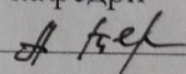


**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
**Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова**  
**Первомайський навчально-науковий інститут**

Кафедра «Двигуни та енергетичні установки»

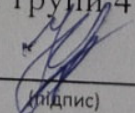
«Допущений до захисту»  
Завідувач кафедри

  
« 05 » 06 2026 р.

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**  
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

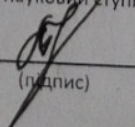
на тему: Застосування рослинної олії для 4 - тактного дизельного двигуна  
потужністю 590 кВт з розробкою системи підготовки палива.  
Прототип 6ЧН 25/34.

Виконав: студент групи 41-ЕМ-22з

  
(підпис) **Воронюк А.М.**

Керівник роботи:

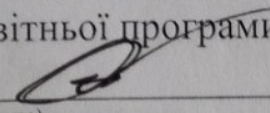
**старший викладач**  
(посада, науковий ступінь, вчене звання)

  
(підпис) **Грабовенко О.І.**

Первомайськ - 2026р.

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
**Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова**  
**Первомайський навчально-науковий інститут**

Кафедра «Двигуни та енергетичні установки»  
Спеціальність 142 – «Енергетичне машинобудування»  
Освітня програма «Двигуни внутрішнього згоряння»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»  
Гарант освітньої програми  
  
(підпис)  
«12» 01 2026 р.

**ЗАВДАННЯ**  
**НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ**  
**на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»**

Студенту Воронюку Андрію Максимовичу

1. Тема роботи: «Застосування рослинної олії для 4 - тактного дизельного двигуна потужністю 590 кВт з розробкою системи підготовки палива. Прототип 6ЧН 25/34».

Керівник роботи Грабовенко О.І.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 12.01.2026р. за № 6.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 12.05.2026 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун- прототип 6ЧН25/34 потужністю 525 кВт.

4. Перелік питань, що належать до розробки (найменування розділів).

Вступ. 1. Опис двигуна-прототипу. 2. Конструкторський розділ 3. Розробка системи підготовки палива із рослинної олії. 4. Охорона праці та зниження токсичності та димності відпрацьованих газів.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Загальний вигляд двигуна (СК). 2. Принципова схема системи підготовки палива (СП). 3. Система підготовки палива (СК) 4. Бак паливний (СК). 5. Індикаторна діаграма та діаграми сил, діючих в КШМ. (СХ).

# 1. Консультанти розділів роботи

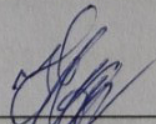
| Розділ | Прізвище, ініціали та посада консультанта | Підпис, дата   |                  |
|--------|-------------------------------------------|----------------|------------------|
|        |                                           | завдання видав | завдання прийняв |
| 1      |                                           |                |                  |
| 2      |                                           |                |                  |
| 3      |                                           |                |                  |
| 4      |                                           |                |                  |
|        |                                           |                |                  |
|        |                                           |                |                  |

2. Дата видачі завдання «15» січня 2026р.

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

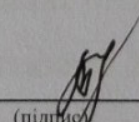
| Номер | Назва етапів роботи                                                                       | Термін виконання етапів роботи | Примітка |
|-------|-------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------|----------|
| 1.    | Вступ. Опис конструкції двигуна                                                           | 25.01.2026                     |          |
| 2.    | Розрахунок робочого процесу, теплового балансу та динаміки ДВЗ                            | 06.02.2026                     |          |
| 3.    | Побудова індикаторної діаграми та діаграм сил, діючих в КШМ                               | 21.02.2026                     |          |
| 4.    | Розробка системи підготовки палива із рослинної олії                                      | 10.03.2026                     |          |
| 5.    | Розробка складального креслення двигуна                                                   | 27.03.2026                     |          |
| 6.    | Розробка принципової схеми системи підготовки палива із рослинної олії                    | 05.04.2026                     |          |
| 7.    | Розробка складального креслення системи підготовки палива                                 | 11.04.2026                     |          |
| 8.    | Розробка складального креслення бака паливного                                            | 14.04.2026                     |          |
| 9.    | Розробка заходів з охорони праці та зниження токсичності та димності відпрацьованих газів | 24.04.2026                     |          |
| 10.   | Загальні висновки по кваліфікаційній роботі                                               | 02.05.2026                     |          |
| 11.   | Оформлення кваліфікаційної роботи                                                         | 12.05.2026                     |          |

Студент

  
(підпис)

Воронюк А.М.

Керівник роботи

  
(підпис)

Грабовенко О.І.

## Анотація

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи на тему «Застосування рослинної олії для 4 - тактного дизельного двигуна потужністю 590 кВт з розробкою системи підготовки палива. Прототип 6ЧН 25/34» складається із Вступу, 4 розділів та додатків - 5 листів креслень формату А1.

В текстовій частині пояснювальної записки приведений опис конструкції двигуна-прототипу 6ЧН25/34, розрахований робочий процес з визначенням його основних параметрів, приведене обґрунтування розробленої системи підготовки палива із рослинної олії та виконаний розрахунок її головних параметрів. Також розроблені заходи з охорони праці і захисту навколишнього середовища.

Додатки до пояснювальної записки містять креслення дизеля 6ЧН25/34, схема підготовки палива із рослинної олії, складальне креслення бака паливного. Також до пояснювальної записки додаються специфікації двигуна та бака паливного.

Ключові слова: дизельний двигун, робочий процес, робочий цикл, рослинна олія.

## Abstract

Explanatory note to the qualification work on the topic "Application of vegetable oil for a 4-stroke diesel engine with a capacity of 590 kW with the development of a fuel preparation system. Prototype 6CHN 25/34" consists of an Introduction, 4 sections and appendices - 5 sheets of A1 format drawings.

The text part of the explanatory note provides a description of the design of the prototype engine 6CHN25/34, a calculated workflow with the determination of its main parameters, a justification for the developed fuel preparation system from vegetable oil and a calculation of its main parameters. Occupational health and environmental protection measures are also developed.

The appendices to the explanatory note contain drawings of the 6CHN25/34 diesel engine, a scheme for preparing fuel from vegetable oil, an assembly drawing of the fuel tank. The specifications of the engine and fuel tank are also attached to the explanatory note.

Keywords: diesel engine, working process, working cycle, vegetable oil.

## ЗМІСТ

|                                                                                 |    |
|---------------------------------------------------------------------------------|----|
| ВСТУП                                                                           | 6  |
| 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА 6ЧН25/34.....                            | 8  |
| 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ                                                      |    |
| 2.1 Вимоги до конструкції двигуна при його проектуванні.....                    | 13 |
| 2.2 Вибір основних параметрів робочого циклу дизеля.....                        | 14 |
| 2.3 Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна.....                         | 17 |
| 2.4 Розрахунок та побудова теоретичної та дійсної індикаторних діаграм....      | 24 |
| 2.5 Розрахунок теплового балансу дизельного двигуна.....                        | 28 |
| 2.6 Динамічний розрахунок та побудова графіків сил, діючих на КШМ.....          | 33 |
| 3 РОЗРОБКА СИСТЕМИ ПІДГОТОВКИ ПАЛИВА ІЗ РОСЛИННОЇ ОЛІЇ.                         |    |
| 3.1 Аналіз конструкцій паливних систем дизелів та вимоги до них.....            | 37 |
| 3.2 Опис запроектованої системи підготовки палива дизеля 6ЧН25/34.....          | 48 |
| 3.3 Розрахунок головних параметрів системи підготовки палива.....               | 52 |
| 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА                             |    |
| 4.1 Охорона праці .....                                                         | 55 |
| 4.2 Способи зниження токсичності та димності відпрацьованих газів.....          | 59 |
| ВИСНОВКИ.....                                                                   | 64 |
| ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ.....                                                         | 66 |
| ДОДАТКИ:                                                                        |    |
| ДОДАТОК А Дизель 6ЧН 25/34 (Поперечний розріз), СК, А1.....                     | 68 |
| ДОДАТОК Б Принципова схема системи підготовки палива, СП, А1.....               | 69 |
| ДОДАТОК В Система підготовки рослинного палива, СК, А1.....                     | 70 |
| ДОДАТОК Г Бак палива, СК, А1.....                                               | 71 |
| ДОДАТОК Д Індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в<br>КШМ, ІД, А1 ..... | 72 |

## ВСТУП

В зв'язку із ростом цін на нафтопродукти та скороченням запасів нафти все більш актуальним стають роботи, направлені на використання в ДВЗ альтернативних палив. Необхідність їх використання в двигунах автотракторного призначення обумовлена також загостренням екологічних проблем, створених різким збільшенням автомобільного парку. Ці фактори визначають необхідність пошуку альтернативних паливно-енергетичних ресурсів. Діапазон видів палива, що одержують із цих ресурсів, достатньо широкий. Це і палива із корисних викопних: природного газу, газового конденсату, вугілля, горючих сланців, бітумінозних пісків; палива рослинного та тваринного походження: рослинного масла, палива із біомаси, та жирів із тварин; одержаних із неорганічних та органічних ресурсів синтетичні палива, спирти та ефіри.

Особливе місце серед цих сировинних ресурсів займають палива рослинного походження, що виробляються із поновлюваної сировини. Використання біопалива значно розширить сировинну базу для виробництва моторних палив, зробить її практично невичерпною. До таких біопалив відносяться і рослинні олії з фізико – хімічними властивостями, які дозволяють використовувати їх в якості палива для дизельних двигунів. Використання рослинних олій та їх похідних в якості моторного палива забезпечить зниження викидів в атмосферу вуглекислого газу, що відноситься до групи «парникових газів», оскільки вуглекислий газ, що утворюється при згорянні біопалива, поглинається в процесі вирощування культур, що містять олію.

Для покращення техніко-економічних показників дизелів, що працюють на рослинній олії, забезпечення їх надійності, характеристик шумності, токсичності та димності відпрацьованих газів необхідне проведення складних робіт по конструюванню, випробуванню та дослідженню паливної апаратури та системи підготовки палива.

На процес сумішоутворення в дизелі відводиться дуже малий проміжок часу, протягом якого точно відміряна кількість палива повинна бути подана в

камеру згоряння по визначеній характеристиці та під великим тиском, перемішане із стиснутим повітрям та підготовлене для найбільш ефективного згоряння. У зв'язку з цим до паливних систем дизелів пред'являються жорсткі вимоги.

**Об'єктом дослідження** у даній бакалаврській роботі є система підготовки палива на основі рослинної олії дизельного ДВЗ потужністю 590 кВт.

**Предметом дослідження** є конструктивні та експлуатаційні фактори, що впливають на надійність роботи дизельного двигуна на рослинній олії.

**Метою роботи** є розробка системи підготовки палива, яка виконує функцію підігрівання та очищення рослинної олії, що забезпечить надійну роботу паливної апаратури та якісне розпилювання палива і згоряння, що приведе до зниження його питомої ефективної витрати..

**Практичне значення** отриманих результатів полягає у можливості використання запропонованих конструктивних рішень для забезпечення надійної та тривалої роботи дизеля 6ЧН25/34 на паливі із рослинної олії, зменшення витрат на технічне обслуговування та ремонт, а також покращення експлуатаційних показників енергетичних установок.

Таким чином, тема бакалаврської роботи є актуальною та має важливе значення для підвищення ефективності та надійності роботи дизельних двигунів внутрішнього згоряння в сучасних енергетичних системах.

## 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА 6ЧН25/34

Дизель 6ЧН25/34 – чотиритактний із вертикальним однорядним розташуванням циліндрів, із газотурбінним наддувом та охолодженням наддувочного повітря. Дизель складається із блок - картера і фундаментної рами, що утворюють жорстку систему, на якій змонтовані всі інші деталі і вузли.

Блок - картер з фундаментною рамою скріплені анкерними шпильками, що проходять через внутрішні поперечні перегородки і додатково нижня площина блок-картера скріплена із верхньою площиною фундаментної рами болтами. Із сторони вільного кінця колінчастого валу дизеля розміщені: турбокомпресор, система вентиляції картера, охолоджувач наддувочного повітря, водяні і масляні насоси, фільтр-глушник.

Із сторони відбору потужності розміщені: щит задній з кронштейном, щит приборів, клапан пуску, задній кожух, на якому розташовані розподілювач повітря пускового, регулятор безпеки, привід тахометра ТМ 0,75, регулятор швидкості.

На верхній частині двигуна розміщені кришки робочих циліндрів, до яких кріпляться впускний колектор, випускний колектор і труба зливу охолоджуючої води із кришок циліндрів.

На лівій стороні двигуна розміщені: розподільчий вал, привід впускних і випускних клапанів, паливні насоси високого тиску, регулятор швидкості, механізм регулювання подачі палива.

На правій стороні двигуна розташовані: колектор подачі охолоджуючої води в зарубашечний простір втулок робочих циліндрів і щити закриття картеру із запобіжними клапанами. Нижче приводиться опис головних вузлів дизельного двигуна – прототипу.

### 1.2.2 Кривошипно-шатунний механізм: колінчастий вал, шатун, поршень.

Вал колінчастий – (рис. 1.1) сталевий, цільнокований, має вісім рамових і шість шатунних шийок. Кривошипи розташовані під кутом 120°

відносно один до одного, кривошипи першого та шостого, другого та п'ятого, третього та четвертого циліндрів розташовані попарно в одній площині. Діаметр рамових шийок - 230 мм, шатунних – 180 мм.

В тілі колінчастого вала виконані нахилені свердлення, що проходять через шатунні та рамові шийки і які є масляними каналами. Ці отвори, а також глухий отвір восьмої рамової шийки, використовується також для встановлення пристосувань для виймання та заведення вкладишів рамових підшипників.

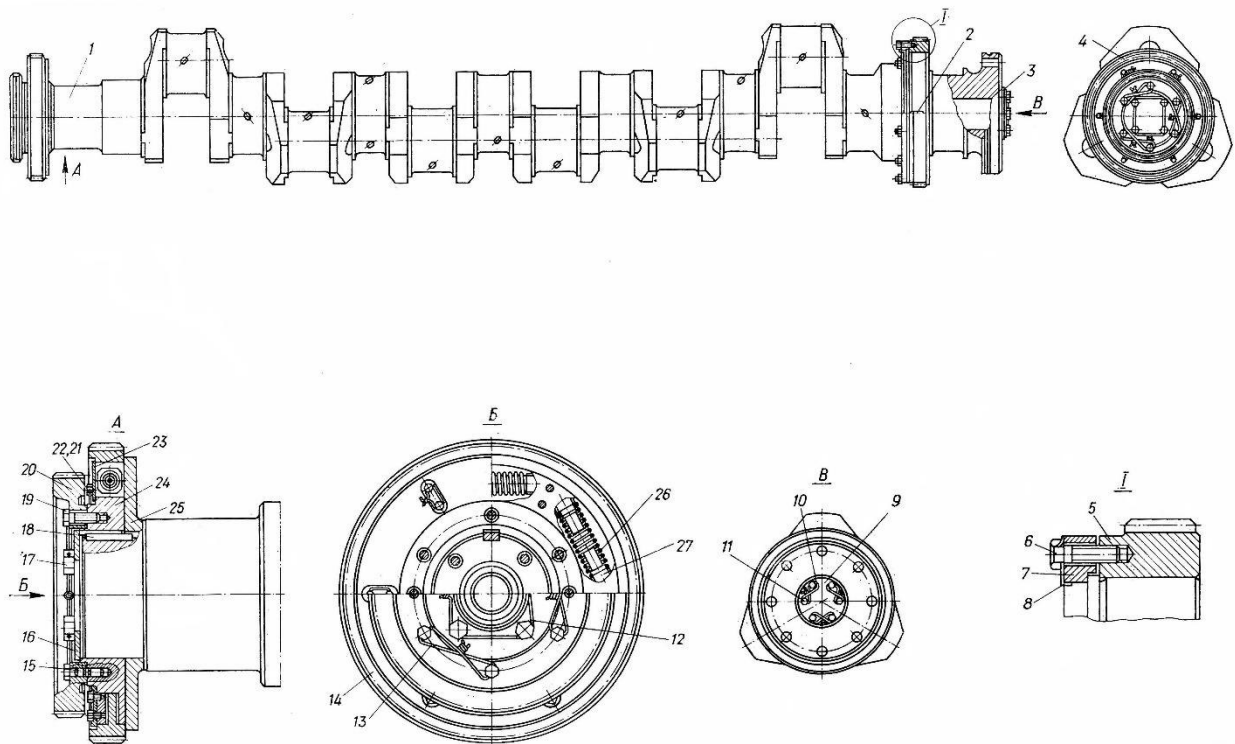


Рисунок 1.1 Вал колінчастий

1 – вал колінчастий; 2 – шпонка; 3 – прокладка; 4 – демпфіруюча шестерня приводу водяних насосів; 5 – шестерня колінчастого вала; 6 – болт М10х35; 7 – прижим; 8 – шайба стопорна; 9 – заглушка; 10, 13 – дріт 02; 11 – болт М10х25; 12 – дріт 03; 14 – шестерня приводу водяних насосів; 15 – штифт циліндричний з буртом Ø10; 16 – кільце стопорне; 17 – болт М16х35; 18 – шпонка; 19 – болт М12х40; 20 – шестерня приводу масляного насоса; 21 – болт М6х12; 22 – дріт 1; 23 – диск; 24 – маточина; 25 – кільце упорне; 26 – пружина; 27 – грибок.

Із сторони переднього торця на колінчастому валу встановлені шестерня приводу насоса масла 20 та демпфіруюча шестерня приводу насосів води 4. Шестерня 20 приводу насоса масла жорстко з'єднана з маточиною демпфіруючої шестерні 24, яка на шпонці 18 жорстко з'єднана з колінчастим валом. Демпфіруюча шестерня з'єднана із маточиною 24 через шість пружних

елементів (пружин 26 з грибками 27). Це забезпечує демпфірування нерівномірності обертального моменту та надійну роботу зубчастих зачеплень приводу насосів води. Від осевого зміщення шестерня утримується упорним кільцем 25 та болтами в кількості чотирьох штук.

Із сторони заднього торця на фланці колінчастого валу на шпонці насаджена шестерня 5, яка служить для приводу розподільчого вала і утримується від осевого переміщення прижимами 7. Поміж восьмою рамовою шийкою і фланцем, до якого кріпиться маховик, на валу виконаний масло відбійний бурт, який запобігає попаданню масла, що виходить із восьмого рамового підшипника, на фланець.

Шатун - (рис. 1.3) виготовлений із вуглецевої сталі, штампований. Стержень 5 шатуна - двотаврового перерізу, має центральний осевий канал А. У верхній головці шатуна виконана кільцева канавка Д, а в нижній головці - канали Б и В, по яким масло із шатунного підшипника поступає в головний.

В розточку верхньої головки шатуна запресована бронзова втулка 6, яка являється головним підшипником. На внутрішній

поверхні втулки виконана канавка Г та вісім отворів для проходу масла.

У верхню головку шатуна завернутий також розпилювач 7, який забезпечує розбризкування масла для охолодження днища поршня. Масло із канави А поступає в кільцеву канавку Д у верхній головці шатуна, а потім в розпилювач 7 на охолодження поршня і одночасно через отвори у втулці – в кільцеву канавку Г на змащування поршневого пальця. Деяка кількість масла утримується в головці поршня діафрагмою 6 (рис.1.3).

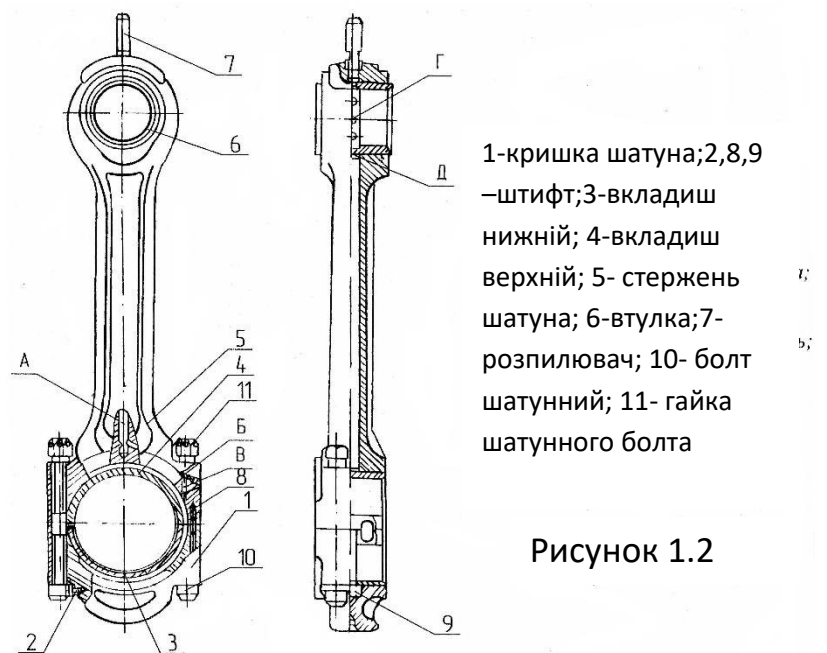


Рисунок 1.2

В нижній головці шатуна розташовані сталевалюмінієві вкладиші 3 и 4 шатунного підшипника. Від вістового переміщення та повороту вкладиші втримуються штифтом та шатунними болтами 10.

Вкладиші мають перевищення розміру над площиною роз'єму в кришці 1 та стержні шатуна, завдяки чого після обтискування підшипника забезпечується щільне прилягання зовнішніх поверхонь вкладишів до поверхні розточки (натяг).

На внутрішній поверхні нижнього вкладиша є кільцева проточка, а на верхньому вкладиші - свердлення для забезпечення надходження масла до головного підшипника.

Кришка шатунного підшипника кріпиться до стержня шатуна за допомогою чотирьох шатунних болтів. Взаємне положення стержня і кришки фіксується штифтами 8.

Шатунні болти виготовлені із високолегованої сталі. Гайки 11 шатунних болтів після затяжки стопоряться дротом від самовільного відкручування. На обох кінцях шатунного болта виконані площадки, відстань між якими, заміряна з точністю до 0,01 мм, нанесено на головці шатунного болта та служить для контролю залишкового подовження болта в експлуатації двигуна. Залишкове подовження болта не повинно перевищувати 0,3 мм. При більшому подовженні шатунний болт слід замінити. На гайках нанесені поділki для контролю затяжки шатунних болтів.

Шатуни для одного двигуна підбираються або підганяються по масі з допустимою різницею мас не більше 0,5 кг.

Поршень (рис. 1.3) - чавунний, цільний, охолоджується маслом. На краях днища поршня з двох сторін зроблені поглиблення для запобігання дотику поршнем клапанів газорозподілу при їх відкритті. В поглибленнях є два різьбових отвори М12, призначені для кріплення відповідного пристосування (скоби) при витягуванні поршня із шатуном. Поршень и шатун з'єднані сталним пустотілим поршневим пальцем 9.

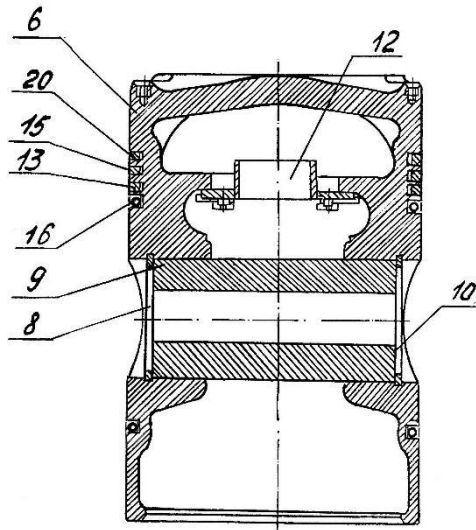


Рисунок 1.3 Поршень

6 – поршень; 8, 10 – стопорне кільце; 9 – палець; 12 – діафрагма;  
13, 15, 20 – кільце компресійне; 16 – кільце маслоз'ємне.

Зовнішня поверхня пальця цементована та загартована. Від осевого переміщення палець утримується пружинними кільцями 8, встановленими в кільцевих канавках бобишок поршня.

На поршні є п'ять канавок, в яких розміщені поршневі кільця: в трьох верхніх - по одному компресійному 10, та в нижніх - два маслоз'ємних кільця 16.

Компресійні кільця мають в перерізі прямокутну форму. Два верхніх компресійних кільця мають на боковій поверхні зносостійке покриття (хромування). Маслоз'ємні кільця 11 коробчастого типу з пружинним експандером, покриті хромом.

Поршні для одного двигуна підбираються або ж підганяються по масі з допустимою різницею мас поршнів не більше 0,5 кг (без поршневих кілець).

## 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

### 2.1 Вимоги до конструкції двигуна при його проектуванні

Для забезпечення економічності роботи двигуна потрібно звернути увагу на всі параметри, що впливають на витрату палива і мастила.

Крім відпрацювання параметрів робочого циклу двигуна, що забезпечить високий механічний ККД, необхідно раціонально сконструювати системи двигуна, вибрати оптимальний режим охолодження і таке інше.

Надійність двигуна забезпечується раціональною конструкцією, відсутністю помилок в розрахунках, особливо в розрахунках на міцність. Повинні бути враховані умови роботи двигуна, що можуть виникнути в процесі експлуатації. Допустимий рівень шуму і вібрації забезпечується установкою глушителів шуму, конструктивними заходами зниження шуму у вузлах двигуна. Токсичність вихлопних газів двигуна знижується при правильному виборі параметрів згоряння палива, кута випередження подачі палива, коефіцієнта надлишку повітря.

Зниження токсичності парів мастила забезпечується надійною конструкцією масляної системи. Надійність і безвідмовність системи пуску також впливає на рівень надійності двигуна.

При конструюванні варто забезпечити легкий доступ до основних вузлів двигуна, максимально забезпечити взаємозамінність деталей, забезпечити вільний демонтаж поршня із шатуном через втулку циліндру.

Двигун не повинен бути захищений трубопроводами, по можливості потрібно уникати навішаних деталей там, де їх можна розташувати окремо. Таким чином, при сукупності конструктивних рішень, ретельного доведення двигуна на іспитах і в процесі експлуатації, можна створити двигун, що відповідає сучасним вимогам.

Застосування двигуна в складі електростанції обумовлює вимоги до таких параметрів як частота обертання колінчастого валу і потужність. Вимоги до системи регулювання частоти обертання особливо жорсткі тому, що необхідно забезпечити усталену роботу двигуна на всіх режимах навантаження.

- Основні параметри дизеля - прототипу

Дизель для роботи на ріпаковій олії проектується на базі дизельного двигуна 6ЧН 25/34, основні параметри якого наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 Основні параметри дизеля - прототипу 6ЧН 25/34

| Найменування параметра                              | Одиниця виміру   | Значення |
|-----------------------------------------------------|------------------|----------|
| Номінальна ефективна потужність, $P_e$              | кВт              | 525      |
| Середній ефективний тиск                            | МПа              | 1,2      |
| Номінальна частота обертання колінчастого валу, $n$ | $\text{хв}^{-1}$ | 600      |
| Питома витрата дизельного палива, $b_e$             | кг/кВт·год       | 0,22     |
| Витрата дизельного палива, $B_r$                    | кг/год           | 110,8    |
| Питома витрата мастила, $g_m$                       | г/кВт·год        | 1,0      |
| Ресурс до першої переборки                          | годин            | 8000     |
| Ресурс до капітального ремонту                      | годин            | 60000    |

## 2.2 Вибір основних параметрів робочого циклу дизеля

При виконанні теплового розрахунку робочого циклу дизеля потрібно враховувати його призначення, вид палива, частоту обертання колінчастого валу та конструктивні особливості спроектованого двигуна. При оцінці вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу може бути використаний досвід накопичений при конструюванні і експлуатації подібних двигунів та наявні експериментальні дані.

В основі прийнятого методу аналітичного розрахунку лежить метод Гриневецького-Мазинга.

Проведемо аналіз вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу:

- як правило, при розрахунках робочого циклу приймається тиск навколишнього середовища  $P_0 = 0,1$  МПа, а температура  $t_0 = 20^\circ\text{C}$ . При більш високих температурах і низькому тиску потужність двигуна буде зменшуватися.

- ступінь стиску для дизелів знаходиться в межах  $\varepsilon = 12...18$  і залежить в основному від діаметру циліндру і числа обертів колінчастого валу. В розрахунку робочого циклу ступінь стиску прийнята такою ж як і в дизелі – прототипі  $\varepsilon = 12,5$ .

- коефіцієнт надлишку повітря для згоряння рідкого палива знаходиться в межах  $\alpha = 1,6 \dots 3,0$  і залежить від режиму роботи дизеля.

– тиск наддуву для дизельних двигунів сягає  $0,3...0,4$  МПа і обмежується в основному механічною міцністю двигуна, так як максимальний тиск згоряння при цьому складає  $18...20$  МПа.

- коефіцієнт продувки камери згоряння  $\varphi_a = G_k/G_a$  характеризує якість процесу газообміну, який для дизельного двигуна з великим кутом перекриття клапанів  $\alpha_{пер}=140...150^\circ$  дорівнює  $1,1...1,15$

- підігрів заряду свіжого повітря від стінок циліндру, яких він торкається при наповненні циліндру, знаходиться по дослідним даним в межах  $\Delta t = 5...20^\circ\text{C}$  [3]. Для розрахунків приймаємо  $\Delta t = 10^\circ\text{C}$ .

- дослідні величини коефіцієнтів використання теплоти в точках  $z$  і  $b$  робочого циклу складають  $\xi_z = 0,70...0,80$  і  $\xi_b = 0,84...0,90$ . [3]. Для двигунів із порівняно невисокими обертами колінчастого валу  $n = 500...750$  об/хв приймаємо для розрахунку робочого циклу такі коефіцієнти  $\xi_z = 0,80$  і  $\xi_b = 0,90$ .

- ступінь підвищення тиску при згорянні  $\lambda$  залежить від швидкохідності двигуна, ступеню наддуву, організації процесів утворення робочої суміші і ряду інших факторів, при розрахунках для середньо -оборотних двигунів рекомендується приймати  $\lambda = 1,35...2,0$ . [2].

- механічний ККД двигуна залежить від його від конструкції, швидкохідності, наявності приводних механізмів на ньому і таке інше. Механічний ККД запроектованого двигуна знаходимо по емпіричній формулі, яка враховує частоту обертання колінчастого валу дизеля.

- зниження температури наддувочного повітря в одноступеневому охолоджувачі повітря приймаємо в межах  $50^\circ\text{C}$  [3].

- при виконанні розрахунку робочого процесу дизеля температуру залишкових газів рекомендується приймати в межах  $T_r = 600 \dots 900$  К. В розрахунку прийнято  $T_r = 750$  К. [3].

- коефіцієнт заокруглення індикаторної діаграми рекомендується для карбюраторних і газових двигунів  $\phi = 0,93 \dots 0,97$ , а для дизелів з нероздільною камерою згоряння  $\phi = 0,90 \dots 0,95$ . [3]

- показник політропи стиску у відцентровому компресорі із охолоджуваним корпусом знаходиться в межах  $n_k = 1,45 \dots 1,8$ . [3]

Для розрахунку робочого циклу приймаю  $n_k = 1,6$ .

## 2.2 Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна

### 1. Вихідні дані для розрахунку робочого процесу

|                                                        |                 |       |                  |
|--------------------------------------------------------|-----------------|-------|------------------|
| Ефективна потужність                                   | $P_e =$         | 590   | кВт              |
| Частота обертання колінчастого валу.                   | $n =$           | 600   | хв <sup>-1</sup> |
| Ступінь стиску                                         | $\varepsilon =$ | 12,5  |                  |
| Число циліндрів                                        | $i =$           | 6     |                  |
| Коефіцієнт тактності                                   | $z =$           | 4     |                  |
| Тиск наддуву                                           | $p_b =$         | 0,19  | МПа              |
| Коефіцієнт надлишку повітря                            | $\alpha =$      | 1,85  |                  |
| Тиск навколишнього середовища                          | $p_a =$         | 0,101 | МПа              |
| Показник політропи стиску для відцентрового компресора | $n_k =$         | 1,6   |                  |
| Температура навколишнього середовища                   | $T_a =$         | 293   | К                |
| Підігрів свіжого заряду                                | $\Delta T =$    | 10    | К                |
| Тиск залишкових газів                                  | $p_r =$         | 0,175 | МПа              |
| Температура залишкових газів                           | $T_r =$         | 750   | К                |
| Ступінь підвищення тиску                               | $\lambda =$     | 1,6   |                  |
| Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"            | $\xi_z =$       | 0,85  |                  |
| Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми               | $\xi =$         | 0,95  |                  |

Паливо:

Пальне - ріпакова олія

Середній елементарний склад палива

$$C = 0,78 \quad H = 0,1 \quad O = 0,12 \quad S = 0$$

Найнижча теплота згорання палива

$$Q_H = 34013 \cdot C + 125600 \cdot H - 10900 \cdot (O - S) \quad Q_H = 37782 \text{ кДж/кг}$$

### 2. Параметри робочого газу

Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1кг. палива

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \times \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = L_0 = 0,4107 \text{ кмоль}$$

$$l_0 = 28,95 \cdot L_0 \quad l_0 = 11,89 \text{ кг/кг}$$

Кількість свіжого заряду повітря

$$M_1 = \alpha \times L_0, \text{ кмоль/кг} \quad M_1 = 0,7598 \text{ кмоль/кг}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згорання.

водяної пари  $H_2O$ :

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2}, \text{ кмоль / кг} \quad M_{H_2O} = 0,05 \text{ кмоль/кг}$$

кисню  $O_2$ :

$$M_{O_2} = 0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0, \text{ кмоль / кг} \quad M_{O_2} = 0,0733 \text{ кмоль/кг}$$

азоту  $N_2$ :

$$M_{N_2} = 0,79 \times \alpha \times L_0, \text{ кмоль / кг} \quad M_{N_2} = 0,6003 \text{ кмоль/кг}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}, \text{ кмоль / кг} \quad M_2 = 0,7886 \text{ кмоль/кг}$$

#### 4. Параметри процесу газообміну.

Температура повітря після нагнітача.

$$T_{\epsilon} = T_a \times \left( \frac{P_{\epsilon}}{P_a} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}, K \quad T_B = 371,3 \text{ K}$$

Тиск в кінці впуску.

$$P_d = (0,9 - 0,95) \times P_{\epsilon} \quad P_d = 0,181 \text{ МПА}$$

Коефіцієнт залишкових газів.

$$\gamma_r = \frac{T_{\epsilon} - \Delta T_1 + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\epsilon \times P_d - P_r} \quad \gamma_r = 0,037$$

де  $\Delta T_1 = (30 - 100)$  — різниця охолодження повітря

$$\Delta T_1 = 50 \text{ K}$$

Температура в кінці впуску.

$$T_d = \frac{T_{\epsilon} - \Delta T_1 + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r}, K \quad T_d = 346,3 \text{ K}$$

Коефіцієнт наповнення.

$$\varphi_n = \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_{\epsilon}} \times \frac{T_{\epsilon} - \Delta T_1}{T_d (1 + \gamma_r)} \quad \varphi_n = 0,924$$

Густина заряду на впуску.

$$\rho_{\epsilon} = \frac{P_{\epsilon} \times 10^6}{R_{II} \times (T_{\epsilon} - \Delta T_1)}, \text{ кг / м}^3 \quad \rho_{\epsilon} = 2,06 \text{ кг/м}^3$$

Універсальна газова постійна для повітря

$$R_{\text{п}} = 287 \quad \text{Дж/(кг} \cdot \text{К)}$$

5 Параметри процесу стиску.

Показник політропи стиску  $n_1 = 1,4 - 15/n$  при  $n = 350 \dots 750 \text{ хв}^{-1}$

$$n_1 = 1,375$$

Тиск в кінці стиску.

$$p_c = p_d \times \varepsilon^{n_1}, \text{ МПа}$$

$$p_c = 5,82 \quad \text{МПа}$$

Температура в кінці стиску.

$$T_c = T_d \times \varepsilon^{n_1-1}, \text{ К}$$

$$T_c = 893,0 \quad \text{К}$$

Середня мольна теплоємність повітря.

$$mC_{v'} = 1988 + 0,002638 \times T_c, \frac{\text{КДж}}{(\text{Кмоль} \times \text{К})}$$

$$mC_{v'} = 22,24 \quad \text{к/(кмоль)}$$

6. Параметри процесу згоряння

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1}$$

$$\beta_0 = 1,038$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$$

$$\beta = 1,036$$

Емпіричні формули середніх мольних теплоємностей окремих газів при сталому об'ємі:

$$\text{для } O_2: mC_{v''_{O_2}} = 23,3 + 0,00155 \cdot T_Z$$

$$\text{для } N_2: mC_{v''_{N_2}} = 21,554 + 0,001457 \cdot T_Z$$

$$\text{для } CO_2: mC_{v''_{CO_2}} = 38,609 + 0,003349 \cdot T_Z$$

$$\text{для } H_2O: mC_{v''_{H_2O}} = 25,459 + 0,004438 \cdot T_Z$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі

$$mC_{v''} = \frac{1}{M_2} \left[ M_{CO_2} \times (mC_{v''_{CO_2}}) + M_{H_2O} \times (mC_{v''_{H_2O}}) + M_{O_2} \times (mC_{v''_{O_2}}) + M_{N_2} \times (mC_{v''_{N_2}}) \right] \frac{\text{КДж}}{(\text{ККмоль} \times \text{К})}$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mC_{v''} = a + b \times T_Z$$

де:

$$a = 23,370 \text{ Ж/кмоль}$$

$$b = 0,0018$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску

$$mC_p = mC_v + 8,134 \frac{\text{кДж}}{(\text{Кмоль} \times \text{К})}$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mC_p = a + b \times T_z, \frac{\text{кДж}}{(\text{Кмоль} \times \text{К})}$$

де:

$$a = 31,684 \text{ кДж/км}$$

$$b = 0,0018$$

Максимальний тиск згоряння.

$$P_{\max} = \lambda \times P_c, \text{МПа}$$

$$P_{\max} = 9,31 \text{ МПа}$$

Максимальна температура процесу згоряння знаходиться із рівняння

$$\frac{\xi_z \times Q_H}{M_1 \times (1 + \gamma_r)} + (mC_v + 8,134 \times \lambda) \times T_c = \beta(mC_p) \times T_z$$

Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

$$A \times T_z^2 + B \times T_z - C = 0$$

де:

$$A = 0,0019$$

$$B = 32,84$$

$$C = 72230$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \times A \times C}}{2 \times A}, \text{К}$$

$$T_z = 1976,3 \text{ К}$$

Ступінь попереднього розширення.

$$\rho = \frac{\beta \times T_z}{\lambda \times T_c}$$

$$\rho = 1,43$$

Ступінь наступного розширення.

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$$

$$\delta = 8,72$$

Середній показник політропи розширення.

$$n_2 = 1,18 + \frac{50}{n}$$

$$n_2 = 1,26$$

Тиск в кінці розширення.

$$p_{\varepsilon} = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}}, \text{ МПа}$$

$$p_{\varepsilon} = 0,60 \text{ МПа}$$

Температура в кінці розширення.

$$T_{\varepsilon} = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}$$

$$T_{\varepsilon} = 1117 \text{ К}$$

8. Індикаторні показники робочого тіла.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

$$p'_{mi} = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \times \left[ \lambda \times (\rho - 1) + \frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \times \left( 1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right], \text{ МПа}$$

$$p'_{mi} = 1,440 \text{ МПа}$$

Дійсний середній індикаторний тиск.

$$p_{mi} = \xi \times p'_{mi}, \text{ МПа}$$

$$p_{mi} = 1,368 \text{ МПа}$$

Індикаторний ККД.

$$\eta_i = \frac{p_{mi} \times l_0 \times \alpha}{Q_H \times \rho_{\varepsilon} \times \varphi_n \times 10^{-3}}$$

$$\eta_i = 0,42$$

Питома індикаторна витрата палива.

$$b_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i}, \text{ кг/(кВт}\cdot\text{год.)}$$

$$b_i = 0,228 \text{ кг/(кВт}\cdot\text{год.)}$$

9. Ефективні показники робочого циклу.

Хід поршня двигуна - прототипу

$$S_{\text{ПР}} = 0,34 \text{ м}$$

Середня швидкість поршня

$$V_{\text{п.ср.}} = \frac{S_{\text{пп.}} \times n}{30}$$

$$V_{\text{п.ср.}} = 6,8 \quad \text{м/с}$$

Середній тиск механічних втрат.

$$p_m = 0,089 + 0,0148 \times V_{\text{п.ср.}}, \text{МПа}$$

$$p_m = 0,190 \quad \text{МПа}$$

Середній ефективний тиск.

$$p_{me} = p_{mi} - p_m, \text{МПа}$$

$$p_{me} = 1,179 \quad \text{МПа}$$

Механічний К.К.Д.

$$\eta_M = \frac{P_{me}}{P_{mi}}$$

$$\eta_M = 0,861$$

Ефективний К.К.Д.

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_M$$

$$\eta_e = 0,36$$

Питома ефективна витрата палива.

$$b_e = \frac{3600}{Q_H \times \eta_e}, \text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$$

$$b_e = 0,264 \quad \text{кг/кВт} \cdot \text{год}$$

Годинна витрата палива.

$$B = b_e \times P_e, \text{кг}/\text{год}$$

$$B = 155,9 \quad \text{кг/год}$$

10. Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна

$$V_{st} = 30 \times Z \times \frac{P_e}{P_{me} \times n}, \text{л}$$

$$V_{st} = 100,1 \quad \text{л}$$

Робочий об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{л}$$

$$V_s = 16,7 \quad \text{л}$$

Діаметр циліндру двигуна - прототипа

$$D_{\text{пр}} = 250 \quad \text{мм}$$

Хід поршня двигуна - прототипа

$$S_{\text{пр}} = 340 \quad \text{мм}$$

Відношення  $m = S_{\text{пр}}/D_{\text{пр}}$

$$m = 1,36$$

Діаметр циліндра.

$$D = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times V_s}{\pi \times m}}, \text{ мм}$$

$$d = 249,8 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$s = m \times D$$

$$s = 339,7 \text{ мм}$$

11. Уточнені розміри циліндра і двигуна.

Діаметр циліндра.

$$D = 250 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = 340 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

$$V_{St} = \frac{\pi \times D^2 \times s \times i}{4 \times 10^6}$$

$$V_{St} = 100,1 \text{ л}$$

Ефективна потужність двигуна розрахункова.

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \times V_{St} \times n}{30 \times Z}, \text{ кВт}$$

$$P_{ep} = 589,9 \text{ кВт}$$

Середня потужність двигуна

$$P_{еср} = \frac{P_{ep} + P_e}{2}$$

$$P_{еср} = 589,9 \text{ кВт}$$

Отримана величина  $P_{ep}$  відрізняється від заданої

на:

$$\Delta P_e = \frac{P_{ep} - P_e}{P_{еср}} \times 100\%$$

$$0,0 \%$$

Розбіжність заданої та розрахункової потужностей  $\Delta P_e$  менше 5%, отже розрахунок робочого процесу виконаний вірно

## 2.4 Розрахунок та побудова теоретичної та дійсної індикаторних діаграм

2.4.1 Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми робочого циклу дизельного двигуна 6ЧН25/34 виконується в табличній формі по таким вихідним даним.

Таблиця 2.2 Вихідні дані для розрахунку індикаторної діаграми

| Найменування параметру            | Позначення    | Розмірність | Величина |
|-----------------------------------|---------------|-------------|----------|
| 1.Середній індикаторний тиск      | $p_{mi}$      | МПа         | 1,33     |
| 2.Тиск в кінці стиску             | $p_c$         | МПа         | 5,6      |
| 3.Показник політропи стиску       | $n_1$         | -           | 1,375    |
| 4.Ступінь стиску                  | $\varepsilon$ | -           | 12,5     |
| 5.Максимальний тиск згоряння      | $p_{max}$     | МПа         | 8,96     |
| 6.Показник політропи розширення   | $n_2$         | -           | 1,26     |
| 7.Ступінь попереднього розширення | $\rho$        | -           | 1,44     |
| 8.Ступінь послідуочого розширення | $\delta$      | -           | 8,67     |
| 9.Масштаб вісі тиску              | $m_p$         | МПа/мм      | 0,05     |

Форму лінії стиску теоретичної індикаторної діаграми знаходимо по формулі

$$P_{ct} = P_c / (V/V_c)^{n_1}, \text{ МПа } (1)$$

де  $P_c$  – тиск стиску в циліндрі двигуна, МПа

Форму лінії розширення знаходимо по формулі

$$1. P_{roz} = P_{max} \cdot \rho^{n_2} / (V/V_c)^{n_2} = 8,96 \cdot 1,44^{1,25} / (V/V_c)^{n_2} = 14,1 / (V/V_c)^{n_2}, \text{ МПа } (2)$$

Результати розрахунків по формулам (1) і (2) приведені в таблиці 2.3

Таблиця 2.3 Координати ліній стиску і розширення індикаторної діаграми

| $V/V_c$ | $p_{ст}, \text{МПа}$ | $p_{ст}, \text{мм}$ | $p_{роз}, \text{МПа}$ | $p_{роз}, \text{мм}$ |
|---------|----------------------|---------------------|-----------------------|----------------------|
| 1       | 5,60                 | 112,0               | 8,96                  | 179,2                |
| 1,44    | 3,42                 | 68,5                | 8,96                  | 179,2                |
| 1,75    | 2,63                 | 52,6                | 6,97                  | 139,4                |
| 2,0     | 2,20                 | 44,0                | 5,89                  | 117,8                |
| 2,5     | 1,63                 | 32,6                | 4,44                  | 88,8                 |
| 3,0     | 1,27                 | 25,4                | 3,53                  | 70,6                 |
| 4,0     | 0,86                 | 17,2                | 2,46                  | 49,2                 |
| 5,5     | 0,56                 | 11,2                | 1,65                  | 33,0                 |
| 7,0     | 0,40                 | 8,0                 | 1,21                  | 24,2                 |
| 8,5     | 0,31                 | 6,2                 | 0,95                  | 19,0                 |
| 10      | 0,25                 | 5,0                 | 0,77                  | 15,4                 |
| 12,5    | 0,19                 | 3,8                 | 0,58                  | 11,6                 |

## 2.4.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми дизеля 6ЧН25/34

Дійсну індикаторну діаграму будують із врахуванням її характерних точок:

$c'$  – точка початку подачі палива форсункою, яка визначається випередженням впорскування палива.

$f$  - точка початку згоряння, яка визначається кутом затримки згоряння  $\Delta\varphi_1=10^\circ$  ПКВ.

$\Delta\varphi_2=10^\circ$  ПКВ- кут після ВМТ, де тиск газів максимальний.

$b$  - точка початку відкриття впускного клапана.

$r'$ - точка початку відкриття впускного клапана.

$r''$ - точка закриття впускного клапана.

$d$  - точка закриття впускного клапана.

$c''$ - точка тиску газів в ВМТ в кінці такту стиску.

$z_d$  - точка максимального тиску газів.

Вихідні дані для побудови дійсної індикаторної діаграми

1. Кривошипно-шатунне відношення  $\lambda = R/L = 0,17/0,69 = 0,246$
2. Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі  $AB = 230$  мм
3. Кут затримки згоряння  $\Delta\varphi_1 = 10$  ПКВ
4. Тиск залишкових газів  $p_r = 0,172$  МПа
5. Масштаб тиску  $m_p = 0,05$  МПа/мм
6. Хід поршня  $S = 0,34$  м
7. Тиск в кінці стиску  $p_c = 5,6$  МПа
8. Максимальний тиск  $p_{\max} = 8,96$  МПа

Розрахунок координат характерних точок індикаторної діаграми приведені в таблиці 2.4

Таблиця 2.4 Координати характерних точок індикаторної діаграми

| $\varphi$ , ПКВ | Положення точки<br>відносно ВМТ, $\varphi$<br>ПКВ | Постійна $X = (1 - \cos\varphi) + 0,25 \cdot \lambda \cdot (1 - \cos 2\varphi)$ | Відстань від ВМТ<br>до точки<br>$X \cdot (AB)/2$ , мм |
|-----------------|---------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------|
| c, до ВМТ       | 20                                                | 0,0747                                                                          | 8,6                                                   |
| f, до ВМТ       | 10                                                | 0,0189                                                                          | 2,2                                                   |
| b, після ВМТ    | 130                                               | 1,7147                                                                          | 197,2                                                 |
| r', до ВМТ      | 70                                                | 0,7664                                                                          | 88,1                                                  |
| r'', після ВМТ  | 50                                                | 0,4292                                                                          | 49,4                                                  |
| d, до ВМТ       | 150                                               | 1,8968                                                                          | 218,1                                                 |

Ордината точки  $r''$   $p_r/m_p = 0,172/0,05 = 3,44$  мм.

Тиск газів у ВМТ  $p_c' = 1,2 \cdot p_c = 1,2 \cdot 5,6 = 6,72$  МПа;  $p_c'/m_p = 6,72/0,05 = 134,4$  мм.

Максимальний тиск згоряння  $p_{zd} = p_{\max} = 8,96$  МПа.

$p_{zd}/m_p = 8,96/0,05 = 179,2$  мм.

Поправка Брікса  $OO_1 = R \cdot \lambda/2 = 170 \cdot 0,246/2 = 20,9$  мм.

Масштаб переміщення  $m_s = S/AB = 340/230 = 1,478$  мм/мм.

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$$OO_1 = OO_1 / m_s = 20,9 / 1,478 = 14,1 \text{ мм.}$$

Дійсна індикаторна діаграма робочого циклу двигуна побудована в Додатку Д графічної частини роботи.

Там же побудована розвернута індикаторна діаграма, яка використана для розрахунку сил діючих в КШМ.

## 2.4 Розрахунок теплового балансу дизельного двигуна.

### 1. Вихідні дані

|                                                  |            |                      |
|--------------------------------------------------|------------|----------------------|
| ефективна потужність:                            | $P_e =$    | 590 кВт              |
| частота обертання колінвалу:                     | $n =$      | 600 хв <sup>-1</sup> |
| діаметр циліндру:                                | $d =$      | 250 мм               |
| хід поршня:                                      | $S =$      | 340 мм               |
| число циліндрів:                                 | $i =$      | 6                    |
| коефіцієнт тактності:                            | $Z =$      | 4                    |
| нижча теплота згорання палива із рослинної олії: |            | 37782 кДж/кг         |
| годинна витрата пального:                        | $B_r =$    | 151,20 кг/год        |
| Індикаторний к.к.д.:                             | $\eta_i =$ | 0,42                 |
| ефективний к.к.д.:                               | $\eta_e =$ | 0,36                 |
| кількість свіжого заряду                         | $M_1 =$    | 0,764 кмоль/кг       |
| загальна кількість продуктів згорання            | $M_r =$    | 0,793 кмоль/кг       |
| температура залишкових газів                     | $T_r =$    | 750 К                |
| температура на початку стиску                    | $T_d =$    | 341,4 К              |
| коефіцієнт надлишку повітря                      | $\alpha =$ | 1,85                 |

### 2. Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

$$Q_{II} = Q_e + Q_B + Q_r + Q_M + Q_{н.в.}$$

де  $Q_e$ - теплота, еквівалентна ефективній роботі;  
 $Q_B$ - теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною;  
 $Q_r$ - теплота, яка виноситься випускними газами;  
 $Q_M$ - теплота, яка відводиться маслом;  
 $Q_{н.в.}$ - невраховані теплові втрати.

#### 2.1. Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом:

$$Q_{II} = B_r \cdot Q_H / 3600$$

$$Q_{II} = 1586,8 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні  $q_{II}$  приймаємо за 100%

#### 2.2. Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 590 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q = Q_e / Q_{II} \cdot 100 \%$$

$$q = 37,18 \%$$

Перевірка:  $Q'_e = Q_{II} \cdot \eta_e$

$$Q'_e = 571,3 \text{ кВт}$$

Вираховуємо похибку

$$\Delta = (Q_e - Q_c) / Q_c \cdot 100\%$$

$$\Delta = 3,2 \%$$

2.3. Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_c = Q_w + Q_{т.п.} + Q_{в.н.}$$

де  $Q_w$  - теплота, яка відводиться робочим тілом в стінки циліндра;

$Q_{т.п.}$  - теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра;

$Q_{в.н.}$  - теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу.

2.3.1 Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

$$Q_w = (-W_{нап.} + W_{СТ} + W_{Г.Р.} + W_{вип.}) \cdot Q_n$$

де  $W_{нап.}$ ,  $W_{ст.}$ ,  $W_{г.р.}$ ,  $W_{вип.}$  - відповідно відносні втрати палива на ділянках наповнення, стиску, горіння-розширення та випуску газів із циліндра.

З експериментальних даних:

$$W_{нап.} = 0 \quad W_{г.р.} = 0,09 - 0,16 \quad 0,15$$

$$W_{ст.} = 0 \quad W_{вип.} = 0,01 - 0,05 \quad 0,04$$

$$Q_w = 301,50 \text{ кВт}$$

2.3.2 Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

$$P_{мд} = (a + b \cdot C_m) \cdot 10^3$$

де  $a = 0,12$ ;  $b = 0,015$  - коефіцієнти для визначення середнього тиску механічних втрат

$$C_m = S \cdot n / 30 \quad - \text{середня швидкість поршня}$$

$$C_m = 6,80 \text{ м/с}$$

$$P_{мд} = 120,00 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{ср.т.} = 0,6 \cdot P_{мд}$$

$$P_{ср.т.} = 72 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршнів двигуна:

$$P_n = P_{ср.т.} \cdot V_s \cdot n \cdot i / (30 \cdot Z)$$

де  $V_s$  - робочий об'єм циліндру.

$$V_s = \pi d^2 \cdot S / 4$$

$$V_s = 0,01668 \text{ м}^3$$

$$P_n = 36,03 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{т.п.} = P_n$$

$$Q_{т.п.} = 36,03 \text{ кВт}$$

Визначаємо витрату води для відведення теплоти, що передається із камери згоряння через стінки втулок циліндрів та утворюється при терті поршнів

$$Q_B = Q_W + Q_{T.II.}$$

$$Q'_B = 337,53 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot K}{\rho_{\text{в}} \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_{\text{в}}}$$

$K = 1,2 - 1,5$  - коефіцієнт запасу.

$$K = 1,3$$

$\rho_{\text{в}} = 1000 \text{ кг/м}^3$  - середня щільність води.

$C_{\text{мв}} = 4,19 \text{ кДж/кг}$  - середня теплоємність води.

$\Delta T_{\text{в}} = (6 - 10) \text{ К}$  - температурний перепад води в холодильнику.

$$\Delta T_{\text{в}} = 8 \text{ К}$$

$$V_B = 0,01309 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

$$P_{\text{в.н.}} = V_{\text{в}} \cdot \Delta P_{\text{в}} / \eta_{\text{в.н.}}$$

де  $\Delta P_{\text{в}} = 98 \text{ кПа}$  - гідравлічний опір системи охолодження.

$\eta_{\text{в.н.}} = 0,5 - 0,6$  - к.к.д. водяного насосу.

$$\eta_{\text{в.н.}} = 0,55$$

$$P_{\text{в.н.}} = 2,33 \text{ кВт}$$

Тоді  $Q_{\text{в.н.}} = 2,33 \text{ кВт}$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_{\text{в}} = Q_{\text{в}} + Q_{\text{Т.ІІ.}} + Q_{\text{в.н.}}$$

$$Q_{\text{в}} = 339,86 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\text{в}} = Q_{\text{в}} / Q_{\text{Т}} \cdot 100\%$$

$$q_{\text{в}} = 21,42 \%$$

2.4. Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_{\text{Г}} = \frac{B_r}{3.6} [M_2 \cdot (mC_p'')_{t_o} \cdot t_r - M_1 \cdot (mC_p)_{t_o} \cdot t_d]$$

$$mC_p'' = 35,08 \quad \text{ізобарна теплоємність продуктів згорання}$$

$$mC_p = 29,09 \quad \text{ізобарна теплоємність свіжого заряду.}$$

Вибираємо по таблиці додатку:

$$t_r = T_r - 273^0$$

$$t_r = 477 \quad \text{- температура залишкових газів.}$$

$$t_d = T_d - 273^0$$

$t_d = 68,4$  - температура на початку стиску.

$$Q_T = 493,3 \text{ кВт}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_T = Q_T / Q_{IT} \cdot 100\%$$

$$q_T = 31,1 \%$$

2.5. Теплота, яка відводиться маслом і затрачується на привід масляного насосу:

2.5.1 Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{M1} = (Q_w + Q_{MD}) - Q_e$$

$$Q_{MD} = \Delta_{MD} \cdot Q_{IT} \text{ - теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна.}$$

де  $\Delta_{MD} = (P_{MD} / P_{mi}) \eta_i$  - доля втрат в механізмах двигуна.

$$P_{mi} = 0,63 \text{ МПа - середній індикаторний тиск}$$

$$\Delta_{MD} = 0,0800$$

тоді

$$Q_{MD} = 126,95 \text{ кВт}$$

$$Q_{M1} = 88,58 \text{ кВт}$$

2.5.2 Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_M = \frac{\kappa \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot \Delta T_M}$$

$$\kappa = 1,2 - 1,5 \text{ - коефіцієнт запасу} \quad \kappa = 1,4$$

$$\rho_M = 900 \text{ кг/м}^3 \text{ - щільність масла}$$

$$C_{mm} = 2,094 \text{ кДж/кг - середня теплоємність масла.}$$

$\Delta T_M = 6 - 15 \text{ К - температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна}$

$$\Delta T_M = 8 \text{ К}$$

$$V_M = 0,00823 \text{ м}^3/\text{с}$$

потужність, яка витрачається на привід масляного насоса:

$$P_{M.H.} = \frac{V_M \cdot P_0}{\eta \cdot 10^3}$$

де  $P_0 = (0,3 - 0,4) \cdot 10^6 \text{ Па - робочий тиск масла в системі.}$

$$P_0 = 400000 \text{ Па}$$

$\eta_m = 0,6 - 0,7$  механічний к.к.д. масляного насоса.

$$\eta_m = 0,65$$

$$P_{M.H.} = 5,06 \text{ кВт}$$

$$\text{тоді } Q_{M2} = P_{MH}$$

$$Q_{M2} = 5,06 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти складає:

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2}$$

$$Q_M = 93,65 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q_M = Q_M / Q_{II} \cdot 100\%$$

$$q_M = 5,90 \%$$

2.6. Невраховані теплові втрати

$$Q_{H.B.} = Q_{II} - (Q_e + Q_c + Q_{\text{газ}} + Q_M)$$

$$Q_{H.B.} = 70,1 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{H.B.} = Q_{H.B.} / Q_{II} \cdot 100\%$$

$$q_{H.B.} = 4,4 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю 2.7

Таблиця 2.5 Тепловий баланс дизеля

| Складові теплового балансу                              | кВт    | %     |
|---------------------------------------------------------|--------|-------|
| теплота, еквівалентна ефективній роботі                 | 590,0  | 37,2  |
| теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною        | 339,9  | 21,4  |
| теплота, яка виноситься випускними газами               | 493,3  | 31,1  |
| теплота, яка відводиться маслом                         | 93,6   | 5,9   |
| невраховані теплові втрати                              | 70,1   | 4,4   |
| Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом | 1586,8 | 100,0 |

## 2.6 Динамічний розрахунок та побудова графіків сил, діючих на КШМ

Для виконання розрахунків на міцність деталей дизеля, що рухаються необхідно знати величини сил, які діють на КШМ. Для знаходження сил, що діють на деталі КШМ і виконується динамічний розрахунок двигуна.

Розглянемо сили, що діють на деталі КШМ:

сили тиску газів на поршень

$$F_r = p_c \cdot \pi \cdot D^2 / 4, \text{ Н}$$

де  $p_c$  – тиск газу в циліндрі двигуна в залежності від кута повороту колінчастого валу, Па

$D$  – діаметр поршня, м

сили інерції мас КШМ, що рухаються зворотно- поступально

$$F = - m_s \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi), \text{ Н}$$

де  $m_s$  – маса деталей КШМ, що рухаються зворотно- поступально, кг

$R$  – радіус кривошипу, м

$\omega$  – кутова швидкість колінчастого валу, рад/с

$\varphi$  – кут повороту колінчастого валу, град

$\lambda = R / L$  – кривошипно – шатунне відношення.

- сумарна сила

$$F_d = F_r + F_{in}, \text{ Н}$$

- нормальна сила, що діє із сторони поршня на втулку циліндру.

$$F_N = F_d \cdot \tan \beta, \text{ Н}$$

де  $\beta$ - кут відхилення шатуна від вертикального положення, град

- радіальна сила, що діє на коліно колінчастого валу

$$F_r = F_d \cdot \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta, \text{ Н}$$

- дотична сила, що діє на коліно колінчастого валу і створює крутний момент двигуна

$$F_k = F_d \cdot \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta, \text{ Н}$$

Динамічний розрахунок двигуна 6ГЧН 25/34 виконується в табличній формі по таким вихідним даним:

- |                                                    |                                                                     |
|----------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------|
| а) діаметр поршня                                  | $D = 0,25\text{м}$                                                  |
| б) частота обертання колінчастого валу             | $n = 600 \text{ об/хв}$                                             |
| в) ордината прийнята для $p_{\max}$                | $h_{\max} = 179,2 \text{ мм}$                                       |
| г) максимальний тиск згоряння                      | $p_{\max} = 8,96 \text{ МПа}$                                       |
| д) кривошипно- шатунне відношення                  | $\lambda = R/L = 0,17/0,69 = 0,246$                                 |
| е) масштаб індикаторної діаграми                   | $m_p = 0,05 \text{ МПа/мм}$                                         |
| ж) маса деталей, що рухаються зворотно–поступально | $m_s = 80,6 \text{ кг}$                                             |
| з) радіус кривошипу                                | $R = 0,17\text{м}$                                                  |
| к) кут максимального тиску                         | $\Delta\varphi = 10^\circ$                                          |
| л) кутова швидкість колінчастого валу              | $\omega = \pi \cdot n/30 = 3,14 \cdot 600/30 = 62,8 \text{ рад/с.}$ |

Динамічний розрахунок двигуна виконаний в табличній формі, а діаграми сил, що діють на деталі КШМ приведені на листі Додатку Д графічної частини бакалаврської роботи.

### 3 РОЗРОБКА СИСТЕМИ ПІДГОТОВКИ ПАЛИВА ІЗ РОСЛИННОЇ ОЛІЇ

#### 3.1 Аналіз конструкції паливних систем дизелів та вимоги до них

Система живлення є однією із важливих систем дизеля. Вона призначена для забезпечення нормального живлення дизеля паливом при різних режимах його роботи. Від ступеню досконалості системи живлення та її технічного стану в процесі експлуатації залежать показники робочого процесу дизеля, його надійність, а також експлуатаційні характеристики. У зв'язку з цим до систем живлення дизелів виставляються високі вимоги. Системи живлення усіх дизелів повинні виконувати наступні функції:

- дозувати паливо у відповідності з режимом роботи дизеля;
- подавати паливо в камеру згоряння під високим тиском на усіх режимах роботи дизеля;
- забезпечувати заданий початок подачі палива на всіх експлуатаційних режимах;
- виконувати найкращу тривалість подачі, що забезпечує повне згоряння всього впорскнутого палива за період, коли поршень знаходиться біля верхньої мертвої точки;
- подавати паливо у відповідності з характеристикою впорскування, найбільш сприятливою для протікання процесу згоряння;
  - забезпечувати чітке відсікання подачі палива для запобігання підтікання форсунок, яке призводить до закоксовування соплових отворів, кінця розпилювача та інших деталей форсунок, а також їх перегрівання;
- реалізовувати добре розпилювання палива та рівномірне його розпилювання по об'єму камери згоряння;
- усувати небажані додаткові впорскування палива після закінчення процесу згоряння на всіх режимах роботи дизеля;
  - забезпечувати ідентичність впорскування по окремим циліндрам, що заключається в подачі однакових порцій палива в однакові фази робочого процесу всіх циліндрів дизеля;
    - ефективно очищувати паливо від механічних домішок з моменту заправки до моменту подачі палива в камеру згоряння; забезпечувати

зберігання запасу палива, необхідного для роботи дизеля протягом визначеного часу.

У відповідності з названими функціями виставляють і вимоги, яким повинні задовольняти системи живлення дизелів. Системи живлення дизелів повинні забезпечувати:

- виконання всіх перелічених вище функцій при різних швидкостях та загрузочних режимах їх роботи;
- стабільність показників процесу подачі палива протягом всього періоду експлуатації дизеля;
- зручність обслуговування окремих вузлів та їх регулювання, можливість монтажу та демонтажу форсунок і насосів, розбори та заміни деяких зношених деталей;
- надійну роботу всіх вузлів протягом встановленого терміну служби; максимально можливий термін роботи всіх деталей;
- отримання необхідних швидкісних та загрузочних характеристик подачі палива;
- можливість зміни кута випередження подачі палива в залежності від режимних умов роботи дизеля;
- стійку роботу дизеля на малих швидкісних та загрузочних режимах без пропусків подачі палива окремими форсунками;
- можливість прокачки об'ємів з метою з метою видалення із них повітря та відведення парів палива із підходящої мережі;
- можливість виключення подачі палива окремими насосами у випадку виходу із ладу циліндрів судових дизелів;
- здійснення реверсу головних судових двигунів;
- швидкий та надійний пуск двигунів при різних температурах навколишнього середовища.

#### Типи систем живлення дизелів

Системи живлення дизелів звичайно включають витратні паливні баки, відстійники, підкачувальні насоси, що подають паливо із баків в прийомні порожнини насосів високого тиску через паливо проводи низького тиску,

паливні фільтри грубого та тонкого очищення, які встановлюються на лінії низького тиску, паливні фільтри високого тиску, форсунки, паливо проводи для відведення палива, що пере пускається, та інші елементи. В залежності від типу системи живлення деякі із цих елементів можуть бути відсутніми, інші можна з'єднувати в один або вводити нові елементи. В результаті створюють паливні системи різних типів. Визначальний вплив на конструкцію системи живлення має спосіб подачі та розпилювання палива. По способу подачі та розпилювання системи живлення сучасних дизелів розділяють на системи безпосередньої дії та акумуляторні системи.

Системи живлення безпосередньої дії знайшли широке поширення на дизелях різного призначення. Основними елементами цієї системи є насос високого тиску, форсунка, фільтри грубого та тонкого очищення, привід плунжера високого тиску. По способу приводу плунжера ці системи розділяють на системи з механічним, газовим, пружинним та пневмо - гідравлічним приводами.

Паливні системи акумуляторного типу звичайно складаються із насоса, який нагнітає паливо в акумулятор, спеціального розподільника та форсунки. Принципова відмінність цих систем від систем безпосередньої дії закладається в тому, що паливо надходить в камеру згоряння дизеля не безпосередньо від насоса високого тиску, а із акумулятора, в якому підтримується необхідний тиск.

Системи акумуляторного типу дозволяють забезпечувати високі тиски подачі палива в камеру згоряння дизеля на режимах малих частот обертання колінчастого валу та подач. В цьому основна їх перевага перед іншими системами. Вони забезпечують високі середні тиски впорскування та полегшують боротьбу з небажаними повторними впорскування. В паливних насосах з акумуляторами великого об'єму паливні насоси високого більш прості в порівнянні з насосами в системах безпосередньої дії. Число робочих плунжерів цих насосів не пов'язано з числом циліндрів і може бути зведено навіть до одного. Подача палива плунжера не пов'язана по фазам з робочим

процесом дизеля, тому вона не регулюється. Широкому розповсюдженню цих систем заважає велика складність в порівнянні із системами безпосередньої дії.

### Класифікація методів підготовки палива

Підготовка різних видів палива включає в себе комплекс методів його обробки для поліпшення розпилювання, сумішоутворення та згоряння. Вибір схеми (комплексів методів та агрегатів) паливо підготовки залежить від агрегатного стану, структури та фізико-механічних властивостей палив. Використання перспективних палив звичайно призводить до ускладнення систем паливо підготовки, що має бути економічно обґрунтовано стосовно до конкретних умов експлуатації.

Є дві основні групи методів підготовки палива: фізична обробка паливних систем з метою поліпшення їх фізичної структури та стану; хімічна підготовка та очищення. Такі традиційні методи, як відстій, сепарація та фільтрація з підігрівом, давно вже застосовують в суднових установках, дизелі яких працюють на важких паливах, для очищення їх від механічних домішків та видалення води. У зв'язку із використанням все більш важких мазутів комплекс традиційних методів тепер не завжди оправданий, так як горючі відходи складають 3...5%.

В останні роки велике поширення мають нові методи паливо підготовки: гомогенізація та емульгування. Гомогенізація є в руйнуванні (подрібненні) частин механічних домішків, покритих смоляною оболонкою (шубою), що часто супроводжується розмільченням глобулів води. Гідродинамічна гомогенізація складних паливних систем подібна розпилюванню палив у форсунці. Гомогенізуючий ефект виникає при зменшенні тиску попередньо стиснутого палива в гомогенізуючій головці. Гомогенізатори бувають клапанними, гідродинамічними, роторними та вібромеханічними. Ультразвукові коливання в паливному середовищі також можуть бути використані для гомогенізації. Змінні електричні та магнітні поля, діючі на паливо як на багатозфазну систему визивають електрокавітацію, що і створює гомогенізуючий ефект з одночасним подрібненням водяної фази. Зміна фізичного стану палива часто відбивається на його хімічному складі. Так, при

сепарації та фільтрації зменшується вміст механічних домішок, асфальтенів, води.

В рідкі та газоподібні палива, водо паливні емульсії (ВПЕ), паливні суспензії (ПС) та водо паливні суспензії (ВПС) в рідку фазу (паливо, вода) або повітря на всмоктуванні можуть бути введені хімічні композиції – присадки, що поліпшують одне або декілька експлуатаційних властивостей палив. Присадки, діючі у рідкій фазі, можна розглядати як елемент хімічної підготовки палива. Присадки, частіше багатофункціональні, можуть бути рідкими, газоподібними (аміак) та твердими (порошок оксиду алюмінію). В рідкій фазі (до циліндру дизеля) присадки можуть мати диспергуючий, антикорозійний, стабілізуючий або комплексний ефект.

Хімічними засобами можна суттєво покращити властивості низькосортних палив та захистити паливну систему і апаратуру від їх шкідливого впливу. Хімічні фільтри, наприклад, зменшують кислотність палив.

Основні вимоги до систем підготовки палива та принципи їх компоновки.

При підготовці палива для подачі в циліндри двигуна необхідно враховувати наступні основні фактори: тип та призначення електростанції, тип та конструкцію дизелів та їх паливної апаратури; фізико – механічні та моторні характеристики палив; режими роботи в експлуатації.

Оскільки прецензійні пари тертя паливної апаратури часто працюють в агресивному середовищі, до систем паливо підготовки будуть пред'являтися все більші жорсткі вимоги. Основні із них можна сформулювати так:

- забезпечення такої тонкості очищування, щоб розмір механічних часток не перевищував вихідних технологічних зазорів в прецензійних парах (тонкість відсіву 5...6 мкм);
- необхідність видалення або гомогенізації часток механічних часток домішок з розміром більше 5 мкм;
- змащування плунжерних пар або введення в паливо присадок, що запобігають зношуванню, при роботі на «сухих» паливах (гасу, газових конденсатах, синтетичних паливах із вугілля);

- введення антикорозійних присадок до палива при роботі на паливах та ВПЕ з підвищеним вмістом сірки;
- забезпечення мінімального тепло перепаду в порожнині всмоктуванні ПНВТ, особливо при переході з підігрітого палива на дизельне, для запобігання деформації плунжерних пар;
- відповідність верхньої границі в'язкості палива перед ПНВТ рівню 3...4° ВУ;
- максимальна автономність за рахунок за рахунок автоматизації агрегатів та приладів контролю.

Опис вузлів, що входять в паливну систему базового дизеля

#### а) Паливний насос високого тиску

На дизелі 6ЧН25/34 встановлені паливні насоси високого тиску типу 962.Г.0116.23.000, одноплунжерні, золотникові, з роликовим приводом від розподільчого валу, діаметр плунжера - 16 мм, хід плунжера - 16 мм (рис.3.1). Паливний насос високого тиску призначений для подачі дозованої кількості палива під високим тиском у форсунку.

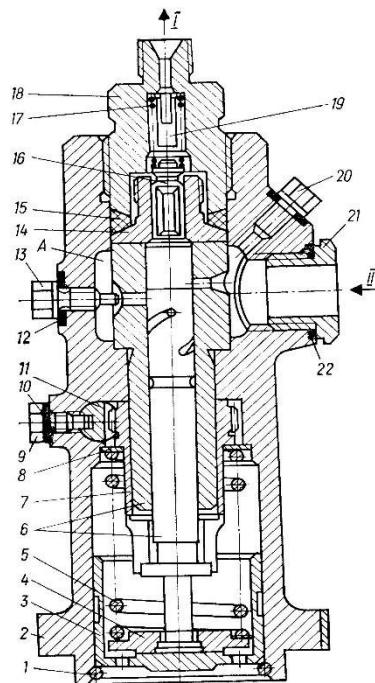


Рисунок 3.1 Паливний насос високого тиску

1- кільце стопорне; 2 – корпус; 3 – стакан; 4 – тарілка опорна; 5,17 – пружина; 6 – плунжерна пара; 7- шестерня; 8 – тарілка; 9 – болт стопорний; 11 – рейка; 12, 22 – прокладка; 13 – гвинт установочний; 14 – корпус ; 15 – кільце; 16 – клапан нагнітальний; 18,21 – штуцер; 19 – обмежувач; 20 – болт дросельний; I - паливо у форсунку; II - паливо в насос

В корпусі 2 насоса встановлена плунжерна пара 6, що складається із втулки та плунжера. До верхнього торця втулки плунжера, різьбовим штуцером 18 через ущільнююче мідне кільце 15 прижимається корпус 14 нагнітаючого клапана 16. Пружиною 17 нагнітаючий клапан прижимається до посадочного конуса корпуса.

Зовні на втулці плунжера встановлена шестерня 7, яка входить в зачеплення із зубцями рейки 11, переміщенням якої забезпечується регулювання величини циклової подачі.

Положення втулки плунжера в корпусі 2 насоса визначається установочним гвинтом 13, який ущільнюється в корпусі прокладкою 12.

Шестерня 7 втримується у верхньому положенні тарілкою 8, яка прижимається до корпусу 2 насоса пружиною 5. Нижній торець пружини 5 через нижню тарілку 4 опирається на основу направляючого стакану 3.

Для запобігання випадання стакану 3, в канавку корпуса 2 встановлено стопорне кільце 1. На плунжері є хвостовик, який входить в пази на шестерні 7. Таким чином, при поступальному русі рейки 11 повертається шестерня 7 та плунжер насоса.

Переміщення рейки 11 обмежується стопорним болтом 9 з пружинною шайбою 10.

Встановлений в корпусі 2 насоса дросельний болт 20 призначений для випуску повітря із нагнітаючої порожнини А корпуса насоса.

Підведення палива в насос здійснюється через штуцер 21, ущільнений в корпусі прокладкою 22.

Принцип дії насоса: від паливного кулака розподільчого валу, через привід паливного насоса плунжер отримує зворотно - поступальний рух. До моменту перекриття торцем плунжеру верхнього отвору втулки плунжера, паливо із над плунжерної порожнини витісняється в нагнітаючу порожнину «А» корпуса насоса. Після перекриття плунжером верхнього отвору паливо, що залишилося над плунжером починає діяти на нагнітаючий клапан 16, піднімаючи його. Нагнітаючий клапан 16, піднімаючись під дією тиску палив, стискає пружину 17 і упирається в обмежувач 19. у форсунку паливо поступає

по трубці високого тиску, приєднаною накидною гайкою до штуцера 18 насоса. Подача палива буде продовжуватися до моменту, коли спіральна кромка плунжера дійде до нижнього отвору втулки плунжера. В цей момент порожнина над плунжером через отвір в плунжері - спіральний паз та нижній отвір у втулці з'єднується з нагнітаючою порожниною «А» корпусу насоса, проходить відсікання палива. Тиск палива над плунжером падає, нагнітаючий клапан закривається, подача палива до форсунки припиняється.

Таким чином, початок подачі палива у форсунку проходить в один і той же момент, незалежно від режиму роботи дизеля. Кінець подачі палива (кількість палива) змінюється в залежності від положення відсічної (спіральної) кромки плунжера відносно нижнього отвору у втулці, що визначається положенням рейки насоса (загрузкою дизеля).

#### б) Форсунка

Форсунка ФД-45.2 (рис.3.2) призначена для розпилювання палива, що подається в камеру згорання. Форсунка закритого типу, з гідравлічним керуванням підйому голки та охолодженням розпилювача. Розпилювач має вісім соплових отворів діаметром 0,4 мм, розташованих під кутом 150°.

Паливо, що подається паливним насосом високого тиску, проходить через щілинний фільтр 4 і по канаві Б в корпусі форсунки 2 надходить до розпилювача 1. Сила, що виникає при тиску палива, діє на диференціальний поясок голки, долає силу пружини 5 і піднімає голку, забезпечуючи впорскування палива в циліндр через отвори розпилювача.

Пружина затянута так, що голка піднімається лише в той момент, коли тиск палива в порожнині корпусу розпилювача досягає 25+1 МПа (250+10 кГс/см<sup>2</sup>).

Затяжка пружини регулюється гвинтом 9, який стопориться контргайкою 7. Поверхні корпусу форсунки 2 і корпусу розпилювача фіксуються штифтом 11. Витік палива через зазор поміж голкою і корпусом розпилювача відводиться по канаві регулювального гвинта 9 у відвід витоків.

Підведення дизельного палива охолодження розпилювача здійснюється через штуцер 8 і підводиться по свердленим канавам в корпусі 2 до розпилювача 1. Охолодивши розпилювач, дизельне паливо по другому свердленному каналу в корпусі 2 надходить в охолоджувач палива

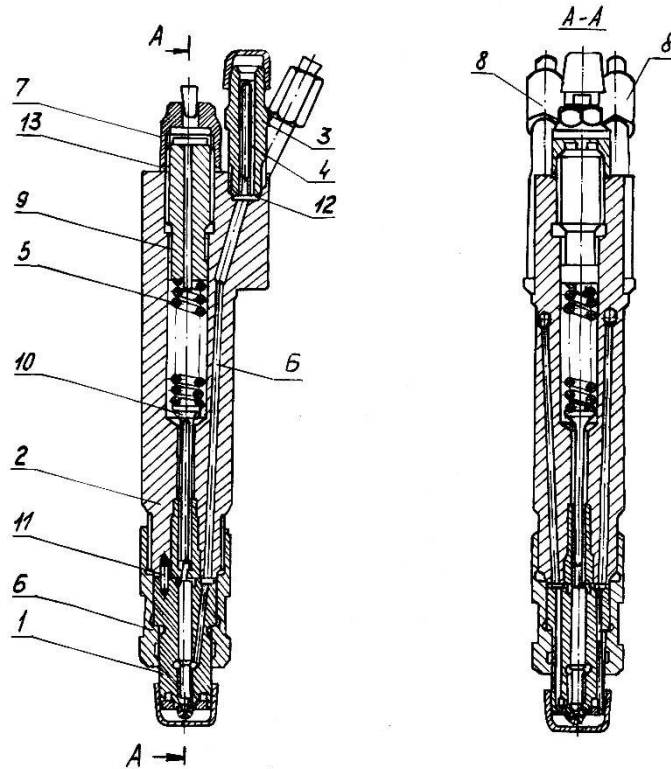


Рисунок 3.2 Форсунка ФД-45.2

1 – розпилювач; 2 – корпус; 3 – штуцер; 4 – фільтр; 5 – пружина; 6 – ковпак натискний; 7 – контргайка; 8 – штуцер; 9 – гвинт регульований; 10 – штовхач; 11 – штифт; 12, 13 – прокладка

При складанні форсунки різьбу на корпусі 2 та ковпаку натискному 6 потрібно змащувати жаростійкою змазкою.

#### г) Паливopідкачний насос

Паливopідкачний насос (рис.3.3) типу МШ-3А, шестеренчастого типу складається із насосу 11, приводу 1 та перехідника 14 для під'єднання всмоктувального та нагнітального трубопроводів.

Продуктивність насоса - 7 л/хв., при тиску 0,15МПа (1,5 кГс/см<sup>2</sup>) та частоті обертання - 1433 об/хв.

З'єднання перехідника 14 з корпусом насоса різьбове конусне, в корпусі насоса різьба К 3/8".

Привод насоса складається із корпусу 2, шліцьового валу 3 та бронзової втулки 4. За допомогою чотирьох болтів 7 з гайками 10 та шайбами 9, через прокладку 8, насос з'єднується з корпусом приводу, який кріпиться на передній кришці масляного насоса.

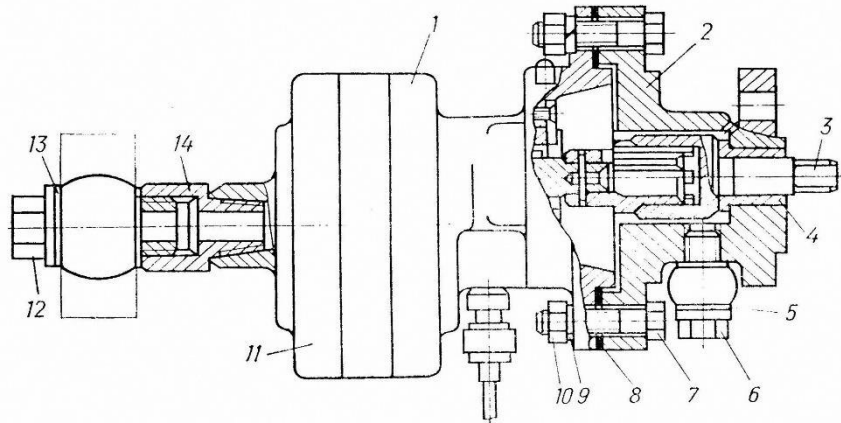


Рисунок 3.3 Паливopідкачний насос МШ-3А

1-привід насоса (в зборі); 2 – корпус приводу; 3- вал шліцьовий; 4 – втулка; 5,8,13 – прокладка; 6,12 – ніпель; 7 – болт; 9 – шайба; 10 – гайка; 11 –насос;

За допомогою чотирьох болтів 7 з гайками 10 та шайбами 9, через прокладку 8, насос з'єднується з корпусом приводу, який кріпиться на передній кришці масляного насоса.

Всмоктувальний та нагнітальний трубопроводи приєднуються до перехідника 14 ніпелем 12 з мідними відпаленими прокладками 13.

Масло, яке просочилося в корпус приводу насоса, відводиться в картер через ніпель 6.

У випадку порушення герметичності гумових манжет насоса, для виключення можливості попадання в масло палива, що просочилося по ведучому валу, в корпусі насоса встановлений різьбовий штуцер 15 з накидною гайкою для під'єднання трубки для збирання витоків.

#### м) Фільтр тонкого очищення палива

Фільтр (рис.3.4) призначений для тонкого очищення від механічних домішків палива, що поступає до паливних насосів високого тиску. При використанні дизельного палива як основного палива фільтр (при деякій модернізації схеми подачі палива) використовується для фільтрації дизельного

палива. Фільтр складається із двох фільтруючих елементів 2, розташованих в окремих корпусах 1, об'єднаних спільною кришкою 5.

Для розділу порожнин брудного та чистого палива фільтруючий елемент зверху і знизу ущільнюється гумовими кільцями 34, які притиснуті пружиною 13, через тарілку 14.

В кришці 5 встановлена сталева різьбова втулка 4, в яку угвинчена труба 15 із стяжним болтом 12. Кулька 10, ніпель 6 з накидною гайкою 8 утворюють клапан зливу відстою палива із корпусу фільтра.

Для зливу відстою при промивках фільтра до ніпеля 6 може бути підведений гнучкий шланг. Для переключення одної із секцій на промивку в кришці є кран з ручкою 33.

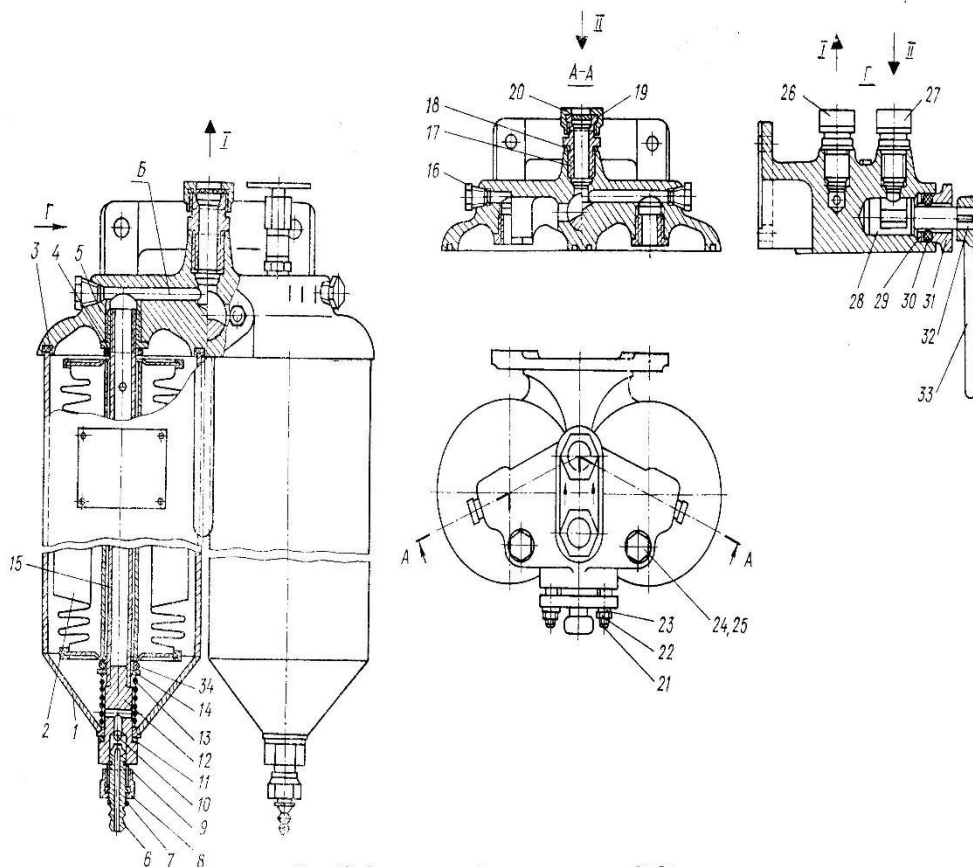


Рисунок 3.4 Фільтр тонкого очищення палива

1-корпус; 2 – елемент фільтруючий; 3,11,18,25 – прокладка; 4 – втулка; 5 – кришка;  
6- ніпель; 7 – кільце запірне; 8,20 – гайка накидна; 9,34 – кільце ущільнююче; 10 – кулька; 12 – болт стяжний; 13 – пружина; 14 – тарілка сальника; 15 – труба; 16 – пробка; 17 – штуцер; 19 – прокладка захисна; 21 – шпилька; 22 – гайка; 23 – шайба;  
24 – болт; 26 – штуцер паливо підвідний; 27 – штуцер паливовідвідний; 28 – пробка крана; 29 – шайба упорна; 30 – кільце ущільнююче; 31 – фланець крана; 32 – штифт; 33 – ручка крана; I – відведення палива; II – підведення палива

Для випуску повітря в кришці 5 встановлені болти 24, конструкція яких передбачає можливість під'єднання трубопроводу для відводу повітря із фільтра.

При роботі дизеля паливо через штуцер 27 та свердлення в кришці надходить в порожнину корпусів фільтра, проходячи через фільтруючі елементи 2 паливо фільтрується, а потім по трубі 15 і отворах в кришці проходить до штуцеру 26.

### 3.2 Опис запроектованої системи підготовки палива дизеля 6ЧН25/34.

Паливна система дизеля 6ЧН 25/34 проточна (рис.3.5) і забезпечує роботу дизеля як на дизельному паливі, так і на рослинній олії. При роботі дизеля на дизельному паливі воно самопливом із витратного бака 20 подається через фільтр тонкого очищення 9 до паливних насосів 3. При роботі на рослинній олії паливо перед подачею в паливну систему дизеля попередньо підігрівається до температури 70 - 75 °С в системі підготовки палива, яка складається із витратного бака рослинного масла 12, котла електричного водогрійного 13, насоса водяного 16, бака розширювального 17, насоса подачі рослинного масла 14 з редукційним клапаном 5, насоса подачі палива у витратний бак 15. Підігрівається паливо у витратному баку 12 за допомогою води, яка нагрівається в котлі електричному 13 та подається циркуляційним насосом 16 в змішувальний бак. Для контролю температури води і палива на корпусах бака 12 та котла 13 встановлені термометри 18. Регулювання режиму роботи паливної системи та системи підготовки палива виконується вентилями запірними 19. Паливо, що пройшло підігрів та фільтрацію в системі паливо- підготовки подається насосом 14 до двигуна і через паливний фільтр 9 поступає в головну паливну мережу до паливних насосів високого тиску 3 (ПНВТ) і із паливної мережі вертається назад у витратний бак палива 12. У відповідності з порядком роботи циліндрів, по трубкам високого тиску ПНВТ подають дозовану кількість палива в охолоджувальні форсунки 2.

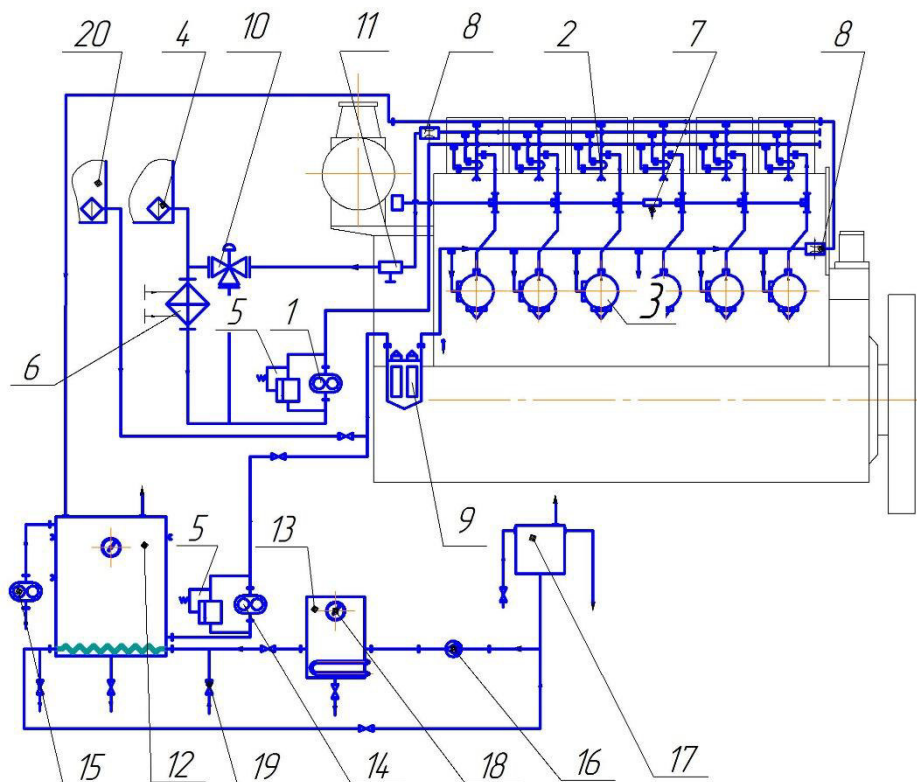


Рисунок .3.5 Принципова схема паливної системи дизеля при роботі на рослинній олії

1 – насос паливопідкачний; 2 – форсунка охолоджувана; 3 – паливний насос високого тиску; 4 – сітчастий фільтр; 5 – клапан редукційний; 6 – охолоджувач палива; 7 – клапан розгужаючий; 8 – дросель; 9 – фільтр тонкого очищення палива; 10 – регулятор температури; 11 – ресивер. 12 – витратний бак рослинного масла; 13 – котел електричний; 14 – насос подачі палива до двигуна; 15 – насос подачі палива до витратного бака; 16 – насос водяний; 17 – бак розширювальний; 18 – термометр; 19 – вентиль запорний; 20 – витратний бак дизельного палива.

Кількість палива і тиск, під яким паливо подається в форсунки, визначається режимом роботи дизеля, надлишкове паливо із форсунок збирається в колекторі збору протікань палива і також направляється у витратний бак палива.

Для підтримання в головній паливній мережі необхідного тиску, на трубі повернення палива у витратний бак встановлена дросельна шайба 8 з отвором  $\varnothing 1$  мм.

Для захисту від підвищення тиску палива на паливопідкачному насосі охолодження форсунок 1 встановлений редукційний клапан 5, відрегульований на тиск  $0,3$  МПа ( $3$  кгс/см<sup>2</sup>).

Дизельне паливо для охолодження форсунок відбирається із окремого паливного бачка, встановленого на передньому торці дизеля. Після охолодження форсунок паливо через регулятор температури 10 і охолоджувач

палива 6 поступає на вхід паливопідкачного насоса 1. Для створення підпору на виході із колектору зливу палива із форсунок встановлена дросельна шайба 8 з отвором  $\varnothing$  1 мм. Дизельне паливо охолодження форсунок циркулює по замкнутому контуру.

Паливні трубопроводи високого тиску мають захисні кожухи. Внутрішні порожнини захисних кожухів з'єднані з колектором збору протікань. На колекторі збору протікань встановлений датчик тиску палива для попереджувальної сигналізації у випадку витікання палива при розриві трубопроводу. На колекторі збору витоків встановлений також розвантажувальний клапан 7 для скидання високого тиску палива в колекторі у випадку розриву трубок, що подають паливо від ПНВТ до форсунок. При заповненні системи паливом повітря, повітря із трубопроводів та ПНВТ видаляється через пробки, які розташовані на корпусах ПНВТ (поз.20 на рисунку 3.1), та на корпусі фільтру тонкого очищення палива (рис.3.4)

#### Бак палива

Бак палива (рис.3.6) складається із корпусу бака 1 зварної конструкції, зверху якого встановлена кришка 2 та прикріплена болтами 10 і гайками 14. В середині бака розміщений трубчастий змієвик 3, різьбові кінці якого виходять через отвори в стінці корпусу на зовні. Ущільнюється змієвик прокладками 13 та кріпиться гайками 15.

Круглий отвір у кришці закритий глухим фланцем 4, який призначений для огляду стану внутрішньої поверхні корпусу бака та її очищення в разі потреби. Також через вказаний отвір може заливатися паливо в бак. Теплова ізоляція корпусу бака 1 виконана за допомогою полоси теплоізоляційної 16, яка захищена від механічного пошкодження закриттями переднім 5, заднім 6, боковими 7,8 та закриттям нижнім 9. Для контролю за рівнем палива та вимірювання його витрати в паливному баку передбачена вимірювальна колонка. Для забору палива із маслобаку в ньому передбачений патрубок із фланцем для під'єднання зовнішнього паливного трубопроводу.

Встановлюється бак паливний на стендову підставку. В нижній частині баку встановлений патрубок для вентиля зливу палива із баку.

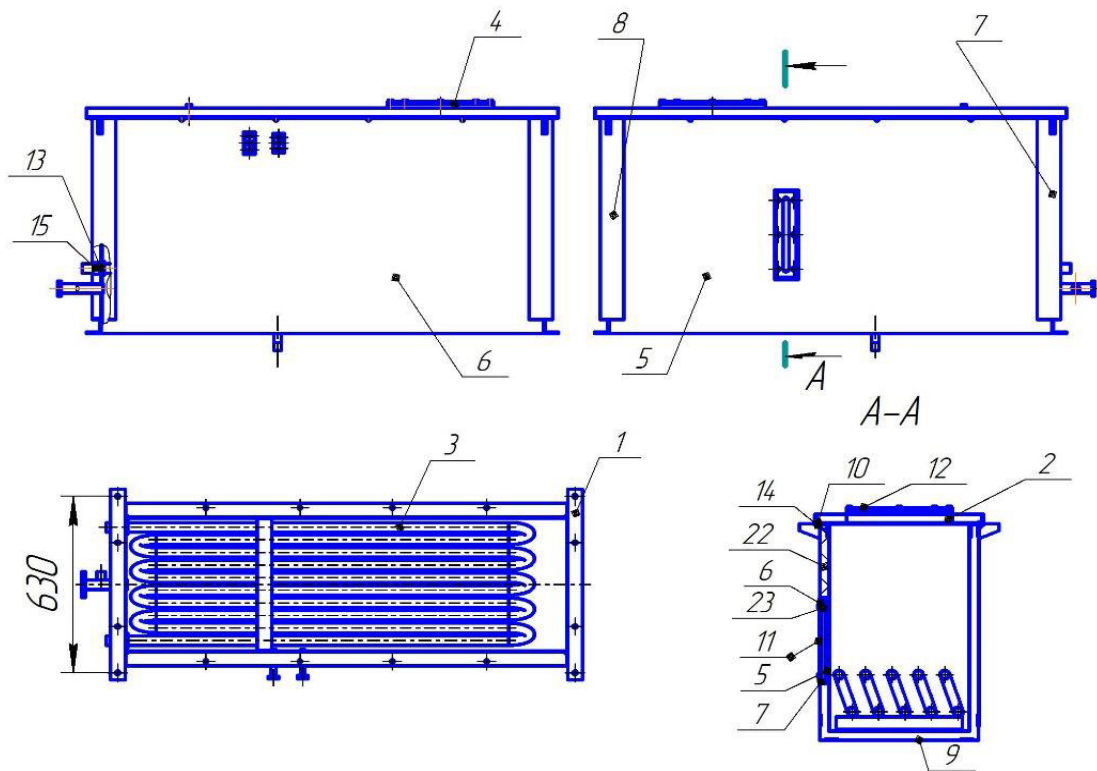


Рисунок 3.6 Бак паливний

- 1 – корпус бака; 2 – кришка; 3 – зміювик; 4 – фланець глухий;  
 5, 6 – закриття переднє, заднє; 7, 8 – закриття праве, ліве;  
 9 – закриття нижнє; 10, 11, 12 – болт; 13 – прокладка; 14 – гайка;  
 15 – гайка; 16 – полоса теплоізоляційна; 17 – колонка вимірвальна

### 3.3 Розрахунок головних параметрів системи підготовки палива

#### Мета розрахунку

Завданням розрахунку системи підготовки палива є знаходження поверхні теплообміну нагрівальних елементів витратного бака палива, потужності ТЕНів електричного котла та витрати горячої води, що прокачується через нагрівальні елементи.

#### Вихідні дані

|                                                                                            |              |       |                          |
|--------------------------------------------------------------------------------------------|--------------|-------|--------------------------|
| 1. Номінальна потужність дизеля                                                            | $P =$        | 590   | кВт                      |
| 2. Питома витрата рослинної олії                                                           | $b_e =$      | 0,266 | кг/кВт·год               |
| 3. Теплоємність рослинної олії                                                             | $c_m =$      | 1,88  | кДж/кг·град              |
| 4. Об'єм витратного бака для рослинної олії                                                | $V =$        | 0,5   | м <sup>3</sup>           |
| 5. Густина рослинної олії                                                                  | $\rho =$     | 915   | кг/м <sup>3</sup>        |
| 6. Температура рослинної олії:                                                             |              |       |                          |
| - холодного                                                                                | $t_1 =$      | 20    | °С                       |
| - нагрітого                                                                                | $t_2 =$      | 80    | °С                       |
| 7. Тривалість попереднього нагріву палива у витратному баку                                | $\tau =$     | 3     | години                   |
| 8. Коефіцієнт, що враховує втрати тепла від паливного бака в навколишнє середовище         | $a =$        | 0,85  |                          |
| 9. Коефіцієнт теплопередачі від горячої води до рослинної олії                             | $k =$        | 125   | Ват/м <sup>2</sup> ·град |
| 10. Температура гріючої води на вході у витратний бак                                      | $t_{в1} =$   | 90    | °С                       |
| 11. Температура гріючої води на виході із витратного бака                                  | $t_{в2} =$   | 85    | °С                       |
| 12. Густина води                                                                           | $\rho =$     | 1000  | кг/м <sup>3</sup>        |
| 13. Теплоємність води                                                                      | $c_B =$      | 4,19  | кДж/кг·град              |
| 14. Швидкість води в трубках водопідігрівача                                               | $v =$        | 0,7   | м/с                      |
| 15. Мінімальний об'єм палива у витратному баку, при якому спрацьовує датчик нижнього рівня | $V_{min} =$  | 0,4   | м <sup>3</sup>           |
| 15. Об'єм долитого холодного палива (до верхнього рівня)<br>$\Delta V = V - V_{min}$       | $\Delta V =$ | 0,1   | м <sup>3</sup>           |

## Розрахунок

|                                                                                                              |                                                                     |                |         |                |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------|----------------|---------|----------------|
| 1. Витрата палива за годину                                                                                  | $B_{\Gamma} = b_e \cdot P$                                          | $B_{\Gamma} =$ | 156,9   | кГ/год         |
| 2. Розрахункова потужність підігрівача для нагрівання палива, споживанного дизелем на номінальній потужності | $P_{\Pi} = c_M \cdot B_{\Gamma} \cdot (t_2 - t_1) / (a \cdot 3600)$ | $P_p =$        | 4,9     | кВт            |
| 3. Прийнята електрична потужність ТЕНів для нагрівання води в котлі електричному                             |                                                                     | $P_{\phi} =$   | 6       | кВт            |
| 4. Розрахункова витрата води для нагріву палива у витратному баку                                            | $G_B = \frac{3600 \cdot P_{\phi}}{c_B \cdot (t_{B1} - t_{B2})}$     | $G_B =$        | 1031,0  | кГ/год         |
| 5. Прийнята витрата води для підігріву палива у витратному баку                                              |                                                                     | $G_p =$        | 1000,0  | кГ/год         |
| 6. Кількість теплоти необхідної на попередній підігрів рослинного палива у витратному баку                   | $Q_T = c_M \cdot V \cdot \rho \cdot (t_2 - t_1) / a$                | $Q_T =$        | 60712,9 | кДж            |
| 7. Тривалість попереднього підігріву палива у витратному баку                                                | $\tau = \frac{Q_T}{3600 \cdot P_{\phi}}$                            | $\tau =$       | 2,8     | годин          |
| 8. Площа поперечного перерізу труб підігрівача                                                               | $f = \frac{G_B}{3600 \cdot \rho \cdot v}$                           | $f =$          | 0,00040 | м <sup>2</sup> |
| 9. Кількість труб підігрівача                                                                                |                                                                     | $i =$          | 1       | шт             |
| 10. Розрахунковий внутрішній діаметр труби підігрівача                                                       | $d = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot i}}$                          | $d =$          | 0,022   | м              |
| 11. Зовнішній діаметр труби підігрівача                                                                      |                                                                     | $D_z =$        | 0,033   | м              |
| 12. Фактичний внутрішній умовний діаметр труби 1G                                                            |                                                                     | $D_y =$        | 0,025   | м              |
| 13. Середньо - арифметичний перепад температур теплоносіїв в підігрівачеві                                   | $\Delta t = \frac{t_{B1} + t_{B2}}{2} - \frac{t_1 + t_2}{2}$        | $\Delta t =$   | 37,5    | °C             |

14. Площа поверхні теплообміну підігрівача

$$F = \frac{1000 \cdot P_{\phi}}{\kappa \cdot \Delta t} \quad F = 1,28 \quad \text{м}^2$$

15. Робоча довжина змішувача витратного бака

$$L = \frac{F}{\pi \cdot D_3} \quad L = 12,35 \quad \text{м}$$

### Висновки

Згідно із результатами проведеного розрахунку, параметри системи підігріву палива із рослинної олії повинні бути наступними:

|                                                                                              |             |      |                |
|----------------------------------------------------------------------------------------------|-------------|------|----------------|
| 1. Об'єм витратного бака                                                                     | $V =$       | 0,5  | м <sup>3</sup> |
| 2. Теплова потужність електричного котла                                                     | $P_{\Pi} =$ | 6    | кВт            |
| 3. Температура палива на виході із витратного бака                                           | $t_2 =$     | 80   | °C             |
| 4. Температура гріючої води на виході із котла електричного<br>$t_{B1} = 90^{\circ}\text{C}$ | $t_{B1} =$  | 90   | °C             |
| 5. Продуктивність циркуляційного насоса гріючої води                                         | $G_B =$     | 1000 | кг/год         |
| 6. Тривалість попереднього нагріву палива у витратному баку                                  | $\tau =$    | 3    | години         |
| 7. Площа поверхні теплообміну підігрівача                                                    | $F =$       | 1,28 | м <sup>2</sup> |

## 4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗНИЖЕННЯ ТОКСИЧНОСТІ ТА ДИМНОСТІ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ

### 4.1 Охорона праці

Експлуатація дизельних двигунів, що працюють на альтернативному паливі (рослинній олії або біодизелі), супроводжується впливом ряду небезпечних і шкідливих виробничих факторів. Незважаючи на екологічні переваги біопалива, його використання не усуває ризиків для обслуговуючого персоналу, а в окремих випадках створює додаткові небезпеки, пов'язані з фізико-хімічними властивостями палива.

Рослинні олії застосовуються як паливо ще з моменту створення дизельного двигуна, але їх використання потребує спеціальної підготовки та дотримання вимог безпеки.

Основними нормативними документами, що регламентують охорону праці, є:

- Закон України «Про охорону праці»;
- ДСТУ та галузеві стандарти;
- інструкції з експлуатації обладнання;
- правила пожежної безпеки.

4.1.1 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал, який обслуговує двигун.

При роботі ДВЗ, а також різних систем і механізмів, що обслуговують двигун, виникає ряд виробничих факторів небезпечних для життя і здоров'я людей. Ці фактори регламентовані ДСТ 12.0.003-83.

а) випускний газ та пари мастила. Випускні гази та пари мастила проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань легень і дихальних шляхів.

За ДСТ 12.1.005-76 установлені припустимі границі концентрації газу – 100 мг/м<sup>3</sup> – у повітрі виробничих приміщень.

При роботі двигуна також виділяється велика кількість шкідливих речовин у результаті згоряння палива та мастила.

По СНіПу 245–71 величина припустимої границі концентрації оксиду вуглецю не повинна перевищувати 20 мг/м<sup>3</sup>.

Висока температура відкритих частин двигуна (випускний колектор, газова турбіна, глушник) здатна заподіяти людині шкоду, що виражається в опіках. Для того щоб запобігти цього треба всі гарячі частини двигуна покривати теплоізоляційними матеріалами.

б) пожежна безпека. Причиною пожеж у машинному відділенні є: несправні електроприлади, самозаймання промасленого дрантя, несправність запірної арматури, знос і корозія елементів паливної апаратури, застосування відкритого вогню, недотримання норм пожежної безпеки при роботі з легко- займистими речовинами.

в) електробезпечність. Проходячи через тіло, струм впливає:

1) термічно, що проявляється в опіках, нагріванні кровоносних судин, нервів і інших тканин, гіперскороченням м'язових тканин.

2) електрично, що проявляється в зміні фізико-хімічного складу крові й інших рідин.

3) біологічно. Виражається в подразненні і руйнуванні тканин організму, а також у порушенні внутрішніх процесів.

г) освітлення. Велику роль у виробничому процесі відіграє система освітлення, яка призначена для забезпечення освітлення приміщення електростанції.

д) вентиляція. У результаті порушення герметичності з'єднань деталей двигуна в приміщенні електростанції може з'являтися небезпечна концентрація палива, що може привести до отруєння персоналу або вибуху. Щоб запобігти цьому, необхідна система вентиляції.

Система вентиляції призначена для створення нормальних метеорологічних умов повітряного середовища в приміщенні машинного відділення електростанції.

При експлуатації дизельного двигуна на рослинній олії на персонал можуть впливати такі фактори:

- Фізичні фактори: підвищений рівень шуму та вібрації; рухомі частини механізмів; підвищена температура поверхонь двигуна; ризик опіків при контакті з гарячими деталями або паливом.

- Хімічні фактори: продукти згоряння (оксиди азоту, чадний газ, сажа); пари палива; можливі домішки (метанол, каталізатори у біопаливі).

Встановлено, що вихлоп дизельних двигунів є небезпечним для здоров'я та може спричиняти захворювання дихальної системи та онкологічні ризики .

- Пожежо- та вибухонебезпека: Біопаливо є горючою речовиною. При нагріванні або витоку воно може спалахувати, особливо у присутності домішок або парів .

- Специфічні фактори для рослинної олії: підвищена в'язкість палива → необхідність підігріву; утворення відкладень у паливній системі; ризик закупорки форсунок; нестабільність якості палива.

Вимоги безпеки перед початком роботи.

Перед запуском двигуна необхідно: перевірити справність паливної системи; переконатися у відсутності витоків палива; перевірити рівень масла та охолоджуючої рідини; оглянути електрообладнання; забезпечити наявність засобів пожежогасіння (вогнегасник класу В); перевірити вентиляцію приміщення.

Персонал повинен бути забезпечений засобами індивідуального захисту: спецодяг; рукавиці; захисні окуляри; респіратори (при роботі в закритих приміщеннях).

Вимоги безпеки під час роботи

Під час експлуатації двигуна необхідно: не допускати перевантаження двигуна; контролювати температуру роботи; не торкатися гарячих поверхонь; уникати контакту шкіри з паливом; не виконувати ремонт під час роботи двигуна; не допускати відкритого вогню поблизу паливної системи.

Особливу увагу слід приділяти: системі підігріву рослинної олії; герметичності паливопроводів; роботі форсунок.

При заправці: заборонено палити; слід уникати проливання палива; використовувати тільки справну тару.

Вимоги безпеки після закінчення роботи

Після завершення роботи необхідно: зупинити двигун; відключити подачу палива; провести огляд обладнання; очистити робоче місце; усунути виявлені несправності; забезпечити належне зберігання палива.

Дії в аварійних ситуаціях

У разі виникнення аварійної ситуації необхідно:

- При пожежі: негайно зупинити двигун; відключити подачу палива; використати вогнегасник; викликати пожежну службу.
- При витокі палива: припинити роботу; усунути джерело витoku; провітрити приміщення.
- При отруєнні вихлопними газами: вивести потерпілого на свіже повітря; забезпечити доступ кисню; викликати медичну допомогу.

Заходи зниження виробничих ризиків.

Для підвищення безпеки необхідно: автоматизація контролю параметрів двигуна; використання систем очищення вихлопних газів; регулярне технічне обслуговування; застосування якісного біопалива; навчання персоналу з охорони праці.

Експлуатація дизельного двигуна на рослинній олії є перспективним напрямом енергетики, однак вимагає суворого дотримання вимог охорони праці. Основними небезпеками є пожежна небезпека, токсичність вихлопних газів та вплив високих температур. Комплекс заходів безпеки дозволяє мінімізувати ризики та забезпечити безпечні умови праці.

#### 4.1.2 Заходи щодо зниження шуму і вібрації.

Шум і вібрація, двигунів внутрішнього згорання впливають на здоров'я працюючих у машинному відділенні, зменшує продуктивність праці, притупляється увага.

Двигуни відносяться до найбільш гучних механізмів, у більшості випадків є основними джерелами шуму і вібрації. Проблемою шуму ДВЗ є усунення чи максимальне зменшення шкідливого впливу повітряного шуму двигуна. Найбільш ефективним і, у той же час, найбільш складним є метод боротьби із шумом самого двигуна. Суть методу - у спеціальній організації робочого місця і конструктивному оформленні двигуна і його вузлів, у поліпшенні технології

виготовлення й обробки деталей двигуна (підвищена точність нарізування зубів шестірні, загальне доведення і притирання деталей, вибір малогучних підшипників).

Одним з найбільш розповсюджених методів є ізоляція звуку і вібрації. Ізоляцію повітряного шуму виконують за допомогою звукоізолюючих кожухів і перегородок, а також за допомогою звукоізоляції машинного приміщення.

Ефективним способом зменшення шуму і вібрації є установа віброгасників у місцях підвищеної вібрації.

#### 4.2 Способи зниження токсичності та димності відпрацьованих газів

##### 4.2.1 Забруднення навколишнього середовища, що виникають при експлуатації двигуна.

Внаслідок недосконалості процесів згоряння палива, конструкції механізмів, порушень правил технічного обслуговування, а іноді в результаті аварії сильно забруднюється біосфера. Це призводить до зміни санітарно-гігієнічних умов життєдіяльності людини, що сприяє розвитку різних захворювань і впливає на флору і фауну.

Токсичність випускних газів визначається сортом палива та умовами його згоряння. Так застосування більш дешевих важких сірчаних палив викликає підвищене забруднення навколишнього середовища, збільшує зношування. При виборі сорту палива вирішальне значення можуть мати перераховані фактори, а не його дешевизна.

У випускних газах знаходиться близько 200 компонентів, які можна розділити на п'ять груп:

- а) продукти повного згоряння палива, що сприяють утворенню парникового ефекту та кислотних дощів;
- б) окисли вуглецю;
- в) окисли азоту;
- г) канцерогенні домішки;
- д) альдегіди.

Випускні гази сприяють задимленню атмосфери. Димність, крім забруднення біосфери, також погіршує видимість і зменшує сонячну радіацію

на поверхні землі в результаті поглинання і розсіювання світла зваженими частками.

#### 4.2.2 Вплив деяких факторів на токсичність та димність відпрацьованих газів

Проблема зниження токсичності та димності відпрацьованих газів ускладнена тим, що необхідно зменшувати викид в атмосферу декількох різних токсичних продуктів.

Згідно з наведеним аналізом роботи дизельних двигунів та відпрацьованих газів, які утворюються при цьому, видно, що з одного боку, підвищення температури та збільшення вмісту кисню призводить до зменшення кількості СО та вуглеводнів у відпрацьованих газах, в той же час це призводить до збільшення вмісту оксидів азоту. Причому деякі методи, які зменшують викиди продуктів неповного згоряння вуглецю, пов'язані з інтенсифікацією процесів горіння, що призводить до збільшення вмісту оксидів азоту. Та, наприклад, температура горіння абсолютно протилежно впливає на кількість токсичних продуктів у випускних газах. Збільшення температури призводить до зменшення продуктів неповного згоряння вуглеводнів, але в той же час збільшується кількість оксидів азоту. Очевидно, що в цьому випадку для зменшення токсичності відпрацьованих газів потрібно підбирати оптимальний температурний режим або використовувати принципово інші методи зменшення токсичності відпрацьованих газів.

#### 4.2.3 Способи зниження димності та токсичності відпрацьованих газів двигунів.

Відомо декілька способів зменшення димності та токсичності двигунів. Питання про вибір найкращого методу вирішується залежно від конкретних умов.

##### Вдосконалення процесів утворення горючих сумішей та згоряння

За першим методом, відбувається зниження димності відпрацьованих газів та вмісту оксиду вуглецю, вуглеводнів, сажі, альдегідів, тобто продуктів неповного окислення. При цьому збільшується потужність та покращуються економічні показники роботи двигунів. Однак, як вже було відмічено, це

призводить до збільшення концентрації оксидів азоту. Зниження ступеня стиснення, зменшення кута випередження впорскування палива або дроселювання повітря при впуску приведе до зменшення концентрації оксидів азоту, але при цьому погіршуються індикаторні показники. Спосіб утворення горючих сумішей значно впливає на токсичність відпрацьованих газів. В дизелях з роділеними камерами згоряння утворюється менша кількість оксидів азоту, ніж в дизелях з камерою згоряння в поршні. Крім того, в дизелях з розділеною камерою згоряння утворюється менше продуктів неповного згоряння та зменшується димність.

Ступінь стиснення впливає на токсичність відпрацьованих газів головним чином через зміну температури заряду. Збільшення температури призводить до покращення утворення паливної суміші, особливо при малих навантаженнях та частотах обертання валу, тому зменшується кількість CO та вуглеводнів у відпрацьованих газах. Для зменшення утворення оксидів азоту відповідним чином підбирають відношення інтенсивності вихрового руху заряду та параметрів впорскування палива.

Подача палива впливає на склад відпрацьованих газів за рахунок збільшення тиску впорскування при заданому діаметрі соплових отворів розпилювача, дозволяє пізніше починати впорскування, залишаючи незмінним його кінець, в результаті чого зменшується викид оксидів азоту та димність відпрацьованих газів.

Кут випередження впорскування значно впливає на техніко-економічні показники роботи дизельних двигунів та на кількість оксидів азоту у відпрацьованих газах. При різних режимах роботи дизельних двигунів кут випередження впорскування палива має свої оптимальні значення. В останній час з розвитком мікропроцесорної техніки та в зв'язку з актуальністю питання надійності дизельних двигунів та зниження токсичності стало можливим створення мікропроцесорних систем, які за заданим алгоритмом оптимізують кут випередження впорскування палива.

Режим роботи двигунів значно впливає на склад компонентів відпрацьованих газів. При збільшенні навантаження двигуна утворення

паливних сумішей погіршується, також погіршується згоряння. При цьому різко збільшуються викиди CO та димність відпрацьованих газів. Вплив температурного фактору на утворення оксидів азоту є вирішальним у ділянці малих та середніх навантажень. Тільки у випадку великих циклових подач палива вихід  $\text{NO}_x$  зменшується внаслідок утворення в камері згоряння значних об'ємів, де кисню практично немає.

Рециркуляція відпрацьованих газів.

Для зменшення викидів оксидів азоту широко використовується рециркуляція відпрацьованих газів. При цьому частина відпрацьованих газів з системи випуску скеровується у впускний трубопровід. При цьому діоксид азоту, що міститься у відпрацьованих газах, сприяє скороченню періоду затримки запалювання. Зменшення концентрації оксидів азоту відбувається під дією двох факторів, у цьому випадку – зменшення концентрації кисню в зоні горіння та відповідним зменшенням температури. Рециркуляція відпрацьованих газів є дієвим способом зниження концентрації  $\text{NO}_x$ . Рециркуляція 10 % відпрацьованих газів зменшує виділення оксидів азоту приблизно в два рази. Спеціальні дослідження показали, що перепуск частини відпрацьованих газів до впускної системи не тільки зменшує вміст NO, але і суттєво зменшує зношування поршневих кілець. Рециркуляція відпрацьованих газів найбільш ефективна на режимах малих та середніх навантажень, причому її ефективність у двигунах з камерою згоряння в поршні вища, ніж у двигунах з розділеними камерами згоряння. При великих навантаженнях рециркуляція відпрацьованих газів зменшує коефіцієнт корисної дії (збільшує витрати палива) та збільшує виділення CO. Також слід відзначити, що рециркуляція призводить до суттєвого збільшення димності (сажа, поліциклічні вуглеводні), а також продуктів неповного згоряння палива (вуглеводнів та альдегідів). Основною причиною негативних наслідків рециркуляції відпрацьованих газів є зменшення кількості окислювача в зоні горіння та зменшення температури в циліндрах двигуна. Рециркуляція відпрацьованих газів з метою зменшення викидів оксиду азоту використовується при спалюванні природного газу. В цьому випадку також зменшується температура горіння та парціальний тиск

кисню. При ступені рециркуляції, який дорівнює 23% викидів оксидів азоту зменшуються в 11,8 разів.

## ВИСНОВКИ

Бакалаврська робота на тему "Застосування рослинної олії для 4 - тактного дизельного двигуна потужністю 590 кВт з розробкою системи підготовки палива. Прототип 6ЧН 25/34» включає необхідні креслення, розрахункові і пояснювальні матеріали по дизельному двигуну 6ГЧН25/34, розробку принципової схеми та системи підготовки палива із рослинної олії, яка забезпечують підготовку палива рослинного походження та якісне його розпилування. Бакалаврська робота оформлена у вигляді пояснювальної записки та графічної конструкторської частини роботи загальною кількістю 5 листів формату А1.

Дизельний двигун 6ЧН 25/34 потужністю 590 кВт використовується для приводу електрогенератора змінного струму і встановлюється в місцях постійного споживання електричної і теплової енергії та є порівняно дешеве і в достатніх об'ємах паливо на основі рослинної олії. В розділі 1 виконаний опис конструкції дизеля 6ЧН25/34, вибраного за прототип при виконанні роботи. Детальна конструкція дизельного двигуна 6ЧН25/34 показана в Додатку А графічної частини роботи.

У другому розділі роботи по заданим вихідним параметрам двигуна ( $P = 590 \text{ кВт}$ ) визначений двигун – прототип 6ЧН25/34 і виконаний розрахунок параметрів робочого циклу. Результати проведених розрахунків показали, що задана потужність дизельного двигуна забезпечується при тиску наддуву  $p_k = 0,19 \text{ МПа}$ , ступеню стиску  $\varepsilon = 12,5$ , коефіцієнті надлишку повітря  $\alpha = 1,85$ .

По результатам розрахунку робочого процесу побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу та діаграми сил, що діють на деталі КШМ, величини яких знайдені в динамічному розрахунку двигуна. Вказані діаграми побудовані в Додатку Д графічної частини роботи.

Важливе місце в роботі займають розрахунок і розробка принципової схеми системи підготовки палива із рослинної олії та конструкції паливного бака, в якому паливо нагрівається перед його подачею в паливні насоси

високого тиску і потім в циліндри дизеля. В розділі 3 пояснювальної записки приведений детальний опис системи підготовки палива та її елементів, а також розрахунок головних параметрів. В графічній частині кваліфікаційної роботи (Додатки Б,В,Г) розроблена принципова схема паливної системи та виконане складальне креслення паливного бака.

Враховуючи те, що запроєктований дизельний двигун 6ЧН25/34 є джерелом шуму і вібрації, велику увагу в дипломній роботі відведено на розробку заходів по зменшенню негативного впливу його роботи на обслуговуючий персонал і на навколишнє середовище. Серед цих заходів слід відмітити захист людей від підвищеної температури випускного колектору двигуна шляхом його ізоляції; зменшення аеродинамічного шуму за рахунок застосування фільтра – глушника на вході в компресор ТК,

## ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ

### Основна література

1. Суднові двигуни внутрішнього згоряння: Підручник/ В.С. Наливайко, Б.Г. Тимошевський, С.Г. Ткаченко, - Миколаїв, 2015. – 662с.
2. Баженов В. А., Кравченко О. М. Двигуни внутрішнього згоряння: теорія та розрахунок поршневих двигунів. — Київ: Арістей, 2012. — 464 с.
3. Канило П. М., Кудрявцев Л. М. Теорія поршневих двигунів. — Київ: Наукова думка, 2006. — 368 с.
4. Крисін М. П., Грицай О. В. Двигуни внутрішнього згоряння: конструкція, робочі процеси. — Київ: КНУБА, 2014. — 420 с.
5. Левченко О. В. Теплові процеси в двигунах внутрішнього згоряння. — Київ: Ліра, 2013. — 280 с.
6. Поляков, А. В. Охорона праці та навколишнього середовища при експлуатації теплових двигунів. Київ: Кондор, 2015.
7. Тимченко І. І. Паливні системи дизелів: навчальний посібник / І. І. Тимченко, В. В. Єпіфанов. – Харків: ХНАДУ, 2010. – 210 с.
8. Марченко А. П. Паливна апаратура дизелів: навчальний посібник / А. П. Марченко. – Харків: НТУ «ХПІ», 2006. – 320 с.
9. Проскурін А. Ю. Технічна експлуатація паливної апаратури дизелів: навчальний посібник / А. Ю. Проскурін, О. С. Митрофанов. – Миколаїв: НУК, 2021. – 180 с.
10. Кулик М. М. Альтернативні палива для двигунів внутрішнього згоряння: навчальний посібник / М. М. Кулик, С. В. Бойченко. – Київ: НАУ, 2017. – 320 с.
11. Руденко М. М. Використання водопаливних емульсій у дизелях: монографія / М. М. Руденко. – Одеса: Астропринт, 2016. – 248 с.
12. Пилипенко О. В. Екологічні аспекти застосування водопаливних емульсій у дизельних двигунах // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2021. – № 2. – С. 45–
13. Тимошевський Б. Г. Покращення екологічних показників дизелів при використанні водопаливних емульсій // Вісник НУК. – 2020. – № 4. – С. 66–73.

14. Кузнецов Л.В., Марченко В.М. Токсичність та нейтралізація відпрацьованих газів ДВЗ. – Київ: Арістей, 2011. – 292 с.
15. Taylor C. F. The Internal Combustion Engine in Theory and Practice. Vol. 2: Combustion, Fuels, Materials, Design. — Cambridge: MIT Press, 1994. — 856 p.

#### **Допоміжна**

1. Артемов Г.А., Горбов В.М. Суднові енергетичні установки: Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2002.-356с.
2. Горбов В.М. Енергетичні палива: Навчальний посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2003. - 328 с.
3. Бойченко С. В. Новітні моторні палива та екологія: навчальний посібник / С. В. Бойченко, О. П. Аксьонов. – Київ : Центр учбової літератури, 2013. – 216 с.