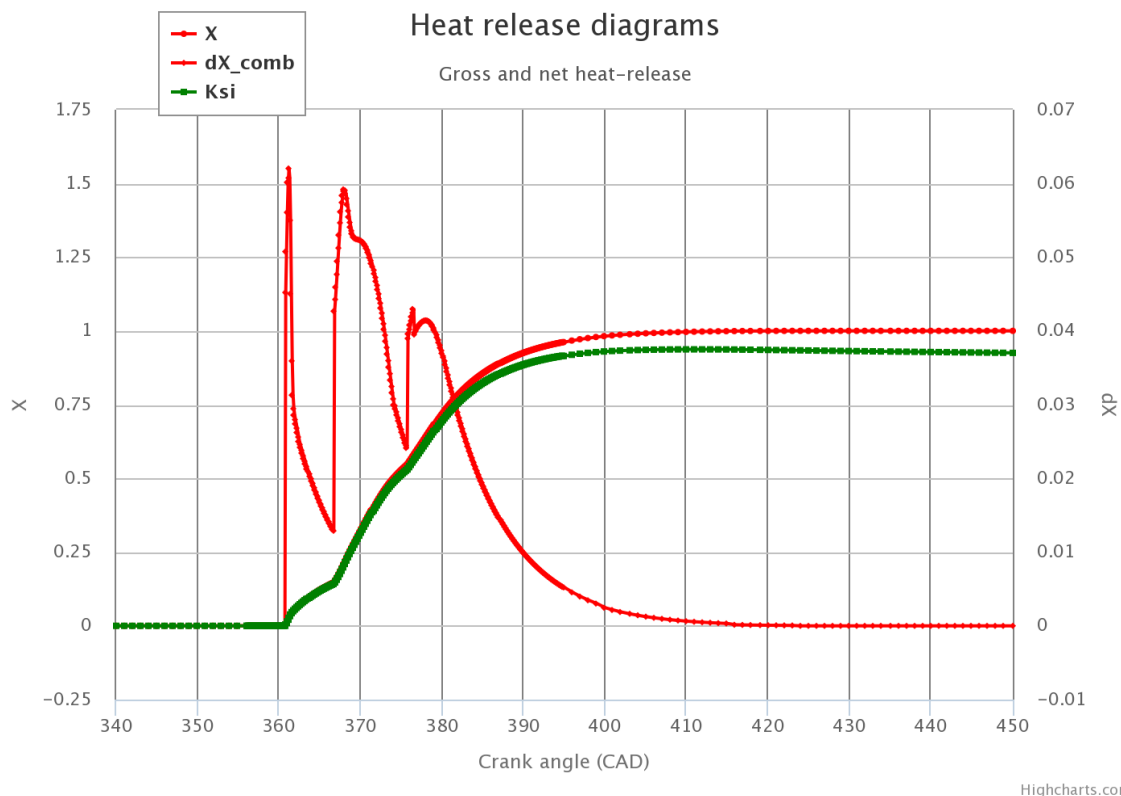


Рисунок 3.13 – Діаграма тепловиділення при згоранні палива у робочому циліндрі дизелі 6ЧН 12,8/15,5 за умов триступінчастого впорскування

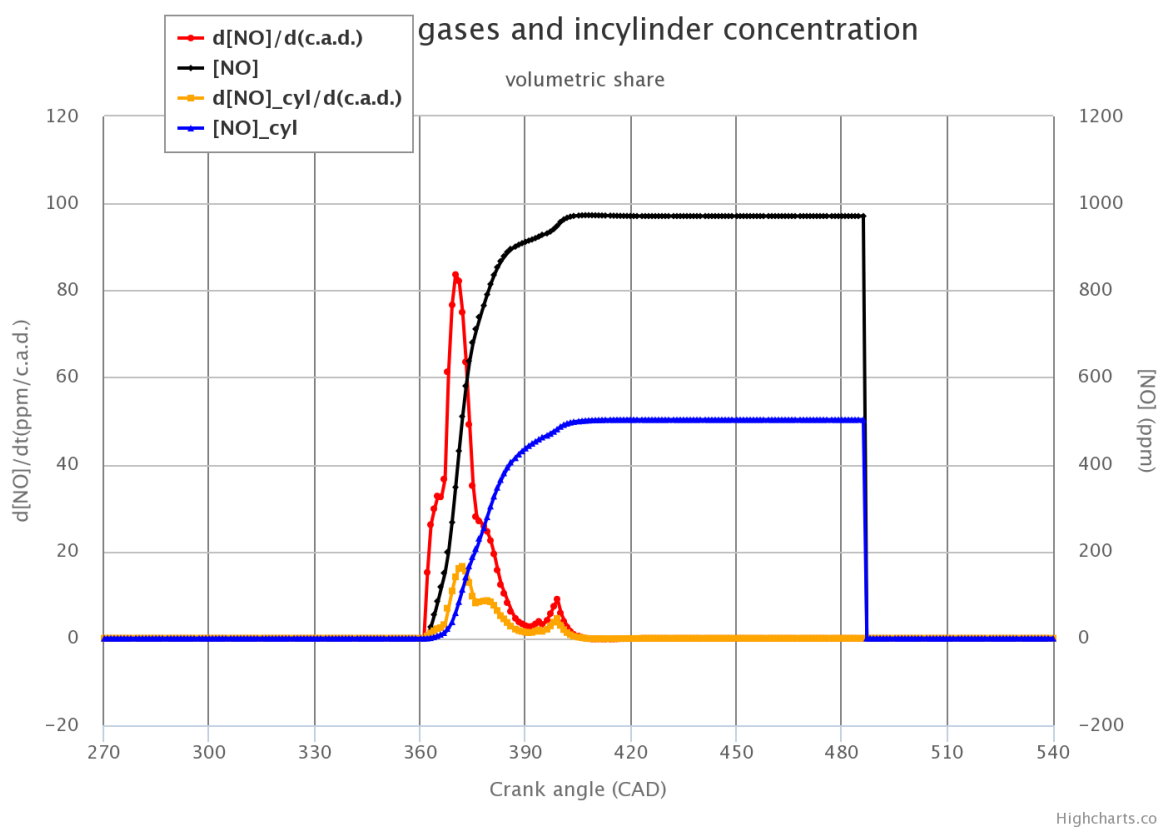


Рисунок 3.14 – Діаграма концентрації $[NO]$ на номінальному режимі роботи автомобільному дизелі 6ЧН 12,8/15,5 за умов триступінчастого впорскування

3.6. Висновок до розділу

У розділі проаналізовано основні вимоги до процесів сумішоутворення і згоряння сучасних дизелів, а також розглянуто можливі варіанти конструктивного виконання елементів паливних систем з насос-форсунками.

Розроблено нову паливну систему автомобільного дизелі 6ЧН 12,8/15,5, а також спроектовано насос-форсунку, які дають змогу проводити подачу циклової дози палива як за одне упорскування, так і ділити циклову дозу на кілька послідовних упорскувань палива (тобто реалізовувати багатоступеневе впорскування).

Визначено, що використання багаторазового впорскування на дизеля 6ЧН 12,8/15,5 дає змогу значно покращити економічні та екологічні показники двигуна. Виходячи з отриманих результатів розрахунку робочого циклу номінального режиму роботи дизеля 6ЧН 12,8/15,5 за умов багатоступеневого впорскування забезпечується необхідний рівень потужності, значно зменшується жорсткість роботи ($dp/d\varphi_{max}$ зменшилося з 1278,430 до 1195,205 кПа/п.к.в.), максимальний тиск згоряння (P_z зменшилося з 17517,6 до 16377,21 кПа, тобто 6,5 %), дещо покращуються екологічні показники, а також знижується питома ефективна витрата палива на 1,88 г/(кВт·год).

					КРМ.142.6222м.08.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4

ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ МОДЕРНІЗАЦІЇ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ АВТОМОБІЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ 6ЧН 12,8/15,5

4.1. Постановка проблеми

Екологічні та економічні показники на поточний етап розвитку двигунобудування залишаються найбільш важливими факторами. За цими показниками певні переваги мають дизельні двигуни із запалюванням робочої суміші від теплоти стиснення. Це зумовлено тим, що ці двигуни мають вищі ступені стиснення порівняно з бензиновими двигунами і працюють за більших значень коефіцієнта надлишку повітря. У зв'язку з цим дизельні двигуни відрізняються від бензинових двигунів кращою паливною економічністю і, як правило, меншою токсичністю відпрацьованих газів. Крім того, дизельні двигуни працюють на відносно дешевому нафтовому дизельному паливі, менш чутливі до якості застосовуваного палива, добре адаптуються до роботи на різних альтернативних паливах.

Водночас дизельні двигуни не позбавлені проблем і потребують постійного розв'язання різних проблем, пов'язаних, в основному, з екологічними та ефективними показниками. Ці проблеми виникають у міру глибокого вивчення різних процесів у дизелях, наприклад процесів розпилювання палива та сумішоутворення. Дослідження та розробки у цьому напрямку сприятимуть зниженню витрати палива тим самим й зменшенню коштів на експлуатацію двигуна.

4.2. Оцінка економічної доцільності модернізації автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5

У результаті проведеної модернізації паливної системи автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5 та використання багаторазового впорскування дозволило забезпечити потрібний рівень потужності у 230 кВт, зменшити жорсткість роботи, покращити екологічні показники дизеля, а також, що є досить важливим для споживача, знизити питому ефективну витрату палива на 1,88 г/(кВт·год).

					<i>КРМ.142.6222м.08.04.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Таким чином, метою розділу є аналіз й визначення економічної доцільності від застосування на дизелі нової паливної системи з насос-форсунками, а також встановлення приблизного часу окупності у разі проведення модернізації двигуна.

У таблиці 4.1 подано базові техніко-економічні показники високообертового автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5 та його модернізованої версії зі багатоступеневим впорскуванням.

Таблиця 4.1 – Базові та покращені техніко-економічні показники дизеля 6ЧН 12,8/15,5

Найменування показників	Позначення	Розмірність	Базовий двигун	Модернізований двигун
Потужність	Ne	кВт	230	230
Частота обертання	n	хв ⁻¹	1900	1900
Діаметр циліндра	D	м	0,128	0,128
Хід поршня	S	м	0,155	0,155
Питома витрата палива	g _e	кг/кВт·год	0,2184	0,2165
Механічний ккд	η _м	-	0,835	0,835
Питома витрата масла	g _м	кг/кВт·год	0,008736	0,00866
Вага	G	кг	870	870
Габарити	L	м	1,47	1,47
	B	м	0,8	0,8
	H	м	1,104	1,104
Ціна двигуна	Ц	грн	160000	180000
Ціна палива	Ц _п	грн/кВт·год	12,67	12,55
Ціна масла	Ц _м	грн/кг	150,5	150,5
Час роботи за рік	t	год	2850	2850
Число контрольних ремонтів	η	-	1	1
Сумарний коефіцієнт по капітальних ремонтах	ε _{min}	-	1,1	1,1
Коефіцієнт частини вартості роботи	b	-	0,05	0,05
Коефіцієнт використання потужності	K _п	-	0,95	0,95
Коефіцієнт частини вартості капітального ремонту	K _{к.р}	-	0,3	0,3
Час безперервної роботи	t _{н.р}	год	24	24
Ресурс двигуна до першого перебирання	t _{пер}	год	12000	12000
Ресурс двигуна до капітального ремонту	t _{к.р}	-	72000	72000
Нормативний коефіцієнт порівняння економічної ефективності	E	кВт	0,15	0,15

Теоретична оцінка економічного ефекту й визначення приблизного часу окупності капіталовкладень на модернізацію паливної системи автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5 виконується у табличній формі – таблиця 4.2.

Таблиця 4.2 – Розрахунки економічної доцільності від застосування на двигуні 6ЧН 12,8/15,5 нової паливної системи та багаторазового впорскування

Найменування	Позначення	Спосіб визначення	Базовий двигун	Модернізований двигун
Річна продуктивність	N, кВт·год в рік	$N = K_{II} \cdot N_{\varepsilon} \cdot t$	622725	622725
Термін служби	T, рік	$T = \frac{t_{xp}}{t}$	25,26	25,26
Річні поточні витрати на паливо	З _п , грн	$З_n = N \cdot \Pi_n \cdot g_{\varepsilon}$	1723159,784	1691990,529
Річні поточні витрати на масло	З _м , грн	$З_m = g_m \cdot N \cdot \Pi_m$	818738,9028	811616,1743
Річні витрати на поточний ремонт	З _{п.р} , грн	$З_{n.p} = \frac{b \cdot t \cdot \Pi}{t_{nep}}$	1900	2137,5
Річні витрати на капітальний ремонт	З _{к.р} , грн	$З_{k.p} = \frac{K_{k.p} \cdot t \cdot \Pi}{t_{k.p} \cdot \varepsilon_{min}}$	1727,27	1943,18
Річний економічний ефект у споживача	U ₁ , грн	$U_1 = З_n + З_m + З_{k.p} + З_{n.p}$	2545525,96	2507687,39
	U ₁ ^{1б} , грн	$U_1^{1б} = \frac{N_{\varepsilon}}{N_{\delta}} \cdot U_1^{\varepsilon}$	2545525,959	–
Річний економічний ефект у споживача від використання спроектованого двигуна	E _к , грн	$E_k = \left[\Pi_{\varepsilon} \cdot \frac{N_{\varepsilon}}{N_{\delta}} \cdot \left(\frac{\frac{1}{T_{\varepsilon}} + E_{\varepsilon}}{\frac{1}{T_c} + E_c} \right) + \frac{U_1^{1б} - U_1^c}{\frac{1}{T_c} + E_c} \right] - \Pi_c$	179588,082	
Додаткові одноразові витрати на модернізацію двигуна	ΔK, грн	–	20000	

Річна економія при експлуатації модернізованого двигуна	ΔS , грн	$\Delta S = U_1^{1s} - U_1^e$	37838,57
Час окупності модернізованого двигуна	$T_{\text{окуп}}$, рік/ місяць	$T_{\text{окуп}} = \frac{\Delta K}{\Delta S}$	0,53/ 6,3

4.3. Висновки до розділу

У розділі виконано розрахунки економічної доцільності, а також приблизного часу окупності від модернізації паливної системи автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5 та застосування багаторазового впорскування.

Встановлено, що річний економічний ефект для власника вантажівки з модернізованим дизелем дизеля 6ЧН 12,8/15,5, у порівнянні з використанням серійного може скласти 179588,082 грн, а кошти витрачені на проведення запропонованої модернізації повернуться протягом 6,3 місяців.

					КРМ.142.6222м.08.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 5

АНАЛІЗ І РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ОХОРОНИ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

5.1. Розробка заходів з техніки безпеки

Під час виконання робіт перш за все треба дотримуватися обережності та обачності. Людина, яка приступила до ремонту ДВЗ, зобов'язана знати заздалегідь, що буде робити і як уникнути небезпечних ситуацій. Існують правила, що дають змогу уникнути небезпеки під час ремонту та обслуговування ДВЗ.

Ремонт і технічне обслуговування вантажівок з дизельними ДВЗ зобов'язані здійснюватися у відведених й оснащених для цих цілей місцях, в яких є потрібні інструменти, інвентар, обладнання, а також підготовлені відповідним чином фахівці.

Вимоги охорони праці під час ремонту дизельного двигуна та допоміжного обладнання:

1. Перед початком проведення робіт з ремонту (або огляду) дизельного двигуна й допоміжного устаткування необхідно візуально впевнитися у відсутності розливів мастила і палива на поверхні підлоги, відключенні маси акумуляторної батареї.

Забороняється використовувати акумуляторну батарею для освітлення та інших цілей у період виконання ремонтних робіт. До огляду та безпосередньо ремонту вузлів дизельного двигуна дозволяється приступати тільки після його повної зупинки.

2. При працюючому дизельному двигуні допускається здійснювати такі роботи з технічного обслуговування електрообладнання: перевіряти справність і правильність показань контрольно-вимірювальних приладів та наявність струму зарядки акумуляторної батареї; перевіряти роботу агрегатів і всіх допоміжних механізмів візуально та на слух.

					КРМ.142.6222м.08.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

3. Суворо забороняється, при працюючому дизелі, здійснювати будь-які роботи біля деталей, що обертаються, особливо тих, що не закрито захисними кожухами чи огороженнями.

4. Персонал, який виконує роботи, повинен використовувати для додаткового освітлення переносний електричний світильник напругою не вищою за 12 В із захисною металевною сіткою та гачком.

5. Перед зніманням, встановленням та ремонтом кришок циліндрів необхідно ретельно підготувати робоче місце передбачивши додаткові настили з бортами, які унеможливають падіння інструменту і деталей. Відкручування (або навпаки закручування) гайок кріплення кришок циліндрів слід проводити торцевими ключами чи пневматичним гайковертом.

Знімання та встановлення кришок циліндрів необхідно виконувати плавно вантажопідйомним краном, без зайвих ривків, попередньо зафіксувавши кришку за металеву планку з рим-болтом.

Під час підйому й встановлення кришок циліндрів на блок циліндрів дизельного двигуна суворо забороняється перебувати під піднятою кришкою робочих циліндрів. Направляти кришку циліндрів по шпильках під час її встановлення на блок циліндрів дизеля працівник повинен стоячи так, щоб уникнути можливих травм у результаті раптового падіння кришки.

Під час виймання поршнів із робочих циліндрів та циліндрових втулок з блоку дизеля працівник повинен обов'язково користуватися спеціальним пристосуванням.

Зняття дизеля з вантажівки та колінчастого вала з дизеля слід виконувати за допомогою спеціального вантажозахоплювального пристосування. Піднімати дизельний двигун й колінчастий вал слід дуже плавно, без зайвих ривків. Суворо забороняється під час підйому й переміщення дизельного двигуна та колінчастого валу перебувати під ними чи поблизу них.

Ремонт знятого з вантажівки дизельного двигуна повинен виконуватися у спеціально відведеному та гарно освітленому місці.

					<i>KPM.142.6222м.08.05.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

6. Під час від'єднання карданних валів від відповідних фланців роздавального вала усі ці вузли повинні бути підтримані пересувними домкратами, що мають бути обладнано спеціальними головками. Розпресування шестерень та внутрішніх кілець роликів підшипників потрібно здійснювати за допомогою гвинтових чи гідравлічних знімачів. Складання й розбирання карданних валів та редукторів повинні проводитися на підставках, що забезпечують досить стійке та надійне положення деталей.

7. Підйом та транспортування дизельного двигуна, колінчастого валу та інших крупно-габаритних й великих вузлів слід обов'язково здійснювати під керівництвом майстра чи бригадира. Перед зняттям вузла чи деталі необхідно перевірені вантажозахватні пристосування на відповідність їх вантажопідйомності, правильності стропування, а також підготовленості вузла для демонтажу.

Під час транспортування за допомогою вантажопідйомних механізмів дизельний двигун та колінчастий вал мають бути обов'язково в горизонтальному положенні. Перед транспортуванням шатунів дизеля потрібно зняти вкладиші його нижньої головки. Усі ці роботи з вантажопідйомними механізмами повинен здійснювати спеціально навчені працівники у захисній касці.

8. Розбирання та збирання вузлів дизельного двигуна повинно відбуватися з використанням відповідних стендів, технологічних майданчиків, різного роду домкратів, стелажів, кантувачів, напрямних втулок, знімачів, спеціальних ключів та інших спеціальних пристроїв, що забезпечують додаткову механізацію важких й трудомістких операцій та передбачені вимогами виконання ремонту, технологічними картами чи відповідними інструкціями.

9. Перед початком роботи зміни на технологічному майданчику з ремонту дизельного двигуна та допоміжного устаткування потрібно обов'язково перевірити справність кабелю, що подає живлення на електричну таль, а також кабелю кнопкового поста, а на кантувальнику блоку робочих циліндрів дизельного двигуна – справність кабелю та електроустаткування.

10. Під час роботи з дизелем у внутрішніх його порожнинах картеру робити поворот колінчастого вала забороняється.

					<i>KPM.142.6222м.08.05.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

11. Миття деталей двигуна дизеля повинно виконуватися, як правило, за допомогою спеціальних пристроїв та на спеціалізованому для цього місці.

Розібрані деталі дизельного двигуна перед подальшим ремонтом повинні попередньо бути очищені від масла, смолистих відкладень та нагару. Очищення поршнів виконується у ваннах чи мийних машинах, які повинні бути закритими. Для забезпечення видалення парів нафтопродуктів такі стенди й ванни обладнують місцевими відсмоктувачами. Випускні колектори дизеля повинні очищуватися спеціальними скребками.

12. Ремонт, розбирання та складання масляних та водяних насосів необхідно здійснювати на спеціальних місцях. Для випресовування шестерень та підшипників водяних й масляних насосів дизеля потрібно використовувати спеціальні знімачі, що забезпечують безпечне виконання робіт.

13. Знімання і встановлення паливних форсунок слід виконувати на непрацюючому двигуні. Під час зняття форсунок потрібно обов'язково застосовувати спеціальні знімачі. Ремонт та подальше випробування паливної апаратури потрібно виконувати на стенді. Під час розбирання паливних насосів високого тиску або насос-форсунок потрібно застосовувати пристосування для стиснення пружини плунжера. При цьому корпус насоса або насос-форсунки має бути надійно закріплений на стенді.

Промивання бензином, освітлювальним гасом, обдування стисненим повітрям та подальші випробування паливної апаратури на відповідному стенді повинні проводитися з увімкненою місцевою витяжною вентиляцією.

Суворо забороняється безпосередній контакт з робочою поверхнею та робочою рідиною ультразвукової мийної машини під час її функціонування. Завантаження в мийну машину деталей двигуна та їх вивантаження слід виконувати при вимкненій машині. При цьому потрібно використовувати гумові рукавички.

14. Регулювання зазорів випускних та впускних клапанів, а також подавання масла жиклерами повинно здійснюватися тільки на непрацюючому двигуні.

15. Під час виконання регулювання кутів випередження подачі палива по циліндрах дизельного двигуна повертання колінчастого валу слід виконувати

					<i>KPM.142.6222м.08.05.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

тільки після того, як усі потрібні роботи з розбирання чи складання циліндро-поршневої групи припинено.

16. Перед повертанням колінчастого вала дизельного двигуна за допомогою спеціального механізму персонал, що здійснює ремонт повинен заздалегідь перевірити справність блокувального пристрою та попередити про це всіх присутніх. Користуватися акумуляторною батареєю для повертання колінчастого вала дизеля забороняється.

Щоб уникнути випадкового повертання колінчастого вала дизеля під час ремонту, клеми акумуляторної батареї повинен бути відключені та вивішена табличка: «Не вмикати! Працюють люди».

17. Перед першим пуском дизельного двигуна необхідно провести його зовнішній огляд, прибрані всі зайві предмети, встановлені запобіжні огороження, кожухи і сітки.

У вантажівці в момент запуску дизеля повинен перебувати тільки працівник, пов'язані з його обслуговуванням. Перед запуском дизельного двигуна необхідно попередити всіх, хто перебуває поруч, про запуск. У разі появи нехарактерних шумів чи певних стуків дизельний двигун має бути зупинений. Повторний запуск двигуна може бути проведено тільки після виявлення причини та усунення його несправностей.

18. Після запуску дизельного двигуна необхідно за диференціальним манометром проконтролювати ступінь розрідження в картері. У разі підвищення тиску двигун має бути негайно зупинений для з'ясування причин несправності. Повторний пуск дизеля може бути проведений тільки після усунення причин підвищення тиску в картері.

5.2. Охорона навколишнього середовища

Автомобільний транспорт, особливо вантажний відіграє досить важливу роль у сучасній економіці країн світу. Автомобільний транспорт забезпечує вантажоперевезення, зв'язок між людьми, а також безперечно сприяє економічному розвитку країн. При цьому варто зазначити, що використання автомобільного

					<i>KPM.142.6222м.08.05.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

транспорту крім позитивних речей призводить до певних екологічних проблем таких, як забруднення навколишнього повітря ВГ, надмірний шум.

Технічний прогрес нерозривно пов'язаний зі зростанням рівня шуму в на-вколишньому середовищі. В умовах розвитку сучасного ринку, підвищення ви-мог споживачів до умов роботи водіїв та за жорсткої конкуренції з іноземними виробниками, вітчизняні заводи змушені звертати дедалі більше уваги на сучас-ні методи дослідження та доведення нових зразків транспортних засобів за кри-теріями шуму та вібрації на робочому місці.

Питання захисту від шуму є важливою науково-технічною проблемою. За-хист від шуму – пріоритетний напрям розвитку сучасного суспільства. Він здій-снюється за багатьма напрямками, до головних з яких слід віднести розроблення норм і законів щодо боротьби з шумом, створення методів і засобів захисту від шуму. Так, триває безперервне посилення норм, як для автомобілів, так і для транспортних машин. За останні 30 років в Україні гранично допустимі рівні шуму в кабінах транспортних машин знижено на 10 дБ. Посилення норм зовні-шнього шуму за такий самий проміжок часу для різних груп транспортних ма-шин становило 10...14 дБ.

Вібраційні навантаження від дорожнього покриття, працюючого двигуна і механізмів значною мірою визначають рівень шуму в кабіні. Боротьба з внутрі-шнім шумом у замкненому об'ємі є також одним із важливих аспектів розв'язан-ня цієї проблеми для всіх видів транспорту, де людина-оператор перебуває в обмеженому замкненому об'ємі.

Шум на виробництві та в побуті завдає великої шкоди, шкідливо впливаю-чи на організм людини, знижуючи продуктивність праці. Боротьба з шумом ста-ла важливою екологічною проблемою, яка вимагає ефективних рішень.

Відповідність віброакустичних характеристик техніки, що випускається промисловістю, вимогам норм щодо шуму і вібрації – один із важливих ергоно-мічних критеріїв, за якими визначається якість техніки та її технічний стан.

Розрахунки рівня шуму та вібрації високообертового автомобільного дизельного двигуна 6ЧН 12,8/15,5

					КРМ.142.6222м.08.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Рівень шуму від автомобільного високообертового дизельного двигуна типу 6ЧН 12,8/15,5 можна визначити наступним чином:

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(n_n + Ne^{0,55}) + 30 \lg\left(\frac{n}{n_n}\right) \right]$$

де n_n – номінальна частота, $n_n = 1900$ об/хв; n – робоча частота, $n = 1400$ об/хв; N_e – номінальна ефективна потужність, $N_e = 230$ кВт.

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(1900 + 230^{0,55}) + 30 \lg\left(\frac{1400}{1900}\right) \right] = 82,85 \text{ дБ}$$

Рівень шуму високообертового дизельного двигуна типу 6ЧН 12,8/15,5 згідно з рис. 5.1 вкладається у припустимі значення.

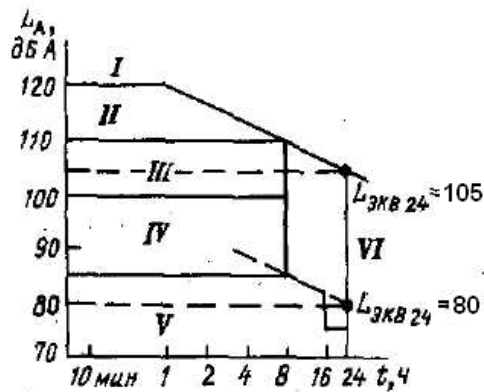


Рисунок 5.1 – Зони припустимої дії шуму

Рівень вібрації від автомобільного високообертового дизельного двигуна типу 6ЧН 12,8/15,5 можна визначити наступним чином:

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{n_n \cdot Ne^{0,55} \cdot \left(\frac{1 + Ne}{m} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{m}{Ne}} + 30 \lg\left(\frac{n}{n_n}\right) \right)$$

де m – маса дизеля 6ЧН 12,8/15,5, $m = 900$ кг.

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{1900 \cdot 230^{0,55} \cdot \left(\frac{1 + 230}{900} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{900}{230}} + 30 \lg\left(\frac{1400}{1900}\right) \right) = 83,87 \text{ дБ}$$

Рівень вібрації від автомобільного високообертового дизеля 6ЧН 12,8/15,5 не перевищує встановленої норм.

					КРМ.142.6222м.08.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Значний резерв підвищення технічного рівня дизеля 6ЧН 12,8/15,5 у напрямі зниження його загального шуму є вдосконалення випускної системи. Зменшення рівня шуму випуску сприятиме істотному підвищенню продуктивності праці водія.

5.3. Висновки до розділу

У розділі розроблено основні вимоги щодо охорони праці під час ремонту дизельного двигуна 6ЧН 12,8/15,5 та допоміжного його обладнання.

Визначено, що рівень вібрації та шуму від дизельного високообертового двигуна 6ЧН 12,8/15,5, який застосовується на вантажному автомобілі різного призначення не перевищує встановлених норм та складають відповідно 82,85 та 83,87 дБ відповідно.

					КРМ.142.6222м.08.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВОК ПО РОБОТІ

Кваліфікаційна робота на тему: «*Вдосконалення паливної системи високообертового двигуна шляхом використання насос-форсунок*» містить усі рекомендовані розділи та креслення.

У першому розділі представлено загальну характеристику вантажного автомобіля, а також розглянуто особливості конструкції автомобільного дизельного двигуна 6ЧН 12,8/15,5. Визначено, що одним з можливих напрямків модернізації двигуна є його паливна система.

У другому розділі виконано розрахунок робочого циклу (номінального режиму) автомобільного дизельного двигуна 6ЧН 12,8/15,5 з використанням програмного комплексу *Blitz Pro*. Встановлено, що усі отримані під час моделювання дані, які потребують контролювання повністю входять у допустимі межі (відповідно до паспортних даних двигуна-прототипу) та відповідають роботі двигуна 6ЧН 12,8/15,5 на його номінальному режимі.

У третьому розділі проаналізовано основні вимоги до процесів сумішоутворення і згоряння сучасних дизелів, а також розглянуто можливі варіанти конструктивного виконання елементів паливних систем з насос-форсунками. Розроблено нову паливну систему автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5, а також спроектовано насос-форсунку, які дають змогу проводити подачу циклової дози палива як за одне упорскування, так і ділити циклову дозу на кілька послідовних упорскувань палива (тобто реалізовувати багатоступеневе впорскування). Визначено, що використання багаторазового впорскування на дизелі 6ЧН 12,8/15,5 дає змогу значно покращити економічні та екологічні показники двигуна. Виходячи з отриманих результатів розрахунку робочого циклу номінального режиму роботи дизеля 6ЧН 12,8/15,5 за умов багатоступеневого впорскування забезпечується необхідний рівень потужності, значно зменшується жорсткість роботи ($dp/d\varphi_{max}$ зменшилося з 1278,430 до 1195,205 кПа/п.к.в.), максимальний тиск згоряння (P_z зменшилося з 17517,6 до 16377,21 кПа, тобто 6,5 %), дещо покращуються екологічні показники, а також знижується питома ефективна витрата па-

					КРМ.142.6222м.08.00.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

лива на 1,88 г/(кВт·год).

У четвертому розділі виконано розрахунки економічної доцільності, а також приблизного часу окупності від модернізації паливної системи автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5 та застосування багаторазового впорскування. Встановлено, що річний економічний ефект для власника вантажівки з модернізованим дизелем дизеля 6ЧН 12,8/15,5, у порівнянні з використанням серійного може скласти 179588,082 грн, а кошти витрачені на проведення запропонованої модернізації повернуться протягом 6,3 місяців.

У п'ятому розділі розроблено основні вимоги щодо охорони праці під час ремонту дизельного двигуна 6ЧН 12,8/15,5 та допоміжного його обладнання. Визначено, що рівень вібрації та шуму від дизельного високообертового двигуна 6ЧН 12,8/15,5, який застосовується на вантажному автомобілі різного призначення не перевищує встановлених норм та складають відповідно 82,85 та 83,87 дБ відповідно.

					КРМ.142.6222м.08.00.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

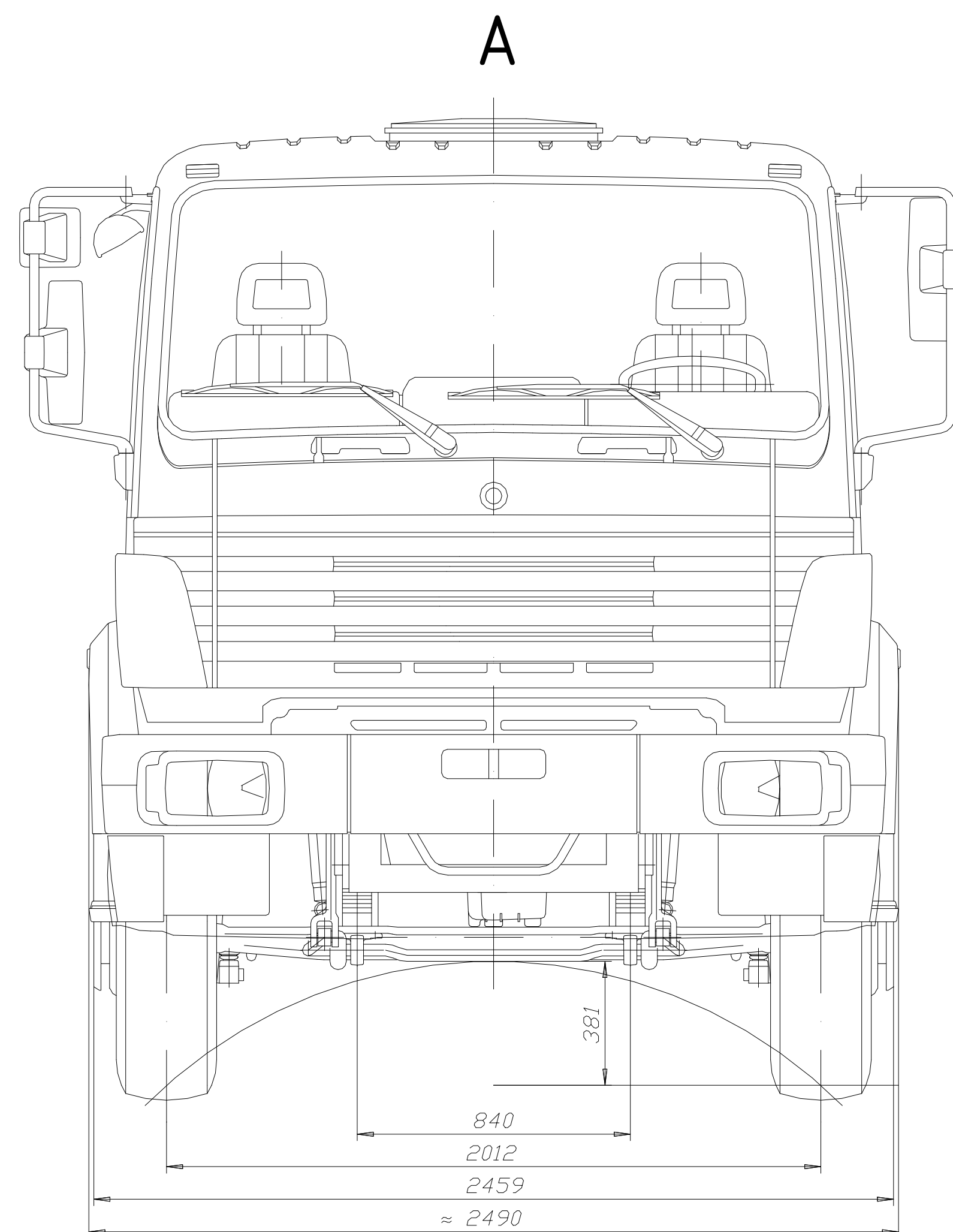
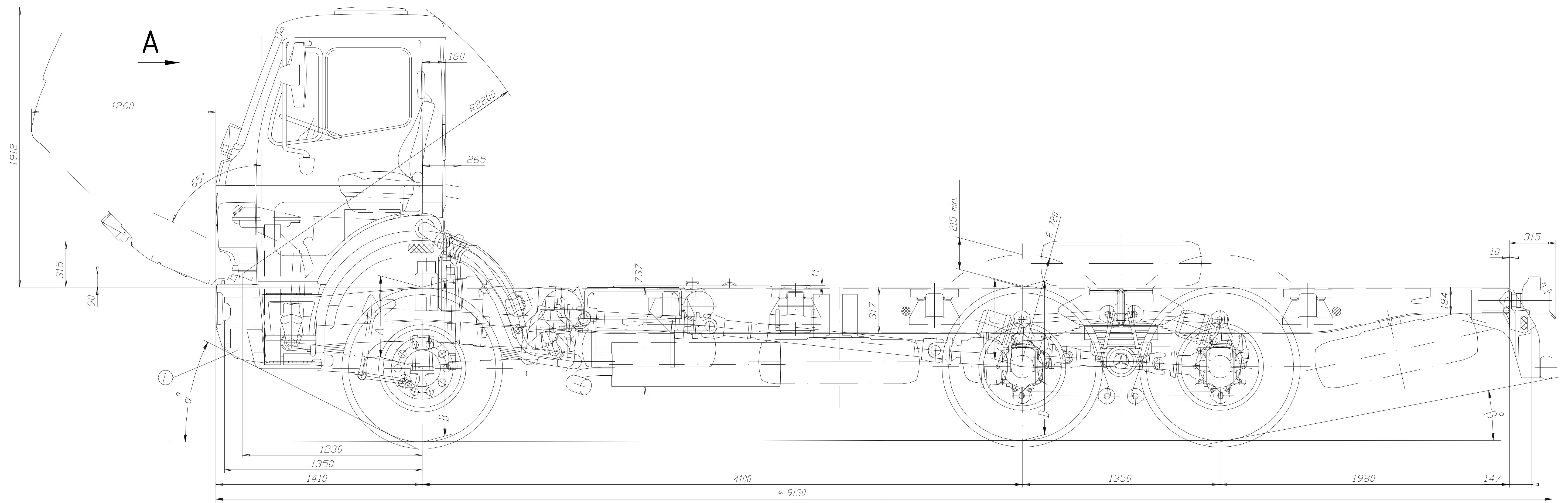
1. <http://blitzpro.zeddmalam.com/application/index/signin>
2. Разлейцев Н. Ф. Моделирование та оптимізація процесу згоряння в дизелях. – Харків. Вища школа, 1980. – 169 с.
3. Дяченко, В. Г. Теорія двигунів внутрішнього згоряння. Підручник для вузів [текст] - Х.: ХНАДУ, 2009. – 500 с.
4. Woschni, G. A universally applicable equation for the instantaneous heat
5. transfer coefficient in the internal combustion engine. SAE Trans., 76, 1967, Paper 670931.
6. Austen A.E.W., Lyn W.T. Relation between Fuel Injection and Heat Release in a Direct Injection Engine and the Nature of the Combustion Process// Proc. Inst. Mech. Eng. – 1960-1961. – N 1. – P. 47-62.
7. Wray K.L., Teare J.D. Shock-Tube Study of the Coupling of the O₂–Ar Rates of Dissociation and Vibrational Relaxation // The Journal of Chemical Physics 37, 1254 (1962)
8. Woschni G., Anisits F. Experimental Investigation and Mathematical presentation of Rate of Heat Release in Diesel Engines Dependent upon Engine Operating Conditions // SAE Tech. Pap. Ser. – 1974. – N 740086. – P. 1–18.
9. Shipinski J., Myers P.S., Uyehara O. A Spray-Droplet Model for Diesel Combustion // Proc. Inst. Mech. Engrs. – 1969–1970. – V. 184, Part 3J. – P. 28–35.
10. Whitehouse N.D., Way R.J.B. A Simple Method for Calculation of Heat Release in Diesel Engines Based on Fuel Injection Rate // SAE Tech. Pap. Ser. – 1971. – N 710134. – P. 1-19.
11. Experiments and Modeling on Spray Distributions in the Combustion Chamber of a Direct Injection Diesel Engine / Takuo Yoshizaki [et al.] // SAE Tech. Pap. Ser. – 1996. – N 961820. – P. 1–15.
12. Three-Dimensional Spray Distributions in a Direct Injection Diesel Engine/ Takuo Yoshizaki [et al.] // SAE Tech. Pap. Ser. – 1994. – N 941693. – P. 45–56.
13. Rakopoulos C.D., Hountalas D.T. Development and validation of a 3-D

					KPM.142.6222м.08.00.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

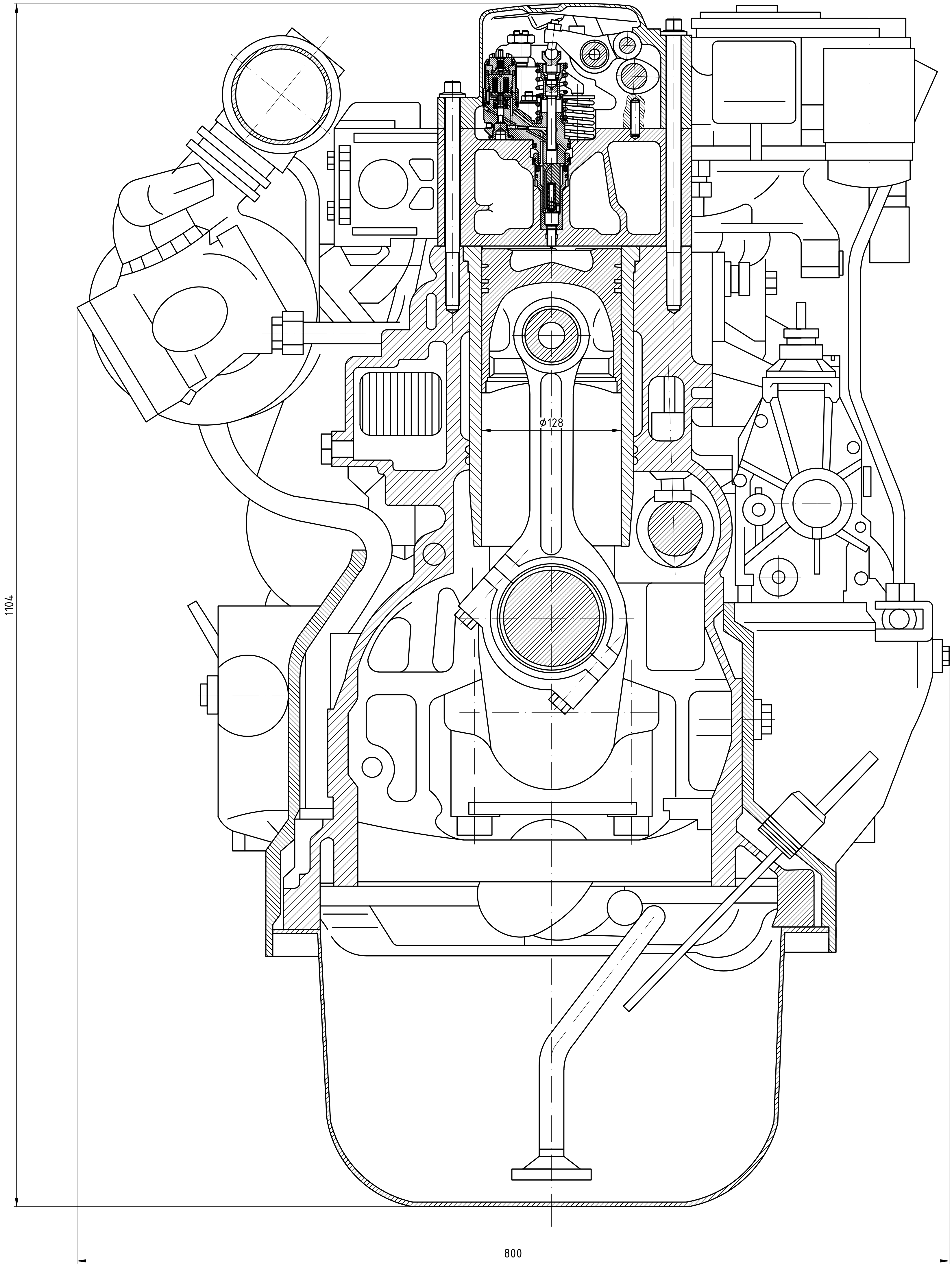
Multi-Zone Combustion Model for the Prediction of DI Diesel Engines Performance and Pollutants Emissions // SAE Tech. Pap. Ser. – 1998. – N 981021. – P. 1–17.

14. Hiroyasu H., Arai M. Fuel Spray Penetration and Spray Angle of Diesel Engines // Trans. of JSAE. – 180. – Vol. 21. – P. 5–11.

					<i>KPM.142.6222м.08.00.ПЗ</i>	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		



					KPM.14.2.6222м.08.01			
					Загальний вигляд вантажного автомобіля	Лім.	Маса	Масштаб
Зм. Лист	№ док-у.	Підпис	Дата					1:15
Студент	Козьбіна Ю. М.							
Керівник	Митрофанов О. С.							
Зав. каф.	Гогоренко О. А.					Лист	Листов	
						НУК ім. адм. Макарова		

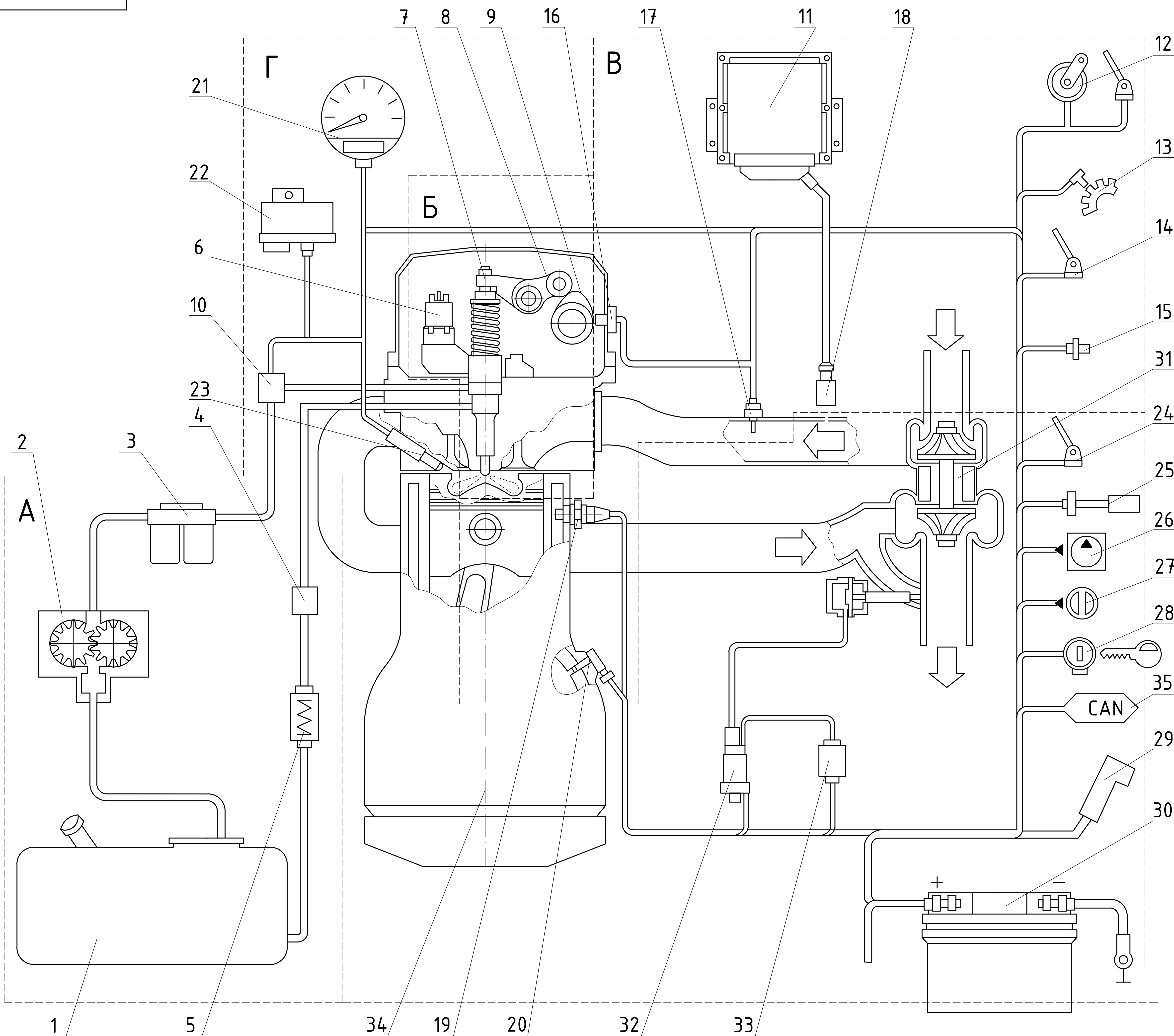


KPM.14.2.6222M.08.02						Поперечний переріз двигуна 6ЧН 12,8/15,5		
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		Літ.	Маса	Масштаб
Студент		Козденко Ю.М.						1:2
Керівник		Митрофанов О.С.				Лист	Листов	
Зав. каф.		Гозаренко О. А.				НУК ім. адм. Макарова		

1104

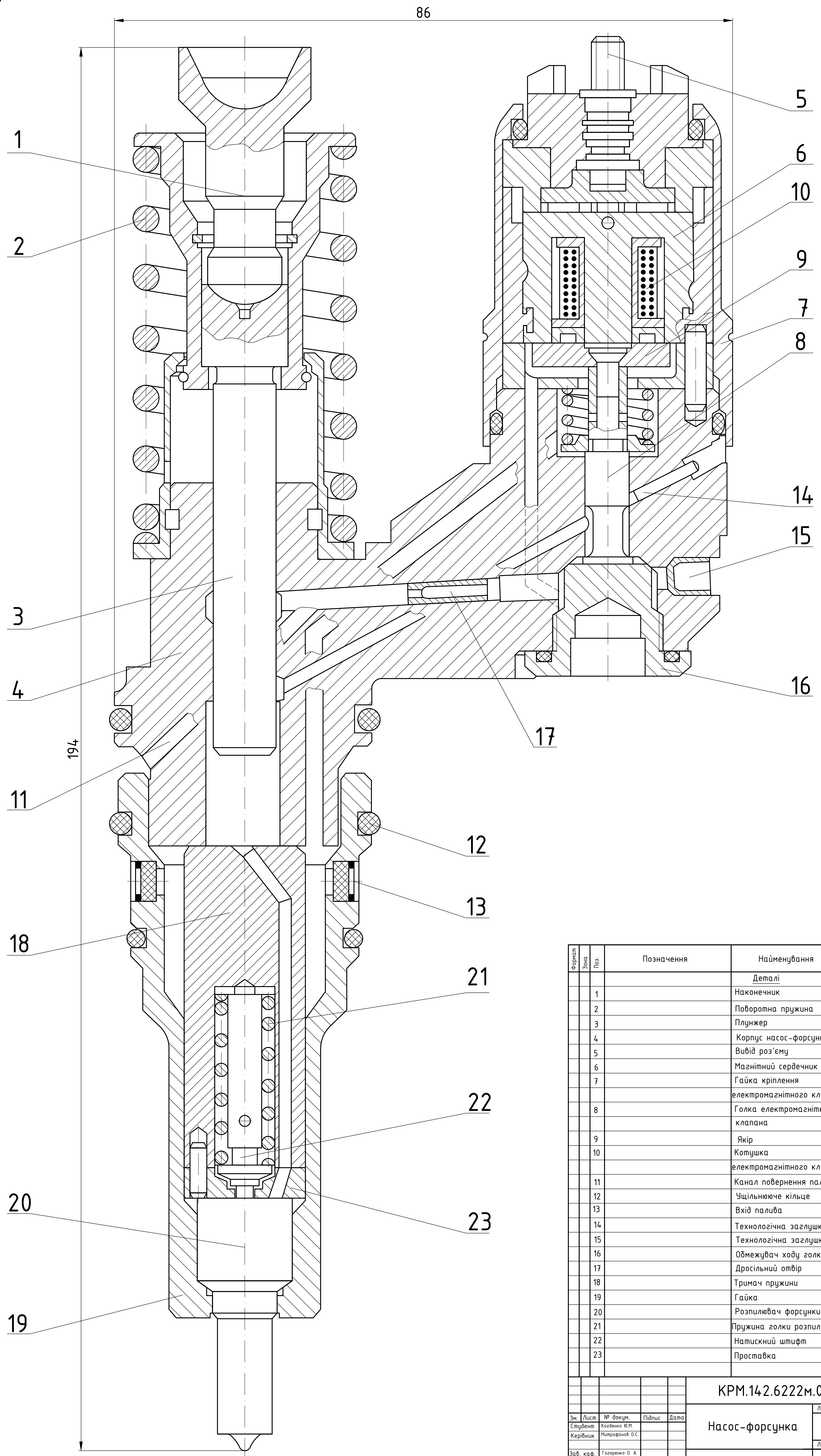
1470

					KPM.14.2.6222M.08.03				
					Повздовжній переріз двигуна 6ЧН 12,8/15,5	Літ.		Маса	Масштаб
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата					1:2
Студент		Козденко Ю.М.							
Керівник		Митрофанов О.С.							
Зав. каф.		Гогоренко О. А.				Лист		Листов	
						НУК ім. адм. Макарова			



А – система подачі палива (ступінь низького тиску).
Б – ступінь високого тиску.
В – система електронного керування двигуном.
Г – прилади та обладнання.

1	Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітка
					Деталі		
			1		Паливний бак	1	
4			2		Паливопідкачуючий насос	1	
			3		Фільтр тонкої очистки	1	
			4		Обмежувач тиску	1	
5			5		Охолоджувач палива	1	
			6		Насос-форсунка	6	
			7		Коромисло	6	
6			8		Ролік	6	
			9		Кулачковий вал	1	
			10		Датчик температури палива	1	
			11		Електроний блок керування	1	
7			12		Датчик положення педалі	1	
			13		Датчик швидкості	1	
			14		Контакти стоп-сигналу	1	
8			15		Датчик температури повітря	1	
			16		Датчик частоти обертання	1	
					розподільного валу		
			17		Датчик температури повітря	1	
5			18		Датчик тиску наддуву	1	
			19		Датчик температури води	1	
			20		Датчик частоти обертання	1	
					колінчастого валу		
9			21		Панель приладів	1	
			22		Блок керування свічками	1	
					накалювання		
			23		Свічка накалювання	6	
			24		Кінцевий вимикач	1	
0			25		Перемикач	1	
			26		Компресор кондиціонера	1	
			27		Блок керування	1	
			28		Замок запалення	1	
			29		Діагностичний тестер	1	
			30		Акумуляторна батарея	1	
			31		Турбокомпресор	1	
			32		Клапан перепуску ВГ	1	
			33		Вакуумний насос	1	
			34		Двигун	1	
			35		Контролер з шиною	1	
					передачі даних		



Формат	Знач.	Поз.	Позначення	Найменування	Kлп.	Примітка
				Деталі		
		1		Наконечник	1	
		2		Поворотна пружина	1	
		3		Плаунжер	1	
		4		Корпус насос-форсунки	1	
		5		Вибід роз'єму	1	
		6		Магнітний сердечник	1	
		7		Гайка кріплення	1	
				електромагнітного клапана		
		8		Голка електромагнітного клапана	1	
		9		Якір	1	
		10		Комушка	1	
				електрмагнітного клапана		
		11		Канал повернення палива	1	
		12		Ущільнююче кільце	1	
		13		Вхід палива	2	
		14		Технологічна заглушка	1	
		15		Технологічна заглушка	1	
		16		Обмежувач ходу голки	1	
		17		Дросільний отвір	1	
		18		Тримач пружини	1	
		19		Гайка	1	
		20		Розпилювач форсунок	1	
		21		Пружина голки розпилювача	1	
		22		Натискний штифт	1	
		23		Проставка	1	

						KPM.142.6222m.08.05

Насос–форсунка	Лім. 	Маса 	Масштаб 4:1
	Лист 	Листоф HUK	
	ім. адм. Макарова		