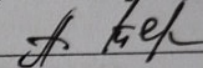


**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
**Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова**  
**Первомайський навчально-науковий інститут**

Кафедра «Двигуни та енергетичні установки»

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

  
« 05 » 06 2026 р.

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Розробка паливної системи для 4-тактного дизельного двигуна  
потужністю 950 кВт, що працює на водопаливній емульсії.

Прототип - 6ЧН26/34

Виконав:

студент групи 41-ЕМ-22з

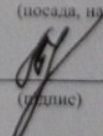
Антонюк О. С.

(підпис)

Керівник роботи:

ст. викладач кафедри ЕМ

(посада, науковий ступень, вчене звання)

 **Грабовенко О.І.**

(підпис)

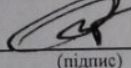
м. Первомайськ, 2026 рік

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
**Національного університету 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 **Антонюк Олександр Семеновичу**

Тема роботи: «Розробка паливної системи для 4-тактного дизельного двигуна потужністю 950 кВт, що працює на водопаливній емульсії. Прототип 6ЧН26/34»

Керівник роботи **Грабовенко О.І.**

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 12.01.2026 за № 6

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

3. Вихідні данні по роботі: Двигун- прототип 6ЧН26/34 потужністю 850 кВт.

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

Вступ. 1. Опис двигуна-прототипу. 2. Конструкторський розділ.  
3. Розробка паливної системи для роботи на водопаливній емульсії. 4. Охорона праці та захист навколишнього середовища.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Дизель-генератор ДГА-900 (Загальний вигляд), СК, А1; 2. Поперечний переріз двигуна (СК), А1; 3. Принципова схема паливної системи, СП, А1;

4. Форсунка, СК, А1; 5. Корпус розпилювача, РК, А1; 6. Індикаторна діаграма та діаграми сил, діючих в КШМ. (СХ).

#### Консультанти розділів роботи

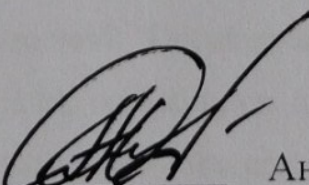
| Розділ | Прізвище, ініціали та посада консультанта | Підпис, дата   |                  |
|--------|-------------------------------------------|----------------|------------------|
|        |                                           | завдання видав | завдання прийняв |
| 1      |                 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

Дата видачі завдання «12» січня 2026р.

#### КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

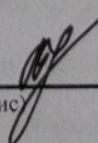
| Номер | Назва етапів роботи                                           | Терміни виконання етапів роботи | Примітка |
|-------|---------------------------------------------------------------|---------------------------------|----------|
| 1     | Вступ.                                                        | 06.02.2026                      |          |
| 2     | Загальний розділ.                                             | 20.02.2026                      |          |
| 3     | Конструкторський розділ.                                      | 07.03.2026                      |          |
| 4     | Розробка паливної системи для роботи на водопаливній емульсії | 28.03.2026                      |          |
| 5     | Охорона праці та навколишнього середовища.                    | 18.04.2026                      |          |
| 6     | Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.                  | 25.04.2026                      |          |
| 7     | Оформлення кваліфікаційної роботи                             | 12.05.2026                      |          |

Студент

  
(підпис)

Антонюк О.С.

Керівник роботи

  
(підпис)

Грабовенко О.І.

## Анотація

сторінок 63, рисунків 6, таблиць 5, бібліографія 16

В кваліфікаційній роботі «Розробка паливної системи для 4-тактного дизельного двигуна потужністю 950 кВт, що працює на водопаливній емульсії. Прототип 6ЧН26/34» приведений опис конструкції двигуна - прототипу 6ЧН26/34, виконані розрахунки робочого процесу, теплового балансу та динаміки двигуна, обґрунтовано технічне рішення по вдосконаленню паливної системи дизеля-прототипу, яке передбачає використання рослинної олії у вигляді водопаливної емульсії і її попередній підігрів та застосування форсунки з покращеною конструкцією розпилювача. Це дозволить забезпечити тривалу роботу деталей паливної апаратури та зменшить кількість відкладень продуктів згоряння рідкого палива рослинного походження на поверхнях камери згоряння.

Приведені також заходи по забезпеченню охорони праці та захисту навколишнього середовища при експлуатації двигуна. В графічній частині роботи розроблені: складальні креслення дизель-генератора ДГА-900, дизеля 6ЧН26/34, форсунки, принципова схема паливної системи, робоче креслення розпилювача форсунки та індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ.

**Ключові слова:** *Дизельний двигун, робочий процес, індикаторна діаграма, діаграми сил, тепловий баланс, паливна система, водопаливна емульсія, форсунка.*

## Annotation

65 pages, 6 figures, 6 tables, 16 bibliography

The master's qualification work "Development of a fuel system for a 4-stroke diesel engine with a capacity of 950 kW, operating on a water-fuel emulsion. Prototype 6CHN26/34" describes the design of the engine - the prototype 6CHN26/34, calculations of the working process, heat balance and engine dynamics are performed, a technical solution for improving the fuel system of the prototype diesel engine is substantiated, which involves the use of vegetable oil in the form of a water-fuel emulsion and its preheating and the use of a nozzle with an improved spray design. This will ensure long-term operation of fuel equipment parts and reduce the amount of deposits of combustion products of liquid fuel of plant origin on the

surfaces of the combustion chamber.

Measures to ensure labor protection and environmental protection during engine operation are also provided. In the graphic part of the work, the following were developed: assembly drawings of the DGA-900 diesel generator, 6CHN26/34 diesel engine, injectors, a schematic diagram of the fuel system, a working drawing of the injector sprayer, and an indicator diagram and force diagrams acting in the KSHM.

**Keywords: Diesel engine, working process, indicator diagram, force diagrams, heat balance, fuel system, water-fuel emulsion, injector.**

## ЗМІСТ

|                                                                               |           |
|-------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| <b>ВСТУП.....</b>                                                             | <b>7</b>  |
| <b>1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА 6ЧН26/34.....</b>                   | <b>9</b>  |
| <b>2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА</b>                      |           |
| 2.1 Розрахунок робочого процесу.....                                          | 15        |
| 2.2 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми.....                         | 22        |
| 2.3 Розрахунок теплового балансу.....                                         | 26        |
| 2.4 Динамічний розрахунок .....                                               | 31        |
| <b>3. РОЗРОБКА ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ ДЛЯ РОБОТИ НА ВОДОПАЛИВНІЙ ЕМУЛЬСІЇ</b>       |           |
| 3.1 Вимоги, що пред'являються до паливних систем дизелів.....                 | 35        |
| 3.2 Призначення та типи форсунок дизельних двигунів.....                      | 37        |
| 3.3 Опис запроектованої паливної системи.....                                 | 40        |
| 3.4 Опис основних вузлів, що входять в систему паливоподачі.....              | 42        |
| 3.5 Пропозиції по удосконаленню конструкції розпилювача форсунки.....         | 47        |
| 3.6 Розрахунок системи підготовки палива.....                                 | 50        |
| <b>4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА</b>                    |           |
| 4.1 Охорона праці.....                                                        | 53        |
| 4.2 Захист навколишнього середовища.....                                      | 57        |
| <b>ВИСНОВКИ.....</b>                                                          | <b>60</b> |
| <b>ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ.....</b>                                                | <b>62</b> |
| <b>ДОДАТКИ</b>                                                                |           |
| <b>ДОДАТОК 1</b> Дизель-генератор ДГА-900 (Габаритне креслення), СК, А1.....  | <b>64</b> |
| <b>ДОДАТОК 2</b> Дизель 6ЧН26/34 (Поперечний розріз), СК, А1.....             | <b>65</b> |
| <b>ДОДАТОК 3</b> Принципова схема паливної системи, СП, А1.....               | <b>66</b> |
| <b>ДОДАТОК 4</b> Форсунка, СК, А1.....                                        | <b>67</b> |
| <b>ДОДАТОК 5</b> Корпус розпилювача, РК, А1 .....                             | <b>68</b> |
| <b>ДОДАТОК 6</b> Індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ, СП, А1 | <b>69</b> |

## 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: рослинної олії, 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, які мають фізико – хімічні властивості, які дозволяють використовувати їх в якості палива для дизельних двигунів. Використання рослинної олії та її 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.

Значного підвищення економічності роботи дизеля можна досягти шляхом спалювання рослинної олії у вигляді водопаливної емульсії (ВПЕ). Покращення показників роботи дизеля на ВПЕ є наслідком того, що вода, яка у вигляді дрібних крапель рівномірно розподілена по всій масі палива, сприяє інтенсифікації горіння розпиленого палива. Для покращення техніко-

економічних показників дизелів, що працюють на ВПЕ, забезпечення їх надійності, характеристик шумності, токсичності та димності відпрацьованих газів необхідне проведення складних робіт по конструюванню, випробуванню та дослідженню паливної апаратури.

На процес сумішоутворення в дизелі відводиться дуже малий проміж уток 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.

На сьогодні ще не розроблені теоретичні методи підбору оптимальних характеристик впорскування палива, кінематичних та динамічних характеристик основних елементів паливної системи. Їх підбирають головним чином при спільній доводці паливної системи та в цілому дизеля на стендах, що потребує великих затрат часу та коштів.

**Об'єктом дослідження** у даній бакалаврській роботі є система підготовки водо-паливної емульсії (ВПЕ) на основі рослинної олії дизельного ДВЗ типу 6ЧН26/34 потужністю 950 кВт.

**Предметом дослідження** є конструктивні та експлуатаційні фактори, що впливають на надійність роботи дизельного двигуна на водо-паливній емульсії.

**Наукова новизна роботи** полягає у розробці вдосконаленої паливної системи, яка завдяки застосуванню форсунки з покращеною конструкцією розпилювача забезпечить якісне розпилювання ВПЕ на основі рослинної олії та її згоряння, що приведе до зниження витрати палива.

**Практичне значення отриманих результатів** полягає у можливості впровадження розробленої паливної системи і форсунки у серійні або експериментальні двигуни з метою продовження ресурсу їх експлуатації, зменшення частоти ремонтів та підвищення загальної ефективності роботи силових установок.

## 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА 6ЧН26/34

Дизельний двигун 6ЧН26/34 входить в склад дизель-генератора ДГА-800, основні параметри якого приведені в таблиці 1.

Таблиця 1.1 Основні параметри та характеристики ДГА-800:

| Параметри                                                                       | Величина             |
|---------------------------------------------------------------------------------|----------------------|
| Номінальна потужність (тривала експлуатаційна потужність) на клеммах генератора | 800 кВт              |
| Потужність перегрузки (тривалістю не більше 1 години протягом 6 годин роботи)   | 880 кВт              |
| Мінімальна потужність, що допускається при тривалій роботі                      | 200 кВт              |
| Середній ефективний тиск                                                        | 1,35 МПа             |
| Максимальний тиск згоряння                                                      | 11,5 МПа             |
| Тиск на початку впорскування палива                                             | 27,0 МПа             |
| Частота обертання колінчастого валу                                             | 750 хв <sup>-1</sup> |
| Середня швидкість поршня                                                        | 8,5 м/с              |
| Число циліндрів                                                                 | 6                    |
| Діаметр циліндру                                                                | 260 мм               |
| Хід поршня                                                                      | 340 мм               |
| Робочий об'єм циліндра                                                          | 18,04 л              |
| Загальний літраж двигуна                                                        | 108,25 л             |
| Ступінь стиску                                                                  | 12,5 : 1             |
| Порядок роботи циліндрів                                                        | 1-5-3-6-2-4          |
| Напрямок обертання                                                              | праве                |
| Об'єм масла в системі змащування                                                | 800 л                |
| Об'єм води в системі охолодження                                                | 210 л                |
| Об'єм масла в регуляторі швидкості 1.ОРН-100                                    | 2,4 л                |

|                                                                                                                                   |                                |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------|
| Питома витрата палива на номінальній потужності, приведеної до теплоти згоряння 42700 кДж/кг                                      | 0,223 кг/кВт год               |
| Витрата палива на номінальній потужності за годину                                                                                | 178+10 кг/год                  |
| Питома витрата палива: - на угар<br>- сумарна з врахуванням зливання при заміні                                                   | 1,0 г/кВт год<br>1,3 г/кВт год |
| Годинна витрата масла на угар на номінальній потужності                                                                           | 0,92 кг/год                    |
| Рід струму - змінний, трьохфазний<br>- частота<br>- напруга<br>- струм статора на номінальній потужності при $\cos \varphi = 0,8$ | 50 Гц<br>400 В<br>1445 А       |
| Габаритні розміри: - довжина<br>- ширина<br>- висота                                                                              | 5980 мм<br>2070 мм<br>3160 мм  |
| Маса дизель-генератора (суха), в зборі на підмоторній рамі із всіма навішаними агрегатами, охолоджувачами і фільтрами             | 21950 <sup>+650</sup> кг       |

Загальна будова дизеля 6ЧН26/34.

З'єднання колінчастого валу дизеля з ротором генератора - жорстке фланцеве.

По виконанню дизель-генератор правої моделі (газовипускний колектор знаходиться з правої сторони, а сторона управління зліва, якщо дивитися із сторони генератора).

Дизель 6ЧН26/34 - чотирьохтактний, шестициліндровий, з вертикальним однорядним розташуванням циліндрів, з безпосереднім впорскуванням палива, з газотурбінним наддувом, охолодженням наддувочного повітря.

Дизель складається із блок - картера з підвісним колінчастим валом і під моторної рами з'єднаних болтами, на яких змонтовані всі інші деталі та вузли.

На передньому торці дизеля розміщені: турбокомпресор, охолоджувач наддувочного повітря, фільтр палива, насоси води, масла, паливопідкачний та маслопрокачний насоси, розподільувач пускового повітря.

Із сторони заднього торця розміщені: щит приладів, головний пусковий клапан, механізм безпеки, регулятор швидкості, привід розподільчого вала.

На верхній частині дизеля розміщені кришки робочих циліндрів, до яких кріпляться: випускний колектор та колектор відведення води із кришок циліндрів.

На стороні управління дизелем розміщені: розподільчий вал, паливні насоси та їх приводи, привод впускних та випускних клапанів, механізм регулювання подачі палива і тяга із клямками механізму безпеки.

На протилежній управлінню стороні дизеля розташовані: колектор подачі охолоджуючої води до втулок робочих циліндрів, запобіжні проти вибухові клапани, фільтр тонкого очищення масла, охолоджувачі масла і води з регуляторами температури прямої дії, система вентиляції картера.

Колінчастий вал - сталевий, азотований, підвісний, кріпиться до блок-картеру за допомогою бугелів. Вкладиші корінних підшипників біметалеві сталеві, демонтуються без необхідності виймання колінчастого вала. Із сторони переднього торця на колінчастому валу розташовані шестерні привода насосів води і масла і паливопідкачного насоса, які закриті кожухом. Шестеренний привід розподільчого вала виконується від колінчастого вала із сторони заднього торця.

На фланці колінчастого вала закріплений маховик, який спільно з ротором генератора забезпечує необхідну рівномірність обертання колінчастого вала дизель-генератора.

Поршень – складеної конструкції, охолоджується маслом, головка поршня стальна від’ємна, тронк поршня - чавунний.

Шатун - сталевий з прямим роз’ємом нижньої головки.

Втулка циліндра - відлита із чавуну, вставна, складається із гільзи та сорочки. У верхній та нижній частині порожнина охолодження поміж втулкою та сорочкою ущільнюється гумовими кільцями круглого перерізу.

Кришка циліндра – чотирьох - клапанна, з центральне розташованою форсункою, випускний та всмоктувальний канали виведені в одну сторону, прикріплені до блок-картера за допомогою чотирьох шпильок.

Турбокомпресор типу ТК-23С-37 з фільтром глушником на вході.

Регулятор швидкості типу 1ОРН-100 гідравлічний непрямої дії із вмонтованим серводвигуном і стоп - пристроєм.

Паливна система складається із шестеренного паливопідкачного насоса з редукційним клапаном, зведеного фільтра тонкого очищення, окремих паливних насосів високого тиску для кожного циліндру та охолоджуваних форсунок.

Система змащування дизеля циркуляційна, під тиском, із вільним зливанням масла в раму. На дизелі встановлений масляний насос з редукційним клапаном, що нагнітає масло через фільтр в дизель. Передпускова прокачка дизеля маслом проводиться електроагрегатом, змонтованим на під моторній рамі. Фільтрація масла проводиться фільтром повно поточним тонкого очищення із змінними фільтруючими елементами (40 мкм) та відцентровим фільтром.

Система охолодження дизеля водяна двох контурна, складається із двох водяних насосів внутрішнього та зовнішнього контурів, охолоджувача наддувочного повітря, охолоджувача масла, охолоджувача води, регулятора температури масла, регулятора температури води та розширювального бачка. Дизель і турбокомпресор охолоджуються циркулюючою прісною водою внутрішнього контуру, а наддувочне повітря, масло і вода охолоджуються в охолоджувачах повітря, води і масла проточною водою зовнішнього контуру (наприклад, із градирні).

Система пуску - пневматична, складається із головного пускового клапана, розподільвача повітря золотникового типу, пускових клапанів на кришках циліндрів, пускових балонів і компресора для підкачки балонів.

Засоби контролю за роботою дизель-генератора та станом його параметрів розташовані на щиті приладів дизеля, а також в шафі КУВМ-0,4-800.

На щитку приладів дизеля встановлені:

1. Манометри для заміру тисків: - масла, що поступає в дизель;
  - масла до фільтра;
  - палива після фільтра;
  - циркуляційної води;
  - води зовнішнього контуру;
  - пускового повітря;
  - наддувочного повітря;
2. Термометри для заміру температури: - води, що виходить із дизеля;
  - масла, що поступає в дизель;
  - палива охолодження форсунок.
3. Система для заміру температури випускних газів на виході із кожного циліндру, перед турбокомпресором та за турбокомпресором.

Тахометр частоти обертання колінчастого валу.

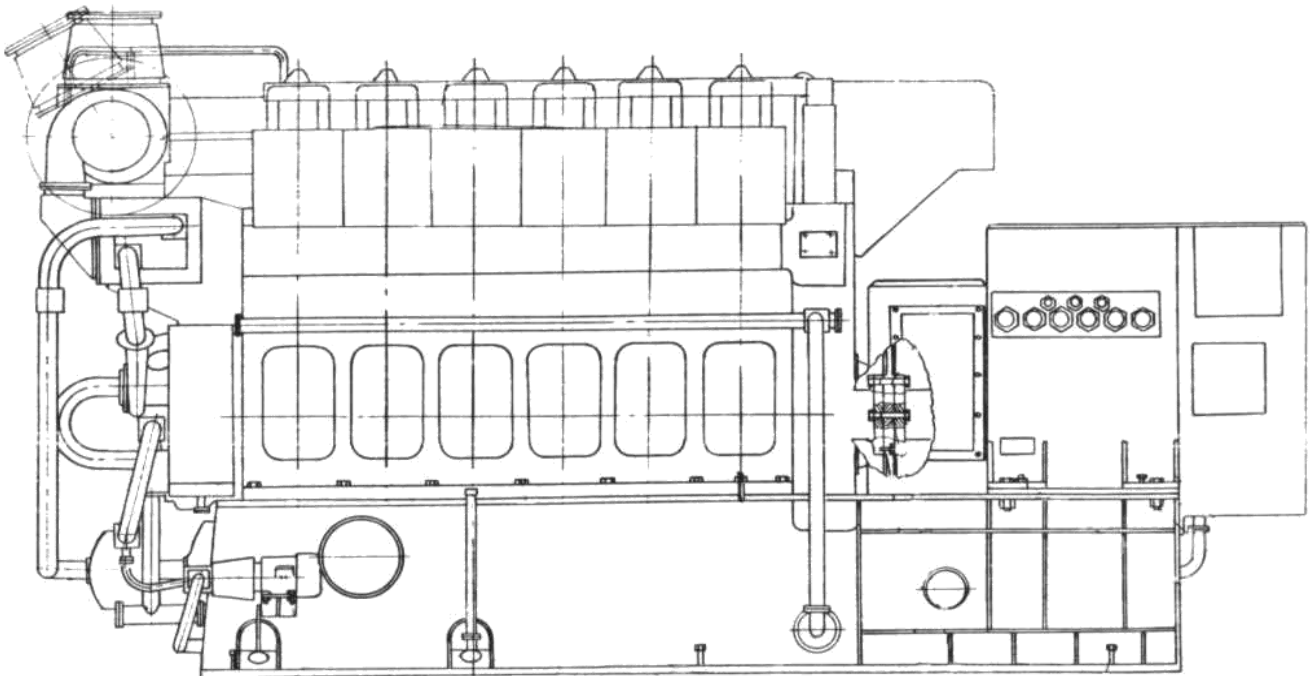


Рисунок 1.1 Дизель-генератор ДГА-800

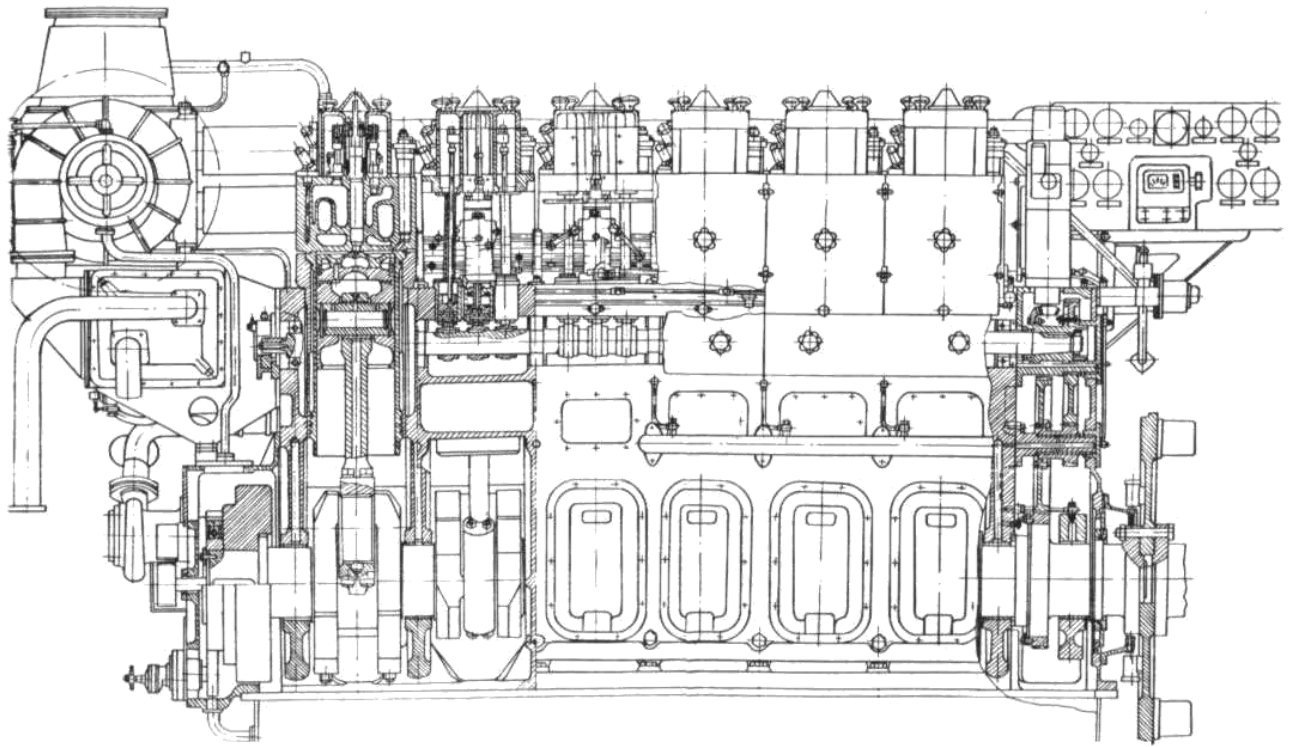


Рисунок 1.2 Дизель 6ЧН26/34 (сторона управління)

## 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА

### 2.1 Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна

#### 1. Вихідні дані для розрахунку робочого процесу

|                                                        |                 |       |                  |
|--------------------------------------------------------|-----------------|-------|------------------|
| Ефективна потужність                                   | $P_e =$         | 950   | кВт              |
| Частота обертання колінчастого валу.                   | $n =$           | 750   | хв <sup>-1</sup> |
| Ступінь стиску                                         | $\varepsilon =$ | 12,5  |                  |
| Число циліндрів                                        | $i =$           | 6     |                  |
| Коефіцієнт тактності                                   | $z =$           | 4     |                  |
| Тиск наддуву                                           | $p_b =$         | 0,26  | МПа              |
| Коефіцієнт надлишку повітря                            | $\alpha =$      | 2,17  |                  |
| Тиск навколишнього середовища                          | $p_a =$         | 0,101 | МПа              |
| Показник політропи стиску для відцентрового компресора | $n_k =$         | 1,5   |                  |
| Температура навколишнього середовища                   | $T_a =$         | 293   | К                |
| Підігрів свіжого заряду                                | $\Delta T =$    | 10    | К                |
| Тиск залишкових газів                                  | $p_r =$         | 0,24  | МПа              |
| Температура залишкових газів                           | $T_r =$         | 750   | К                |
| Ступінь підвищення тиску                               | $\lambda =$     | 1,6   |                  |
| Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"            | $\xi_z =$       | 0,82  |                  |
| Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми               | $\xi =$         | 0,95  |                  |

Паливо:

Пальне - водопаливна емульсія на основі ріпакової олії

Середній елементарний склад палива

$$C = 0,7 \quad H = 0,09 \quad O = 0,11 \quad S = 0$$

$$H_2O = 0,1$$

Найнижча теплота згорання палива

$$Q_H = 34013 \cdot C + 125600 \cdot H - 10900 \cdot (O - S) \quad Q_H = 33914 \quad \text{кДж/кг}$$

#### 2. Параметри робочого газу

Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1кг. палива

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \times \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \quad L_0 = 0,3686 \quad \text{кмоль}$$

$$l_0 = 28,95 \cdot L_0 \quad l_0 = 10,67 \quad \text{кг/кг}$$

Кількість свіжого заряду повітря

$$M_1 = \alpha \times L_0, \quad \text{кмоль/кг} \quad M_1 = 0,7998 \quad \text{кмоль/кг}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

вуглекислого газу CO<sub>2</sub>:  $M_{CO_2} = \frac{C}{12}, \text{ кмоль/кг}$   $M_{CO_2} = 0,05833 \text{ кмоль/кг}$

водяної пари H<sub>2</sub>O:  $M_{H_2O} = H_2/2 + H_2O$   $M_{H_2O} = 0,145 \text{ кмоль/кг}$

кисню O<sub>2</sub>:  $M_{O_2} = 0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0, \text{ кмоль/кг}$   $M_{O_2} = 0,0906 \text{ кмоль/кг}$

азоту N<sub>2</sub>:  $M_{N_2} = 0,79 \times \alpha \times L_0, \text{ кмоль/кг}$   $M_{N_2} = 0,6318 \text{ кмоль/кг}$

Загальна кількість продуктів згоряння.  $M_2$   
 $= M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}, \text{ кмоль/кг}$   $M_2 = 0,9257 \text{ кмоль/кг}$

#### 4. Параметри процесу газообміну.

Температура повітря після нагнітача.

$$T_{\epsilon} = T_a \times \left( \frac{P_{\epsilon}}{P_a} \right)^{\frac{n_{\kappa} - 1}{n_{\kappa}}}, K$$

$T_B = 401,6 \text{ K}$

Тиск в кінці впуску.  $P_d = (0.9 - 0.95) \times P_{\epsilon}$   $P_d = 0,247 \text{ МПа}$

Коефіцієнт залишкових газів.

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

$\gamma_r = 0,037$

де  $\Delta T_1 = (30 - 100^\circ)$  ступінь охолодження повітря  $\Delta T_1 = 80 \text{ K}$

Температура в кінці впуску.

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

$T_d = 346,6 \text{ K}$

Коефіцієнт наповнення.

$$\phi_n = \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_{\epsilon}} \times \frac{T_{\epsilon} - \Delta T_1}{T_d (1 + \gamma_r)}$$

$\phi_n = 0,924$

Густина заряду на впуску.

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

$\rho_{\epsilon} = 2,82 \text{ кг/м}^3$

Універсальна газова постійна для повітря  $R_{II} = 287 \text{ Дж/(кг} \times \text{K)}$

#### 5 Параметри процесу стиску.

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

$$n_1 = 1,38$$

Тиск в кінці стиску.

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

$$p_c = 8,06 \text{ МПа}$$

Температура в кінці стиску.

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

$$T_c = 905,0 \text{ К}$$

Середня мольна теплоємність повітря.

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

$$mC_{v'} = 22,27 \text{ Дж} / (\text{кмоль} \cdot \text{К})$$

6. Параметри процесу згоряння

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta_0 = 1,157$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1,152$$

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

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

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 23,411 \text{ КДж} / \text{кмоль} \cdot \text{К}$$

$$b = 0,0021$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску

$$mC_{p''} = mC_{v''} + 8,134 \text{ КДж} / (\text{Кмоль} \times \text{К})$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mC''p = a + v \times T_z, \frac{\text{кДж}}{(\text{Кмоль} \times \text{К})}$$

де:

$$a = 31,725 \text{ кДж/Кмоль} \cdot \text{К}$$

$$v = 0,0021$$

Максимальний тиск згоряння.

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

$$p_{\max} = 12,90 \text{ МПа}$$

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:

$$A = 0,0024$$

$$B = 36,54$$

$$C = 65453,1$$

Звідки:

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

$$T_z = 1621,2 \text{ К}$$

Ступінь попереднього розширення.

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

$$\rho = 1,29$$

7. Параметри процесу розширення.

Ступінь наступного розширення.

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

$$\delta = 9,69$$

Середній показник політропи розширення.

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

$$n_2 = 1,25$$

Тиск в кінці розширення.

$$p_e = \frac{P_{\max}}{\delta^{n_2}}, \text{МПа}$$

$$P_e = 0,76 \text{ МПа}$$

Температура в кінці розширення.

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

$$T_e = 926 \text{ К}$$

8. Індикаторні показники робочого тіла.  
Середній теоретичний індикаторний тиск.

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

$$p'_{mi} = 1,702 \quad \text{МПа}$$

Дійсний середній індикаторний тиск.

$$P_{mi} = \xi \times P'_{mi}, \text{ МПа}$$

$$p_{mi} = 1,617 \quad \text{МПа}$$

Індикаторний ККД.

$$\eta_i = \frac{P_{mi} \times l_0 \times \alpha}{Q_H \times \rho_g \times \varphi_H \times 10^{-3}}$$

$$\eta_i = 0,42$$

Питома індикаторна витрата палива.

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

$$b_i = 0,250 \quad \text{кг/кВт}\cdot\text{год}$$

9. Ефективні показники робочого циклу.  
Хід поршня двигуна - прототипу

$$S_{\text{ПР}} = 0,34 \quad \text{м}$$

Середня швидкість поршня

$$V_{\text{П.СР.}} = \frac{S_{\text{ПР}} \times n}{30}$$

$$V_{\text{П.СР.}} = 8,5 \quad \text{м/с}$$

Середній тиск механічних втрат.

$$p_M = 0,089 + 0,0148 \times V_{\text{П.СР.}}, \text{ МПа}$$

$$p_M = 0,215 \quad \text{МПа}$$

Середній ефективний тиск.

$$p_{me} = p_{mi} - p_M, \text{ МПа}$$

$$p_{me} = 1,402 \quad \text{МПа}$$

Механічний К.К.Д.

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

$$\eta_M = 0,87$$

Ефективний К.К.Д.

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

$$\eta_e = 0,37$$

Питома ефективна витрата палива.

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

$$b_e = 0,289 \quad \text{кг/кВт} \cdot \text{год}$$

Годинна витрата водопаливної емульсії.

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

$$B = 274,2 \quad \text{кг/год}$$

10. Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна

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

$$V_{st} = 108,4 \quad \text{л}$$

Робочий об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{л}$$

$$V_s = 18,1 \quad \text{л}$$

Діаметр циліндру двигуна - прототипа

$$d_{пр} = 260 \quad \text{мм}$$

Хід поршня двигуна - прототипа

$$s_{пр} = 340 \quad \text{мм}$$

Відношення  $m = s_{пр}/d_{пр}$

$$m = 1,31$$

Діаметр циліндра.  $d = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times V_s}{\pi \times m}}, \text{мм}$

$$d = 259,9 \quad \text{мм}$$

Хід поршня.  $s = m \times d$

$$s = 339,8 \quad \text{мм}$$

11. Уточнені розміри циліндра і двигуна.

Діаметр циліндра.

$$d = 260 \quad \text{мм}$$

Хід поршня.

$$S = 340 \quad \text{мм}$$

Літраж двигуна.

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

$$V_{st} = 108,3 \quad \text{л}$$

Ефективна потужність двигуна розрахункова.

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \times V_{st} \times n}{30 \times Z}, KBm$$

$$P_{ep} = 948,6 \quad \text{кВт}$$

Середня потужність двигуна

$$P_{esp} = \frac{P_{ep} + P_e}{2}$$

$$P_{esp} = 949,3 \quad \text{кВт}$$

Отримана величина  $P_{ep}$  відрізняється від заданої

на:

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

$$-0,1 \quad \%$$

Розбіжність заданої та розрахункової потужностей  $\Delta P_e = 0,1\%$  менше 5%, отже розрахунок робочого процесу виконаний вірно.

## 2.2 Розрахунок та побудова теоретичної та дійсної індикаторних діаграм

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми робочого циклу дизельного двигуна 6ЧН26/34 виконується в табличній формі по таким вихідним даним.

Таблиця 2.1 Вихідні дані для розрахунку індикаторної діаграми

| Найменування параметру            | Позначення | Розмірність | Величина |
|-----------------------------------|------------|-------------|----------|
| 1.Середній індикаторний тиск      | $p_{mi}$   | МПа         | 1,617    |
| 2.Тиск в кінці стиску             | $p_c$      | МПа         | 8,06     |
| 3.Показник політропи стиску       | $n_1$      | -           | 1,38     |
| 4.Ступінь стиску                  | $\epsilon$ | -           | 12,5     |
| 5.Максимальний тиск згоряння      | $p_{max}$  | МПа         | 12,9     |
| 6.Показник політропи розширення   | $n_2$      | -           | 1,25     |
| 7.Ступінь попереднього розширення | $\rho$     | -           | 1,29     |
| 8.Ступінь послідуочого розширення | $\delta$   | -           | 9,69     |
| 9.Масштаб вісі тиску              | $m_p$      | МПа/мм      | 0,05     |

Форму лінії стиску теоретичної індикаторної діаграми знаходимо по формулі

$$p_{ст} = p_c / (V/V_c)^{n_1}, \text{ МПа } (1)$$

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

Форму лінії розширення знаходимо по формулі

$$p_{роз} = p_{max} \cdot \rho^{n_2} / (V/V_c)^{n_2} = 12,9 \cdot 1,29^{1,25} / (V/V_c)^{n_2} = 17,73 / (V/V_c)^{n_2}, \text{ МПа } (2)$$

Результати розрахунків по формулам (1) і (2) приведені в таблиці 2.2

Таблиця 2.2 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       | 8,06                 | 161,2               | 12,9                  | 258                  |
| 1,29    | 5,72                 | 114,3               | 12,9                  | 258                  |
| 1,75    | 3,79                 | 75,7                | 8,81                  | 176,2                |
| 2,0     | 3,16                 | 63,2                | 7,45                  | 149                  |
| 2,5     | 2,34                 | 46,8                | 5,64                  | 112,8                |
| 3,0     | 1,83                 | 36,6                | 4,49                  | 89,8                 |
| 4,0     | 1,24                 | 24,8                | 3,13                  | 62,6                 |
| 5,5     | 0,81                 | 16,1                | 2,11                  | 42,2                 |
| 7,0     | 0,58                 | 11,7                | 1,56                  | 31,2                 |
| 8,5     | 0,45                 | 9,0                 | 1,22                  | 24,4                 |
| 10      | 0,36                 | 7,2                 | 1,0                   | 20                   |
| 12,5    | 0,27                 | 5,4                 | 0,75                  | 15                   |

## Побудова дійсної індикаторної діаграми дизеля 6ЧН26/34

Дійсну індикаторну діаграму будуюмо 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 випускного клапана.

$g'$  - точка початку відкриття впускного клапану.

$g''$  - точка закриття випускного клапана.

$d$  - точка закриття впускного клапану.

$c''$  - 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  $\lambda = R/L = 0,17/0,72 = 0,236$
2. Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі АВ = 230 мм
3. Кут затримки згоряння  $\Delta\varphi_1 = 10$  ПКВ
4. Тиск залишкових газів  $p_r = 0,24$  МПа
5. Масштаб тиску  $m_p = 0,05$  МПа/мм
6. Хід поршня  $S = 0,34$  м
7. Тиск в кінці стиску  $p_c = 8,06$  МПа
8. Максимальний тиск  $p_{\max} = 12,9$  МПа

Розрахунок координат характерних точок індикаторної діаграми приведені в таблиці 2.3

Таблиця 2.3 Координати характерних точок індикаторної діаграми

| φ, ПКВ         | Положення точки<br>відносно ВМТ, φ<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  $r''$   $p_r/m_p = 0,24/0,05 = 4,8$  мм.

Тиск газів у ВМТ  $p_{c'} = 1,2 \cdot p_c = 1,2 \cdot 8,06 = 9,67$  МПа;

$p_{c'}/m_p = 9,67/0,05 = 193,4$  мм.

Максимальний тиск згоряння  $p_{zd} = p_{\max} = 12,9$  МПа.

$p_{zd}/m_p = 12,9/0,05 = 258$  мм.

Поправка Брікса  $OO_1 = R \cdot \lambda_l/2 = 170 \cdot 0,236/2 = 20,1$  мм.

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

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$$OO_1 = OO_1 / m_s = 20,1 / 1,478 = 13,3 \text{ мм.}$$

Дійсна індикаторна діаграма робочого циклу двигуна побудована на листі Додатку 6 кваліфікаційної роботи. Там же побудована розвернута індикаторна діаграма, яка використана для розрахунку сил, що діють в КШМ.

## 2.3 Розрахунок теплового балансу дизельного двигуна.

### 1. Вихідні дані

|                                           |            |        |                  |
|-------------------------------------------|------------|--------|------------------|
| ефективна потужність двигуна:             | $P_e =$    | 950    | кВт              |
| частота обертання колінчастого валу:      | $n =$      | 750    | хв <sup>-1</sup> |
| діаметр циліндру:                         | $D =$      | 260    | мм               |
| хід поршня:                               | $S =$      | 340    | мм               |
| число циліндрів:                          | $i =$      | 6      |                  |
| коефіцієнт тактності:                     | $z =$      | 4      |                  |
| нижча теплота згорання дизельного палива: | $Q_H =$    | 33914  | кДж/кг           |
| годинна витрата водопальної емульсії:     | $B_r =$    | 274,20 | кг/год           |
| Індикаторний к.к.д.:                      | $\eta_i =$ | 0,42   |                  |
| ефективний к.к.д.:                        | $\eta_e =$ | 0,37   |                  |
| кількість свіжого заряду                  | $M_l =$    | 0,912  | кмоль/кг         |
| загальна кількість продуктів згорання     | $M_r =$    | 0,941  | кмоль/кг         |
| температура залишкових газів              | $T_r =$    | 750    | К                |
| температура на початку стиску             | $T_d =$    | 347    | К                |
| коефіцієнт надлишку повітря               | $\alpha =$ | 2,17   |                  |

### 2. Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

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

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:

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

$$Q_{\Pi} = 2583,1 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні  $q_{\Pi}$  приймаємо за 100%

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

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 950 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q = 36,78 \%$$

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

$$Q'_e = 955,8 \text{ кВт}$$

Виравовуємо похибку

$$\Delta = (Q_e - Q_{\text{е}}) / Q_e \cdot 100\%$$

$$\Delta = -0,6 \%$$

2.3. Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_e = Q_w + Q_{\text{т.п.}} + Q_{\text{в.н.}}$$

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

$Q_{\text{т.п.}}$  - теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по втулці циліндру;

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

2.3.1. Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

$$Q_w = (-W_{\text{нап.}} + W_{\text{ст.}} + W_{\text{г.р.}} + W_{\text{вип.}}) \cdot Q_n$$

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

З експериментальних даних:

$$W_{\text{нап.}} = 0 \quad W_{\text{г.р.}} = 0,09 - 0,16 \quad 0,11$$

$$W_{\text{ст.}} = 0 \quad W_{\text{вип.}} = 0,01 - 0,05 \quad 0,023$$

$$Q_w = 343,6 \text{ кВт}$$

2.3.2. Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по втулці циліндру.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

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

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

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

$$C_m = 8,50 \text{ м/с}$$

$$P_{\text{мд}} = 120 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{\text{ср.т.}} = 0,6 \cdot P_{\text{мд}}$$

$$P_{\text{ср.т.}} = 72 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршнів двигуна:

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

де  $V_s$  - робочий об'єм циліндру.

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

$$V_s = 0,01804 \text{ м}^3$$

$$P_n = 48,71 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{\text{т.п.}} = P_{\text{п}}$$

$$Q_{\text{т.п.}} = 48,7 \text{ кВт}$$

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

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

$$Q'_B = 392,3 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

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

K = 1,2 - 1,5 - коефіцієнт запасу.

$$K = 1,3$$

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

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

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

$$\Delta T_{\text{в}} = 8 \text{ К}$$

$$V_B = 0,015 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

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

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

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

$$\eta_{\text{в.н.}} = 0,55$$

$$P_{\text{в.н.}} = 2,71 \text{ кВт}$$

Тоді  $Q_{\text{в.н.}} = 2,71 \text{ кВт}$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_{\text{в}} = Q_W + Q_{T.II.} + Q_{\text{в.н.}}$$

$$Q_{\text{в}} = 394,98 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\text{в}} = Q_{\text{в}} / Q_{T.II.} \cdot 100\%$$

$$q_{\text{в}} = 15,29 \%$$

2.4. Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_r}{3.6} \left[ M_2 \cdot (m C_p'')_{t_o} \cdot t_r - M_1 \cdot (m C_p)_{t_o} \cdot t_d \right]$$

$$m C_p'' = 34,08 \quad \text{ізобарна теплоємність продуктів згорання}$$

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

Вибираємо по таблиці додатку:

$$t_r = T_r - 273^0$$

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

$$t_d = T_d - 273^0$$

$t_d = 74,0$  - температура на початку стиску.

$$Q_T = 1015,0 \text{ кВт}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_T = 39,3 \%$$

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

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.

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

$$\Delta_{MD} = 0,080$$

тоді

$$Q_{MD} = 206,6 \text{ кВт}$$

$$Q_{M1} = 155,2 \text{ кВт}$$

2.5.2. Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

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

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

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

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

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

$$\Delta T_M = 8 \text{ К}$$

$$V_M = 0,01441 \text{ м}^3/\text{с}$$

потужність, яка витрачається на привід масляного насоса:

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

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

$$P_0 = 400000 \text{ Па}$$

$$\eta_M = 0,8 - 0,9 \text{ механічний ККД масляного насоса.}$$

$$\eta_M = 0,85$$

$$P_{M.H.} = 6,78 \text{ кВт}$$

$$\text{тоді } Q_{M2} = P_{MH}$$

$$Q_{M2} = 6,78 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти складає:

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

$$Q_M = 162,01 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_M = 6,27 \%$$

2.6. Невраховані теплові втрати

$$Q_{H.B.} = Q_{II} - (Q_e + Q_g + Q_f + Q_M)$$

$$Q_{H.B.} = 61,1 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{H.B.} = 2,4 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю №2.4

Таблиця №2.4

Зведена таблиця теплового балансу.

| Складові теплового балансу                                             | кВт    | %     |
|------------------------------------------------------------------------|--------|-------|
| Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна                        | 950,0  | 36,8  |
| Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною                       | 395,0  | 15,3  |
| Теплота, яка виноситься випускними газами                              | 1015,0 | 39,3  |
| Теплота, яка відводиться маслом                                        | 162,0  | 6,3   |
| Невраховані теплові втрати в навколишнє середовище                     | 61,1   | 2,4   |
| Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з водопаливною емульсією | 2583,1 | 100,0 |

## 2.4 Динамічний розрахунок.

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 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

$$F_d = F_r + F_i, \text{ Н}$$

- 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 6ЧН 26/34 виконується в табличній формі по таким вихідним даним:

а) діаметр поршня

$$D = 0,26 \text{ м}$$

|                                                    |                                                                     |
|----------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------|
| б) частота обертання колінчастого валу             | $n = 750 \text{ хв}^{-1}$                                           |
| в) ордината прийнята для $p_{\max}$                | $h_{\max} = 258 \text{ мм}$                                         |
| г) максимальний тиск згоряння                      | $p_{\max} = 12,9 \text{ МПа}$                                       |
| д) кривошипно- шатунне відношення                  | $\lambda = R/L = 0,17/0,72 = 0,236$                                 |
| э) 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              | $\omega = \pi \cdot n/30 = 3,14 \cdot 750/30 = 78,5 \text{ с}^{-1}$ |

Динамічний розрахунок двигуна виконаний в таблиці 2.5, а діаграми сил, що діють на деталі КШМ приведені на листі Додатку 6 графічної частини кваліфікаційної роботи.

Таблиця 2.6 Результати динамічного розрахунку

| $\varphi^\circ$ | $P_{\text{ц}}$ | $F_{\text{г}}$ | $F_{\text{и}}$ | $F_{\text{д}}$ | $F_{\text{N}}$ | $F_{\text{г}}$ | $F_{\text{к}}$ | $F_{\text{г}}$ | $F_{\text{и}}$ | $F_{\text{д}}$ | $F_{\text{N}}$ | $F_{\text{г}}$ | $F_{\text{к}}$ |
|-----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|
| ПКВ             | ММ             | КН             | КН             | КН             | КН             | КН             | КН             | ММ             | ММ             | ММ             | ММ             | ММ             | ММ             |
| 0               | 3,5            | 8,59           | -105,18        | -96,60         | 0,00           | -96,60         | 0,00           | 3,5            | -42,9          | -39,4          | 0,0            | -39,4          | 0,0            |
| 15              | 3,5            | 8,59           | -99,52         | -90,94         | -5,80          | -86,34         | -29,14         | 3,5            | -40,6          | -37,1          | -2,4           | -35,2          | -11,9          |
| 30              | 3,5            | 8,59           | -83,49         | -74,90         | -9,28          | -60,23         | -45,49         | 3,5            | -34,0          | -30,5          | -3,8           | -24,6          | -18,5          |
| 45              | 3,5            | 8,59           | -59,69         | -51,10         | -9,03          | -29,75         | -42,52         | 3,5            | -24,3          | -20,8          | -3,7           | -12,1          | -17,3          |
| 60              | 3,5            | 8,59           | -31,82         | -23,24         | -5,07          | -7,23          | -22,66         | 3,5            | -13,0          | -9,5           | -2,1           | -2,9           | -9,2           |
| 75              | 3,5            | 8,59           | -3,86          | 4,72           | 1,16           | 0,11           | 4,86           | 3,5            | -1,6           | 1,9            | 0,5            | 0,0            | 2,0            |
| 90              | 3,5            | 8,59           | 20,77          | 29,35          | 7,45           | -7,45          | 29,35          | 3,5            | 8,5            | 12,0           | 3,0            | -3,0           | 12,0           |
| 105             | 3,5            | 8,59           | 39,83          | 48,42          | 11,84          | -23,97         | 43,70          | 3,5            | 16,2           | 19,7           | 4,8            | -9,8           | 17,8           |
| 120             | 3,5            | 8,59           | 52,59          | 61,18          | 13,34          | -42,14         | 46,31          | 3,5            | 21,4           | 24,9           | 5,4            | -17,2          | 18,9           |
| 135             | 3,5            | 8,59           | 59,69          | 68,28          | 12,06          | -56,81         | 39,75          | 3,5            | 24,3           | 27,8           | 4,9            | -23,2          | 16,2           |
| 150             | 3,5            | 8,59           | 62,72          | 71,31          | 8,84           | -66,17         | 28,00          | 3,5            | 25,6           | 29,1           | 3,6            | -27,0          | 11,4           |
| 165             | 3,5            | 8,59           | 63,55          | 72,14          | 4,60           | -70,87         | 14,23          | 3,5            | 25,9           | 29,4           | 1,9            | -28,9          | 5,8            |
| 180             | 3,5            | 8,59           | 63,65          | 72,24          | 0,00           | -72,24         | 0,00           | 3,5            | 25,9           | 29,4           | 0,0            | -29,4          | 0,0            |
| 195             | 3,5            | 8,68           | 63,55          | 72,24          | -4,61          | -70,97         | -14,25         | 3,5            | 25,9           | 29,4           | -1,9           | -28,9          | -5,8           |
| 210             | 3,7            | 9,08           | 62,72          | 71,80          | -8,90          | -66,63         | -28,19         | 3,7            | 25,6           | 29,3           | -3,6           | -27,2          | -11,5          |
| 225             | 4,0            | 9,81           | 59,69          | 69,50          | -12,28         | -57,83         | -40,46         | 4,0            | 24,3           | 28,3           | -5,0           | -23,6          | -16,5          |
| 240             | 4,5            | 11,04          | 52,59          | 63,63          | -13,87         | -43,83         | -48,17         | 4,5            | 21,4           | 25,9           | -5,7           | -17,9          | -19,6          |
| 255             | 5,3            | 13,00          | 39,83          | 52,83          | -12,92         | -26,16         | -47,69         | 5,3            | 16,2           | 21,5           | -5,3           | -10,7          | -19,4          |
| 270             | 6,6            | 16,19          | 20,77          | 36,96          | -9,38          | -9,38          | -36,96         | 6,6            | 8,5            | 15,1           | -3,8           | -3,8           | -15,1          |
| 285             | 9,1            | 22,32          | -3,86          | 18,46          | -4,52          | 0,42           | -19,00         | 9,1            | -1,6           | 7,5            | -1,8           | 0,2            | -7,7           |
| 300             | 13,7           | 33,61          | -31,82         | 1,78           | -0,39          | 0,55           | -1,74          | 13,7           | -13,0          | 0,7            | -0,2           | 0,2            | -0,7           |
| 315             | 22,9           | 56,18          | -59,69         | -3,51          | 0,62           | -2,05          | 2,92           | 22,9           | -24,3          | -1,4           | 0,3            | -0,8           | 1,2            |
| 330             | 42,3           | 103,8          | -83,49         | 20,28          | -2,51          | 16,30          | -12,32         | 42,3           | -34,0          | 8,3            | -1,0           | 6,6            | -5,0           |
| 345             | 81,3           | 199,4          | -99,52         | 99,92          | -6,37          | 94,86          | -32,02         | 81,3           | -40,6          | 40,7           | -2,6           | 38,7           | -13,1          |
| 360             | 127,0          | 311,5          | -105,2         | 206,4          | 0,00           | 206,37         | 0,00           | 127,0          | -42,9          | 84,1           | 0,0            | 84,1           | 0,0            |
| 375             | 165,2          | 405,3          | -99,52         | 305,7          | 19,51          | 290,27         | 97,97          | 165,2          | -40,6          | 124,6          | 8,0            | ####           | 39,9           |
| 390             | 100,7          | 247,0          | -83,49         | 163,5          | 20,27          | 131,5          | 99,32          | 100,7          | -34,0          | 66,7           | 8,3            | 53,6           | 40,5           |
| 405             | 57,8           | 141,8          | -59,69         | 82,10          | 14,50          | 47,80          | 68,31          | 57,8           | -24,3          | 33,5           | 5,9            | 19,5           | 27,8           |
| 420             | 36,3           | 89,05          | -31,82         | 57,22          | 12,48          | 17,81          | 55,80          | 36,3           | -13,0          | 23,3           | 5,1            | 7,3            | 22,7           |
| 435             | 25,0           | 61,33          | -3,86          | 57,46          | 14,06          | 1,29           | 59,14          | 25,0           | -1,6           | 23,4           | 5,7            | 0,5            | 24,1           |
| 450             | 18,8           | 46,12          | 20,77          | 66,88          | 16,98          | -16,98         | 66,88          | 18,8           | 8,5            | 27,3           | 6,9            | -6,9           | 27,3           |
| 465             | 15,1           | 37,04          | 39,83          | 76,87          | 18,81          | -38,06         | 69,39          | 15,1           | 16,2           | 31,3           | 7,7            | -15,5          | 28,3           |
| 480             | 12,8           | 31,40          | 52,59          | 83,99          | 18,31          | -57,86         | 63,58          | 12,8           | 21,4           | 34,2           | 7,5            | -23,6          | 25,9           |
| 495             | 10,6           | 26,00          | 59,69          | 85,69          | 15,14          | -71,30         | 49,89          | 10,6           | 24,3           | 34,9           | 6,2            | -29,1          | 20,3           |

**продовження таблиці 2.6**

|            |     |       |         |        |        |        |        |     |       |       |      |       |       |
|------------|-----|-------|---------|--------|--------|--------|--------|-----|-------|-------|------|-------|-------|
| <b>510</b> | 9,0 | 22,08 | 62,72   | 84,80  | 10,51  | -78,69 | 33,30  | 9,0 | 25,6  | 34,6  | 4,3  | -32,1 | 13,6  |
| <b>525</b> | 7,4 | 18,15 | 63,55   | 81,71  | 5,21   | -80,27 | 16,11  | 7,4 | 25,9  | 33,3  | 2,1  | -32,7 | 6,6   |
| <b>540</b> | 6,0 | 14,72 | 63,65   | 78,37  | 0,00   | -78,37 | 0,00   | 6,0 | 25,9  | 31,9  | 0,0  | -31,9 | 0,0   |
| <b>555</b> | 4,5 | 11,04 | 63,55   | 74,59  | -4,76  | -73,28 | -14,71 | 4,5 | 25,9  | 30,4  | -1,9 | -29,9 | -6,0  |
| <b>570</b> | 3,9 | 9,57  | 62,72   | 72,29  | -8,96  | -67,08 | -28,39 | 3,9 | 25,6  | 29,5  | -3,7 | -27,3 | -11,6 |
| <b>585</b> | 3,2 | 7,85  | 59,69   | 67,54  | -11,93 | -56,19 | -39,32 | 3,2 | 24,3  | 27,5  | -4,9 | -22,9 | -16,0 |
| <b>600</b> | 3,2 | 7,85  | 52,59   | 60,44  | -13,18 | -41,63 | -45,75 | 3,2 | 21,4  | 24,6  | -5,4 | -17,0 | -18,7 |
| <b>615</b> | 3,2 | 7,85  | 39,83   | 47,68  | -11,66 | -23,61 | -43,04 | 3,2 | 16,2  | 19,4  | -4,8 | -9,6  | -17,5 |
| <b>630</b> | 3,2 | 7,85  | 20,77   | 28,62  | -7,26  | -7,26  | -28,62 | 3,2 | 8,5   | 11,7  | -3,0 | -3,0  | -11,7 |
| <b>645</b> | 3,2 | 7,85  | -3,86   | 3,99   | -0,98  | 0,09   | -4,10  | 3,2 | -1,6  | 1,6   | -0,4 | 0,0   | -1,7  |
| <b>660</b> | 3,2 | 7,85  | -31,82  | -23,97 | 5,23   | -7,46  | 23,38  | 3,2 | -13,0 | -9,8  | 2,1  | -3,0  | 9,5   |
| <b>675</b> | 3,2 | 7,85  | -59,69  | -51,84 | 9,16   | -30,18 | 43,13  | 3,2 | -24,3 | -21,1 | 3,7  | -12,3 | 17,6  |
| <b>690</b> | 3,2 | 7,85  | -83,49  | -75,64 | 9,37   | -60,82 | 45,94  | 3,2 | -34,0 | -30,8 | 3,8  | -24,8 | 18,7  |
| <b>705</b> | 3,2 | 7,85  | -99,52  | -91,67 | 5,85   | -87,04 | 29,38  | 3,2 | -40,6 | -37,4 | 2,4  | -35,5 | 12,0  |
| <b>720</b> | 3,2 | 7,85  | -105,18 | -97,33 | 0,00   | -97,33 | 0,00   | 3,2 | -42,9 | -39,7 | 0,0  | -39,7 | 0,0   |

### 3. РОЗРОБКА ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ ДИЗЕЛЯ ДЛЯ РОБОТИ НА ВОДОПАЛИВНІЙ ЕМУЛЬСІЇ

#### 3.1 Вимоги, що пред'являються до паливних систем дизелів

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 перекисленими 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.

### 3.2 Призначення та типи форсунок дизельних двигунів

#### 3.2.1 Загальна характеристика форсунок дизельних двигунів

Форсунка є одним із найважливіших елементів паливної системи дизельного двигуна. Вона призначена для подачі палива в камеру згоряння під високим тиском, його розпилювання та рівномірного розподілу у повітряному заряді. Від якості роботи форсунки значною мірою залежать: економічність двигуна; повнота згоряння палива; потужність двигуна; токсичність відпрацьованих газів; надійність роботи дизеля. У сучасних дизельних двигунах форсунки працюють при тисках упорскування від 20 до 250 МПа, а в системах Common Rail — до 300 МПа.

Форсунка повинна забезпечувати: точне дозування палива; своєчасний початок і кінець упорскування; дрібнодисперсне розпилювання; необхідну форму факела палива; герметичність після завершення впорскування.

#### 3.2.2 Призначення форсунок

Основними функціями форсунок дизельних двигунів є: впорскування палива у камеру згоряння; розпилювання палива на дрібні краплини; формування факела розпилу; рівномірний розподіл палива у повітрі; забезпечення швидкого сумішоутворення.

Якість роботи форсунки значно впливає на процес займання, швидкість згоряння, температуру робочого циклу, димність відпрацьованих газів. Погане розпилювання призводить до неповного згоряння, підвищення витрати палива, утворення нагару на поверхнях розпилювача форсунки, деталях циліндро-поршневої групи та кришці циліндру, перегріву деталей двигуна.

#### 3.2.3 Основні елементи конструкції форсунки

Типова дизельна форсунка складається з: корпусу; розпилювача; голки розпилювача; пружини; регулювального гвинта; штуцера підведення палива; ущільнювальних елементів.

Корпус є несучою частиною форсунки. У ньому розміщуються всі основні елементи. Корпус виготовляють із легованих сталей високої міцності. До корпуса висуваються наступні вимоги: висока міцність; герметичність; стійкість до вібрацій; теплостійкість.

Розпилювач є основною робочою частиною форсунки. Він забезпечує подачу палива, формування факела, розпилювання палива. У корпусі розпилювача виконуються калібровані отвори малого діаметра. Матеріалом розпилювача є леговані теплостійкі сталі з високою твердістю.

Голка перекриває отвори розпилювача та відкривається під дією тиску палива. До голки висуваються вимоги: висока точність виготовлення; зносостійкість; герметичність посадки; мала інерційність. Поверхні голки проходять шліфування та прецизійну обробку.

Пружина форсунки створює зусилля, необхідне для утримання голки в закритому положенні. Тиск початку впорскування регулюється зміною попереднього натягу пружини.

#### 3.2.4 Основні типи форсунок дизельних двигунів

##### - Відкриті форсунки

У відкритих форсунках паливний канал постійно сполучений із камерою згоряння. Недоліки: погане розпилювання; підтікання палива; низька економічність. У сучасних дизелях практично не застосовуються.

##### - Закриті форсунки

У закритих форсунках паливні отвори перекриваються голкою. Переваги: висока герметичність; точне дозування; якісне розпилювання; відсутність підтікання палива. Саме закриті форсунки найбільш поширені у сучасних дизелях.

#### 3.2.5 Конструктивні типи розпилювачів

##### - Штифтові форсунки

Штифтові форсунки мають голку зі штифтом, який виступає в отвір розпилювача. Переваги: добра робота на малих навантаженнях; менша

чутливість до забруднення. Недоліки: гірше розпилювання; обмежений тиск упорскування. Застосовуються переважно у вихорокамерних дизелях.

- Багатоотворові форсунки

У багатоотворових форсунках паливо впорскується через декілька малих отворів. Переваги: якісне розпилювання; рівномірний розподіл палива; висока економічність; зменшення токсичності. Такі форсунки широко використовуються у сучасних дизелях із безпосереднім упорскуванням.

### 3.2.6 Форсунки системи Common Rail

У сучасних дизельних двигунах широко застосовуються електронно-керовані форсунки системи Common Rail. Особливості: дуже високий тиск упорскування; електронне керування; можливість багатофазного впорскування; точне дозування палива. Розрізняють електромагнітні та п'єзоелектричні форсунки. Переваги системи Common Rail: зменшення витрати палива; зниження шумності; покращення екологічних показників; підвищення потужності двигуна.

### 3.2.7 Вимоги до конструкції форсунок

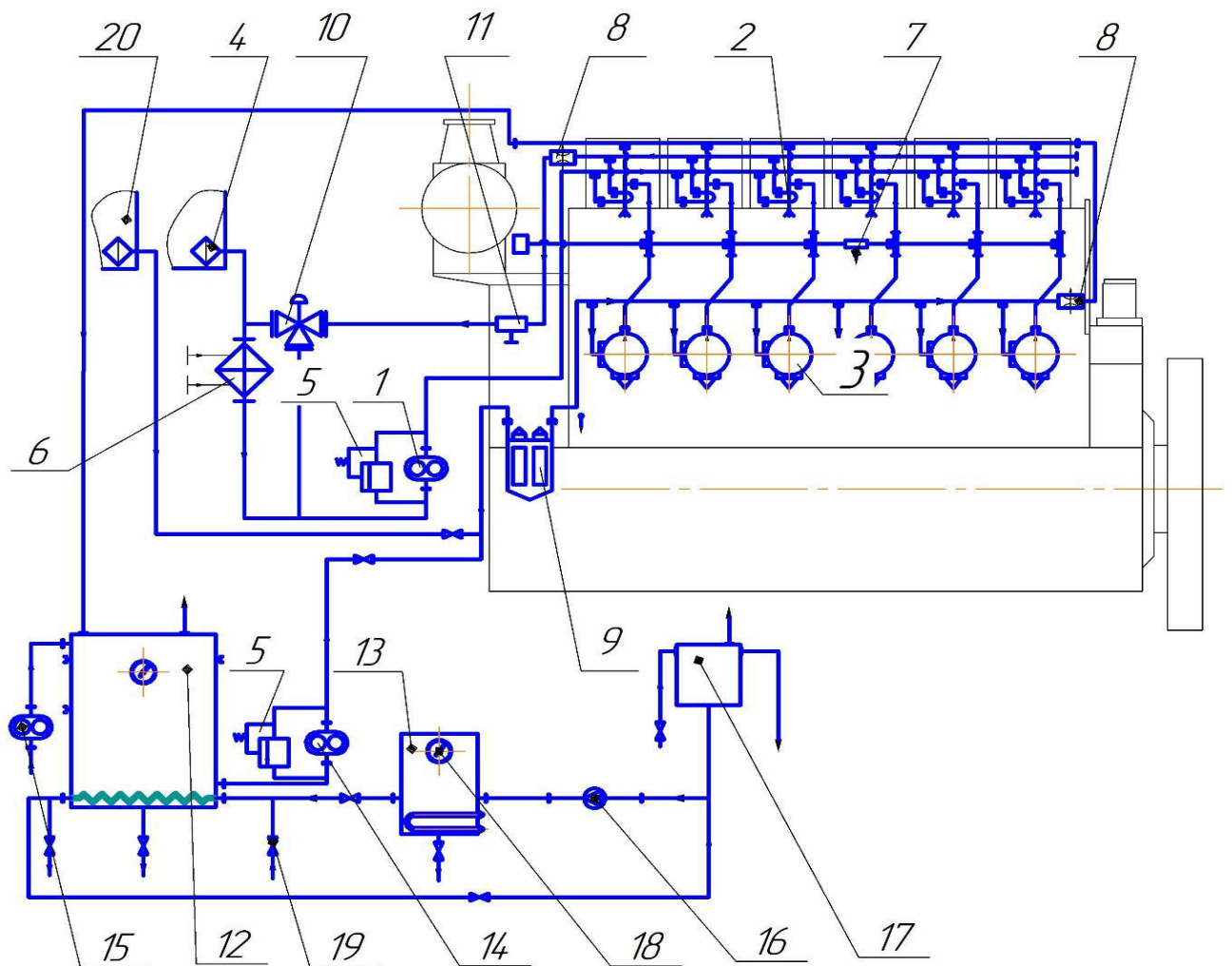
До конструкції дизельних форсунок висуваються такі основні вимоги: висока герметичність; точність дозування; дрібнодисперсне розпилювання; швидкодія; довговічність; теплостійкість; стійкість до зношування; надійність роботи при високих тисках. Особливо важливими є точність виготовлення розпилювача; чистота поверхонь; стабільність параметрів упорскування.

### 3.2.8 Основні несправності форсунок

Найпоширенішими несправностями форсунок є: закоксування отворів розпилювача; підтікання палива; зависання голки; зношування розпилювача; зниження тиску початку впорскування; порушення форми факела розпилу. Несправності форсунок призводять до підвищення витрати палива, димності, втрати потужності, нестійкої роботи двигуна.

### 3.3 Опис запроектованої паливної системи

Паливна система дизеля 6ЧН 26/34 проточна (рис.3.3) і забезпечує роботу дизеля як на дизельному паливі так і на водопаливній емульсії (ВПЕ). При роботі дизеля на дизельному паливі воно самопливом із витратного бака 20 подається через фільтр тонкого очищення 9 до паливних насосів 3. ВПЕ перед подачею в паливну систему дизеля попередньо підігрівається до температури 70 - 75°C в системі підготовки палива, яка складається із витратного бака 12, котла електричного водогрійного 13, насоса водяного 16, бака розширювального 17, насоса подачі ВПЕ 14 з редукційним клапаном 5, насоса подачі палива у витратний бак 15. Підігрівається ВПЕ 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 ВПЕ 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. 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.



*Рисунок 3.3 Принципова схема паливної системи дизеля при роботі на дизельному паливі та на водопаливній емульсії*

1 – насос паливopідкачний; 2 – форсунка охолоджувана; 3 – паливний насос високого тиску; 4 – сітчастий фільтр; 5 – клапан редуційний; 6 – охолоджувач палива; 7 – клапан розгpузочний; 8 – дросель; 9 – фільтр тонкого очищення палива; 10 – регулятор температуpи; 11 – ресивер. 12 – витратний бак рослинної олії; 13 – котел електричний; 14 – насос подачі палива до двигуна; 15 – насос подачі водопаливної емульсії у витратний бак; 16 – насос водяний; 17 – бак розширювальний; 18 – термометр; 19 – вентиль запорний; 20 – витратний бак дизельного 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 паливopідкачному насосі охолодження форсунок 1 встановлений редуційний клапан 5 (рис.3.3), 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 паливо підкачного 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 дизельним паливом повітря із трубопроводів та ПНВТ видаляється через пробки, які розташовані на корпусах ПНВТ (поз.27 на рисунку 3.7), та на корпусі фільтру тонкого очищення палива

### 3.4 Опис основних вузлів, що входять в систему паливоподачі.

#### 3.4.1 Паливний насос високого тиску

На дизелі 6ЧН26/34 встановлені паливні насоси високого тиску типу ТН-18, одноплунжерні, золотникові, з роликовим приводом від розподільчого валу, діаметр плунжера - 18 мм, хід плунжера - 26 мм (рис.3.4). Паливний насос високого тиску призначений для подачі дозованої кількості палива під високим тиском у форсунку.

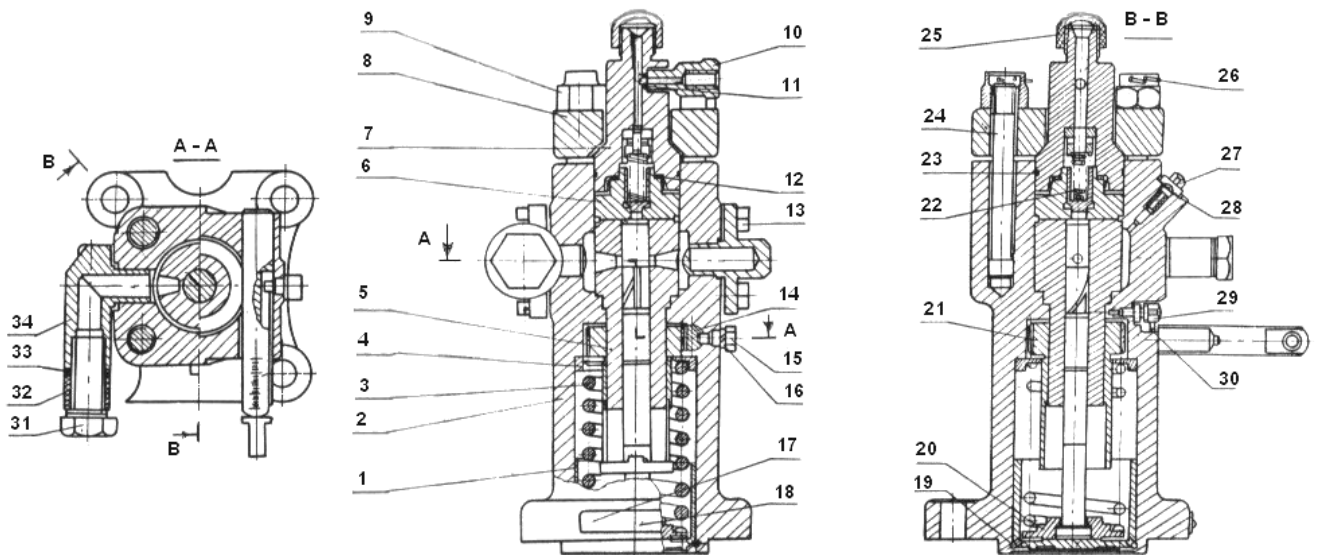


Рисунок 3.4 Паливний насос високого тиску

1 – стакан, 2 – корпус, 3 – пружина плунжера, 4 – тарілка пружини, 5 – пара плунжерна, 6 – клапан нагнітаючий, 7 – штуцер натискний, 8 – фланець натискний, 9 – гайка, 10 – болт натискний, 11 – прокладка запобіжна, 12 – прокладка, 13 – болт M10x25, 14 – рейка, 15 – болт, 16 – шайба пружинна, 17 – заклепка, 18 – таблиця, 19 – кільце установочне, 20 – тарілка пружини нижня, 21 – шестерня, 22 – пружина клапана, 23 – кільце ущільнюоче, 24 – шпилька, 25 – заглушка, 26 – дріт контрольний, 27 – пробка випуску повітря, 28 – прокладка мідна, 29 – гвинт стопорний, 30 – пломба, 31 – ніпель, 32 – кільце для транспортування, 33 – прокладка мідна, 34 – фланець.

В корпусі 2 насоса встановлена плунжерна пара 5, що складається із втулки та плунжера. До верхнього торця втулки плунжера фланцем натискним 8 прижимається через штуцер натискний 7 клапан нагнітаючий 6. Пружиною 22 нагнітаючий клапан 6 прижимається до посадочного конуса корпусу.

Зовні на втулці плунжера встановлена шестерня 21, яка входить в зачеплення із зубцями рейки 14, переміщенням якої забезпечується регулювання величини циклової подачі. Положення втулки плунжера в корпусі 2 насоса визначається установочним болтом 15, який стопориться в корпусі шайбою пружинною 16.

Шестерня 21 втримується у верхньому положенні тарілкою 4, яка прижимається до корпусу 2 насоса пружиною 3. Нижній торець пружини 3 через нижню тарілку 20 опирається на кільце установочне 19.

Для запобігання випадання стакану 3, в канавку корпусу 2 встановлено стопорне кільце 1. На плунжері є хвостовик, який входить в пази на шестерні 21. Таким чином, при поступальному русі рейки 14 повертається шестерня 21 та плунжер насоса. Переміщення рейки 14 обмежується стопорним болтом 15 з пружинною шайбою 16. Встановлена в корпусі 2 пробка випуску повітря 27 призначена для випуску повітря із нагнітаючої порожнини корпусу насоса. Підведення палива в насос здійснюється через фланець 34, ущільнений в корпусі прокладкою 33.

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» корпусу насоса. Після перекриття плунжером верхнього отвору паливо, що залишилося над плунжером починає діяти на нагнітаючий клапан 6, піднімаючи його. Нагнітаючий клапан 6, піднімаючись під дією тиску палива, стискає пружину і упирається в обмежувач. До форсунки паливо поступає по трубці високого тиску, приєднаною накидною гайкою до штуцера 7 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» корпуса 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).

#### 3.4.2 Форсунка

Форсунка ФД-45.2 (рис.3.5) 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  $150^\circ$ .

Паливо, що подається паливним насосом високого тиску, проходить через щільовий 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. При складанні форсунки різьбу на корпусі 2 та ковпаку натискному 6 потрібно змащувати жаростійкою змазкою.

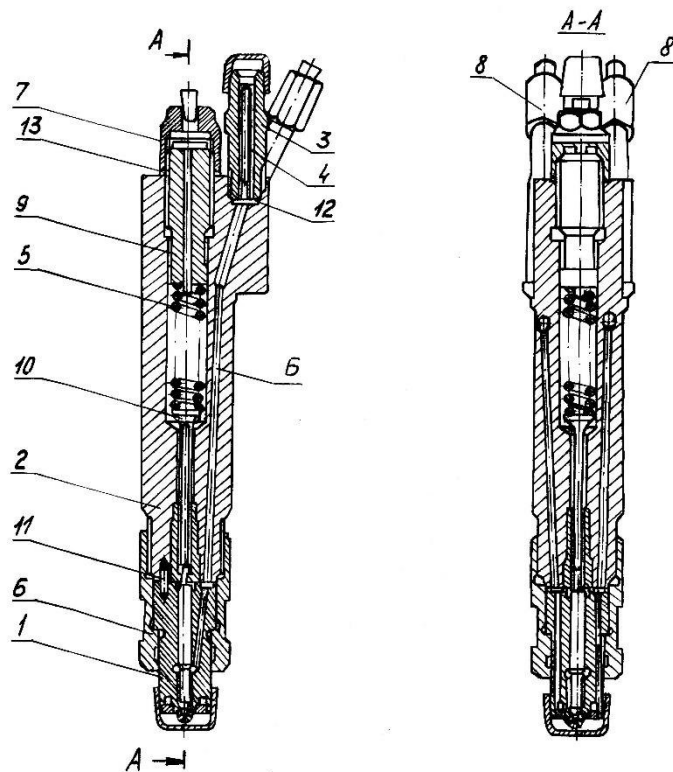


Рисунок 3.5 Форсунка ФД-45.2

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

#### 3.4.4 Паливопідкачний насос

Паливопідкачний насос (рис.3.6) типу МШ-3А, шестеренчастого типу складається із насосу 11, приводу 1 та перехідника 14 для під'єднання всмоктуючого та нагнітального трубопроводів. Продуктивність насоса - 7 л/хв, при тиску 0,15 МПа ( $1,5 \text{ кгс/см}^2$ ) та частоті обертання - 1433 об/хв.

З'єднання перехідника 14 з корпусом насоса різьбове конусне, в корпусі насоса різьба  $K3/8''$ .

Привод насоса складається із корпусу 2, шліцевого 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.

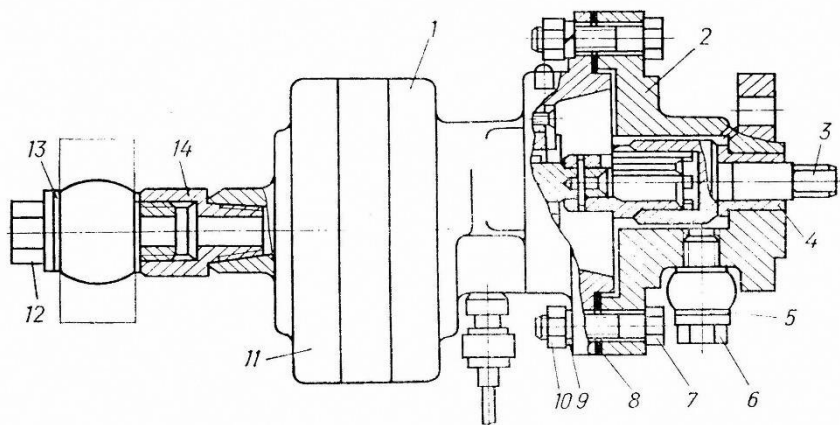


Рисунок 3.6 Паливopідкачний насос МШ-3А

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

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.

Всмоктуючий 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.

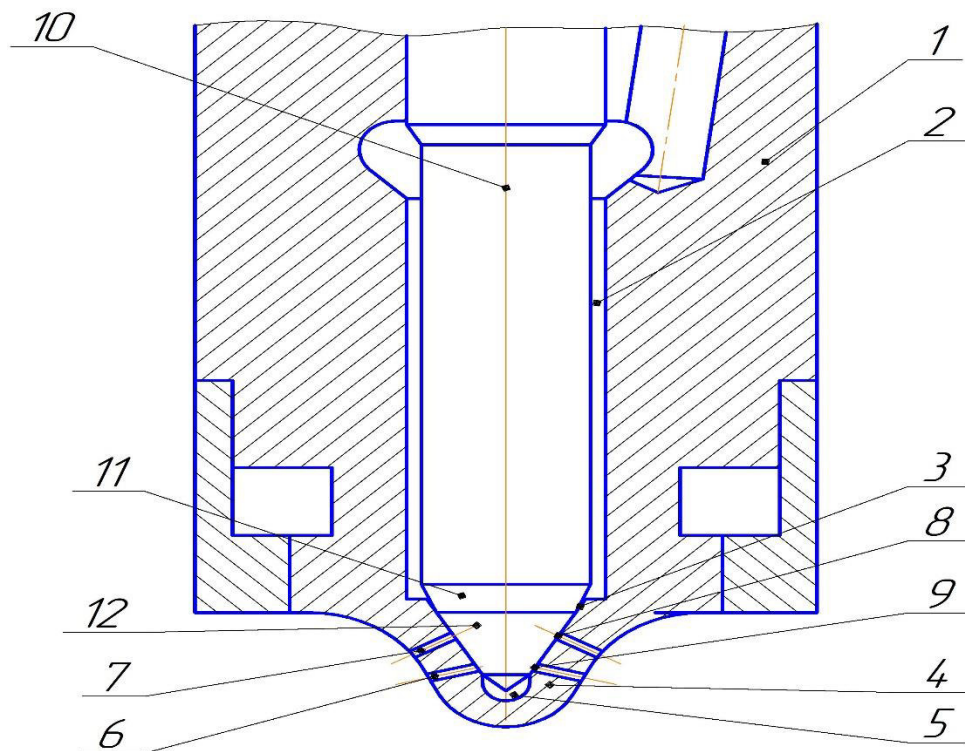
У випадку порушення герметичності гумових манжет насоса, для виключення можливості попадання в масло палива, що просочилося по ведучому валу, в корпусі насоса встановлений різьбовий штуцер 15 з накидною гайкою для під'єднання трубки збору витоків.

### 3.5 Пропозиції по удосконаленню конструкції розпилювача форсунки

Для покращення якості процесу сумішоутворення при роботі на ВПЕ із рослинної олії пропонується використати розпилювач, схема якого представлена на рис.3.8 Розпилювач містить корпус 1 з циліндричною порожниною 2, конусною замикаючою поверхнею 3, носиком розпилювача 4, під голковою порожниною 5 і декількома розпилюючими отворами 6,7, виконаними попарно і розташованими рівномірно по поверхні носика розпилювача. При цьому осі розпилюючих отворів 6,7 розташовані в площині, яка проходить через вісь

циліндричної порожнини корпусу розпилювача і виконані під кутом  $\psi$  один відносно одного. Вхідні кромки 8, 9 розпилюючих отворів 6,7 розташовані на конусній замикаючій поверхні 3 корпусу 1 розпилювача. Голка 10 розпилювача притиснута пружиною до корпусу 1 і має конусну поверхню 11 та конусну замикаючу частину 12, що стикується з конусною замикаючою поверхнею 3 корпусу 1 розпилювача.

В процесі паливоподачі паливо від паливного насосу високого тиску по нагнітальному паливо проводу подається до форсунки і по каналах, виконаних в корпусі 1, поступає в циліндричну порожнину 2. Паливо, що знаходиться в порожнині 2 під високим тиском, діє на конусну поверхню 11 голки 10. В результаті голка 10 піднімається вгору, долаючи силу деформованої пружини. При цьому поміж конусною замикаючої частини 12 голки та конусною замикаючою поверхнею 3 корпусу 1 розпилювача утворюється кільцева щілина, по якій паливо поступає до вхідних кромок 8 та 9 розпилюючих отворів 6 і 7. Далше паливо протікає по розпилюючим отворах 6 і 7 і поступає в камеру згоряння дизеля. Кожен розпилюючий отвір формує струмінь розпилюваного палива. Струмені спарених отворів 6 і 7, осі яких пересікаються під кутом, стикаються один з одним на деякій відстані від поверхні носика 4 розпилювача. При цьому струмені палива додатково турбулізуються і утворюється один загальний струмінь більшого об'єму, що поширюється в об'ємі камери згоряння. Причому, довжина цього струменю дещо менше струменю палива, що формується одним розпилюючим отвором, який має ефективний прохідний переріз, що дорівнює сумі ефективних прохідних перерізів розпилюючих отворів 6 та 7.



*Рисунок 3.8 Розпилювач покращеної конструкції*

1 – корпус; 2 – циліндрична порожнина; 3 – конусна запірна поверхня;  
 4 – носик розпилювача; 5 – підголкова порожнина; 6, 7 – розпилюючі отвори;  
 8, 9 – вхідні кромки розпилюючих отворів; 10 – голка; 11 – конусна поверхня;  
 12 – конусна запірна поверхня

### 3.6 Розрахунок 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                                                                      | $P =$       | 950   | кВт                     |
| 2. Питома витрата водопаливної емульсії (ВПЕ)                                                        | $b_e =$     | 0,289 | кг/кВт·год              |
| 3. Теплоємність ВПЕ на основі ріпакової олії                                                         | $c_m =$     | 1,92  | кДж/кг·град             |
| 4. Об'єм витратного бака для ВПЕ                                                                     | $V =$       | 0,5   | м <sup>3</sup>          |
| 5. Густина ВПЕ                                                                                       | $\rho =$    | 915   | кг/м <sup>3</sup>       |
| 6. Температура ВПЕ:                                                                                  |             |       |                         |
| - холодної                                                                                           | $t_1 =$     | 20    | °C                      |
| - нагрітої                                                                                           | $t_2 =$     | 80    | °C                      |
| 7. Тривалість попереднього нагріву палива у витратному баку                                          | $\tau =$    | 3     | години                  |
| 8. Коефіцієнт, що враховує втрати тепла від витратного бака в навколишнє середовище, $a = 0,8 - 0,9$ | $a =$       | 0,9   |                         |
| 9. Коефіцієнт теплопередачі від горячої води до ВПЕ                                                  | $k =$       | 125   | Вт/м <sup>2</sup> ·град |
| 10. Температура гріючої води на вході у витратний бак палива                                         | $t_{в1} =$  | 90    | °C                      |
| 11. Температура гріючої води на виході із витратного бака палива                                     | $t_{в2} =$  | 85    | °C                      |
| 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                                                         | $v =$       | 0,9   | 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 долитої холодної ВПЕ (до верхнього рівня)  $\Delta V = V - V_{\min}$   $\Delta V = 0,1 \text{ м}^3$

### Розрахунок

- Витрата ВПЕ за годину  

$$B_{\Gamma} = b_e \cdot P$$
 $B_{\Gamma} = 274,6 \text{ кг/год}$
- Розрахункова потужність підігрівача для нагрівання ВПЕ споживаної дизелем на номінальній потужності  

$$P_{II} = c_M \cdot B_{\Gamma} \cdot (t_2 - t_1) / (a \cdot 3600)$$
 $P_p = 8,8 \text{ кВт}$
- Прийнята електрична потужність ТЕНів для нагрівання води в котлі електричному  
 $P_{\phi} = 9 \text{ кВт}$
- Розрахункова витрата води для нагріву ВПЕ у витратному баку  

$$G_B = \frac{3600 \cdot P_{\phi}}{c_B \cdot (t_{B1} - t_{B2})}$$
 $G_B = 1546,5 \text{ кг/год}$
- Прийнята витрата води для підігріву палива у витратному баку  
 $G_p = 1600 \text{ кг/год}$
- Кількість теплоти необхідної на попередній підігрів рослинної олії у витратному баку  

$$Q_T = c_M \cdot V \cdot \rho \cdot (t_2 - t_1) / a$$
 $Q_T = 58560 \text{ кДж}$
- Тривалість попереднього підігріву олії у витратному баку  

$$\tau = \frac{Q_T}{3600 \cdot P_{\phi}}$$
 $\tau = 1,8 \text{ годин}$
- Площа поперечного перерізу труб підігрівача  

$$f = \frac{G_B}{3600 \cdot \rho \cdot v}$$
 $f = 0,00049 \text{ м}^2$
- Кількість труб підігрівача  
 $i = 1 \text{ шт}$
- Розрахунковий внутрішній діаметр труби підігрівача  

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot f}{\pi \cdot i}}$$
 $d = 0,025 \text{ м}$
- Зовнішній діаметр труби підігрівача  
 $D_3 = 0,032 \text{ м}$
- Фактичний внутрішній умовний діаметр труби 1G  
 $D_y = 0,025 \text{ м}$

12. Середньо - арифметичний перепад температур теплоносіїв в підігрівачеві

$$\Delta t = \frac{t_{B1} + t_{B2}}{2} - \frac{t_1 + t_2}{2}$$

$$\Delta t = 37,5 \quad ^\circ\text{C}$$

12. Площа поверхні теплообміну підігрівача

$$F = \frac{1000 \cdot P_{\phi}}{\kappa \cdot \Delta t}$$

$$F = 1,92 \quad \text{м}^2$$

13. Робоча довжина змішувача витратного бака

$$L = \frac{F}{\pi \cdot D_3}$$

$$L = 19,1 \quad \text{м}$$

### Висновки

Згідно із результатами проведеного розрахунку, параметри системи підігріву палива із рослинного масла повинні бути наступними:

1. Об'єм витратного бака

$$V = 0,5 \quad \text{м}^3$$

2. Теплова потужність електричного котла

$$P_{\Pi} = 9 \quad \text{кВт}$$

3. Температура палива на виході із витратного бака

$$t_2 = 80 \quad ^\circ\text{C}$$

4. Температура гріючої води на виході із котла електричного  $t_{B1} = 90^\circ\text{C}$

$$t_{B1} = 90 \quad ^\circ\text{C}$$

5. Продуктивність циркуляційного насоса гріючої води

$$G_B = 1600 \quad \text{кг/год}$$

6. Тривалість попереднього нагріву палива у витратному баку

$$\tau = 3 \quad \text{години}$$

7. Площа поверхні теплообміну підігрівача

$$F = 1,92 \quad \text{м}^2$$

## 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

### 4.1 Охорона праці

4.1.1 Розробка заходів щодо зменшення впливу небезпечних і шкідливих виробничих факторів при роботі з дизельним двигуном 6ЧН26/34.

Охорона праці – це система законів і норм, спрямованих на забезпечення безпеки праці і відповідних їм соціально-економічних, організаційних, технічних і санітарно-гігієнічних заходів.

Задачі охорони праці – звести до мінімуму можливі поранення і захворювання працюючих, з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці. Реальні виробничі умови характеризуються, як правило, наявністю деяких небезпечних і шкідливих виробничих факторів.

Небезпечним виробничим фактором називається такий виробничий фактор, вплив якого на працюючого у визначених умовах приведе до захворювання чи зниження працездатності.

Між небезпечним і шкідливим факторами не завжди можна провести чітку границю. Той самий фактор може привести до нещасного випадку чи до зниження продуктивності праці.

4.1.2 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, подразнюють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань легень і дихальних шляхів.

За ДСТ 12.1.005-76 установлені припустимі границі концентрації газу –  $100 \text{ мг/м}^3$  – у повітрі виробничих приміщень.

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

По СНиПу 245 – 71 величина припустимої границі концентрації оксиду вуглецю не повинна перевищувати  $20 \text{ мг/м}^3$ .

Висока температура відкритих частин двигуна (випускний колектор, газова турбіна, глушитель) 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.

Освітлювальне електроустаткування машинного відділення складається з наступних елементів:

- щит освітлення з автоматичними вимикачами. Він споживає напругу  $380 \text{ В}$  з частотою  $50 \text{ Гц}$ ;
- світильники з лампами накаливання потужністю  $100 \text{ Вт}$ ;

- світильники з двома люмінесцентними лампами потужністю по 40 Вт;

- світильники аварійного освітлення;
- пробки освітлення;
- вимикачі.

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.

Система вентиляції розроблена відповідно до вимог і норм СНіП.

Види промислової вентиляції: штучна, приточна і природна. Витяжна вентиляція з машинного відділення здійснюється природним шляхом через жалюзі, установлені на кожухах димарів.

Приточна вентиляція машинного відділення забезпечується вентилятором.

э) Шум значно погіршує продуктивність праці. Впливає на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається утом слухового апарата, що може привести до часткового чи навіть до повної втрати слуху. Санітарні норми шуму приведені в таблиці 4.1

Таблиця 4.1 Санітарні норми шуму

|                                                 |      |    |     |     |     |      |      |
|-------------------------------------------------|------|----|-----|-----|-----|------|------|
| Середньоггеометричні частоти октавних полос, Гц | 3,15 | 63 | 125 | 250 | 500 | 1000 | 2000 |
| Рівні звукового тиску, Дб                       | 109  | 99 | 92  | 86  | 83  | 80   | 76   |

ж) вібрація. Вібрація виникає через динамічну неврівноваженість мас кривошипно-шатунного механізму ДВЗ. Локальна вібрація викликає спазми судин і погіршує кровообіг.

Загальна вібрація з частотою 0,7 Гц викликає морську хворобу, з частотою 4-30 Гц може викликати ушкодження плечового пояса, більшості внутрішніх органів через резонансні явища. Санітарні норми вібрації приведені в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2. Санітарні норми вібрації

| Напрямок нормування вібрації | Середньоквадратична віброшвидкість (чисельник, $\text{м/с} \cdot 10^{-2}$ ), логарифмічний рівень віброшвидкості (знаменник, дБ) |         |         |          |          |          |          |
|------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------|---------|----------|----------|----------|----------|
|                              | 1                                                                                                                                | 2       | 4       | 8        | 15       | 31,5     | 63       |
| вертикаль                    | 20/132                                                                                                                           | 7,1/123 | 2,5/114 | 1,3/108  | 1,1/107  | 1,1/107  | 1,1/107  |
| горизонталь                  | -                                                                                                                                | 3,5/117 | 1,3/108 | 0,63/102 | 0,56/101 | 0,56/101 | 0,56/101 |

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

Шум і вібрація, двигунів внутрішнього згоряння 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 шестірни, загальне доведення і притирання деталей, вибір малошумних 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 установлення віброгасників у місцях підвищеної вібрації.

Дуже ефективним і важливим способом зменшення шкідливого впливу шуму на людський організм є використання індивідуальних способів захисту від шуму: пробок, навушників, гермошлемів у сукупності з звукоізолюючими кабінами, з яких провадиться управління двигуном. Способи індивідуального захисту, в залежності від їхньої конструкції і частоти шуму, дозволяє зменшити сприйнятий людиною звук на 15-20 Дб.

#### 4.2 Охорона навколишнього середовища.

Однією з необхідних умов здорової і високопродуктивної праці є забезпечення чистоти повітря і нормальних метеорологічних умов у робочій зоні приміщень. Усунення впливу таких шкідливих виробничих факторів, як відпрацьовані гази, пар, пил, надлишкові теплоти, волога і створення здорового повітряного середовища, є важливою народногосподарською задачею, що повинна здійснюватися комплексно, одночасно з рішенням основних питань виробництва.

Шкідливі речовини проникають в організм людини головним чином крізь дихальні шляхи, а також крізь шкіру з їжею. Більшість цих речовин відносяться до небезпечних і шкідливих виробничих факторів, оскільки вони впливають на організм людини.

По характеру впливу на організм людини ці шкідливі речовини розділяються на:

а) загально токсичні речовини, які викликають отруєння всього організму (окис вуглецю, ціаністі з'єднання, свинець, ртуть);

б) речовини які викликають подразнення дихальних шляхів і слизоватих оболонок (хлор, аміак);

- в) речовини, що діють як алерген (формальдегід, різні розчини та інш);
- г) канцерогенні речовини, які викликають ракові захворювання (амін, окисли хрому, азбест).

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 Розробка заходів щодо зменшення забруднення навколишнього середовища.

Необхідний безпечний стан навколишнього середовища може бути

забезпечений виконанням визначених заходів. До основних з них відносяться:

а) механізація і автоматизація виробничих процесів, дистанційне керування ними. Ці заходи мають велике значення для захисту від впливу шкідливих речовин, теплового випромінювання, особливо при виконанні важких робіт. Автоматизація процесів, що супроводжуються виділенням шкідливих речовин, не тільки підвищує продуктивність, але і поліпшує умови праці, оскільки робітники виводяться з небезпечної зони;

б) застосування технологічних процесів і устаткування, що виключають утворення шкідливих речовин чи попадання їх у робочу зону. При проектуванні нових технологічних процесів і устаткування необхідно домагатися виключення чи різкого зменшення виділення шкідливих речовин у повітря виробничих приміщень;

в) захист від джерел теплових випромінювань важливий для зниження температури повітря в приміщенні і теплового опромінення працівників.

г) встановлення вентиляції та опалення;

д) застосування засобів індивідуального захисту.

## ВИСНОВКИ

Кваліфікаційна робота бакалавра на тему ” Розробка паливної системи для 4-тактного дизельного двигуна потужністю 950 кВт, що працює на водопаливній емульсії. Прототип 6ЧН26/34” включає необхідні конструкторські креслення, розрахункові і пояснювальні матеріали по дизельному двигуну 6ЧН 26/34, розробку принципової схеми паливної системи та конструкції форсунки, які забезпечують підготовку палива рослинного походження та якісне його розпилювання. Кваліфікаційна робота оформлена пояснювальною запискою та графічною частиною роботи в кількості 6 листів формату А1.

Дизельний двигун 6ЧН26/34 потужністю 950 кВт використовується для приводу електрогенератора змінного струму і встановлюється в місцях де потрібна постійно електрична і теплова енергія та є порівняно дешева і в достатніх об’ємах рослинна олія. В розділі 1 приведені обґрунтування застосування альтернативних палив та їх властивості, опис конструкції дизеля 6ЧН26/34, вибраного за прототип при виконанні роботи. Загальний вигляд та детальна конструкція дизельного двигуна 6ЧН26/34 показані на Додатках А, Б, Д графічної частини бакалаврської роботи.

У другому розділі кваліфікаційної роботи по заданим вихідним параметрам двигуна ( $P_e = 950 \text{ кВт}$ ) визначений двигун – прототип 6ЧН26/34 і виконаний розрахунок параметрів робочого циклу. Результати розрахунків показали, що задана потужність дизельного двигуна забезпечується при тиску наддуву  $p_b = 0,26 \text{ МПа}$ , ступеню стиску  $\varepsilon = 12,5$ , коефіцієнті надлишку повітря  $\alpha = 2,17$ .

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 Е графічної частини кваліфікаційної роботи.

Основне місце в роботі займають розрахунок і розробка принципової схеми паливної системи та конструкції форсунки для подачі та розпилювання палива на основі рослинної олії в циліндр дизеля. В розділі 3 пояснювальної записки приведений детальний опис паливної системи та її елементів, розрахунок

параметрів форсунки та розрахунок на міцність її деталей. В графічній частині роботи (Додатки В, Г, Д) розроблена принципова схема паливної системи, виконане складальне креслення форсунки, розроблене робоче креслення її основної деталі – розпилювача, конструкція якого є оригінальною і забезпечує якісне розпилювання водопаливної емульсії.

Враховуючи те, що запроектований дизельний двигун 6ЧН26/34 є джерелом шуму і вібрації, велику увагу в кваліфікаційній 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.