

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

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

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

« ____ » _____ 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

**ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПАРАМЕТРІВ, ЩО ОБУМОВЛЮЮТЬ
ПРОЦЕС ВИГОРЯННЯ ПАЛИВА НА ЕФЕКТИВНІ ПОКАЗНИКИ
СУДОВОГО ДВИГУНА 6ЧН 21/21**

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття другого (магістерського) рівня вищої освіти

Керівник роботи

Василь НАЛИВАЙКО

Здобувач освіти

Олександр ОСТАПЕНКО

Миколаїв 2023

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

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

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

Остапенку Олександру Миколайовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Дослідження впливу параметрів, що обумовлюють процес
вигорання палива на ефективні показники судового двигуна 6ЧН 21/21

2. Керівник роботи к.т.н., проф. Наливайко В.С.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

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

3. Строк подання здобувачем роботи _____

4. Вихідні дані до роботи Потужність двигуна – 550 кВт; частота обертання
колінчатого валу – 750 хв⁻¹.

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Застосування об'єкту дослідження в складі енергетичної установки
судна. Визначення вимог до застосування ДВЗ у складі об'єкту використання. 2.
Розрахунок робочого циклу для номінального режиму роботи. 3. Дослідження
впливу параметрів, що обумовлюють процес вигорання палива на ефективні
показники двигуна. 4. Економічне обґрунтування модернізації двигуна. 5. Аналіз і
розробка заходів забезпечення вимог охорони праці та охорони навколишнього
середовища.

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

1. Загальне креслення судна на повітряній подушці. 2. Габаритне креслення двигуна
6ЧН 21/21. 3. Поперечний розріз двигуна 6ЧН 21/21. 4. Дослідження впливу
показника характеру згоряння t на робочий цикл двигуна. 5. Дослідження впливу
кута випередження упорскування на робочий цикл двигуна.

7. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Економічне обґрунтування	к.т.н., проф. Наливайко В.С.		
Охороні праці	к.т.н., проф. Наливайко В.С.		

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Застосування об'єкту дослідження в складі енергетичної установки судна. Визначення вимог до застосування ДВЗ у складі об'єкту використання.		
2	Розрахунок робочого циклу для номінального режиму роботи		
3	Дослідження впливу параметрів, що обумовлюють процес вигорання палива на ефективні показники двигуна.		
4	Економічне обґрунтування модернізації двигуна.		
5	Аналіз і розробка заходів забезпечення вимог охорони праці та охорони навколишнього середовища		

Здобувач освіти

(підпис)

Олександр ОСТАПЕНКО

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Василь НАЛИВАЙКО

(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Магістерська робота присвячена дослідженню впливу параметрів, що обумовлюють процес вигорання палива на ефективні показники судового середньообертового дизельного двигуна 6ЧН 21/21.

Виконано короткий опис судна з повітряною подушкою та дизельного двигуни типу 6ЧН 21/21.

Проведено моделювання робочого циклу для номінального режиму роботи та отримано всі основні параметри робочого циклу головного судового двигуни 6ЧН 21/21, а також побудовано графічні залежності зміни основних параметрів від кута повороту колінчастого валу.

Розглянуто особливості організації процесу згоряння двигунів із запаленням від стиснення. Проаналізовано особливості застосування методу І. І. Вібе для розрахунку характеристик тепловиділення у ДВЗ, а також розглянуто вплив параметрів напівемпіричного рівняння (тривалість згоряння φ_z та показник характеру згоряння m) на їх вигляд. Також виконано дослідження впливу кута випередження упорскування, що забезпечило зменшення питомої ефективної витрати палива на 2,3 %.

Визначено річний економічний ефект для споживача від зниження витрати палива двигуном 6ЧН 21/21, який становить 581908,42 грн. Розраховано рівень шуму та вібрації, а також проаналізовано можливі шляхи зниження токсичності відпрацьованих газів за рахунок раціональної організації робочого процесу.

Магістерська робота виконана українською мовою на 76 аркушах розрахунково-пояснювальної записки. Використано 18 джерел. Графічна частина представлена на 5 кресленнях формату А1.

Ключові слова: двигун внутрішнього згоряння, вигорання палива, тривалість згоряння, показник характеру згоряння, ефективні показники, питома ефективна витрата палива, енергетична установка.

					КРМ.142.6221м.26.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ABSTRACT

The master's thesis is devoted to the study of the influence of parameters that determine the process of fuel burning on the effective performance of a medium-speed marine diesel engine 6CHN 21/21.

A brief description of an air-cushioned vessel and a 6CHN 21/21 diesel engine is given.

The modeling of the duty cycle for the nominal operating mode was carried out and all the main parameters of the duty cycle of the main ship's engine 6CHN 21/21 were obtained, and graphical dependencies of the change in the main parameters on the crankshaft angle were constructed.

The features of the organization of the combustion process of compression-ignition engines are considered. The peculiarities of applying the Wiebe method to calculate the characteristics of heat release in internal combustion engines are analyzed, and the influence of the parameters of the semi-empirical equation (combustion duration φ_z and combustion characteristic m) on their appearance is considered. Also, the influence of the injection advance angle was studied, which provided a decrease in specific effective fuel consumption by 2.3 %.

The annual economic effect for the consumer of reducing fuel consumption by the 6CHN 21/21 engine was determined, which is 581908.42 UAH. The noise and vibration levels were calculated, and possible ways to reduce the toxicity of exhaust gases through the rational organization of the workflow were analyzed.

The master's thesis is written in Ukrainian on 76 pages of calculation and explanatory notes. 18 sources were used. The graphic part is presented in 5 drawings of A1 format.

Keywords: internal combustion engine, fuel burnout, combustion duration, combustion characteristic, effective indicators, specific effective fuel consumption, power plant.

					<i>KPM.142.6221m.26.II3</i>	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

ВСТУП

ОСОБЛИВОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ ДВИГУНА 6ЧН 21/21

РОЗДІЛ 1 У СКЛАДІ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ СУДНА НА ПОВІТРЯНІЙ ПОДУШЦІ

- 1.1. Загальна характеристика судна на повітряній подушці.....
- 1.2. Опис конструкції та характеристика енергетичної установки судна на повітряній подушці.....
- 1.3. Висновок до розділу.....

РОЗДІЛ 2 РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДЛЯ НОМІНАЛЬНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ

- 2.1. Загальна характеристика математичної моделі розрахунку робочого циклу.....
- 2.2. Розрахунок робочого циклу для номінального режиму роботи судового двигуна 6ЧН 21/21.....
- 2.3. Висновок до розділу.....

РОЗДІЛ 3 ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПАРАМЕТРІВ, ЩО ОБУМОВЛЮЮТЬ ПРОЦЕС ВИГОРЯННЯ ПАЛИВА НА ЕФЕКТИВНІ ПОКАЗНИКИ СУДОВОГО ДВИГУНА 6ЧН 21/21

- 3.1. Загальна характеристика процесу згоряння двигунів із запаленням від стиснення.....
- 3.2. Характеристики тепловиділення.....
- 3.3. Метод Вібе для розрахунку характеристик тепловиділення....
- 3.4. Дослідження впливу показника характеру згоряння m на ефективні показники судового двигуна 6ЧН 21/21.....
- 3.5. Дослідження впливу кута випередження упорскування на ефективні показники судового двигуна 6ЧН 21/21.....
- 3.6. Висновок до розділу.....

РОЗДІЛ 4

ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ МОДЕРНІЗАЦІЇ СУДНОВОГО ДВИГУНА 6ЧН 21/21

РОЗДІЛ 5

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

- 5.1. Розрахунки рівня шуму та вібрації в приміщенні машинного відділення судна з повітряною подушкою.....
- 5.2. Охорона навколишнього середовища.....
- 5.3. Висновки до розділу.....

ВИСНОВОК ПО РОБОТІ

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

Додаток А. Загальне креслення судна на повітряній подушці.

Додаток Б. Габаритне креслення двигуна 6ЧН 21/21.

Додаток В. Поперечний розріз двигуна 6ЧН 21/21.

Додаток Г. Дослідження впливу показника характеру згоряння m на робочий цикл двигуна.

Додаток Д. Дослідження впливу кута випередження упорскування на робочий цикл двигуна.

ВСТУП

Відповідно до завдання кафедри ДВЗ, У та ТЕ виконано дослідження впливу параметрів, що обумовлюють процес вигорання палива на ефективні показники судового двигуна 6ЧН 21/21. Дизель 6ЧН 21/21 використовується у якості головного суднового двигуна на судні з повітряною подушкою.

Зменшення витрати палива двигуном є важливою та актуальною задачею. Забезпечити зниження витрати палива та покращення екологічних показників суднового двигуна можливо за рахунок раціональної організації процесу вигорання палива у робочому циліндрі.

Вид характеристик тепловиділення визначається закономірностями процесу згорання палива в циліндрі та законом переміщення поршня. З іншого боку, термодинамічна ефективність циклу і його ККД пов'язані із законом підведення теплоти до робочого тіла. Характеристики тепловиділення дають змогу оцінювати й удосконалювати процес згорання з погляду термодинамічної ефективності циклу, з термодинамічних позицій. У цьому полягає основна причина широкого використання характеристик тепловиділення в дослідженнях і під час доведення циклів двигунів.

Для забезпечення поставленої задачі у кваліфікаційній роботі здійснюється дослідження впливу параметрів, що впливають на характеристику тепловиділення, а результати дослідження будуть представлені у якості рекомендацій щодо підвищення ефективності суднового двигуна 6ЧН 21/21.

					<i>KPM.142.6221м.26.ПЗ</i>	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ОСОБЛИВОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ ДВИГУНА 6ЧН 21/21 У СКЛАДІ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ СУДНА НА ПОВІТРЯНІЙ ПОДУШЦІ

1.1. Загальна характеристика судна на повітряній подушці

Протягом багатьох сторіч єдиним засобом водного транспорту було судно, яке рухалось спочатку за допомогою вітрил, а з XIX ст – різного роду енергетичних (механічних) установок. Швидкість ходу суден з досить великою водотоннажністю поступово зростала, однак внаслідок різкого зростання хвильової складової опору руху судна виявилось, що не є доцільним збільшувати її понад 30...35 вузлів.

На теперішній час військові кораблі досягали рекордної швидкості руху у 42...45 вузлів, що диктується прагненням кораблебудівників забезпечити їх тактичну перевагу над кораблями противника. При цьому економічною складовою нехтували.

В останній час досить швидко розвивається новий вид водних транспортних засобів це судна на повітряній подушці (СПП). Ще в XIX столітті розроблялися ідеї та принципи руху на повітряній подушці як у вітчизняній практиці проектування суден так і закордоном. Перші базові теоретичні основи цього принципу було розроблено у далекому 1927 році Константаном Едуардовичем Цюлковським. У 30-х, початку 40-х років минулого сторіччя ці основи отримали своє практичне використання на катерах, створених під керівництвом професора Новочеркаського політехнічного інституту В. Н. Левкова. Повітря для створення повітряної подушки на таких катерах надходило безпосередньо у простір, оточений з усіх боків жорсткими огороженнями, що утворює таким чином камеру. Стрімкий розвиток СПП отримало з появою та застосуванням гнучких огорожень (ГО) повітряної подушки, що дозволило різко покращити морехідні якості СПП. Таким чином СПП зайняли свою «нішу» між традиційними засобами водного транспорту та авіацією. У ряді країн світу СПП успішно здійснюють одну з головних функцій водних транспортних засобів, а саме перевозу пасажирів. Також були перші успі-

					КРМ.142.6221м.26.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

шні спроби використання СПП у якості автомобільно-пасажирського порому. Також СПП використовуються у якості рятувальних судів, для боротьби з пожежами, а також для океанографічних досліджень.

З відомих принципових схем СПП, що з'явилися на початку розвитку, а саме рециркуляційної, соплової, камерної та скегової розвиток отримали лише останні три (рис. 1.1). Поява та подальше вдосконалення ГО сприяло формуванню нової системи класифікації СПП. Таким чином, характерними та незалежними ознаками, які визначають тип судна є:

- наявність чи відсутність постійного контакту з поверхнею води;
- система живлення ПП.

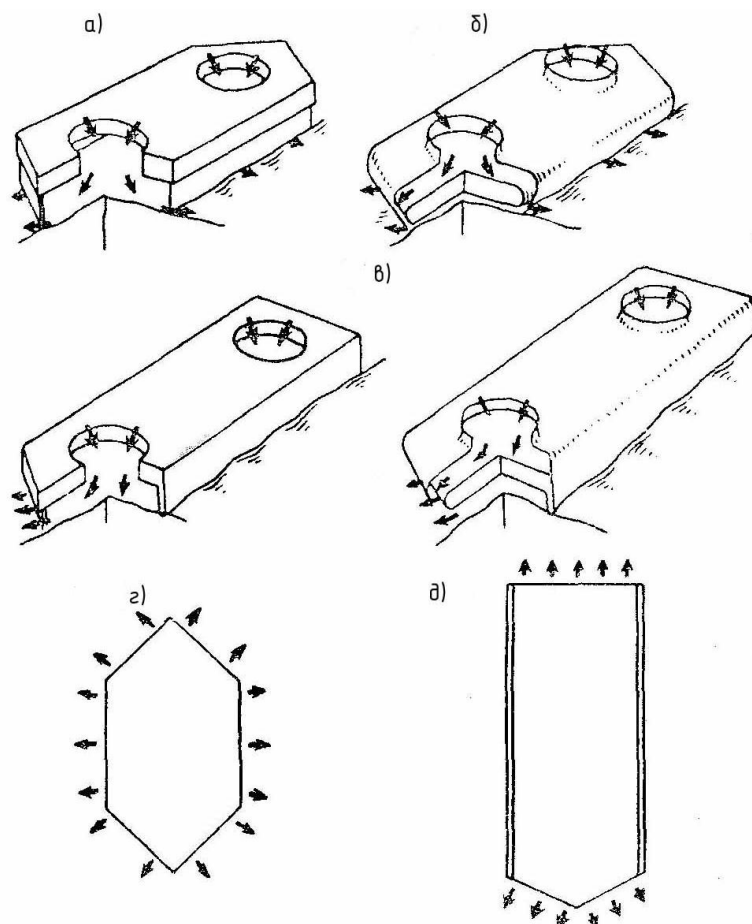


Рисунок 1.1 – Принципові схеми формування повітряної подушки СПП:

a – камерна; *б* – соплова; *в* – скегова в сполученні з камерною і в сполученні з соплом; *г* – камерна і соплова в плані; *д* – скегова в плані

Незалежно від системи, що живить повітряну подушки СПП з врахуванням першої ознаки можна розділити на судна з повним відривом від поверхні води та судна без відриву від поверхні води.

Номенклатура базових техніко-економічних характеристик (ТЕХ) СПП скегового типу (СППС) практично цілком відповідає номенклатурі ТЕХ водотонажних суден:

- цільове призначення судна і задачі які воно виконує;
- пасажиромісткість судна, корисний вантаж, склад функціонального обладнання;
- водотоннажність судна (маса) за різними категоріями (повне, нормальне, стандартне та ін.);
- швидкість ходу судна (повна, економічна, експлуатаційна та ін.);
- дальність ходу судна;
- автономність плавання;
- морехідні якості судна;
- комплектація командою;
- габаритні розміри корпусу судна, розміри скегів;
- склад та потужність ТЕХ, що містить двигуно-рушійний та піднімальний комплекси;
- склад та потужність електроенергетичної системи;
- маса палива (нормальний запас, у перевантаженні і т.п.);
- характеристики маневреності судна (можливий радіус циркуляції у залежності від швидкості ходу, часу, а також шляху розгону; гальмування й т.д.);
- конструктивні особливості базових підсистем судна (рухомих огорожень ПП, рушіїв й т.д.);

На рис. 1.2 подано границі області ймовірних значень маси та швидкості СППС у порівнянні з границями параметрів інших суден з динамічним принципом підтримання та водотонажності.

					КРМ.142.6221м.26.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

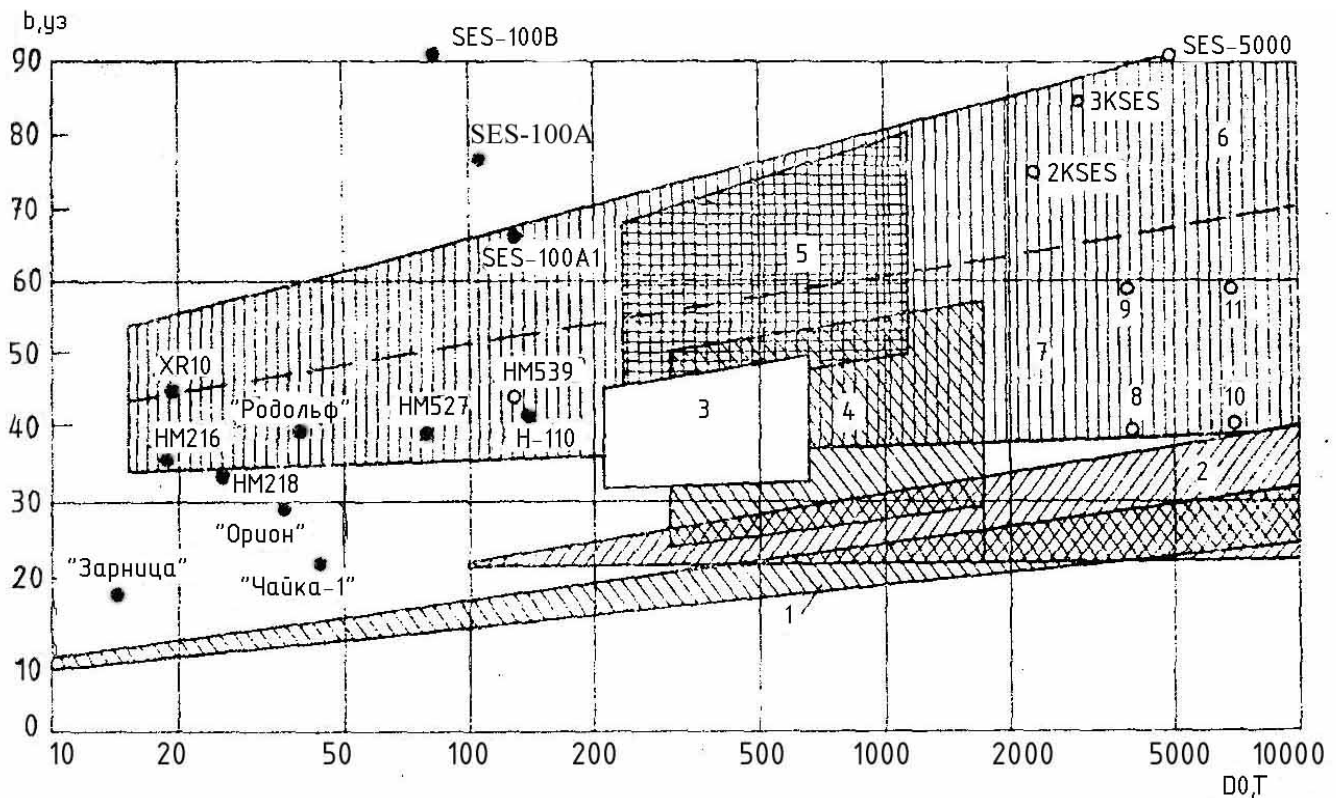


Рисунок 1.2 – Ймовірних значень маси та швидкості СППС:

1 – водотонажні судна та кораблі; 2 – полузаглибні катамарани; 3 – глиссуючі судна; 4 – судна на підводних крилах; 5 – амфібійні судна на повітряній подушці; 6 – СВПС малого подовження; 7 – СВПС великого подовження; 8, 9, 10, 11 – розробки ВМС США окремих типів КВПС

Виходячи з вищесказаного можна зробити висновок, що дизельний двигун 6ЧН 21/21 може застосовуватися на СППС, потужність енергетичної установки якого складає 550 кВт. Таким чином досягаються параметри енергетичної установки, які наведено у табл. 1.1.

Таблиця 1.1 – Основні техніко-економічні характеристики СППС

Функціональне навантаження СППС (кількість пасажирів)	Маса (повна, стандартна, порожня), т	Розміри, м ($L \times B \times H / H_{\text{габ}}$, $L_{\text{пп}} \times B_{\text{пп}} \times H_{\text{ск}}$, осадка на плаву/на ПП)	Матеріал корпусу СППС
100 пасажирів	34,7 33,0 24,0	25,8x6,5x1,5/3,9; 23,1x4,5x0,7; 0,88/0,6	Легкий сплав

Продовження таблиці 1.1.

Конструктивна схема і матеріал рухомого огороження		Головна енергетична установка СПС			Швидкість, вузли	Дальність ходу, миль	Екіпаж, чоловік	Морехідність, м	Кількість побудованих катерів
Носового	Кормового	Тип (марка), кількість та потужність двигунів, кВт	Тип та $D_{рк}$ (м) рушіїв	Тип та $D_{рк}$ (м)					
ГО – три ряди сегментів	ГО балонного типу	Дизель типу 6ЧН21/21, 550 кВт	ОВД (2) 0,47	ЦВН	28,6	216	3	1,2	4

1.2. Опис конструкції та характеристика енергетичної установки судна на повітряній подушці

Основні технічні характеристики суднового середньо обертового дизельного двигуна 6ЧН 21/21 (рис. 1.3) представлена в табл. 1.2.

Таблиця 1.2 – Основні технічні характеристики суднового середньо обертового дизельного двигуна 6ЧН 21/21

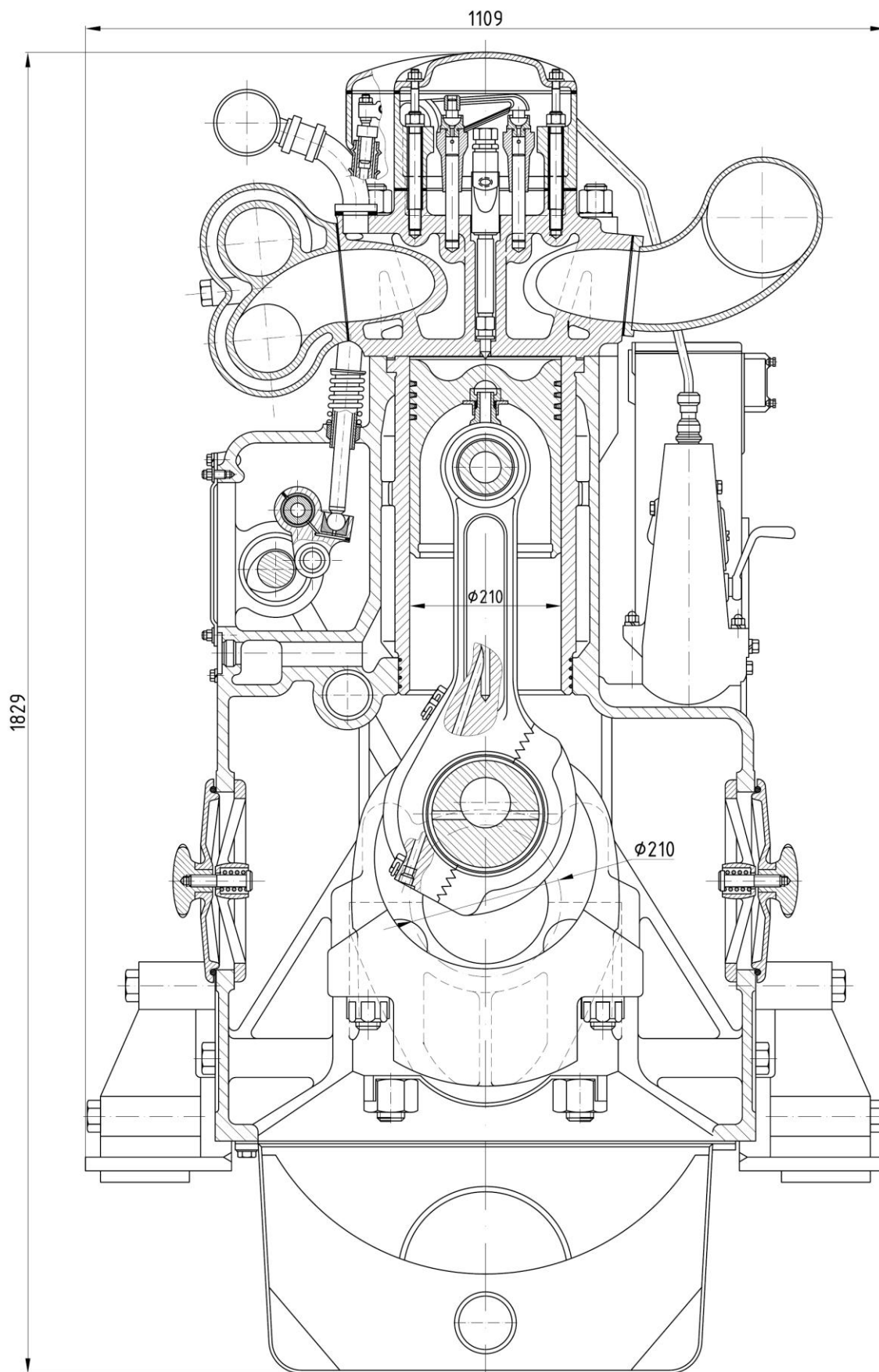
№ з.п.	Параметри	Значення
1	Тип дизеля	4-хтактний, з рідинним охолодженням, з газотурбінним наддувом й проміжним охолодженням наддувного повітря
2	Кількість циліндрів	6
3	Розміщення циліндрів	рядне
4	Діаметр циліндра, мм	210
5	Хід поршня, мм	210
6	Робочий об'єм усіх циліндрів двигуна, л	43,64
7	Порядок роботи циліндрів	1-5-3-6-2-4
8	Ступінь тиску	13
9	Повна потужність, кВт	550
10	Частота обертання колінчастого вала, відповідна повній потужності, хв ⁻¹	750
11	Максимальна частота обертання колінчастого вала (режим холостого ходу), хв ⁻¹	800
12	Мінімальна стійка частота обертання колінчастого вала, хв ⁻¹	600
13	Максимальний крутячий момент, Н·м	5390
14	Питома ефективна витрата палива на повній потужності, г/кВт·год	210
15	Паливо основне	ДЛ, ДЗ, ДА ГОСТ 4749-73
16	Замінник палива	Л,З,ЗС,А по ГОСТ 305-73 тільки І підгрупи, тобто вміст сірки ≤0,2%

17	Мастило літнє	М-14 В ₂ , М-16 ИХП - 3, М-20 В ₂ , М – 20Г ₂ за технічними умовами
18	Зимнє	М-14 В ₂ З, М-16 ИХП-3 за технічними умовами
19	Питома витрата масла при повній потужності, г/кВт·год – на чад – сумарний (з урахуванням зливаємо при заміні мастила)	$\leq 2,72$ $\leq 2,99$
20	Охолоджуюча рідина	Прісна вода з присадкою ОП-7 або ВНИИ НП-117/Д
21	Газорозподіл (кількість клапанів): впускних выпускных	2 2
22	Система живлення паливом: – насос для підкачки палива – паливний фільтр – паливний насос високого тиску – форсунка: – кількість форсунок – кількість і розмір розпилюючі отворів в розпилювачі форсунки, мм – регулятор	шестеренний 2ПФ-4 блочний рядний закритого типу 6 8x0,4 9ВРН-30 всережимний непрямої дії
23	Система змазки двигуна: – масляний насос нагнітаючий – масляний фільтр	шестерінчастий повно поточний тонкої очистки
24	Система охолодження двигуна: – водяной насос	відцентровий

Блок-картер дизеля 6ЧН 21/21 є основною корпусною деталлю, відлита з чавуна типу Сч 28-48 та в процесі виготовлення проходить подвійну термообробку для зняття внутрішніх напруг. Усередині блок-картера дизеля 6ЧН 21/21 у розточках встановлюються вкладиші корінних підшипників колінчастого валу. Фіксація вкладишів корінних підшипників колінчастого валу у розточках забезпечується штифтами, запресованими в блок-картер та у кришки підшипників.

В блок-картері дизеля 6ЧН 21/21 з передньої та задньої його сторони є додаткові розточки для встановлення, у випадку необхідності, деталей механізму для зрівноваження рухомих мас що обертаються.

На бокових стінках блок-картера дизеля 6ЧН 21/21 розміщені люки, які використовуються для монтажу шатунів. Вони закриваються силуміновими кришками.



**Рисунок 1.3 – Поперечний розріз дизельного середньообертового
двигуна 6ЧН 21/21**

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221м.26.01.ПЗ

Аркуш

У верхній частині блок-картера дизеля 6ЧН 21/21 є порожнина з поперечними перегородками, в розточки яких запресовано бронзові втулки (підшипники) кулачкового вала газорозподілу, розточені отвори для встановлення осей нижніх важелів механізму привода робочих клапанів газорозподілу, просвердлені отвори для проходження до верхніх важелів. Ця порожнина зверху закривається спеціальними кришками.

Між стінками виїмок у розточках блок-картера дизеля 6ЧН 21/21 та стінками гільз робочих циліндрів утворюються порожнини для циркуляції охолоджуючої рідини. Рідина підводиться з каналів, відлитих в бокових стінках блок-картера дизеля.

Для кріплення кришки циліндрів дизеля 6ЧН 21/21 й одночасної затяжки газового стику по колу кожної розточки під гільзи робочих циліндрів у блок-картер увернуто по вісім шпильок з натягом у 0,07...0,11 мм по середньому діаметру різьби М27.

Зверху з передньої та задньої сторін у блок-картері дизеля 6ЧН 21/21 увернуто чотири рим-болта для монтажу та демонтажу двигуна.

Кожний корінний підшипник колінчастого валу дизеля 6ЧН 21/21 складається з верхнього та нижнього сталевих вкладишів, залитих тонким шаром свинцевої бронзи БрС-30 товщиною у 0,75 мкм. Для кращої приробки вкладишів до шийок колінчастого валу поверх свинцевої бронзи наноситься шар спеціального сплаву товщиною 0,005...0,015 мм.

Свинцеве покриття підвищує антифрикційну властивість вкладишів та збільшує їх довговічність. На верхній половинці вкладишу підшипника просвердлені отвори та проточена канавка для перепустку масла з масляного каналу у блок-картері дизеля в порожнину колінчастого валу.

У розточках блок-картера дизеля 6ЧН 21/21 вкладиші підшипника фіксуються штифтами, для цього в них є відповідні отвори. Для покращення умов монтажу фіксуючий отвір у верхній половинці вкладиша зроблено овальним. Корінні вкладиші колінчастого валу дизеля взаємозамінні, сумарна товщина сталі + бронза, що дорівнює $4,98^{+0,012}$ мм.

					КРМ.142.6221м.26.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Останній підшипник колінчастого валу (з боку маховика) є упорним. З цією метою у виточці картера дизеля та кришки встановлюються бронзові півкільця товщиною у $5,9_{-0,08}^{+0,05}$ мм. Від провертання півкільця зафіксовано штифтами. Штифти входять у отвори, що виконані у півкільцях та запресовуються в кришку підшипника.

Піддон дизеля 6ЧН 21/21 сталевий, зварний, закриває блок-картер знизу та призначений для збору масла. У середині піддону встановлені заспокійливі сітки. Коли масло зливається, потім воно відсмоктується з двох відстійників по трубам. У відстійники масло потрапляє крізь встановлені в них у верхній частині сітки.

Втулка робочого циліндру виготовляється зі спеціального чавуну, який для зняття внутрішніх напруг підлягає штучному старінню. У верхній потовщеній частині втулки просвердлено 51 отвір діаметром 9 мм для її охолодження й перепуску охолоджуючої рідини у кришку робочого циліндру.

Внутрішня поверхня втулки фосфатується для підвищення зносостійкості та маслоємкості. Зовнішня поверхня втулки робочого циліндра, що омивається охолоджуючою рідиною, покривається молочним хромом для підвищення її стійкості при корозії і кавітаційного руйнування.

Прокладка газового стику виконана у вигляді кільця. Вона виготовлена з листового алюмінієвого сплаву Д16ХМ товщиною ($3_{-0,25}^{+0,25}$) мм. Ця прокладка встановлюється між торцями гільзи та кришки робочого циліндру та запобігає проникненню продуктів згорання в охолоджуючу рідину й попаданню охолоджуючої рідини у робочий циліндр.

КШМ дизеля 6ЧН 21/21 містить колінчастий вал, шатуни та поршневу групу. Основним призначенням КШМ двигуна є перетворення зворотно-поступального руху поршня у обертовий рух колінчастого валу.

Колінчастий вал виготовлено із заготовок, отриманих методом гарячого штампування з високоякісної хромонікельмолібденової сталі.

Для збільшення зносостійкості та втомної міцності колінчастий вал дизеля підлягає азотуванню на глибину до 0,30...0,40 мм. Корінні та шатунні шийки колінчастого вала двигуна обробляються з високою точністю і мають діаметр 155 та

					КРМ.142.6221м.26.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

145 мм відповідно. Розміри шийок колінчастого вала дизеля та вкладишів підшипників забезпечують зазори у корінних і шатунних підшипниках – 0,118...0,211 мм. Осьовий зазор колінчастого вала дизеля по упорному підшипнику становить – 0,35...0,58 мм.

Порожнини, що утворено всередині корінних та шатунних шийок колінчастого вала дизеля, з'єднані між собою свердленнями, застосовуються для підводу масла до шатунних підшипників. Усередину корінних шийок валу та на змазку шатунних підшипників масло подається також по свердленням. Безперервність подачі масла крізь порожнини колінчастого вала забезпечується відповідним розміщенням свердлень у шийках вала, а також свердлень і канавок на вкладишах підшипників. Колінчастий вал дизеля 6ЧН 21/21 у зборі з деталями, що з ним сполучаються проходить динамічне балансування.

Шатуни дизеля 6ЧН 21/21 виготовлено із заготовок, що отримані гарячим штампуванням з високоякісною хромонікельвольфрамової сталі. Для того, щоб виключити концентратори напруги поверхню шатуна ретельно обробляють. Нижня головка шатуна є роз'ємною, в неї встановлюються вкладиші шатунного підшипника. Стик кришки шатуна з головою стрижня забезпечується за допомогою трикутних шліців.

Кришка кріпиться до стержню шатуна за допомогою чотирьох болтів М20. Верхня головка шатуна дизеля 6ЧН 21/21 має розточку для запресування у неї бронзової втулки. Втулки підбираються селективним методом. У втулці проточена канавка для проходження по ній масла. Втулка виготовлена з олов'яно-цинкової бронзи. Внутрішній діаметр втулки виконується в остаточний розмір у зборі з шатуном та покривається шаром свинцю – 0,005...0,008 мм.

Поршнева група містить поршень, поршневі кілеця та поршневий палець. Поршень може бути цільним або складним. Вище отвору під поршневий палець на поршні проточена канавка для встановлення маслосборного кільця. Поршень виготовлено з спеціальної теплостійкої сталі.

Два верхніх компресійних кільця є однаковими. Кільця мають прямокутний перетин і виготовлені з пружинної сталі. По зовнішньому діаметру компресійні

					КРМ.142.6221м.26.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

кільця покриваються пористим хромом та мають вгору схил до 15'. На компресійні кільця наноситься тонкий шар антикорозійного покриття. Зазор в замку компресійного кільця у вільному стані складає 20^{+4} мм, а у робочому – $1,2^{+0,3}$ мм. Третє кільце чавунне, зовнішній діаметр кільця має схил 4° (конус). Кільце покривається пористим хромом й антикорозійним покриттям. Це кільце забезпечує функцію частково компресійного і маслоз'ємного кільця. Зазор в замку цього кільця у вільному стані 22^{+4} мм а у робочому – $1,10^{+0,3}$ мм.

Четверте кільце – маслоз'ємне, коробчатого типу з пружинним експандером. Воно виготовлене з чавуну з нанесеним хромовим та антикорозійним покриттям. Зазор у замку у вільному стані – 25 мм, а в робочому стані – $0,60^{+0,20}$ мм.

Поршневий палець з'єднує поршень дизеля 6ЧН 21/21 з шатуном та передає тиск газів у робочому циліндрі через поршень і шатун. Палець пустотілий, виготовлений з хромонікелевої високоякісної сталі. Має цементацію по зовнішньому діаметру $80^{-0,013}$ мм, обробляється з великою точністю з малою шорсткістю поверхні. Від осьових зміщень поршневий палець фіксується стопорними кільцями, які встановлено у отворах поршня.

Кришка робочого циліндру дизеля 6ЧН 21/21 повністю уніфікована. Кришка закриває втулку робочого циліндра і утворює верхню частину камери згорання. В кришці є канали для впуску повітря та випуску продуктів згорання. Безпосередньо на кришці робочого циліндру встановлюються кришки з лючками для забезпечення доступу до клапанного механізму та форсунки. Кришки знімаються при необхідності доступу до гайок кріплення кришки робочого циліндру.

Кришка робочого циліндру дизеля 6ЧН 21/21 відливається з алюмінієвого сплаву та має внутрішні порожнини для проходження охолоджуючої рідини.

Клапани газорозподілу виготовляються з хромонікельвольфрамомолібденової високоякісної сталі. Заготовки клапанів отримують методом гарячого штампування. Фаски на робочих клапанах виконуються на 1° більше, ніж на сідлах, що забезпечує значно швидшу притирку фасок й добру їх щільність. Тарілка впускного клапану має діаметр 72 мм та має на торці два заглиблення, а випускний – 68 мм та має чотири заглиблення, що використовуються при притирці фасок.

					КРМ.142.6221м.26.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Шток впускного клапана має діаметр $16^{+0,08}_{-0,11}$ мм, а випускного – $16^{+0,12}_{-0,15}$ мм, що забезпечує різні зазори у направляючих втулках. Так, для впускного 0,08...0,129 мм, а для випускного – 0,12...0,169 мм. Кожен робочий клапан до сидла притискається двома пружинами, які з'єднані зі штоком клапана тарілкою та сухарями, що встановлені у відповідну проточку на штоку клапана.

Механізм газорозподілу дизеля 6ЧН 21/21 складається з наступних основних деталей: розподільчий вал, нижні важелі, штанги, верхні важелі та клапана. Механізм газорозподілу дизеля 6ЧН 21/21 уніфіковано.

Розподільчий вал дизеля 6ЧН 21/21 виготовлено з високоякісної хромонікелевої сталі. Кулачки розподільчого вала та опорні шийки цементуються. На передньому торці розподільчого валу шістьма болтами та двома конічними штифтами кріпиться шестерня (конічні штифти запресовано на глибину 1,5...2,5 мм). З'єднання шестерні з розподільчим валом виконано по рискам, які нанесено на їх торці (риски повинні співпадати). При встановленні розподільчого валу дизеля необхідно забезпечити відповідність нанесених рисок на зубці шестерні та розподільчого валу. Діаграма фаз газорозподілу дизеля 6ЧН 21/21 подана на рис. 1.4.

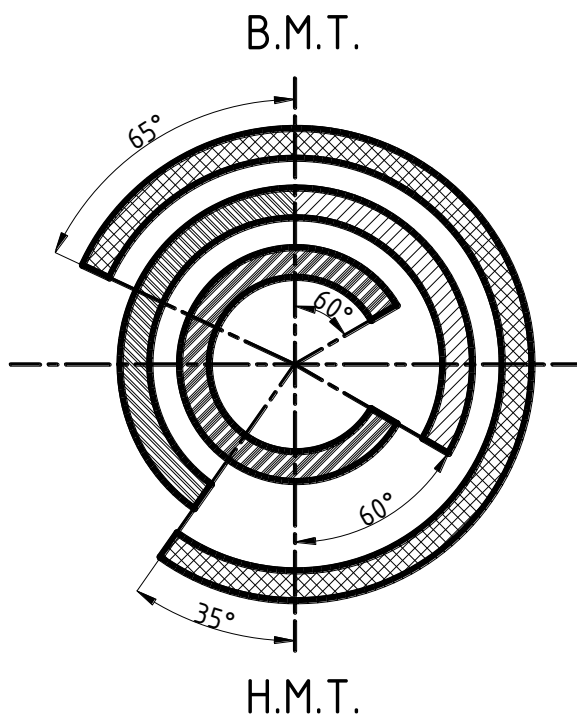


Рисунок 1.4 – Фази газорозподілу дизельного середньообертового двигуна 6ЧН 21/21

					КРМ.142.6221м.26.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

1.3. Висновок до розділу

Середньообертовий судновий дизельний двигун 6ЧН 21/21 потужністю 550 кВт при частоті обертання колінчастого валу 750 об/хв. є сучасним та надійним і відповідає усім вимогам експлуатації на судні з повітряною подушкою. Поперечний розріз дизеля 6ЧН 21/21 та загальний вигляд судна з повітряною подушкою представлено на кресленнях формату А1.

					КРМ.142.6221м.26.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДЛЯ НОМІНАЛЬНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ

2.1. Загальна характеристика математичної моделі розрахунку робочого циклу

Математична модель розрахунку робочого циклу, що застосовується у роботі, відноситься до класу термодинамічних математичних моделей з розрахунком зміни параметрів робочого тіла у робочому циліндрі, заснованого на вирішенні системи диференціальних рівнянь.

Основа методики розрахунку робочого циклу ДВЗ у диференційній формі на базі квазістаціонарного (феноменологічного) підходу має свій істок ще у 50-х роках минулого століття. Суть такого підходу (феноменологічного) полягає у тому, що параметри робочого тіла у циліндрі в певний момент часу приймаються однаковими у всіх точках термодинамічної системи.

Серед вітчизняних вчених, що розробляли такі моделі потрібно відзначити наступних: М. І. Глаголева й Б. М. Гончара. Запропонований ними підхід, свого часу, не отримали належного поширення через досить значну трудомісткість при виконанні ручних рахунків.

З появою сучасних ЕОМ відбувся бурхливий розвиток моделей третього покоління, що надало можливість подолати такі недоліки цих моделей, як трудомісткість та тривалість розрахунку й повною мірою використати їх переваги, головними з яких є наступні:

- досить значне підвищення точності виконаних розрахунків у порівнянні з інтегральними методиками (метод розрахунку РЦ Гриневецького-Мазінга);
- можливість здійснювати оцінку впливу геометричних параметрів органів газообміну і інших конструктивних, регулювальних та настроювальних параметрів на робочий цикл;
- врахування в математичній моделі розрахунку робочого циклу кінетики вигорання палива;

					<i>КРМ.142.6221м.26.02.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

– врахування в математичній моделі нестационарного теплообміну в циліндрі.

В основі побудови математичної моделі розрахунку робочого циклу покладено перший закон термодинаміки щодо виділеного об'єму, що в загальному вигляді записується наступним чином:

$$dQ \pm \sum_1^n i_j dM_j = d(Mu) + p dV,$$

де dQ – елементарна кількість теплоти, підведена до робочого тіла; $\sum i_j dM_j$ – потік ентальпії, внесеної (+) або винесеної (–) з елементарними масами dM_j по відношенню до об'єму V ; M – маса робочого тіла в циліндрі; u – питома внутрішня енергія робочого тіла; p – тиск у циліндрі.

2.2. Розрахунок робочого циклу для номінального режиму роботи суднового двигуна 6ЧН 21/21

Номінальний режим роботи – це режим, за якого двигун розвиває свою найбільшу ефективну потужність, зазначену у паспорті заводом виробником, протягом деякого тривалого часу за заданої частоти обертання і нормальних атмосферних умов. Для оцінки отриманих у розділі результатів моделювання робочого циклу двигуна 6ЧН 21/21, що використовується на судні з повітряною подушкою, в таблиці 2.1 наведено основні параметри цього типорозміру двигунів, а також найближчих до нього аналогів.

Таблиця 2.1 – Основні параметри аналогів досліджуваного дизельного двигуна

Назва дизеля за ДЕРЖ-СТАНДАРТ	Циліндрова потужність дизеля, кВт	Частота обертання колінчатого вала, min^{-1}	Середній ефективний тиск, МПа	Ступінь підвищення тиску в компресорі	Питома витрата палива, г/кВт·ч	Питома витрата маса двигуна, кг/кВт
ЧН18/22	47...93	750...1000	1...1,5	1,5...2,0	207...212	5,7...10,7
ЧСН18/20	40...90	1000...1600	0,7...1,0	1,7...2,5	211...230	1,5...3,6
ЧН21/21	81...182	1000...1500	1,0...1,5	1,5...3,5	207...217	4,2...9,2
ЧН16/17	58...88	1800...2000	0,85...1,15	1,5...2,7	211...225	1,5...2,5

Вихідні дані та результати розрахунків робочого циклу для номінального режиму роботи суднового двигуна 6ЧН 21/21, що використовується на судні з повітряною подушкою, представлено у табличній формі (таблиці 2.2 та 2.3).

Таблиця 2.21 – Вихідні дані для розрахунку номінального режиму роботи суднового двигуна 6ЧН 21/21

№ з/п	Позначення	Одиниця вимірювання	Значення	Найменування параметру
1	D	м	0,21	Діаметр циліндра
2	S	м	0,21	Хід поршня
3	i_z	шт.	6	Кількість циліндрів
4	n	хв^{-1}	750	Частота обертання колінчатого валу
5	N_e	кВт	550	Ефективна потужність дизеля
6	η_m		0,84	Механічний ККД дизеля
7	ε		13	Ступінь стискання
8	λ		0,25	Кривошипно-шатунне відношення
9	P_k		2,6	Ступінь підвищення тиску повітря в турбокомпресорі
10	T_0	К	313	Температура навколишнього повітря
11	P_0	кПа	100,2	Тиск навколишнього середовища
12	ΔP_k	кПа	4	Втрата тиску в ОНП
13	ΔP_t	кПа	4	Опір вихлопної системи (ділянки від виходу з робочого колеса турбіни до зрізу вихлопної труби)
14	$\eta_{a.k}$		0,8	Адіабатний ККД компресора
15	$\eta_{a.t}$		0,78	Адіабатний ККД турбіни
16	$\eta_{m.tk}$		0,9	Механічний ККД турбокомпресора
17	$T_{\text{вонп1}}$	К	290	Температура води на вході в ОНП
18	η_{co}	К	0,9	ККД системи охолодження наддувочного повітря
19	i_{z1k}		3	Число циліндрів, об'єднаних спільною секцією випускного колектора
20	$V_{\text{в.к.}}/V_s$		1,25	Відношення об'єму секції випускного колектора до робочого об'єму циліндра
21	Φ		1	Константа імпульсності
22	$\Phi_{\text{н.вп.}}$	град. п.к.в.	345	Кут початку впорскування палива
23	$\Phi_{\text{впр.}}$	град. п.к.в.	20	Тривалість уприскування палива
24	$\Phi_{\text{о.вып.}}$	град. п.к.в.	490	Кут відкриття випускного клапана
25	$\Phi_{\text{з.вып.}}$	град. п.к.в.	22	Кут закриття випускного клапана
26	$\Phi_{\text{о.вп.}}$	град. п.к.в.	700	Кут відкриття впускного клапана
27	$\Phi_{\text{з.вп.}}$	град. п.к.в.	194	Кут закриття впускного клапана
28	$\Phi_{\text{п.о.вп.}}$	град. п.к.в.	90	Тривалість відкривання впускного клапана
29	$\Phi_{\text{п.о.вып.}}$	град. п.к.в.	90	Тривалість відкривання випускного клапана

30	$\varphi_{п.з.вп.}$	град. п.к.в.	90	Тривалість закривання впускного клапана
31	$\varphi_{п.з.вып.}$	град. п.к.в.	90	Тривалість закривання випускного клапана
32	$d_{вп.кл.}$	м	0,072	Діаметр впускного клапана
33	$n_{вп.кл.}$		2	Кількість впускних клапанів
34	$d_{вып.кл.}$	м	0,068	Діаметр випускного клапана
35	$n_{вып.кл.}$		2	Кількість випускних клапанів
36	$h_{вп.кл.}$	м	0,02	Висота підйому впускних клапанів
37	$\alpha_{вп.кл.}$	град.	45	Кут конуса тарілки тарілки впускних клапанів
38	$h_{вып.кл.}$	м	0,02	Висота підйому випускних клапанів
39	$\alpha_{вып.кл.}$	град.	45	Кут конуса тарілки випускних клапанів
40	$\mu_{вп.к.}$		0,71	Коефіцієнт витрати для впускного клапана
41	$\mu_{вып.к.}$		0,72	Коефіцієнт витрати для випускного клапана
42	μF_t	м ²	0,0052	Пропускна здатність турбіни
43	m		0,5	Показник характеру процесу згоряння
44	X_z		0,98	Частка згорілого палива до кінця процесу згоряння
45	A_i		0,0000038	Коефіцієнт у формулі Толстого для визначення часу затримки займання палива
46	Q_n	кДж/(кг·К)	44000	Нижча теплота згоряння палива
47	E_a		21000	Умовна енергія активації
48	i_c		8	Кількість соплових отворів форсунки
49	d_c	м	0,0004	Діаметр соплових отворів форсунки
50	E_c		1,7	Коефіцієнт у формулі визначення середнього діаметра крапель
51	$A_{z,i}$	с ⁻¹	6	Константа часу випаровування великих крапель
52	Δ_s	м	0,02	Товщина стінки втулки
53	$R_{ствт}$	(м ² ·К)/кВт	0,0003	Коефіцієнт термічного опору стінки втулки
54	$R_{сткр}$	(м ² ·К)/кВт	0,0003	Коефіцієнт термічного опору стінки кришки
55	$R_{стпр}$	(м ² ·К)/кВт	0,0003	Коефіцієнт термічного опору стінки поршня
56	$h_{ов}$	%	100	Довжина охолоджуваної частини втулки (у відсотках від ходу поршня)
57	$a_{тр.в}$		0,78	Частка теплоти тертя, що відводиться з водою
58	$a_{тр.м}$		0,22	Частка теплоти тертя, що відводиться з маслом
59	$\alpha_{ввт}$	кВт/(м ² ·К)	4	Коефіцієнт тепловіддачі від стінки втулки до охолоджувальної рідини
60	$\alpha_{вкр}$	кВт/(м ² ·К)	4	Коефіцієнт тепловіддачі від стінки кришки до охолоджувальної рідини
61	$\alpha_{впр}$	кВт/(м ² ·К)	3	Коефіцієнт тепловіддачі від стінки поршня до охолоджувальної рідини
62	$T_{ввт}$	К	358	Середня температура води в сорочці дви-

				гуна
63	$T_{\text{вкр}}$	К	358	Середня температура води в кришці двигуна
64	$T_{\text{впр}}$	К	348	Середня температура масла, що охолоджує поршень

Таблиця 2.3 – Результати розрахунку номінального режиму роботи суднового двигуна 6ЧН 21/21

№ з/п	Позначення	Одиниця вимірювання	Значення	Найменування параметру
1	N_e	кВт	550,43	Ефективна потужність
2	g_e	кг/(кВт·год)	0,2077	Питома ефективна витрата палива
3	Π_k		2,597	Ступінь підвищення тиску в компресорі
4	$\varphi_{\text{зг.}}$	град.	121,32	Тривалість видимого згоряння
5	$\varphi_{\text{з.восп.}}$	град.	5	Кут затримки займання
6	$\varphi_{\text{н.сгор.}}$	град.	350	Кут початку видимого згоряння
7	P_z	кПа	12154,36	Максимальний тиск згоряння
8	T_z	К	1639,41	Максимальна температура згоряння
9	P_i	кПа	2402,47	Середній індикаторний тиск
10	P_e	кПа	2018,08	Середній ефективний тиск
11	P_s	кПа	256,19	Тиск повітря в ресивері
12	T_s	К	304,56	Температура повітря в ресивері
13	P_c	кПа	7180,35	Тиск суміші наприкінці стиснення
14	T_c	К	768,88	Температура суміші наприкінці стиснення
15	T_t	К	977,6	Середня температура газів перед турбіною
16	P_t	кПа	201,5	Середній тиск газів перед турбіною
17	T_{zt}	К	1262,0	Середня температура газів за турбіною
18	T_b	К	1429,6	Температура газів у момент відкриття випускного клапана
19	P_b	кПа	1384,4	Тиск газів у момент відкриття випускного клапана
20	T_k	К	435,6271	Температура наддувного повітря
21	T_r	К	366,59	Температура залишкових газів
22	Q_w	кВт	131,5	Тепло, відведене у воду
23	Q_m	кВт	45,3	Тепло, відведене в масло
24	$Q_{\text{вОНВ}}$	кВт	115,8	Тепло, що відводиться в ОНП від повітря
25	$Q_{\text{вОГ}}$	кВт	1005,8	Тепло, що виноситься з випускними газами
26	G_k	кг/с	0,8418	Витрата повітря через компресор
27	G_t	кг/с	0,8712	Витрата газу через турбіну
28	N_{et}	кВт	103,6882	Потужність турбіни
29	N_{ek}	кВт	103,7516	Потужність компресора
30	γ_r		0,01442	Коефіцієнт залишкових газів
31	α		1,811728439	Коефіцієнт надлишку повітря
32	φ_a		1,023	Коефіцієнт продувки

					КРМ.142.6221м.26.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Основні процеси робочого циклу суднового дизеля представлено у вигляді індикаторної діаграми та діаграми зміни температури у робочому циліндрі (рис. 2.1). Згорнутий вигляд індикаторної діаграми суднового двигуна 6ЧН 21/21, що використовується на судні з повітряною подушкою, подано на рис. 2.2.

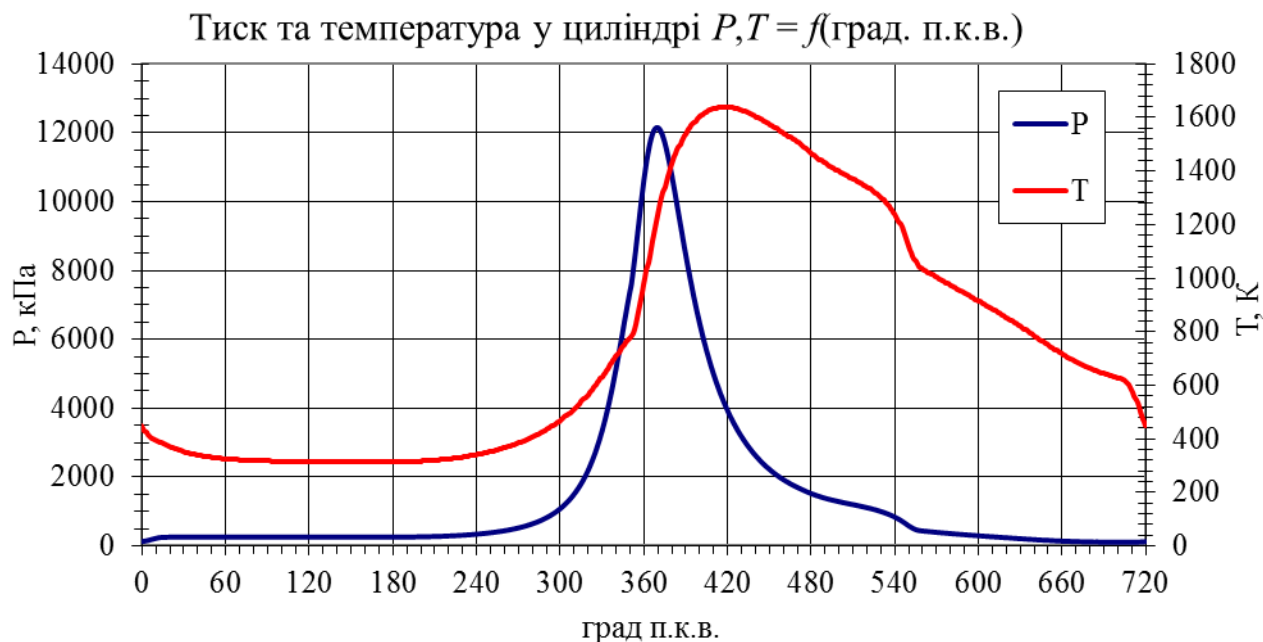


Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма та діаграма зміни температури суднового дизельного двигуна 6ЧН 21/21

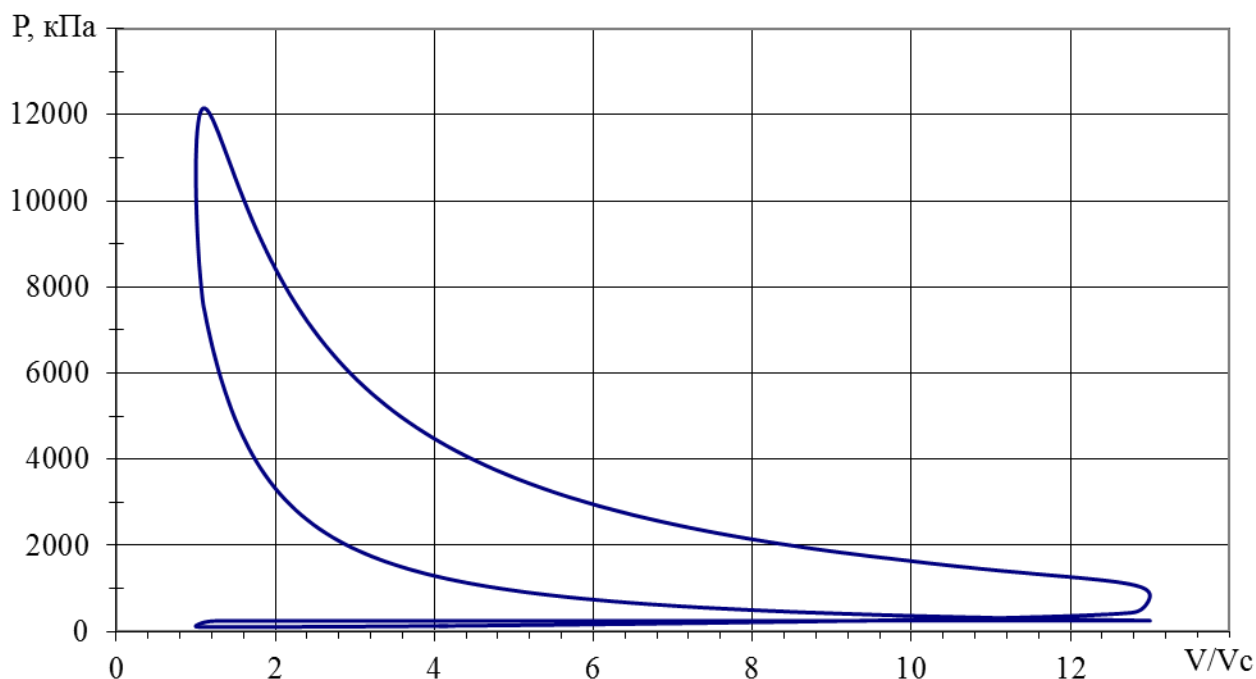
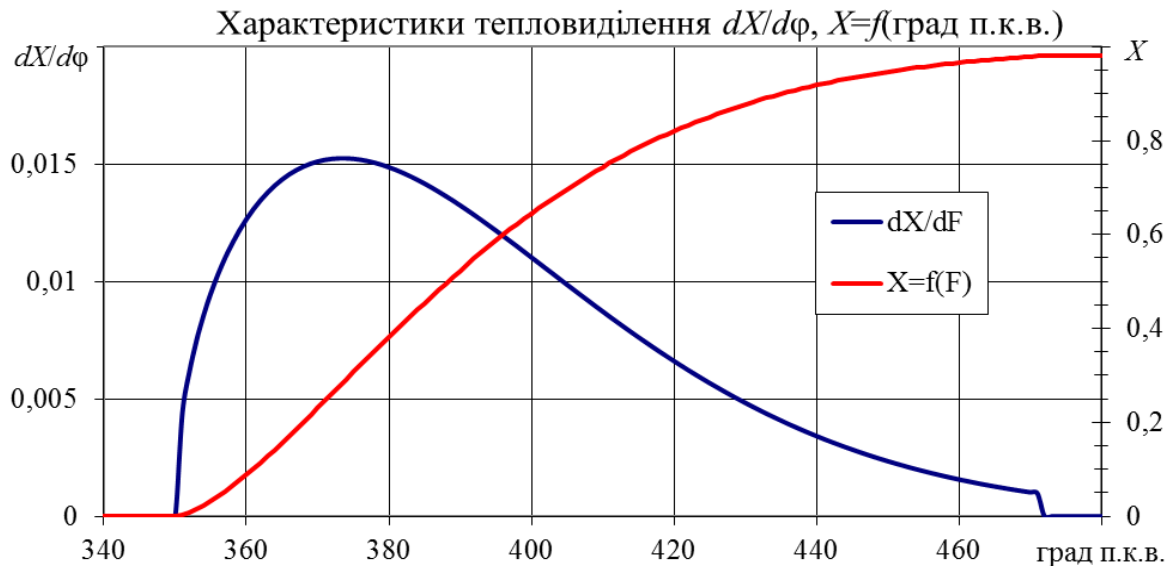
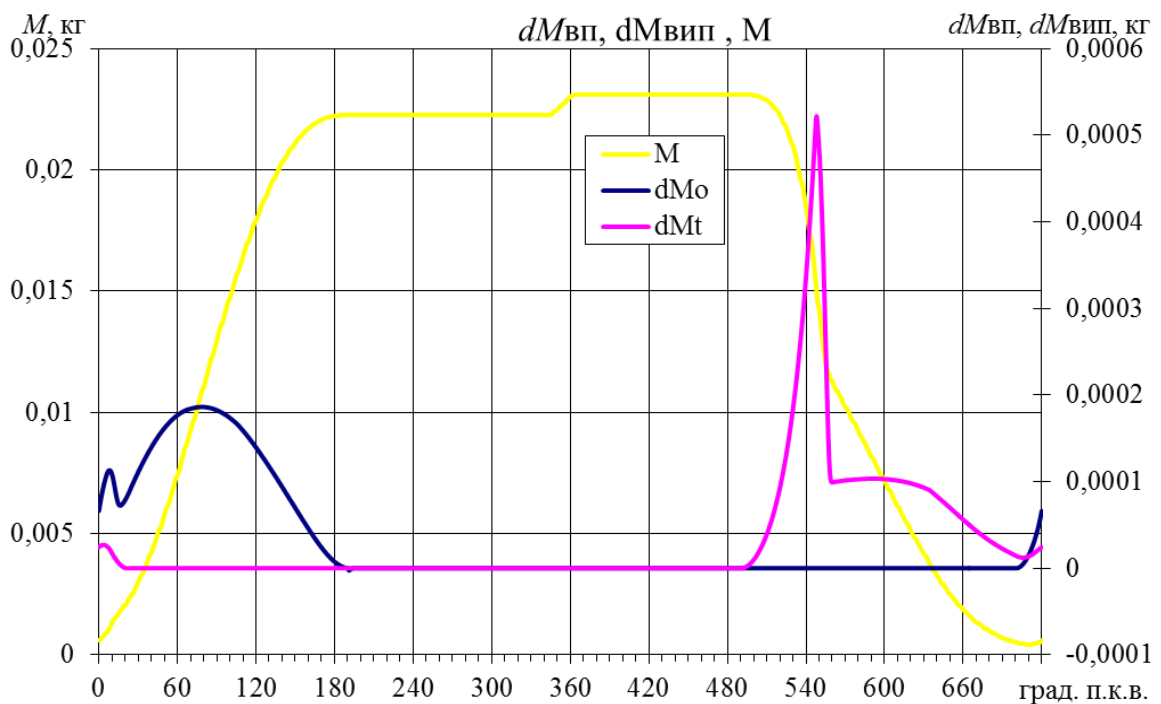


Рисунок 2.2 – Згорнута індикаторна діаграма суднового дизельного двигуна 6ЧН 21/21

На рис. 2.3 представлено характеристики тепловиділення суднового двигуна 6ЧН 21/21 у відносних одиницях. Тривалість згоряння становить 121,3° п.к.в. На рис. 2.4 представлено зміну маси робочого тіла у циліндрі суднового двигуна 6ЧН 21/21, що використовується на судні з повітряною подушкою, а на рис. 2.4 – витрати газів у випускному колекторі.



**Рисунок 2.3 – Характеристики тепловиділення суднового
дизельного двигуна 6ЧН 21/21**



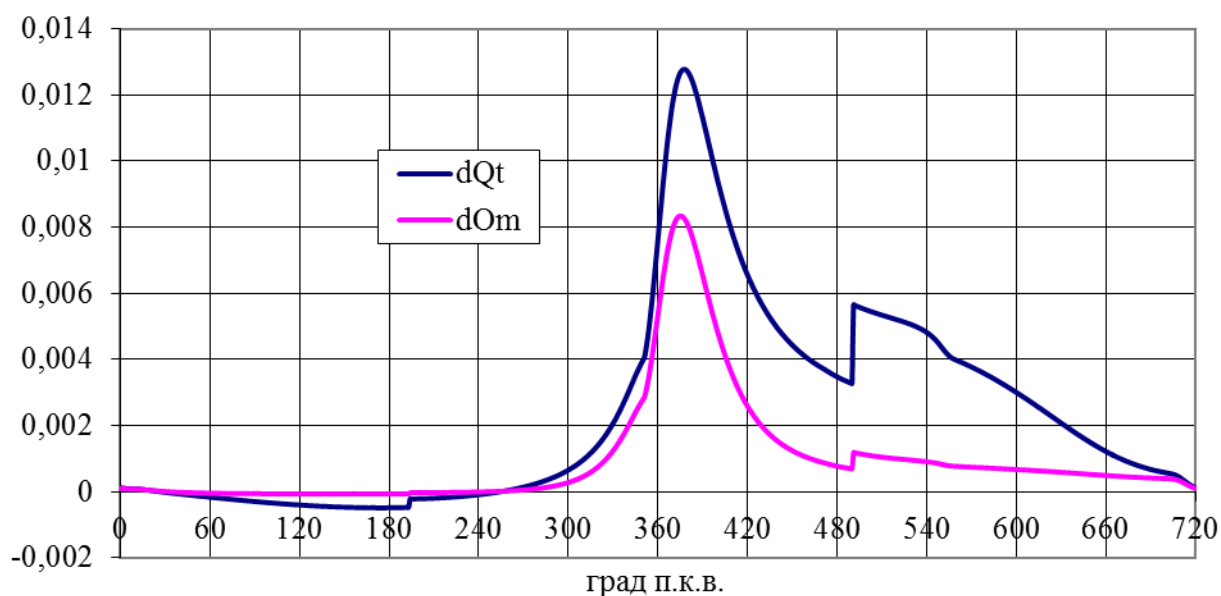
**Рисунок 2.3 – Зміну маси робочого тіла у циліндрі
суднового дизельного двигуна 6ЧН 21/21**



**Рисунок 2.4 – Зміну маси газу у випускному колекторі
 суднового дизельного двигуна 6ЧН 21/21**

Теплові втрати представлено залежностями зміни теплоти, що відводиться теплопередачею у воду і масло (рис. 2.5).

$dQ_t, dQ_m = f(\text{град.п.к.в.}), \text{кВт/м}^2\text{К}$



**Рисунок 2.5 – Теплота, що відводиться теплопередачею у воду і масло
 суднового дизельного двигуна 6ЧН 21/21**

2.3. Висновок до розділу

У результаті виконаного розрахунку номінального режиму роботи суднового дизельного двигуна 6ЧН 21/21, що використовується на судні з повітряною подушкою, отримано всі основні параметри робочого циклу, а також побудовано графічні залежності зміни основних параметрів від кута повороту колінчастого валу.

					КРМ.142.6221м.26.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3
ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПАРАМЕТРІВ, ЩО ОБУМОВЛЮЮТЬ
ПРОЦЕС ВИГОРЯННЯ ПАЛИВА НА ЕФЕКТИВНІ ПОКАЗНИКИ
СУДОВОГО ДВИГУНА 6ЧН 21/21

3.1. Загальна характеристика процесу згоряння двигунів із запаленням від стиснення

Окислювальні процеси є процесами переміщення електронів з орбіт атомів або іонів речовини, що окислюється, на орбіти атомів або іонів окислювача. Для такого переміщення електронів необхідна енергія, яка підводиться до молекул на початку реакції у вигляді кінетичної енергії при зіткненнях. Число зіткнень та їх енергія залежать від концентрації реагентів у суміші та температури і можуть бути визначені для гомогенних та гетерогенних сумішей із законів молекулярної фізики. В дизельних двигунах можна виділити наступні *фази згоряння* (рис. 3.1):

Перша фаза I – затримка самозаймання. Її тривалість визначають за індикаторною діаграмою в координатах p - φ від початку впорскування палива, реєструючи початок підйому голки (закритої форсунки) – у точці 1, до моменту відхилення кривої тиску під час згоряння від кривої тиску під час стиснення-розширення без впорскування палива – у точці 2. Тривалість затримки самозаймання виходить меншою, якщо її визначати не за індикаторною діаграмою, а методом реєстрації яскравого світіння, що з'являється при утворенні першого осередку полум'я.

Друга фаза II – фаза швидкого згоряння. У другій фазі згорає більша частина палива, впорснутого за час затримки самозаймання, а також частина палива, що впорскується в другій фазі.

Від осередку займання полум'я швидко поширюється в зонах, де за час затримки впорскуване пальне встигає випаруватися і утворює суміш горючої концентрації. Впорскування палива зазвичай закінчується в другій фазі. Однак у високооборотних двигунах з метою підвищення ККД двигуна вся доза палива впорскується ще в першій фазі. Таким двигунам властива висока жорсткість роботи, тому що швидкість підвищення тиску в другій фазі тим вища, чим більша частка

					КРМ.142.6221м.26.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

палива, що впорскується в циліндр за час затримки самозаймання, тобто чим більший фактор динамічності $D = \sigma/\text{гт.ц.}$

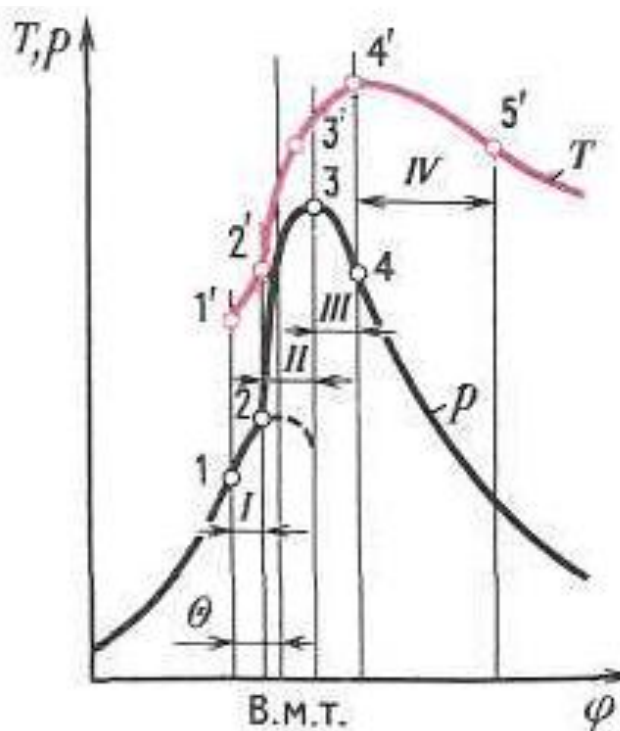


Рисунок 3.1 – Фази згоряння в двигунах із запаленням від стиснення

Третя фаза III – згоряння за майже постійного тиску, що дещо знижується. Початок третьої фази визначається положенням максимуму тиску (точка 3), а кінець – положенням максимуму температури газів у циліндрі (точка 4).

Четверта фаза IV – догоряння палива і продуктів його неповного окислення. Утворення горючої суміші у фазі догоряння відбувається відносно повільно, оскільки кількість невикористаного повітря в камері згоряння невелика порівняно з початком згоряння. До того ж у зонах горіння і навколо них перебувають продукти згоряння палива, що в сукупності значно знижує швидкість взаємної дифузії парів палива і повітря та швидкість згоряння. Згоряння закінчується в точці 5.

Згоряння в дизелях відбувається за високого тиску і відносно великих значень середнього коефіцієнта надлишку повітря. У таких умовах продукти згоряння практично не дисоціюють, і вплив рекомбінації невеликий.

Незважаючи на велику за співвідношенням циклової дозу палива і маси свіжого заряду (надлишок повітря), здійснити повне згоряння палива у високообер-

тових двигунах не завжди вдається, і у випускних газах містяться продукти неповного згоряння (здебільшого у формі сажі).

Меншу жорсткість роботи мають дизелі з плівковим сумішоутворенням і з розділеними камерами згоряння (рис. 3.2). У двигунах із плівковим сумішоутворенням бажані швидкість випаровування палива і швидкість сумішоутворення підтримуються регулюванням температури стінки камери згоряння, на якій утворюється плівка палива, і відносною швидкістю заряду.

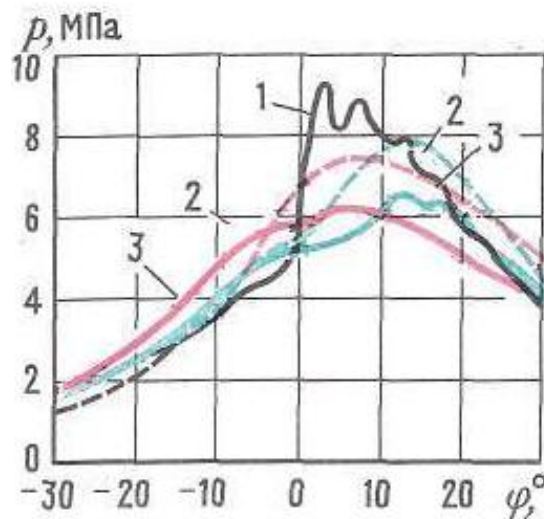


Рисунок 3.2 – Індикаторні діаграми дизелів:

1 – з нерозділеною камерою; 2 – з вихровою камерою; 3 – з передкамерою (суцільні криві для камери над поршнем, а штрихові – для вихрової камери і передкамери)

У розділених камерах обмеження швидкості згоряння в другій фазі процесу (у фазі швидкого згоряння) і, отже, швидкості наростання тиску досягається тим, що займання і початок згоряння здійснюються за умови нестачі повітря (за $\alpha < 1$) у камері невеликого об'єму – у передкамері або вихровій камері.

Швидкість наростання тиску і максимальний тиск у циліндрі (над поршнем) двигунів із розділеними камерами істотно нижчі.

Швидкість потоків повітря і продуктів згоряння, що утворюються в сполучних каналах **розділених камер згоряння** під час стиснення і розширення, і характеристики турбулентності в просторі камер однозначно пов'язані з частотою обертання колінчастого вала. З підвищенням частоти зростають швидкості дифузійно-

го перенесення парів палива і повітря, особливо помітні ефекти спостерігаються в третій і четвертій фазах процесу згоряння. Тому в двигунах із розділеними камерами спостерігається зміна часу згоряння в деякій відповідності до частоти обертання, і ефективне згоряння палива без димлення можливе за значно вищою частотою обертання (до 5000 об/хв) і за меншого коефіцієнта надлишку повітря, ніж у двигунах із нерозділеними камерами. Незважаючи на помітно більшу тепловіддачу в стінки і втрати роботи під час перетікання газів, у двигунах із розділеними камерами витрата пального при високій частоті обертання (понад 3000...4000 об/хв) менша, ніж у двигунах із нерозділеними камерами.

У комбінованих двигунах тиск і температура наприкінці стиснення в циліндрі тим вищі, чим більший тиск наддуву. Відповідно скорочується затримка самозаймання і зменшується швидкість наростання тиску. Проте організація ефективного процесу сумішоутворення і згоряння в комбінованих двигунах потребує більшої уваги для унеможливлення надмірного збільшення тривалості процесу згоряння при підвищеній цикловій подачі палива і жорсткому обмеженні максимального тиску згоряння.

3.2. Характеристики тепловиділення

В оборотних термодинамічних циклах двигунів розглядають три способи підведення теплоти до робочого тіла: за постійного об'єму, за постійного тиску і змішаний. Закон підведення теплоти визначає вид процесу, від нього залежить і термодинамічна ефективність циклу.

У дійсному циклі до робочого тіла підводиться і використовується на зміну внутрішньої енергії та виконання роботи $Q_{\text{вик}}$ не вся кількість теплоти, що виділилася під час згоряння $Q_{\text{вид}}$, а частина теплоти Q_w віддається в стінки циліндра:

$$Q_{\text{вик}} = Q_{\text{вид}} - Q_w$$

Теплоту, підведену до робочого тіла, тому називають використаною теплотою, а залежність $Q_{\text{вик}}(V)$ або $Q_{\text{вик}}(\varphi)$ – характеристикою використання теплоти (або характеристикою "активного" тепловиділення).

					КРМ.142.6221м.26.03.ІІЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Очевидно, що *вид характеристик тепловиділення визначається законами мірностями процесу згоряння палива в циліндрі та законом переміщення поршня*. З іншого боку, термодинамічна ефективність циклу і його ККД пов'язані із законом підведення теплоти до робочого тіла. *Характеристики тепловиділення дають змогу тому оцінювати й удосконалювати процес згоряння з погляду термодинамічної ефективності циклу, з термодинамічних позицій*. У цьому полягає основна причина широкого використання характеристик тепловиділення в дослідженнях і під час доведення циклів двигунів.

У більшості досліджень використовують не абсолютні характеристики тепловиділення, порівняння яких мало показове, а відносні. Їх отримують діленням теплоти в довільній точці абсолютної характеристики на теплоту, що виділилася в результаті згоряння циклової дози палива $g_{т.ц.}$. Відносна характеристика виділення теплоти:

$$x_{\text{вид}}(V) = \frac{Q_{\text{вид}}(V)}{Q_{\text{вид.ц}}} \quad \text{або} \quad x_{\text{вид}}(\varphi) = \frac{Q_{\text{вид}}(\varphi)}{Q_{\text{вид.ц}}}.$$

Відносна характеристика використання теплоти (або коефіцієнт використання теплоти)

$$\xi(V) = \frac{Q_{\text{вик}}(V)}{Q_{\text{вид.ц}}} \quad \text{або} \quad \xi(\varphi) = \frac{Q_{\text{вик}}(\varphi)}{Q_{\text{вид.ц}}}.$$

У дослідженнях циклів реального двигуна характеристики тепловиділення визначають розрахунково-експериментальним методом. В основу покладено *розв'язання рівняння першого закону термодинаміки* за припущення, що процес згоряння можна розглядати як *оборотний термодинамічний процес*. *Віднімаючи від теплоти, що виділилася, тепловіддачу в стінки, приймають, що підведення теплоти до робочого тіла являє собою оборотний процес*.

Іншими джерелами незворотності термодинамічних процесів під час згоряння також нехтують. Одним із джерел незворотності є температурна неоднорідність у просторі камери згоряння. Температура газів у зоні горіння і температура продуктів згоряння істотно вища за температуру повітря поза зоною горіння в дизелях і температуру незгорілої суміші в двигунах із примусовим займанням. Ми-

					KPM.142.6221м.26.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

мовільне вирівнювання температури газів у циліндрі внаслідок теплообміну і змішування газів – типово незворотні процеси. Нехтуючи незворотністю в процесі згоряння, у розрахунках застосовують рівняння першого закону термодинаміки у формі, справедливій для оборотних процесів у термодинамічній системі з нерухомим центром тяжіння:

$$dQ = dU + pdV.$$

Для отримання характеристики використання теплоти виду $Q_{\text{вик}}(V)$ або $Q_{\text{вик}}(\varphi)$ інтегруванням рівняння першого закону термодинаміки необхідно, отже, записати під час випробування двигуна зміну тиску або температури в циліндрі, визначити масу і склад суміші газів, що безперервно змінюються в процесі згоряння. **Характеристики тепловиділення визначають за індикаторними діаграмами, використовуючи чисельні методи розв'язання рівняння на ЕОМ.** Відносна характеристика використання теплоти набуде вигляду:

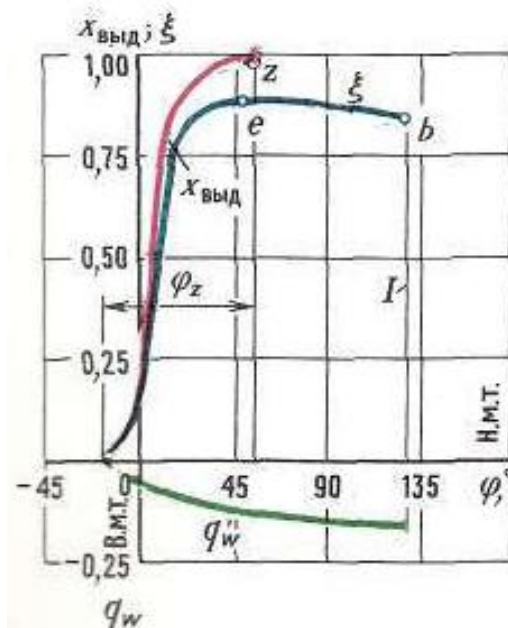
$$\xi(V) = \frac{Q_{\text{вик}}(V)}{\chi H_u g_{\text{т.ц}}} = \frac{\Delta U + \int_{V_0}^V pdV}{\chi H_u g_{\text{т.ц}}}.$$

Відносну характеристику тепловиділення:

$$x_{\text{вид}}(\varphi) = \xi(\varphi) + \frac{Q_w(\varphi)}{\chi H_u g_{\text{т.ц}}} \quad \text{або} \quad x_{\text{вид}}(\varphi) = \xi(\varphi) + q_w(\varphi).$$

Криву тепловиділення будують від початку займання палива за $\varphi_{\text{в}}$ кутових градусів до ВМТ і до закінчення згоряння тривалістю φ_z (рис. 3.3). Хоча згідно з визначенням, відносна кількість теплоти, що виділилася наприкінці згоряння, має дорівнювати одиниці, умова $x_{\text{вид}} = 1$ не виконується, тому що горіння, хоча б і незначне, триває в процесі розширення і до, і після відкриття випускного клапана (або вікон). Умовно приймають, що закінчення згоряння відповідає значенню $x_{\text{вид}} = 0,98 \dots 0,99$. Криву використання теплоти продовжують іноді до початку відкриття випускних органів, хоча після закінчення згоряння (в точці z) називати її характеристикою використання теплоти можна лише умовно. Теплота в процесі розширення не підводиться до робочого тіла, а відводиться від нього в стінки за рахунок зменшення внутрішньої енергії газів.

					КРМ.142.6221м.26.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		



**Рисунок 3.3 – Відносні характеристики виділення і використання теплоти
(I - відкриття випускного клапана)**

У квазіадіабатній точці e швидкість підведення теплоти $d\xi/d\varphi = 0$, а використана теплота досягає максимального значення. Згоряння в точці максимуму не закінчується. Ця точка характерна тим, що в ній дотримується умова рівності швидкості виділення теплоти і швидкості тепловіддачі в стінки: $dx_{\text{вид}}/d\varphi = dq_w/d\varphi$. Кількість теплоти, що виділилася надалі, невелика, і умову $d\xi/d\varphi = 0$ можна приймати як ознаку закінчення згоряння.

Вид характеристики тепловиділення оцінюють, виходячи з прагнення підвищити ККД і роботу циклу та отримати прийнятні максимальну швидкість наростання тиску, максимальний тиск і температуру циклу. Від виду характеристики тепловиділення залежить кількість викидів шкідливих речовин.

Велике значення мають максимальні відносні швидкості тепловиділення $(dx/d\varphi)$ і підведення теплоти $(d\xi/d\varphi)_{\text{max}}$, а також положення максимумів відносно початку видимого згоряння, рахуючи від точки займання палива.

У двигуні з примусовим запалюванням основна частина використаної теплоти підводиться в **другій фазі** (до p_{max}): значення $\xi_p = (0,8 \dots 0,85)\xi_{\text{max}}$. У прикладі,

представленому на рис. 3.4 та 3.5, $\xi_{\max} = 0,87$, положення максимуму відповідає 50 градусам кута повороту кривошипа після ВМТ, а $\xi_p = 0,73$.

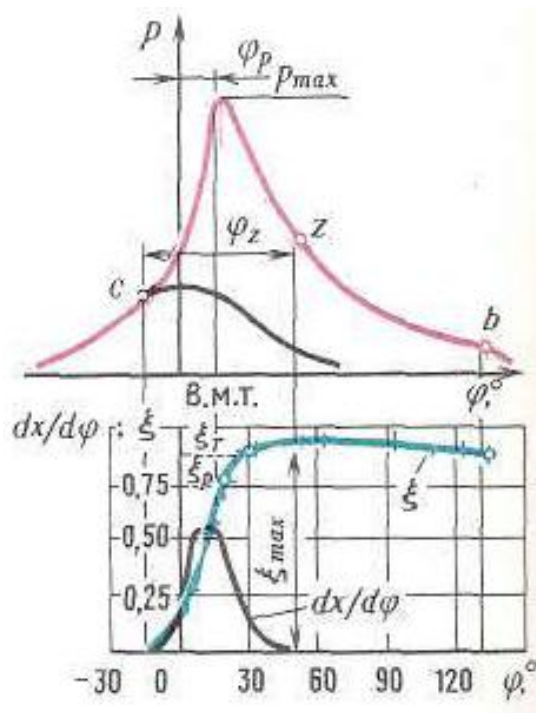


Рисунок 3.4 – Відносна характеристика використання теплоти для двигунів із примусовим займанням

Швидкість тепловиділення на початку згоряння збільшується повільно, вона досягає максимального значення приблизно посередині згоряння ($\varphi_m/\varphi_z = 0,55...0,65$); максимум швидкості один. У двигунах із високим індикаторним ККД тривалість згоряння становить не більше $40...45^\circ$ кута повороту кривошипа під час роботи на стехіометричній суміші.

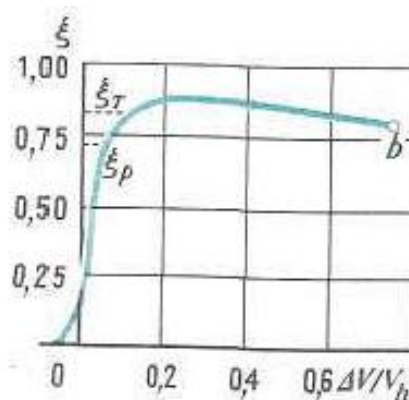


Рисунок 3.5 – Характеристика використання теплоти у функції безрозмірного об'єму циліндра

Зі збільшенням тривалості згоряння до 60° кута повороту кривошипа індикаторний ККД зменшується відносно небагато – на 1...2 %; при цьому позитивним ефектом є зниження швидкості наростання тиску.

Основна частина теплоти підводиться поблизу ВМТ: у прикладі *характеристики використання теплоти у функції безрозмірного об'єму циліндра*, побудованої за відносною характеристикою використання теплоти, у разі збільшення відносного об'єму циліндра $\Delta V/V_h$ на 4 % коефіцієнт використання теплоти $\xi \approx 0,85\xi_{\max}$ хоча тривалість згоряння порівняно велика; $\varphi_z = 70^\circ$.

Таким чином, у дійсному циклі недоцільно домагатися підведення теплоти суворо за $V = \text{const}$, зважаючи на небажане підвищення швидкості наростання і максимуму тиску за всякого скорочення тривалості згоряння. Оптимальна тривалість згоряння $\varphi_z = 40 \dots 50^\circ$.

У другій фазі (до $p_{\max}$) у дизелі згорає значно менша частина палива, ніж у двигуні з примусовим запалюванням. Істотно відрізняється і частка палива, що згорає в інтервалі від P_z до T_z , – у дизелі вона в кілька разів більша. Максимум швидкості тепловиділення в дизелі розташований значно ближче від початку згоряння (рис. 3.6): безрозмірна координата максимуму $\varphi_m/\varphi_z = 0,1 \dots 0,2$ (у двигунах із примусовим займанням $\varphi_m/\varphi_z = 0,55 \dots 0,65$). Причини такої істотної відмінності характеристик тепловиділення полягають у відмінності принципів сумішоутворення і згоряння. У двигуні з примусовим займанням відбувається горіння гомогенної суміші, температура суміші перед фронтом полум'я нижча за температуру самозаймання. Швидкість тепловиділення залежить від площі та швидкості фронту полум'я, тому на початку згоряння, поки площа фронту невелика, швидкість тепловиділення зростає повільно.

У дизелі за час затримки займання частина палива випаровується, утворюється і накопичується горюча паливоповітряна суміш. Внаслідок високих температури і тиску наприкінці стиснення полум'я поширюється від вогнища самозаймання з високою швидкістю (100 м/с і більше) і охоплює зони, де склад горючої суміші перебуває в концентраційних межах.

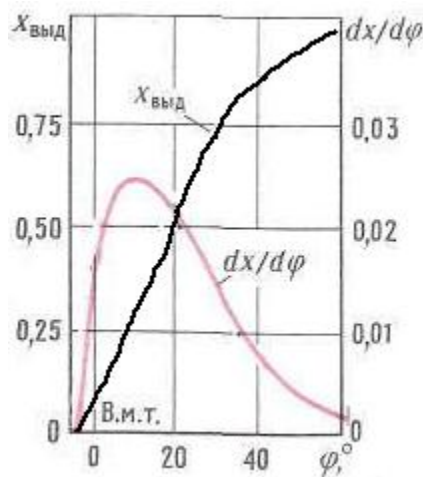


Рисунок 3.6 – Відносна характеристика і швидкість тепловиділення для

Горіння відбувається майже одночасно в усьому об'ємі суміші горючої концентрації – такий різновид горіння називають об'ємним горінням, або тепловим вибухом. Тому швидкість тепловиділення в дизелі досягає максимуму поблизу від початку горіння, в точці $\phi_m = (0,1 \dots 0,2)\phi_z$, хоча частка теплоти, що виділилася під час об'ємного горіння, може бути невеликою: $x_m = (0,1 \dots 0,3)x_{\text{вид}}$. Об'ємне горіння виникає, таким чином, як результат сукупності двох умов: утворення суміші горючої концентрації до появи осередку самозаймання і високої температури суміші наприкінці стиснення, що перевищує температуру самозаймання. Швидкість хімічних реакцій окислення при високій температурі відповідно до закону Арреніуса дуже висока, що утворилася за період затримки самозаймання горюча суміш швидко згорає, а потім швидкість тепловиділення різко знижується.

Надалі горіння відбувається в міру надходження в зону горіння (або в зони горіння) парів палива і повітря, а швидкість горіння визначається здебільшого не швидкістю хімічних реакцій, а швидкостями випаровування крапель палива і дифузії парів палива і повітря в зону горіння.

Швидкість дифузійного горіння підвищується зі збільшенням швидкості випаровування і дифузії палива, наприклад, внаслідок інтенсивної турбулізації заряду циліндра, і на кривій тепловиділення можлива поява другого максимуму, вже за дифузійного горіння. Він розташований далі від початку згоряння, його безрозмірна координата $\phi_m/\phi_z = 0,3 \dots 0,4$. Криві швидкості тепловиділення з двома мак-

симумами характерні для двигунів з інтенсивною турбулентністю в камері згоряння, наприклад, з камерою в поршні, у двигунах з розділеними камерами згоряння, передкамерних і вихрекамерних (рис. 3.7).

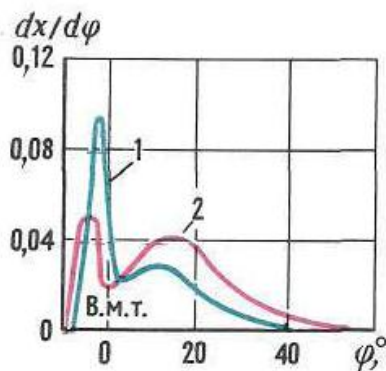


Рисунок 3.7 – Відносна швидкість тепловиділення для дизеля з камерою в поршні при навантаженні:
1 – часткового; 2 – повного

Висока швидкість тепловиділення поблизу початку згоряння і близько ВМТ слугує основною причиною високої швидкості наростання тиску і супутніх (небажаних у роботі дизеля) явищ: високого рівня шуму, значного динамічного навантаження підшипників і деталей кривошипно-шатунного механізму. Встановлено прямий зв'язок між величиною першого максимуму швидкості тепловиділення, концентрацією оксидів азоту, що утворюються під час згоряння, і швидкістю наростання тиску.

З огляду на все це, прагнуть зменшити перший максимум швидкості тепловиділення, а другий – збільшити і зрушити далі від початку згоряння. **Швидкість тепловиділення за об'ємного горіння залежить в основному від тривалості затримки самозаймання.** Збільшення температури і тиску в циліндрі наприкінці стиснення (істотне в комбінованому двигуні), підвищення цетанового числа палива, поліпшення дрібноти розпилювання палива та інші чинники, що сприяють скороченню періоду затримки самозаймання, зменшують значення першого максимуму швидкості тепловиділення.

Збільшення тривалості затримки, наприклад, під час роботи з малим навантаженням (крива 2) призводить до підвищення максимальної швидкості тепло-

ділення. Під час роботи з більшим навантаженням (крива 1) перший максимум швидкості тепловиділення менший або він взагалі не проявляється.

3.3. Метод І. І. Вібе для розрахунку характеристик тепловиділення

На основі якісних уявлень про швидкість ланцюгових реакцій І. І. Вібе одержав таке **напівемпіричне рівняння характеристики тепловиділення** залежно від безрозмірного часу t/t_z , що відлічується від моменту займання:

$$x = 1 - \exp \left[\ln(1 - x_z) \left(\frac{t}{t_z} \right)^{m+1} \right].$$

Представлене рівняння називають також **рівнянням згоряння (вигорання палива)**, тому що характеристика $x = g_t/g_{т.ц}$ чисельно дорівнює масовій частці умовно згорілого палива. Якщо прийняти частку згорілого палива $x_z = 0,999$, то, підставивши $t = t_z$ у напівемпіричне рівняння характеристики тепловиділення, отримаємо коефіцієнт $C = \ln(1 - x_z) = \ln(1 - 0,999) = -6,9077$. Гарний збіг з дійсною характеристикою тепловиділення виходить, якщо прийняти $x_z = 0,95$. Тоді коефіцієнт $C = \ln(1 - x_z) = -2,9957$.

Взявши похідну від напівемпіричного рівняння характеристики тепловиділення за безрозмірним часом, **отримаємо рівняння безрозмірної швидкості тепловиділення**:

$$\frac{dx}{d(t/t_z)} = -C(m+1) \left(\frac{t}{t_z} \right)^m \exp \left[C \left(\frac{t}{t_z} \right)^{m+1} \right].$$

У рівняннях характеристики тепловиділення і безрозмірної швидкості тепловиділення t/t_z – безрозмірний час, що дорівнює безрозмірному куту повороту кривошипа φ/φ_z за постійної кутової швидкості обертання колінчастого вала. Ці рівняння універсальні; їх застосовують у розрахунках характеристик тепловиділення як дизелів, так і двигунів із примусовим займанням. **Особливості процесу згоряння враховують у рівняннях показником характеру згоряння m , що однозначно визначає положення максимуму безрозмірної швидкості тепловиділення.**

Знайдемо координату максимуму, прирівнявши нулю похідну відносної швидкості тепловиділення за часом. Після перетворень отримаємо

$$\frac{t_m}{t_z} = \left[-\frac{m}{C(m+1)} \right]^{\frac{1}{m+1}}.$$

Що менший показник m , то крутіша характеристика тепловиділення (рис. 3.8, а) і тим ближче розташований максимум швидкості тепловиділення (рис. 3.8, б) до початку згоряння.

У двигунах із самозайманням під час стиснення максимум швидкості тепловиділення розташовано значно ближче до початку згоряння ($\varphi_m/\varphi_z = 0,1 \dots 0,3$), ніж у двигунах із примусовим займанням ($\varphi_m/\varphi_z = 0,5 \dots 0,6$), відповідно, і показники m у дизелях менші:

Тип двигуна:	m	φ_z , град
Дизелі	0,3... 0,7	60...100
Двигуни з примусовим займанням	3,0...4,0	40...60

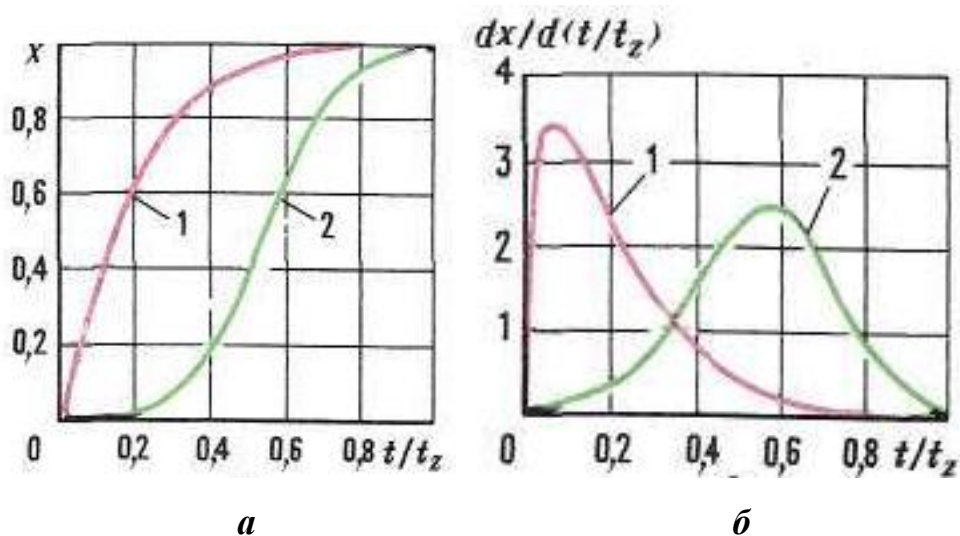


Рисунок 3.8 – Характеристики тепловиділення:

а – відносна характеристика тепловиділення; б – відносна швидкість тепловиділення; 1 – для дизеля за $m = 0,25$; 2 – для карбюраторного двигуна за $m = 3$

У комбінованих двигунах тривалість згоряння може перевищувати 100° кута повороту кривошипа. Показник характеру згоряння m визначають, використовуючи індикаторну діаграму, записану під час випробувань двигуна. Розрахунковим

методом за індикаторною діаграмою знаходять відносну характеристику тепловиділення $x_{\text{вйд}}(t)$ і будують графік цієї функції в логарифмічних координатах (рис. 3.9). Дійсну характеристику тепловиділення апроксимують, застосовуючи методи математичної статистики, рівнянням характеристики тепловиділення після подвійного логарифмування. Натуральний логарифм рівняння характеристики тепловиділення

$$-C \left(\frac{t}{t_z} \right)^{m+1} = -\ln(1-x).$$

Друге логарифмування – десятковий логарифм:

$$\lg t = \frac{1}{m+1} (\lg[\ln(1-x)] - \lg(-C)) + \lg t_z.$$

Отримане рівняння описує пряму лінію. Позначимо $Y = \lg(t)$; $Y_z = \lg(t_z)$; $X = \lg[\ln(1-x) - \lg(-C)]$ і представимо рівняння у вигляді

$$Y = Y_z + \frac{X}{m+1}.$$

Використовуючи властивості рівняння прямої лінії, отримаємо очевидні співвідношення

$$\frac{1}{m+1} = \operatorname{tg} \beta = \frac{Y_z}{X_z} \quad \text{та} \quad m = \frac{X_z}{Y_z} - 1.$$

Цим методом можна визначити також тривалість згоряння, приймаючи умовно, що воно закінчується при досягненні деякого значення x_z , якому відповідає цілком певне значення постійної C ; тоді $t_z = 10^{Y_z}$.

3.4. Дослідження впливу показника характеру згоряння m на ефективні показники судового двигуна 6ЧН 21/21

Показник характеру згоряння m має значний вплив на вигляд індикаторної діаграми двигуна визначаючи положення максимуму безрозмірної швидкості тепловиділення. Впливаючи на вигляд індикаторної діаграми показник характеру згоряння тим самим впливає і на ефективні показники двигуна. У таблиці 3.1 представлено результати моделювання робочого циклу судового середньообер-

					КРМ.142.6221м.26.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

тового дизельного двигуна 6ЧН 21/21 при різних значеннях показника характеру згоряння.

Таблиця 3.1 – Результати розрахунку номінального режиму роботи суднового двигуна 6ЧН 21/21 за різних значень показника m

№ з/п	Пара-метр	Одиниця вимірювання	$m = 0,3$	$m = 0,4$	$m = 0,5$	$m = 0,6$	$m = 0,7$
1	N_e	кВт	549,81	550,08	550,43	550,44	549,74
2	g_e	кг/(кВт·год)	0,2012	0,2043	0,2077	0,2113	0,2149
3	Π_k		2,350	2,469	2,597	2,732	2,858
4	$\varphi_{зг.}$	град.	124,00	122,75	121,32	120,10	118,82
5	$\varphi_{з.восп.}$	град.	5	5	5	5	5
6	$\varphi_{н.сгор.}$	град.	350	350	350	350	350
7	P_z	кПа	12659,78	12357,98	12154,36	12009,60	11916,33
8	T_z	К	1731,21	1680,39	1639,41	1608,30	1584,04
9	P_i	кПа	2399,75	2400,94	2402,47	2402,50	2399,44
10	P_e	кПа	2015,79	2016,79	2018,08	2018,10	2015,53
11	P_s	кПа	231,50	243,42	256,19	269,76	282,36
12	T_s	К	303,12	303,83	304,56	305,31	305,99
13	P_c	кПа	6479,00	6812,84	7180,35	7550,53	7915,13
14	T_c	К	765,25	767,00	768,88	770,70	772,44
15	T_t	К	982,1	980,6	977,6	976,2	973,0
16	P_t	кПа	184,4	192,4	201,5	211,0	220,6
17	T_{zt}	К	1303,6	1284,3	1262,0	1241,0	1218,6
18	T_b	К	1453,9	1443,3	1429,6	1417,7	1403,7
19	P_b	кПа	1278,9	1330,6	1384,4	1439,0	1489,0
20	T_k	К	421,1964	428,2906	435,6271	443,1492	449,8956
21	T_r	К	365,14	365,79	366,59	367,50	368,41
22	Q_w	кВт	131,8	131,5	131,5	131,7	131,9
23	Q_m	кВт	46,4	45,7	45,3	44,9	44,7
24	Q_{wOHV}	кВт	94,6	104,6	115,8	127,8	139,6
25	Q_{wOG}	кВт	958,3	982,8	1005,8	1028,3	1045,9
26	G_k	кг/с	0,7628	0,8005	0,8418	0,8832	0,9238
27	G_t	кг/с	0,7913	0,8295	0,8712	0,9131	0,9541
28	N_{et}	кВт	82,9069	92,7071	103,6882	115,4605	127,0309
29	N_{ek}	кВт	82,8005	92,6025	103,7516	115,3560	127,1336
30	γ_r	—	0,01551	0,01497	0,01442	0,01392	0,01347
31	α	—	1,695181	1,750048	1,8117284	1,86945983	1,927136
32	φ_a	—	1,024	1,024	1,023	1,023	1,022

На рис. 3.9 представлено характеристики тепловиділення суднового двигуна 6ЧН 21/21 при різних значеннях показника характеру згоряння.

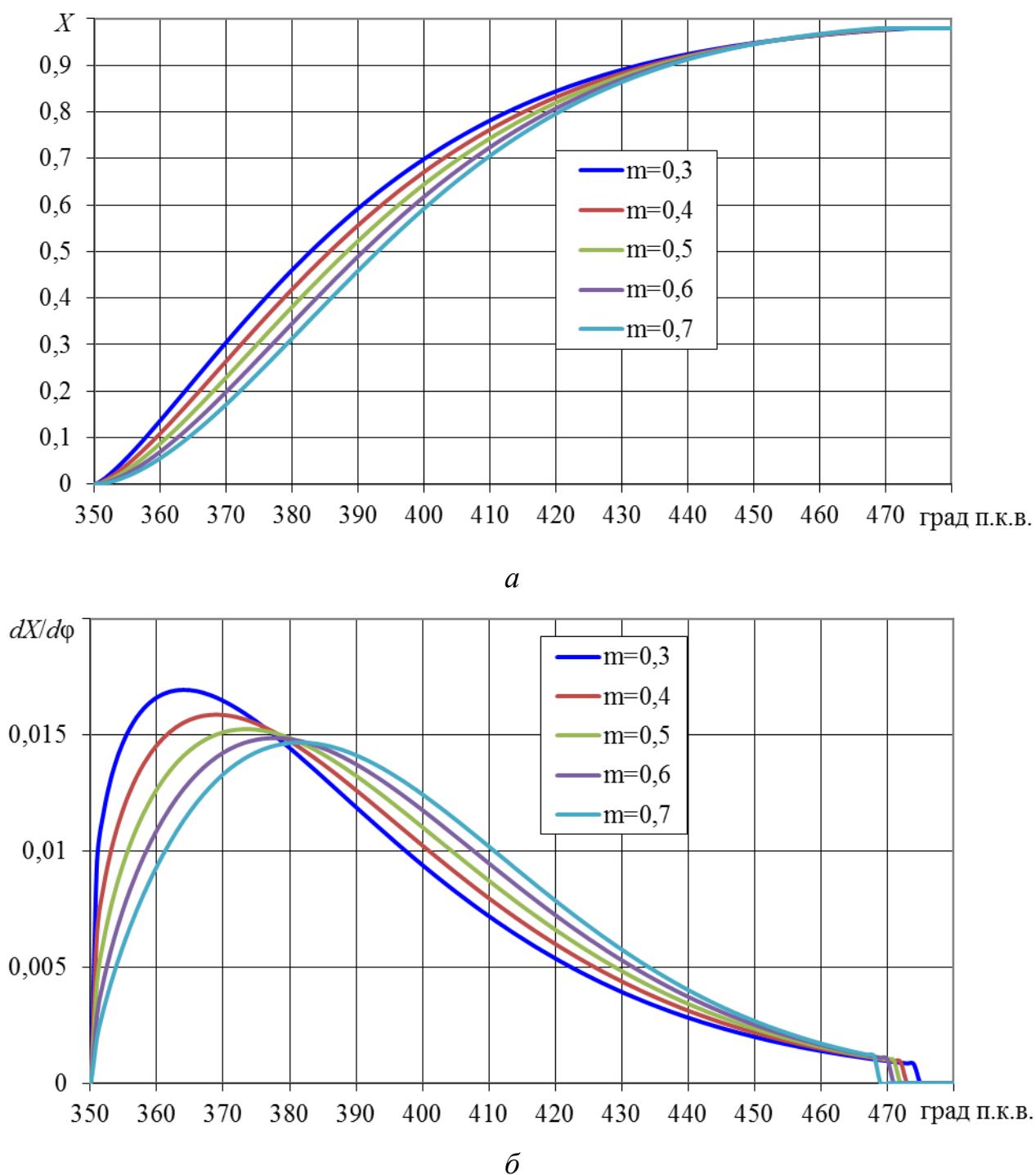


Рисунок 3.9 – Характеристики тепловиділення суднового двигуна 6ЧН 21/21 при різних значеннях показника характеру згоряння:

a – відносна характеристика тепловиділення;

б – відносна швидкість тепловиділення

На рис. 3.10 подана зміна таких параметрів, як максимальні тиск та температура, тривалість згоряння, а також питома ефективна витрата палива від значення показника характеру згоряння m .

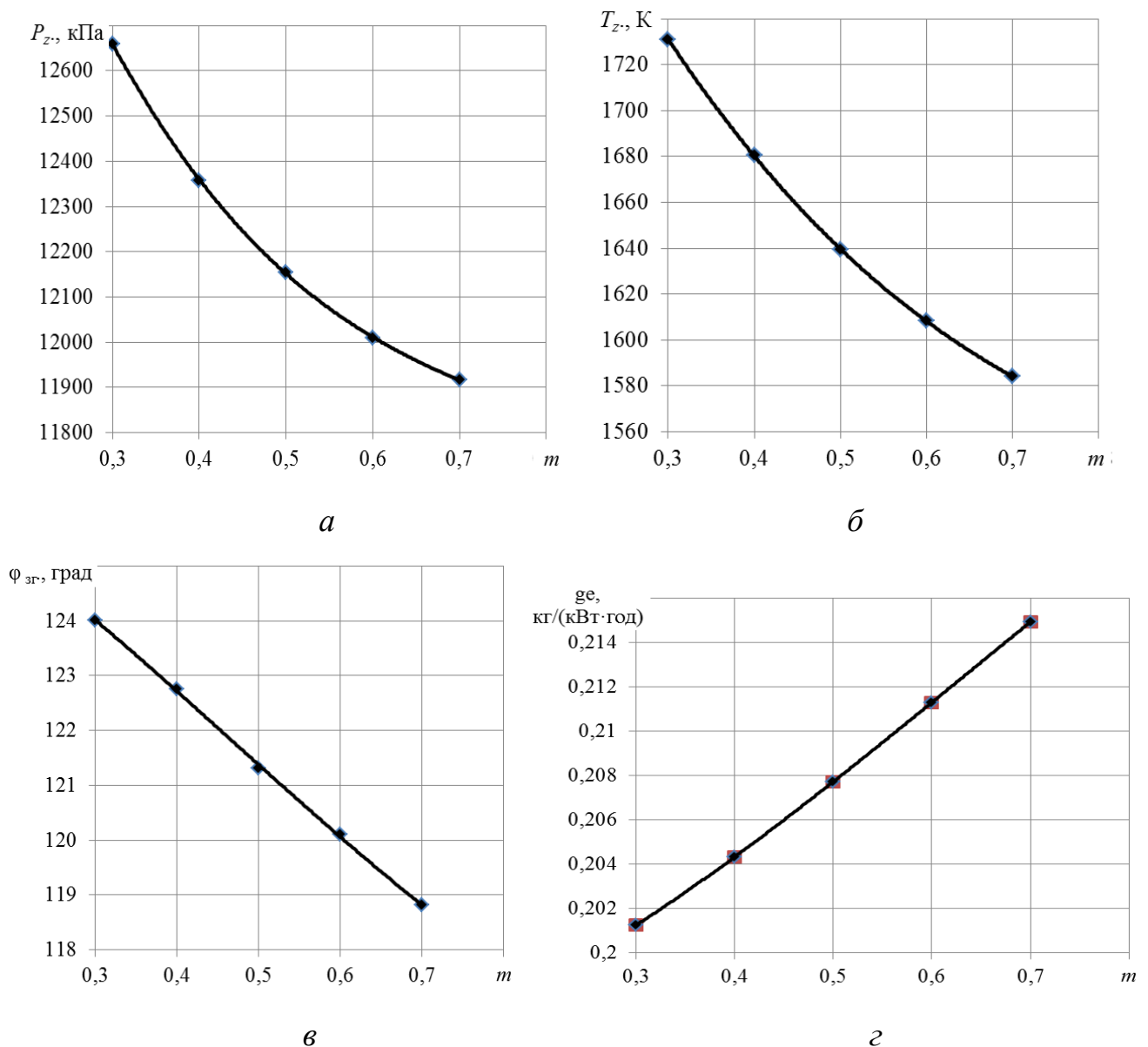


Рисунок 3.10 – Вплив показника характеру згоряння m на параметри робочого циклу суднового двигуна 6ЧН 21/21:

a – максимальний тиск згоряння; $б$ – максимальна температура згоряння;
 $в$ – тривалість процесу згоряння; $г$ – питома ефективна витрата палива

Вплив показника характеру згоряння m на зміну тиску та температури робочого тіла у циліндрі суднового двигуна 6ЧН 21/21 представлено на рис. 3.11 та 3.12.

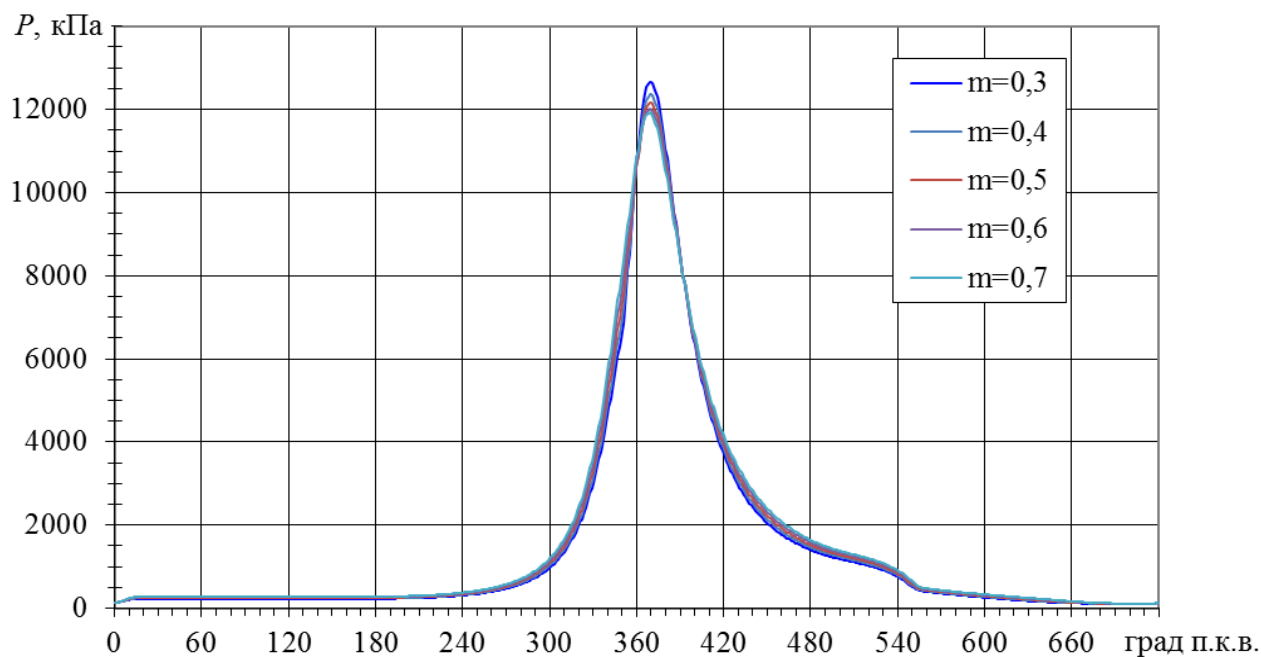


Рисунок 3.11 – Індикаторні діаграми суднового двигуна 6ЧН 21/21 за різних значень показника характеру згоряння m

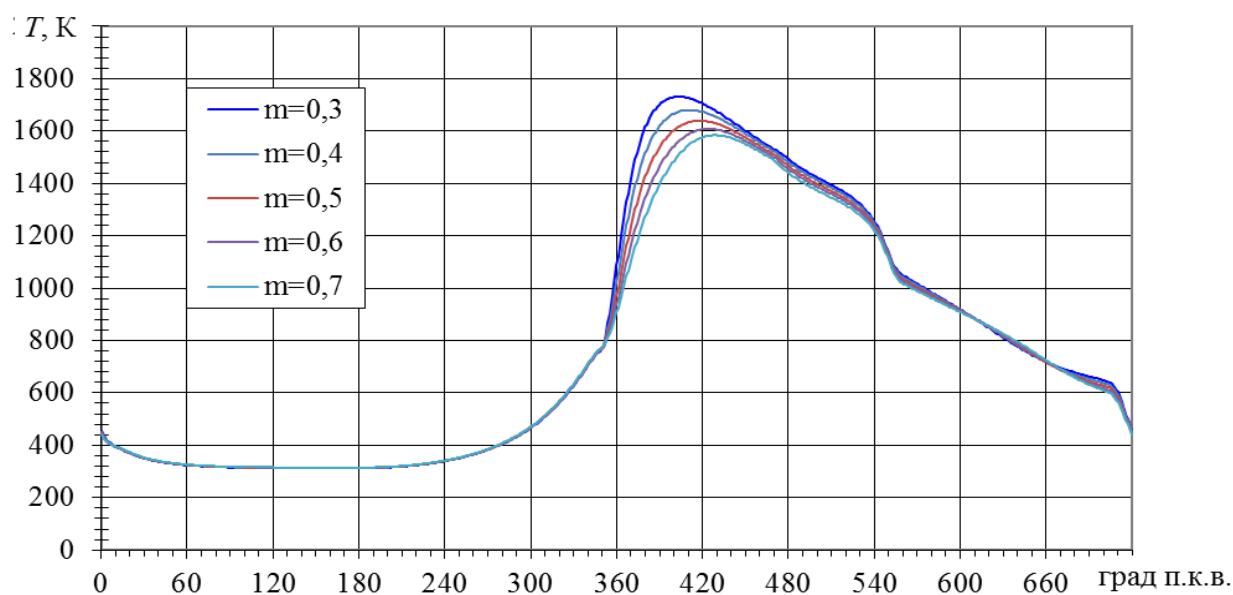


Рисунок 3.12 – Зміна температури робочого тіла суднового двигуна 6ЧН 21/21 за різних значень показника характеру згоряння m

У якості обмеження для забезпечення нормальної роботи дизеля виступають такі параметри, як максимальний тиск (конструктивні обмеження) та температура (теплові та екологічні обмеження). Значення максимального тиску згоряння для двигуна 6ЧН 21/21 згідно з паспортними даними не повинно перевищувати $p_z \leq 12,5$ МПа, а максимальна температура згоряння – $T_z \leq 1700$ К. Виходячи з цих об-

межень найбільш економічним з точки зору витрати палива є характеристика тепловиділення з показником характеру згоряння m , що дорівнює 0,36. Результати розрахунку робочого циклу суднового середньообертового дизельного двигуна 6ЧН 21/21 при $m = 0,36$ подано в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 – Результати розрахунку номінального режиму роботи суднового двигуна 6ЧН 21/21 при $m = 0,36$

№ з/п	Позначення	Одиниця вимірювання	Значення	Найменування параметру
1	N_e	кВт	549,81	Ефективна потужність
2	g_e	кг/(кВт·год)	0,2032	Питома ефективна витрата палива
3	Π_k		2,420	Ступінь підвищення тиску в компресорі
4	$\varphi_{зг.}$	град.	123,22	Тривалість видимого згоряння
5	$\varphi_{з.восп.}$	град.	5	Кут затримки займання
6	$\varphi_{н.сгор.}$	град.	350	Кут початку видимого згоряння
7	P_z	кПа	12470,21	Максимальний тиск згоряння
8	T_z	К	1698,54	Максимальна температура згоряння
9	P_i	кПа	2399,76	Середній індикаторний тиск
10	P_e	кПа	2015,80	Середній ефективний тиск
11	P_s	кПа	238,50	Тиск повітря в ресивері
12	T_s	К	303,54	Температура повітря в ресивері
13	P_c	кПа	6678,21	Тиск суміші наприкінці стиснення
14	T_c	К	766,30	Температура суміші наприкінці стиснення
15	T_t	К	980,9	Середня температура газів перед турбіною
16	P_t	кПа	189,1	Середній тиск газів перед турбіною
17	T_{zt}	К	1291,9	Середня температура газів за турбіною
18	T_b	К	1447,3	Температура газів у момент відкриття випускного клапана
19	P_b	кПа	1309,6	Тиск газів у момент відкриття випускного клапана
20	T_k	К	425,3927	Температура наддувного повітря
21	T_r	К	365,51	Температура залишкових газів
22	Q_w	кВт	131,6	Тепло, відведене у воду
23	Q_m	кВт	46,0	Тепло, відведене в масло
24	Q_{wOHV}	кВт	100,5	Тепло, що відводиться в ОНП від повітря
25	Q_{wOG}	кВт	972,9	Тепло, що виноситься з випускними газами
26	G_k	кг/с	0,7853	Витрата повітря через компресор
27	G_t	кг/с	0,8140	Витрата газу через турбіну
28	N_{et}	кВт	88,6641	Потужність турбіни
29	N_{ek}	кВт	88,6111	Потужність компресора
30	γ_r		0,01518	Коефіцієнт залишкових газів
31	α		1,729419587	Коефіцієнт надлишку повітря
32	φ_a		1,024	Коефіцієнт продувки

Згорнутий вигляд індикаторної діаграми суднового середньообертового дизельного двигуна 6ЧН 21/21 при $m = 0,36$ подано на рис. 3.13.

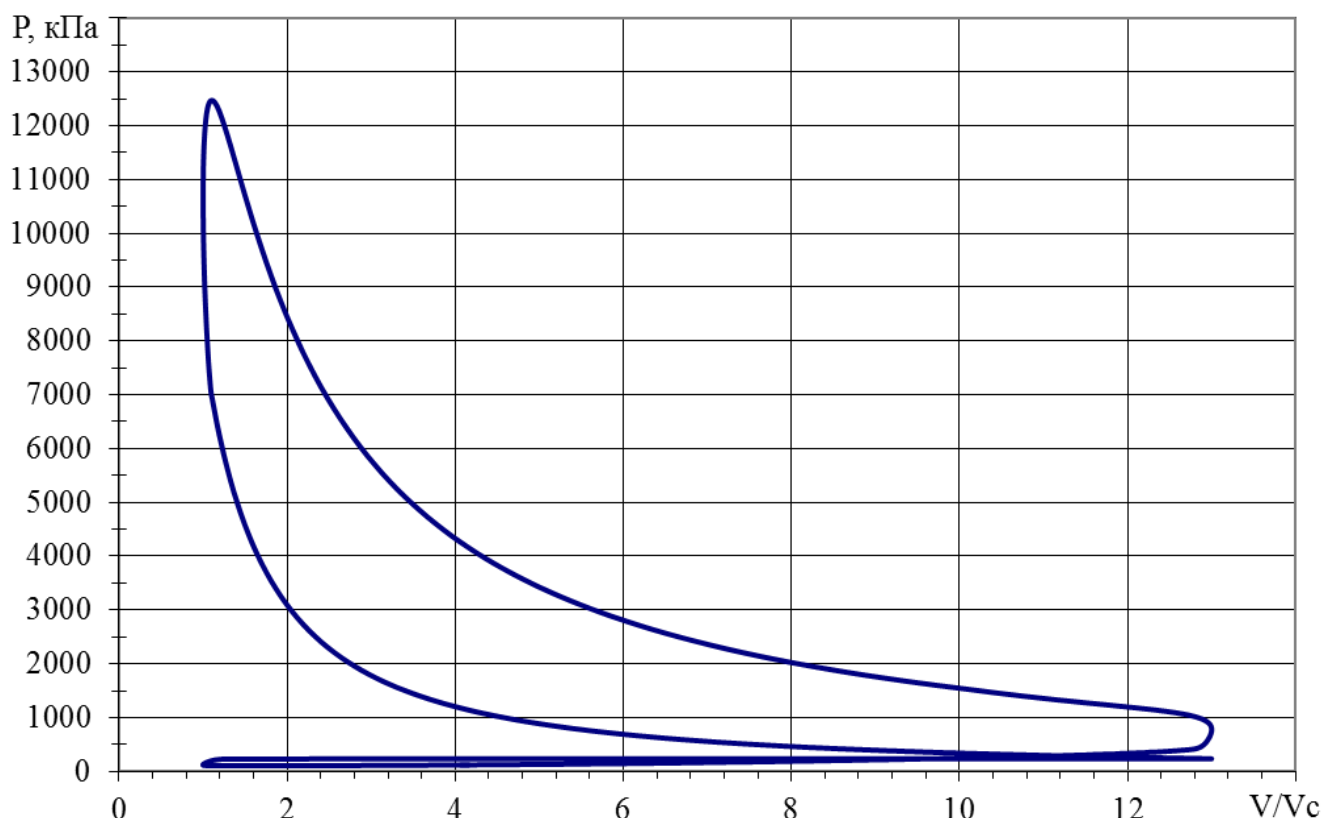


Рисунок 3.13 – Згорнута індикаторна діаграма суднового середньообертового дизельного двигуна 6ЧН 21/21 при $m = 0,36$

3.5. Дослідження впливу кута випередження впорскування на ефективні показники судового двигуна 6ЧН 21/21

Регулюючи кут випередження впорскування палива, можна впливати на вигляд індикаторної діаграми і на положення максимуму тиску для того, щоб установити оптимальне за показниками потужності та економічності значення кута (рис. 3.14).

Однак у міру збільшення кута випередження впорскування палива в циліндр розпочинається за дедалі нижчих температури і тиску, у зв'язку з чим тривалість затримки самозаймання, а отже, і фактор динамічності збільшуються. У підсумку підвищується максимальний тиск циклу, зростає швидкість наростання тиску в циліндрі.

Очевидно, що одним збільшенням кута випередження впорскування не можна компенсувати збільшення затримки самозаймання під час роботи на паливі з низьким цетановим числом або за відносно низької температури газів у циліндрі наприкінці стиснення.

З підвищенням частоти обертання тривалість затримки самозаймання (у кутових градусах) збільшується, зростає й оптимальний кут випередження впорскування. Багато двигунів наземного транспорту обладнують пристроями автоматичного регулювання кута випередження впорскування палива.

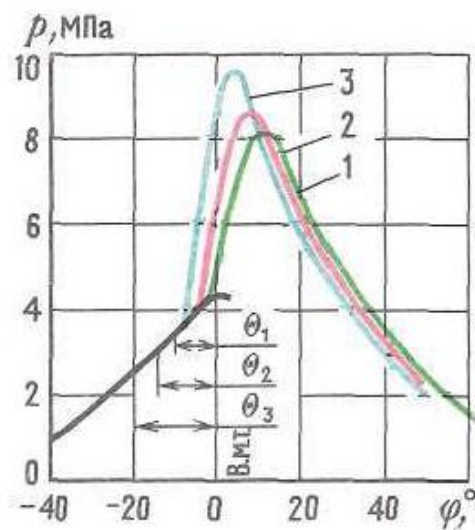


Рисунок 3.14 – Індикаторні діаграми дизеля за трьох значень кута випередження впорскування палива:

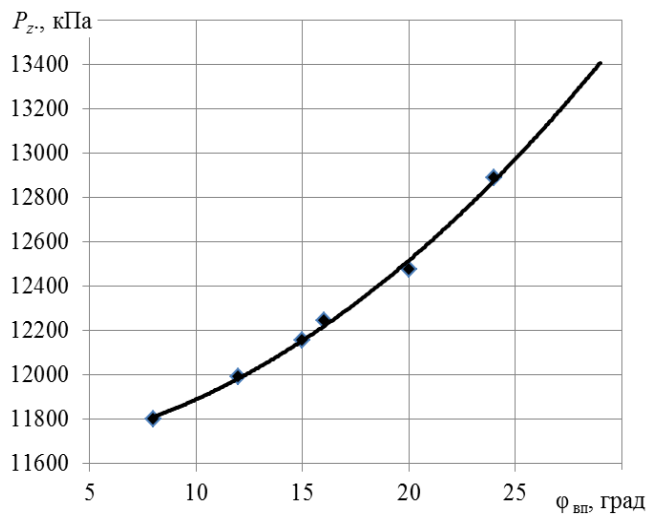
1 – $\Theta_1 = 10^\circ$; 2 – $\Theta_2 = 15^\circ$; 3 – $\Theta_3 = 20^\circ$

У якості обмеження для забезпечення нормальної роботи дизеля 6ЧН 21/21 обираємо тіж самі обмеження ($p_z \leq 12,5$ МПа та $T_z \leq 1700$ К), що і для дослідження *m*. У таблиці 3.3 представлено результати моделювання робочого циклу суднового середньообертового дизельного двигуна 6ЧН 21/21 при різних значеннях кута випередження упорскування $\varphi_{\text{вп}}$.

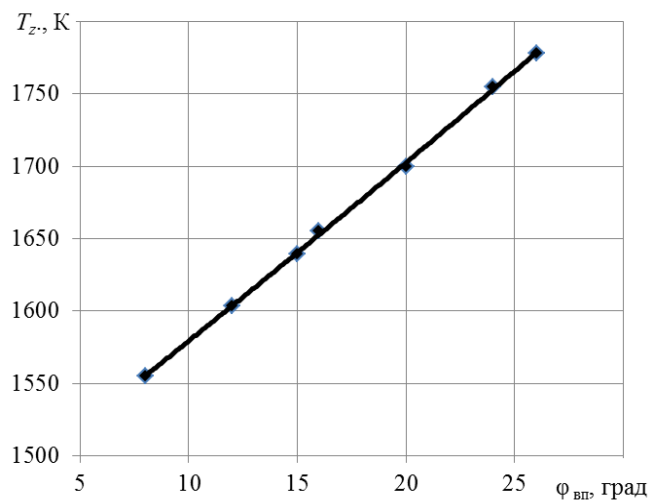
На рис. 3.15 подана зміна таких параметрів, як максимальні тиск та температура, період затримки займання, а також питома ефективна витрата палива від значення кута випередження упорскування $\varphi_{\text{вп}}$.

Таблиця 3.2 – Результати розрахунку номінального режиму роботи суднового двигуна 6ЧН 21/21 за різних значень кута випередження упорскування $\phi_{вп}$

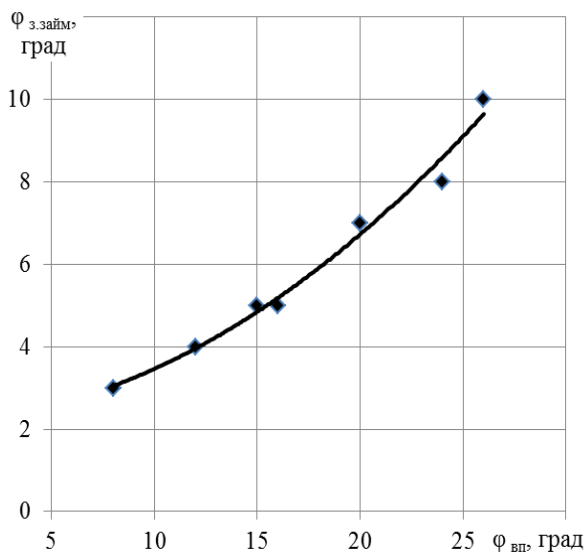
№ з/п	Пара-метр	Одиниця вимірювання	$\phi_{вп} = 24$	$\phi_{вп} = 20$	$\phi_{вп} = 16$	$\phi_{вп} = 15$	$\phi_{вп} = 12$	$\phi_{вп} = 8$
1	N_e	кВт	549,85	550,36	550,09	550,43	550,46	550,36
2	g_e	кг/(кВт·год)	0,1996	0,2030	0,2064	0,2077	0,2112	0,2167
3	Π_k		2,302	2,429	2,547	2,597	2,724	2,932
4	$\phi_{зг.}$	град.	121,41	121,00	121,87	121,32	121,20	120,54
5	$\phi_{з.восп.}$	град.	8	7	5	5	4	3
6	$\phi_{н.сгор.}$	град.	350	350	350	350	350	350
7	P_z	кПа	12890,93	12474,08	12247,21	12154,36	11990,36	11802,71
8	T_z	К	1755,05	1700,00	1655,39	1639,41	1603,49	1555,05
9	P_i	кПа	2399,93	2402,17	2400,96	2402,47	2402,58	2402,15
10	P_e	кПа	2015,94	2017,82	2016,81	2018,08	2018,17	2017,81
11	P_s	кПа	226,61	239,34	251,20	256,19	268,95	289,75
12	T_s	К	302,82	303,59	304,28	304,56	305,27	306,38
13	P_c	кПа	5154,67	6074,73	6814,16	7180,35	7972,06	9193,28
14	T_c	К	716,81	742,53	761,38	768,88	784,77	805,08
15	T_t	К	980,0	980,2	979,3	977,6	976,0	972,4
16	P_t	кПа	181,5	189,8	197,8	201,5	210,5	226,0
17	T_{zt}	К	1306,2	1289,4	1271,5	1262,0	1241,9	1207,9
18	T_b	К	1453,8	1445,5	1435,8	1429,6	1418,0	1397,7
19	P_b	кПа	1258,4	1313,6	1363,4	1384,4	1435,7	1517,0
20	T_k	К	418,2147	425,8908	432,7940	435,6271	442,7051	453,7537
21	T_r	К	364,92	365,56	366,26	366,59	367,45	368,94
22	Q_w	кВт	132,8	131,9	131,6	131,5	131,5	131,9
23	Q_m	кВт	47,1	46,1	45,5	45,3	44,9	44,5
24	$Q_{wOHВ}$	кВт	90,9	101,3	111,3	115,8	127,1	146,3
25	$Q_{wOГ}$	кВт	946,0	974,3	997,4	1005,8	1026,9	1056,2
26	G_k	кг/с	0,7504	0,7888	0,8251	0,8418	0,8810	0,9456
27	G_t	кг/с	0,7786	0,8175	0,8544	0,8712	0,9108	0,9763
28	N_{et}	кВт	79,3100	89,4514	99,2871	103,6882	114,7806	133,6950
29	N_{ek}	кВт	79,6560	89,5210	99,1962	103,7516	114,7311	133,6141
30	γ_r	—	0,01571	0,01513	0,01464	0,01442	0,01395	0,01324
31	α	—	1,680689 993	1,736148 71	1,786004 904	1,811728 439	1,866427 597	1,954332 84
32	ϕ_a	—	1,025	1,024	1,024	1,023	1,023	1,022



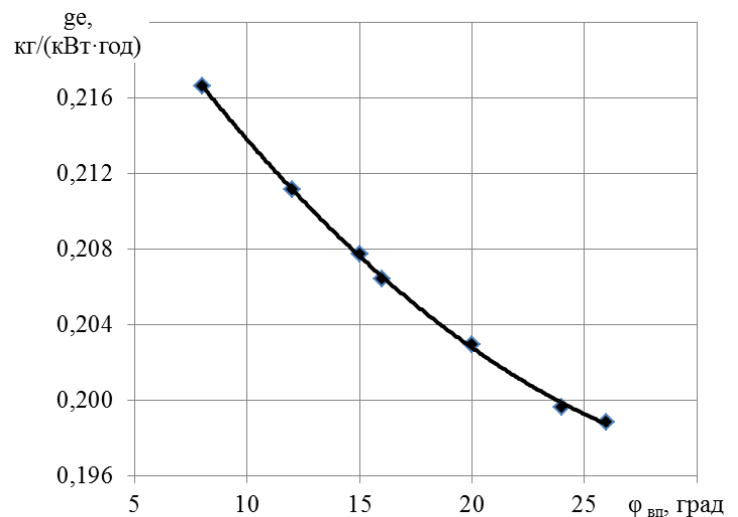
a



б



в



г

Рисунок 3.15 – Вплив кута випередження упорскування ϕ_{vp} на параметри робочого циклу суднового двигуна 6ЧН 21/21:

a – максимальний тиск згоряння; *б* – максимальна температура згоряння;

в – період затримки займання; *г* – питома ефективна витрата палива

Вплив кута випередження упорскування ϕ_{vp} на зміну тиску та температури робочого тіла у циліндрі суднового двигуна 6ЧН 21/21 представлено на рис. 3.16 та 3.17.

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221м.26.03.ПЗ

Аркуш

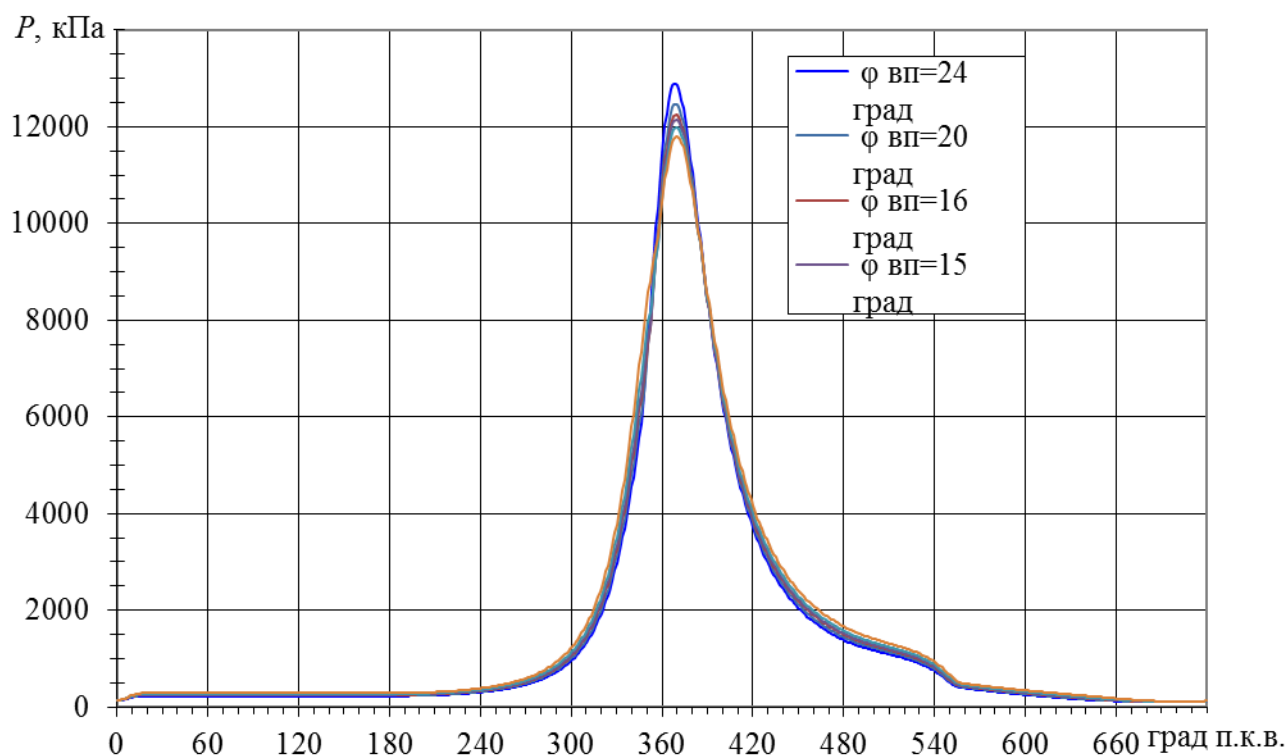


Рисунок 3.16 – Індикаторні діаграми суднового двигуна 6ЧН 21/21 за різних значень кута випередження упорскування $\phi_{\text{вп}}$

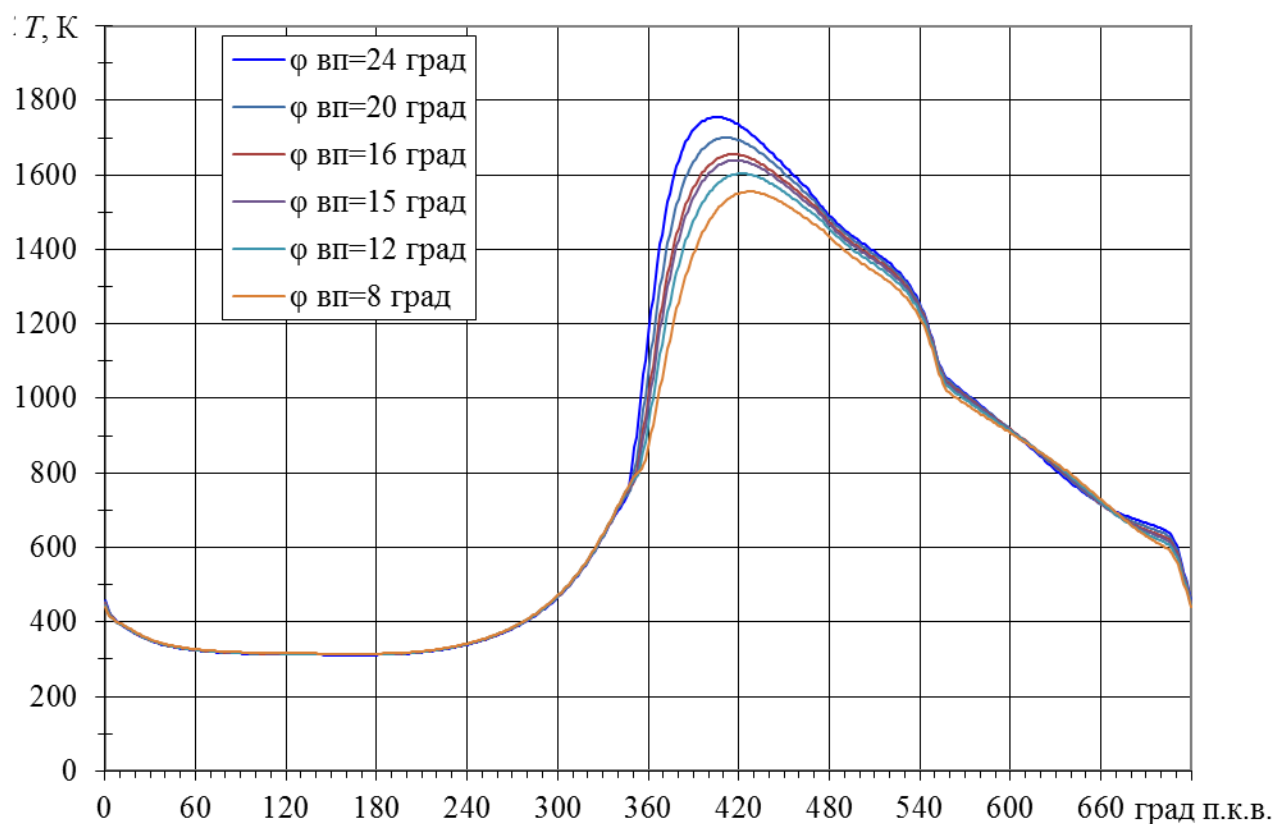


Рисунок 3.17 – Зміна температури робочого тіла суднового двигуна 6ЧН 21/21 за різних значень кута випередження упорскування $\phi_{\text{вп}}$

Виходячи з обмежень найбільш економічним з точки зору витрати палива є кут випередження упорскування $\varphi_{вп}$ 20 град п.к.в. Згорнутий вигляд індикаторної діаграми суднового середньообертового дизельного двигуна 6ЧН 21/21 при $\varphi_{вп} = 20$ град п.к.в. подано на рис. 3.18.

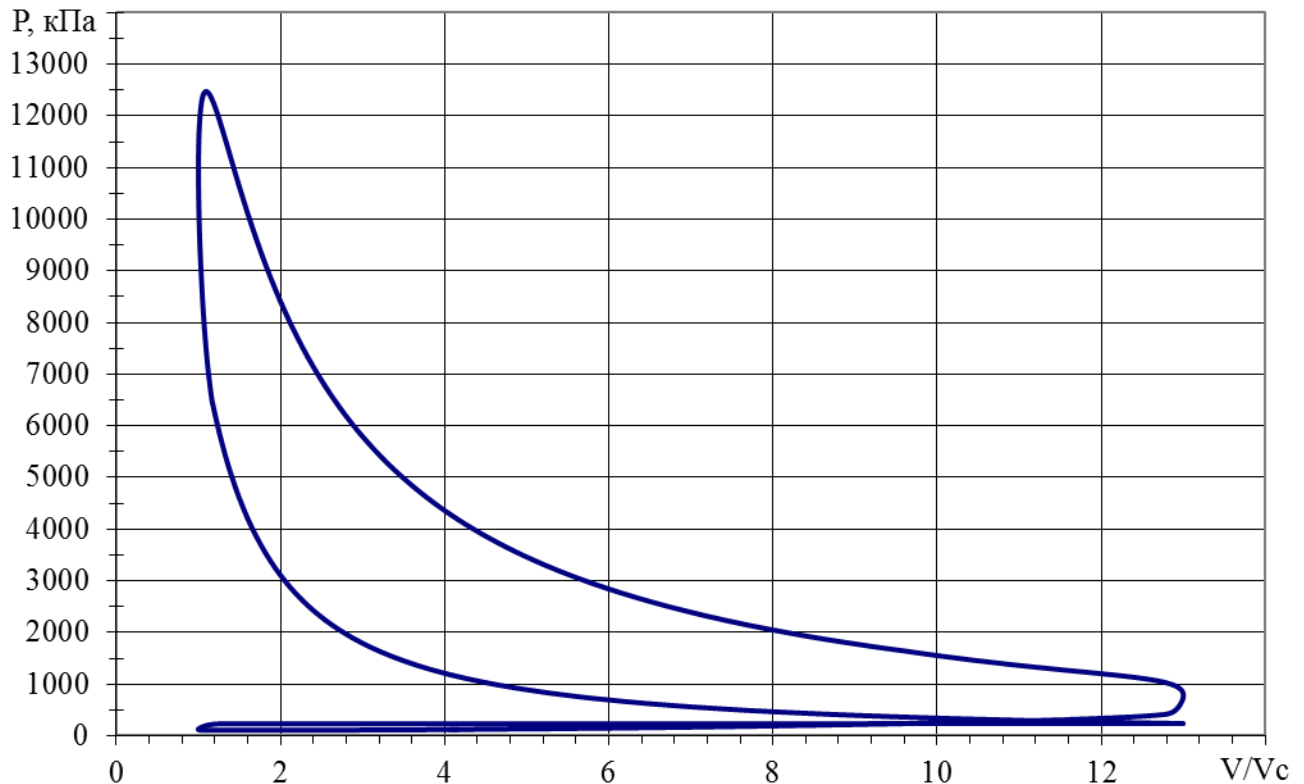


Рисунок 3.18 – Згорнута індикаторна діаграма суднового середньообертового дизельного двигуна 6ЧН 21/21 при $\varphi_{вп} = 20$ град п.к.в.

3.6. Висновок до розділу

У розділі розглянуто особливості організації процесу згоряння двигунів із запаленням від стиснення. Проаналізовано особливості застосування методу І. І. Вібе для розрахунку характеристик тепловиділення у ДВЗ, а також розглянуто вплив параметрів напівемпіричного рівняння (тривалість згоряння φ_z та показник характеру згоряння m) на їх вигляд.

Виконано дослідження впливу показника характеру згоряння m на ефективні показники судового двигуна 6ЧН 21/21. У результаті досліджень встановлено, що найбільш економічним з точки зору витрати палива є характеристика тепловиділення з показником характеру згоряння m , що дорівнює 0,36. Так, питома ефекти-

вна витрата палива двигуном забезпечується на рівні $g_e = 0,203 \text{ г/(кВт·год)}$ при цьому повністю виконуються закладені обмеження ($p_z \leq 12500 \text{ кПа}$ та $T_z \leq 1700 \text{ К}$). При $m = 0,36$ максимальний тиск згоряння у робочому циліндрі становить $p_z = 12470 \text{ кПа}$, а максимальна температура згоряння – $T_z = 1698 \text{ К}$.

Також у розділі виконано дослідження впливу кута випередження упорскування. Виходячи з обмежень найбільш економічним з точки зору витрати палива є кут випередження упорскування $\phi_{\text{вп}} 20$ град п.к.в. Таке значення кута випередження упорскування забезпечує питому ефективну витрату палива двигуном на рівні $g_e = 0,203 \text{ г/(кВт·год)}$, що на 5 г/(кВт·год) менше ніж при заводських налаштуваннях (розділ 2). Таким чином зменшення питомої ефективної витрати палива становить $2,3 \%$. При зазначеному куті випередження упорскування максимальний тиск згоряння у робочому циліндрі становить $p_z = 12474 \text{ кПа}$, а максимальна температура згоряння – $T_z = 1700 \text{ К}$.

					КРМ.142.6221м.26.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4

ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ МОДЕРНІЗАЦІЇ

СУДНОВОГО ДВИГУНА 6ЧН 21/21

У результаті виконаного дослідження щодо організації процесу згоряння судового дизельного двигуна 6ЧН 21/21 було розроблено практичні рекомендації стосовно ефективної організації енергоперетворення. Це дало змогу знизити питому ефективну витрату палива двигуном на 2,3 %. У свою чергу внесення змін у налаштування двигуна потребують певних матеріальних витрат. Відповідно до цього необхідно визначити економічний ефект від цього, а також приблизні строки окупності.

При виконанні розрахунків економічного ефекту порівнюються параметри та ефективні показники роботи базової моделі судового дизеля 6ЧН 21/21 та модернізованої.

У табл. 4.1 наведено техніко-економічні показники базового судового дизельного двигуна 6ЧН 21/21 та модернізованого відповідно до рекомендацій щодо організації робочого процесу (розділу 3 кваліфікаційної роботи).

Таблиця 4.1 – Техніко-економічні показники базового та модернізованого дизельного двигуна 6ЧН 21/21

Найменування показників	Позначення	Розмірність	Базовий двигун	Модернізований двигун
Потужність	N_e	кВт	550	550
Частота обертання	n	хв ⁻¹	750	750
Діаметр циліндра	D	м	0,21	0,21
Хід поршня	S	м	0,21	0,21
Питома витрата палива	g_e	кг/кВт·год	0,208	0,203
Механічний ккд	η_m	-	0,84	0,84
Питома витрата масла	g_m	кг/кВт·год	0,0002	0,0002
Вага	G	кг	4800	4800
Габарити	L	мм	2750	2750
	B	мм	1130	1130
	H	мм	1910	1910
Ціна двигуна, грн.	Π	грн	5000000	5050000
Ціна палива	$\Pi_{\text{п}}$	грн/кВт·год	10,581	10,465
Ціна масла	$\Pi_{\text{м}}$	грн/кг	12,1	11,8

Час роботи за рік	t	год	4000	4000
Число контрольних ремонтів	η	—	1	1
Сумарний коефіцієнт по капітальних ремонтах	$\varepsilon_{\min}$	—	1,1	1,1
Коефіцієнт частини вартості роботи	b	—	0,04	0,04
Коефіцієнт використання потужності	K_{Π}	—	0,95	0,95
Коефіцієнт частини вартості капітального ремонту	$K_{\kappa \cdot p}$	—	0,3	0,3
Ресурс двигуна до першого перебирання	$t_{\text{пер}}$	год	14000	14000
Ресурс двигуна до капітального ремонту	$t_{\kappa.p}$	год	40000	40000
Нормативний коефіцієнт порівняння економічної ефективності	E	кВт	0,15	0,15

Можливий економічний ефект від впровадження у роботу модернізованого суднового дизельного двигуна 6ЧН 21/21 визначається за методикою представленою у методичних вказівках – «Методика використання в народному господарстві нової техніки, винаходів і раціоналізаторських пропозицій».

Основне призначення методу техніко-економічне обґрунтування нової або модернізованої техніки полягає у наступному:

- техніко-економічне обґрунтування вибору найкращих варіантів виготовлення або модернізації та впровадження у роботу нових зразків техніки.
- відображення базових показників економічності та ефективності в нормах й нормативах.
- обчислення фактичної ефективності впровадження нових зразків або модернізації техніки.

Обчислення економічної ефективності від модернізації середньобертового чотиритактного дизельного двигуна 6ЧН 21/21 виконано у табличній формі та представлено у розгорнутому вигляді у таблиці 4.2.

					КРМ.142.6221м.26.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 4.2 – Розрахунки економічної ефективності від модернізації середньобертового чотиритактного дизельного двигуна 6ЧН 21/21

Найменування	Позначення	Спосіб визначення	Базовий двигун	Модернізований двигун
Річна продуктивність	N, кВт·год в рік	$N = K_{II} \cdot N_e \cdot t$	2090000	2090000
Термін служби	T, рік	$T = \frac{t_{kp}}{t}$	10,00	10,00
Річні поточні витрати на паливо	З _п , грн	$З_n = N \cdot Ц_n \cdot g_e$	4599772,32	4439985,55
Річні поточні витрати на масло	З _м , грн	$З_m = g_m \cdot N \cdot Ц_m$	5057,8	4932,4
Річні витрати на поточний ремонт	З _{п.р} , грн	$З_{n.p} = \frac{b \cdot t \cdot Ц}{t_{nep}}$	57142,85714	57714,28571
Річні витрати на капітальний ремонт	З _{к.р} , грн	$З_{k.p} = \frac{K_{k.p} \cdot t \cdot Ц}{t_{k.p} \cdot \varepsilon_{min}}$	136363,64	137727,27
Річний економічний ефект у споживача	U ₁ , грн	$U_1 = З_n + З_m + З_{k.p} + З_{n.p}$	4798336,61	4640359,51
	U ₁ ^{1б} , грн	$U_1^{1б} = \frac{N_c}{N_b} \cdot U_1^б$	4798336,614	-
Річний економічний ефект у споживача від використання спроектованого двигуна	E _к , грн	$E_k = \left[Ц_b \cdot \frac{N_c}{N_b} \cdot \left(\frac{\frac{1}{T_b} + E_b}{\frac{1}{T_c} + E_c} \right) + \frac{U_1^{1б} - U_1^c}{\frac{1}{T_c} + E_c} \right] - Ц_c$		581908,42
Додаткові одноразові витрати на модернізацію двигуна	ΔK, грн	–		50000
Річна економія при експлуатації модернізованого двигуна	ΔS, грн	$\Delta S = U_1^{1б} - U_1^c$	157977,11	
Час окупності модернізованого двигуна	T _{окуп} , рік/місяць	$T_{окуп} = \frac{\Delta K}{\Delta S}$	0,32/ 3,8	

Висновки до розділу

У даному розділі представлено результат визначення позитивного результату від проведеної роботи по модернізації середньобертового чотиритактного дизельного двигуна 6ЧН 21/21. Річний економічний ефект для споживача від використання модернізованого дизеля на судні з повітряною подушкою, у порівнянні з серійним двигуном становитиме 581908,42 грн, а незначні кошти потрачені на модернізацію окупляться вже за 3,8 місяця.

					КРМ.142.6221м.26.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 5

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

5.1. Розрахунки рівня шуму та вібрації в приміщенні машинного відділення судна з повітряною подушкою

Постійне збільшення енергоозброєності суден та їх швидкості супроводжується генерацією підвищеної вібрації (механічних коливань), а також шуму. Перевищення допустимих меж вібрації є небезпечним для міцності конструкції та має шкідливий вплив на організм людини. Зниження рівня шуму є безперечно однією з обов'язкових умов покращення населеності суден.

Періодичність проходження процесів у двигунах внутрішнього згоряння обумовлює відповідну періодичність дії сил та моментів у його деталях. Все це є причиною виникнення вібрації як власне самого двигуна, так і корпусу судна. Існує певна критична зона частот обертання колінчастого валу двигуна, яка кратна власній частоті коливань корпусу судна. Робота дизеля у цій зоні є надзвичайно небезпечною.

Вібрація турбомеханізмів енергетичної установки викликана перш за все не-рівноваженими силами в роторах, які при обертанні діють на підшипники, корпус та фундамент. Надмірна вібрація може призводити до руйнування дисків, лопаток, підшипників тощо. Рівень вібрації підшипників є базовим показником якості виконання монтажних робіт, балансування роторів. Він також свідчить о правильній експлуатації. Оцінка рівня вібрації здійснюється за значенням амплітуди, вимірної у двох взаємно перпендикулярних напрямках.

У процесі експлуатації ДВЗ вібрація може змінюватися внаслідок розбалансування, зносу, забруднення та деформації його деталей. Так, наприклад, причиною вібрації роторів турбокомпресорів може з'явитися пошкодження їх опор, особливо у випадку нерівномірного одностороннього зносу підшипників. Рівень вібрації, як і шуму, характеризує тепловий стан ДВЗ. Вимірювання рівнів вібрації та

					КРМ.142.6221м.26.05.ЛЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

шуму входить до переліку параметрів, які визначають під час технічної діагностики двигунів.

Вібрація на робочому місці має шкідливу дію на організм людини, особливо за частот, які близькі до частоти власних коливань окремих органів людини (близько 6... 9 Гц). При цьому людина не помічає вібрацій з амплітудою до 0,01 мм.

Основним джерелом виникнення шуму на судах є головні та допоміжні механізми енергетичної установки, апарати пристрою загальносуднових систем тощо. Звуки можуть виникати також при зіткненнях настилів, що погано закріплені, трубопроводів й будь-яких інших металевих деталей під дією вібрації корпусу судна. У деяких випадках джерелом шуму можуть бути гребні гвинти, листи обшивки корпусу судна та перегородок, що вібрують.

Існують відповідні санітарні норми, які встановлюють гранично допустимі рівні шуму в машинних відділеннях судів та ізольованих постах керування механізмами, а також у житлових, громадських й службових приміщеннях. Ці норми встановлюються з урахуванням часу впливу шуму на людину; у разі переривчастості дії шуму ці норми є вищими, ніж за безперервної дії. На деяких судах, де рівні шуму перевищує значення норми, є індивідуальні спеціальні шумозахисні засоби (навушники, шоломи) для відвідування машинного відділення. У житлових та службових приміщеннях найбільші рівні шуму допускаються для суден на підводних крилах.

Значення рівня шуму є важливим експлуатаційним показником судових ДВЗ. Рівень шуму в машинному відділенні судна визначається не тільки шумом головного двигуна, а і його розміром, акустичними властивостями, кількістю та режимами роботи допоміжних механізмів.

Рівень шуму від судового середньообертового дизельного двигуна 6ЧН 21/21 можна визначити за наступною розрахунковою формулою:

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(n_n + Ne^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{n}{n_n}\right) \right], \text{ дБ}$$

де n_n – номінальна частота обертання, $n_n = 750$ об/хв; n – робоча частота обертання, $n = 750$ об/хв; N_e – номінальна потужність двигуна, $N_e = 550$ кВт.

					КРМ.142.6221м.26.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$L = \left[54 + 10 \lg(750 + 550^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{750}{750}\right) \right] = 82,93 \text{ дБ}$$

Рівень шуму суднового середньообертового дизельного двигуна 6ЧН 21/21 має припустимі значення.

Рівень вібрації від суднового дизельного двигуна 6ЧН 21/21 можна визначити за наступною розрахунковою формулою:

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{n_n \cdot Ne^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + Ne}{m} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{m}{Ne}} + 30 \lg \left(\frac{n}{n_n} \right) \right), \text{ дБ}$$

де m – маса двигуна, $m = 4800$ кг.

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{750 \cdot 550^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + 550}{4800} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{4800}{550}} + 30 \lg \left(\frac{250}{250} \right) \right) = 78,42 \text{ дБ}$$

Рівень вібрації від суднового середньообертового дизельного двигуна 6ЧН 21/21 не перевищує норм.

Рекомендації щодо зниження рівня шуму та вібрації суднового середньообертового дизельного двигуна 6ЧН 21/21

Найбільш ефективним методом покращення рівнів шуму і вібрації двигуна 6ЧН 21/21 є зниження цих показників від самого дизеля. Такий метод покращення рівня шуму та вібрації є найбільш складним та трудоємним методом. Метод зниження шуму самого дизеля полягає зміні конструктивного виконання дизеля та його вузлів, значному підвищенні точності обробки та виготовлення рухомих деталей.

Одним з найпоширеніших та простих методів зниження шуму ДВЗ є спеціальна організація робочого місця обслуговуючого двигун персоналу МВ, а також ізоляція звуку та вібрації. Ізоляцію шуму, що виникає у результаті потоків повітря, забезпечують за допомогою використання звукоізолюючих кожухів й встанов-

					КРМ.142.6221м.26.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

лення спеціальних перегородок, а також за допомогою виконання звукоізоляції машинного приміщення судна з повітряною подушкою.

Досить дієвим та ефективним підходом, щодо зниження шуму і вібрації від суднового дизеля є використання у місцях присутності підвищеної вібрації вибогасників, а також укріплення дверей та люків МВ судна з повітряною подушкою з метою зменшення їх тремтіння.

Також потрібно окремо відмітити досить дієвий та безперечно важливий метод зменшення шкідливого впливу шуму на організм, обслуговуючого двигун, персоналу МВ судна з повітряною подушкою це використання індивідуальних засобів захисту. До індивідуальних засобів захисту відносяться: вушні пробки та навушники, каски разом із вушними та пробками, звукоізолюючі кабіни з яких ведеться керування ЕУ судна з повітряною подушкою. Так, індивідуальні засоби захисту залежно від їх конструкції та частоти навколишнього шуму дають змогу зменшити сприйнятий звук до 15...20 дБ.

5.2. Охорона навколишнього середовища

Під забезпеченням охорони навколишнього середовища розуміють певну систему законодавчих актів, які дають можливість забезпечити нормальне функціонування біосфери при впливі на неї різних природних чи антропогенних чинників.

Підчас експлуатації суднових енергетичних установок з дизельними двигунами відбувається їх взаємодія з оточуючим середовищем. Ця взаємодія полягає у тому, що для здійснення робочого циклу двигуна використовується повітря та забортна вода, при цьому у атмосферу викидаються відпрацьовані гази. За характером впливу на людський організм компоненти відпрацьованих газів двигуна енергетичної установки можна поділити на шість основних груп:

1. До першої групи входять такі речовини, які не чинять безпосередньої шкідливої дії на людський організм, а також в цілому на біосферу. До неї входять такі компоненти, як: азот N_2 , кисень O_2 , водень H_2 , водяну пару H_2O , а також вуглекислий газ CO_2 .

					КРМ.142.6221м.26.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

2. До другої групи входить окис вуглецю CO або ще його називають угарний газ. Угарний газ є безбарвним, без запаху та смаку, небагато легше за повітря. Угарний газ практично не розчиняється у воді та утворює з повітрям вибухонебезпечні суміші. Потрапляючи у легені людини, а далі у кров CO, витісняє з неї O₂, тому, що має у двісті разів більшу, ніж O₂, розчинність. Все це спричиняє зниження вмісту O₂ в крові людини та її задухи.

3. До третьої групи входять окисли азоту. Здебільшого це є оксид NO та діоксид NO₂. Оксид азоту NO – безбарвний газ, який погано розчиняється у воді, на повітрі окислюється до діоксиду азоту NO₂. NO₂ газ червоно-бурого кольору з досить характерним різким запахом та є важчим за повітря. У разі якщо порівнювати рівні кількості, окисли азоту є більш токсичними ніж CO. При потраплянні їх у організм людини окисли азоту вступають у реакцію з водою, NO_x утворює у дихальних шляхах азотну, а також азотисту кислоти та їх з'єднання. Це спричиняє знищення легеневої тканини, викликаючи певні хронічні захворювання та неозворотні зміни у серцево-судинній системі людського організму.

4. До четвертої групи відносять різні вуглеводні типу C_nH_m, що є фактично представниками усіх гомологічних рядів, наприклад, циклонів, алкадиєнов, алкєнов, а також ароматичних з'єднань, у тому числі канцерогенів. Вуглеводні мають неприємний запах, а також сприяють виникненню багатьох хронічних захворювань у людей, сприяють загальному токсичному та подразнюючому ефекту.

5. До п'ятої групи відносять альдегіди, які мають досить різкий запах особливо формальдегіди. При певних концентраціях вони спричиняють досить значні подразнення дихальних шляхів та слизових оболонок очей та носа. Дія на організм людини альдегідів характеризується подразнюючою і загальною токсичністю дією на центральну нервову систему, а також значним негативним впливом на внутрішні органи людини. У ВГ ДВЗ присутні здебільшого формальдегід, а також акролеїн.

6. До шостої групи входить сажа. Сажа представляє собою дрібні частки вуглецю C від часток мікрона до десятків мікронів. Самі дрібні частки C мають розміри не більше 10 мкм та здатні по кілька діб витати у повітрі.

					КРМ.142.6221м.26.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Основними шкідливими компонентами відпрацьованих газів дизельних двигунів є окисли азоту NO_x , сажа сажа C , а також з'єднання сірки SO_2 та сірководень H_2S . Для зниження цих токсичних компонентів у відпрацьованих газах дизелів використовують різні метод та технічні рішення.

Момент впорскування палива в камеру згорання (КЗ) (тобто кут випередження впорскування палива $\phi_{\text{вп}}$) має найсильніший вплив на утворення NO_x . Обумовлюється це температурою заряду в КЗ у момент подачі палива. Що менший кут $\phi_{\text{вп}}$, то вища температура повітряного заряду в камері згорання, то менший період затримки займання, то менша кількість палива переміщується з повітрям за цей період. Це призведе до меншої кількості паливо-повітряної суміші, що згорає за кінетичним механізмом, який обумовлює максимальні значення концентрацій NO_x . А оскільки більша кількість палива згоратиме в дифузійному режимі, то це запорука менших викидів NO_x з ВГ. Ці ж фактори можуть призвести до збільшення емісії продуктів неповного згорання з відпрацьованими газами та димності ВГ (хоча можливе і зниження емісії продуктів неповного згорання – багато чого буде залежати від абсолютного значення кута $\phi_{\text{вп}}$ і повної тривалості процесу подачі палива, а також дійсної тривалості процесу згорання). Результати зміни токсичності вихлопу від кута випередження подачі палива для різних умов розпилу палива в двигуні наведено на рис. 5.1 та 5.2.

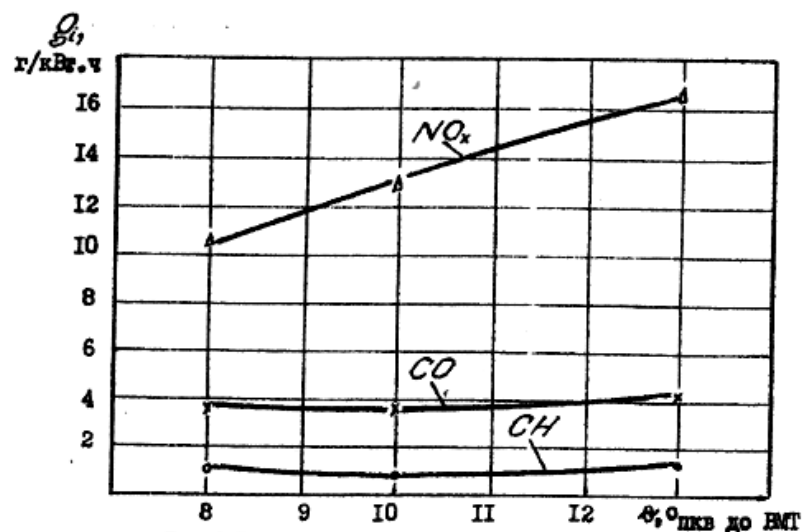


Рисунок 5.1 – Залежність питомих викидів шкідливих речовин з ВГ дизеля потужністю 45 кВт від значення кута випередження впорскування палива

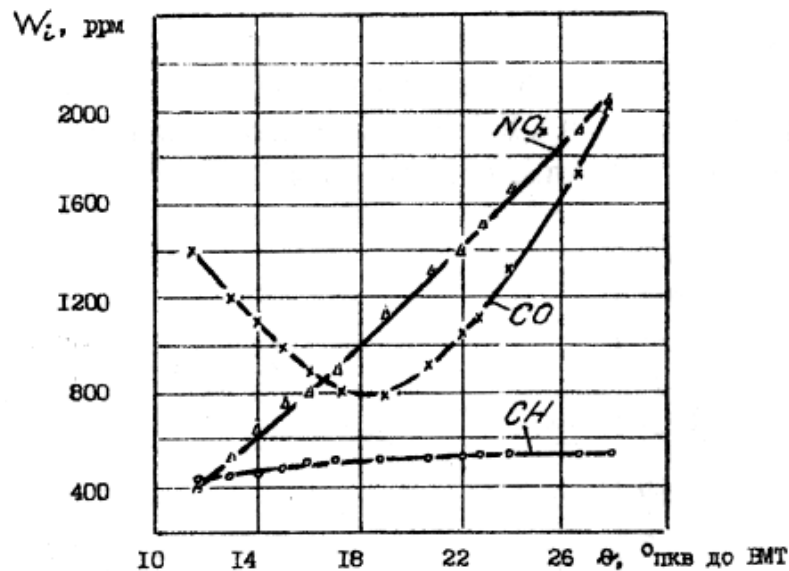


Рисунок 5.2 – Залежність концентрації викидів шкідливих речовин з ВГ дизеля потужністю 45 кВт від значення кута випередження впорскування палива

Зі скороченням кута випередження подачі та зменшенням періоду затримки займання зменшується жорсткість роботи двигуна, але погіршуються енергетичні та економічні показники (у разі зміни кута в допустимих межах).

5.3. Висновки до розділу

Розраховано рівень шуму та вібрації від суднового середньообертового дизельного двигуна 6ЧН 21/21. Так рівень шуму та вібрації має припустимі значення і складають відповідно 82,93 дБ та 78,42 дБ. Виконано аналіз та розроблено рекомендації щодо зниження рівня шуму й вібрації у машинному відділенні судна з повітряною подушкою. Розглянуто характер впливу компонентів, які містяться у відпрацьованих газів дизельних двигунів на організм людини, а також проаналізовано можливі шляхи зниження токсичності ВГ за рахунок налаштування паливоподачі.

ВИСНОВОК ПО РОБОТІ

Магістерська робота на тему: *«Дослідження впливу параметрів, що обумовлюють процес вигорання палива на ефективні показники судового двигуна 6ЧН 21/21»* містить усі рекомендовані розділи та відповідні креслення.

У першому розділі наведено короткий опис, основні характеристики судна з повітряною подушкою та головного суднового середньообертового дизельного двигуна 6ЧН 21/21 потужністю 550 кВт.

У другому розділі виконано розрахунки робочого циклу головного двигуна 6ЧН 21/21, що використовується на судні з повітряною подушкою, для номінального режиму його роботи. У результаті проведення розрахунків, отримано всі основні параметри робочого циклу дизеля, а також побудовано графічні залежності зміни основних його параметрів від кута повороту колінчастого валу.

У третьому розділі кваліфікаційної роботи розглянуто особливості організації процесу згоряння двигунів із запаленням від стиснення. Проаналізовано особливості застосування методу І. І. Вібе для розрахунку характеристик тепловиділення у ДВЗ, а також розглянуто вплив параметрів напівемпіричного рівняння (тривалість згоряння φ_z та показник характеру згоряння m) на їх вигляд.

Виконано дослідження впливу показника характеру згоряння m на ефективні показники судового двигуна 6ЧН 21/21. У результаті досліджень встановлено, що найбільш економічним з точки зору витрати палива є характеристика тепловиділення з показником характеру згоряння m , що дорівнює 0,36. Так, питома ефективна витрата палива двигуном забезпечується на рівні $g_e = 0,203$ г/(кВт·год) при цьому повністю виконуються закладені обмеження ($p_z \leq 12500$ кПа та $T_z \leq 1700$ К). При $m = 0,36$ максимальний тиск згоряння у робочому циліндрі становить $p_z = 12470$ кПа, а максимальна температура згоряння – $T_z = 1698$ К.

					КРМ.142.6221м.26.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Також у розділі виконано дослідження впливу кута випередження упорскування. Виходячи з обмежень найбільш економічним з точки зору витрати палива є кут випередження упорскування $\varphi_{\text{вп}}$ 20 град п.к.в. Таке значення кута випередження упорскування забезпечує питому ефективну витрату палива двигуном на рівні $g_e = 0,203$ г/(кВт·год), що на 5 г/(кВт·год) менше ніж при заводських налаштуваннях (розділ 2). Таким чином зменшення питомої ефективної витрати палива становить 2,3 %. При зазначеному куті випередження упорскування максимальний тиск згоряння у робочому циліндрі становить $p_z = 12474$ кПа, а максимальна температура згоряння – $T_z = 1700$ К.

У четвертому розділі кваліфікаційної роботи представлено результат визначення позитивного ефекту від проведеної роботи з модернізації середньообертового чотиритактного дизельного двигуна 6ЧН 21/21. Річний економічний ефект для споживача від використання модернізованого дизеля на судні з повітряною подушкою, у порівнянні з серійним двигуном становитиме 581908,42 грн, а незначні кошти потрачені на модернізацію окупляться вже за 3,8 місяця.

У п'ятому розділі розраховано рівень шуму та вібрації від суднового середньообертового дизельного двигуна 6ЧН 21/21. Так рівень шуму та вібрації має припустимі значення і складають відповідно 82,93 дБ та 78,42 дБ. Виконано аналіз та розроблено рекомендації щодо зниження рівня шуму й вібрації у машинному відділенні судна з повітряною подушкою. Розглянуто характер впливу компонентів, які містяться у відпрацьованих газів дизельних двигунів на організм людини, а також проаналізовано можливі шляхи зниження токсичності ВГ за рахунок налаштування паливоподачі.

Таким чином можна зробити загальний висновок о позитивних результатах проведених досліджень та модернізації головного двигуна 6ЧН 21/21, що використовується на судні з повітряною подушкою.

					КРМ.142.6221м.26.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Двигуни внутрішнього згоряння. Теорія [текст]: Підручник / В.Г. Дяченко; За ред. А. П. Марченка. – Харків: НТУ “ХПІ”, 2008. – 488 с.

2. Марченко А. П., Рязанцев М. К., Шеховцов А. Ф. Двигуни внутрішнього згоряння : серія підручників у 6 т. Т. 1. Розробка конструкції форсованих двигунів наземних транспортних машин / ред. проф. А. П. Марченко та засл. діяча науки України проф. А. Ф. Шеховцова. Харків : Прапор, 2004. – 384 с.

3. Марченко А. П., Рязанцев М. К., Шеховцов А. Ф. Двигуни внутрішнього згоряння : серія підручників у 6 т. Т. 2. Доводка конструкції форсованих двигунів наземних транспортних машин / ред. проф. А. П. Марченко та засл. діяча науки України проф. А. Ф. Шеховцова. Харків : Прапор, 2004. – 288 с.

4. Марченко А. П., Пильов В. О. М. К., Шеховцов А. Ф. Двигуни внутрішнього згоряння : серія підручників у 6 т. Т. 4. Основи САПР ДВЗ / ред. проф. А. П. Марченко та засл. діяча науки України проф. А. Ф. Шеховцова. Харків : Прапор, 2004. – 336 с.

5. Двигуни внутрішнього згоряння : Серія підручників у 6 томах. Т.5. Екологізація ДВЗ. [текст] / за ред. А. П. Марченка, А. Ф. Шеховцова. – Х. : Видавн. центр НТУ “ХПІ”, 2004. – 466 с.

6. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.6. Надійність ДВЗ. / За редакцією проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А.Ф Шеховцова. – Харків: Видавн. центр НТУ “ХПІ”, 2004. – 423 с.

7. Абрамчук Ф.І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.Є., Тимченко І.І. Автомобільні двигуни: Підручник. – К.: Арістей, 2004. – 474 с.

8. Митрофанов О. С. Основи експлуатації, обслуговування та ремонту двигунів внутрішнього згоряння : навч. посіб. / О. С. Митрофанов, А. Ю. Проскурін. – Миколаїв : видавець Торубара В.В., 2018. – 151 с.

9. Woodyard D, editor. Pounder's Marine Diesel Engines. 8th Edition. Butterworth-Heinemann, 2003. 912 pp.

10. Diesel engine reference book [text] / edited by B. Challen, R. Baranescu. –

					<i>KPM.142.6221м.26.ПЗ</i>	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Oxford. : Butterworth - Heinemann, 1999. – 714 p.

11. Heywood John B. Internal Combustion Engine Fundamentals [text] / John B. Heywood. – New York. : McGraw Hill New York, 1988. – 930 p. – ISBN 0-07-100499-8.

12. Hiereth H. Charging the Internal Combustion Engine. Powertrain [text] / H. Hiereth, P. Prenninger. – Wien. : Springer Wien New York, 2007. – 268 p.

13. Mollenhauer, K. Hanbbook of diesel engines / K. Mollenhauer, H. Tschoeke. – Berlin : Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. – 634 p.

14. Наливайко В. С. Характеристики двигунів внутрішнього згоряння та споживачів [текст] / В. С. Наливайко, С. Г. Ткаченко, В. Г. Хоменко – Миколаїв: НУК, 2011. – 95 с.

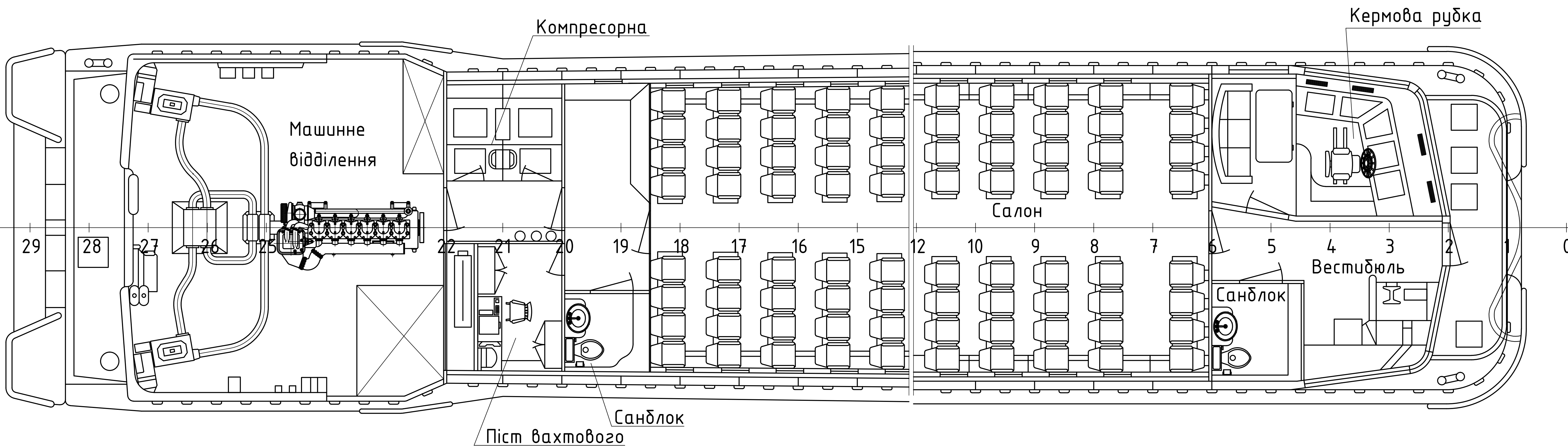
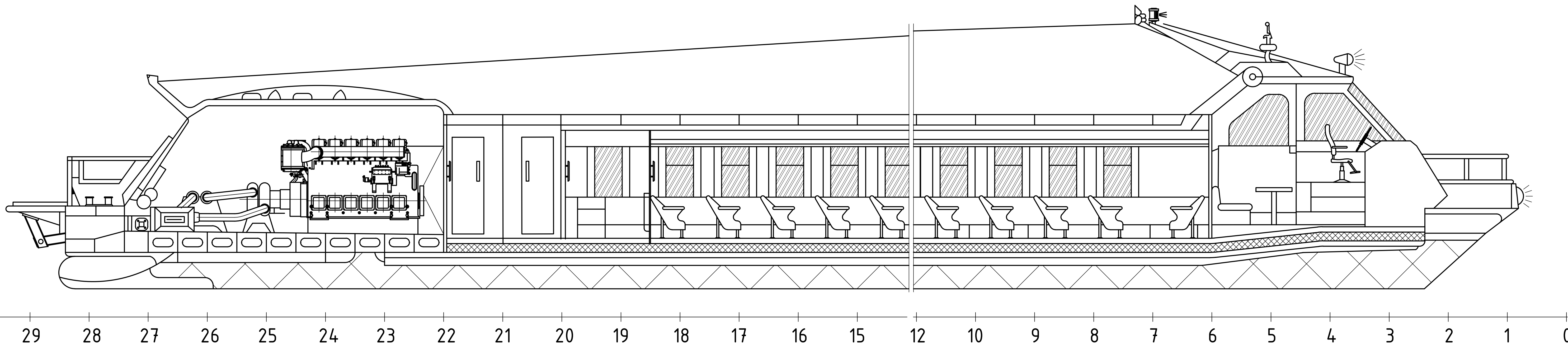
15. Pounder's Marine Diesel Engines and Gas Turbines Eighth edition [text] / Edited by Doug Woodyard. - Elsevier Butterworth-Heinemann, 2004. – 884 p.

16. Rakopoulos C.D., Giakoumis E.G. Diesel Engine Transient Operation: Principles of Operation and Simulation Analysis. London: Springer-Verlag, 2009. 390 pp.

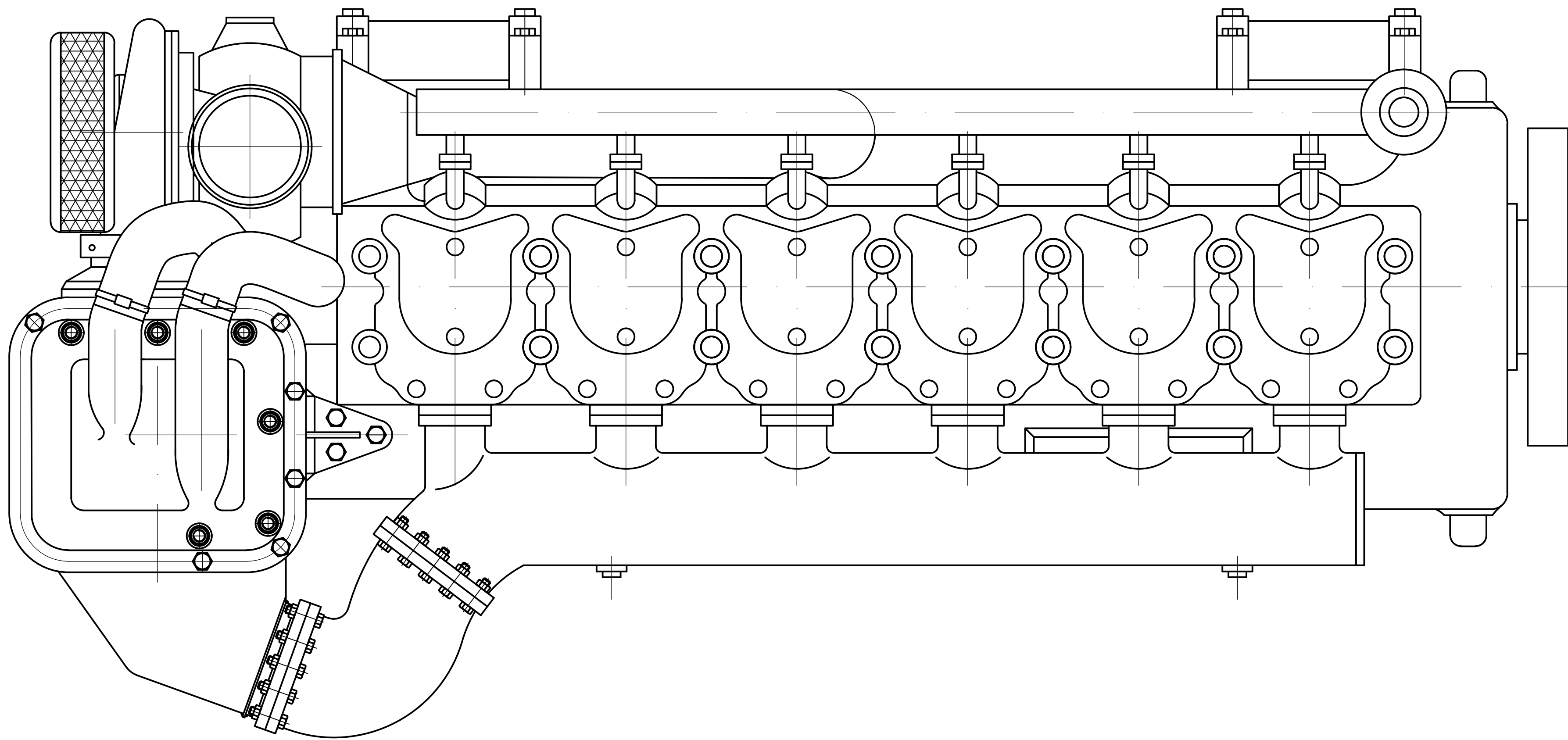
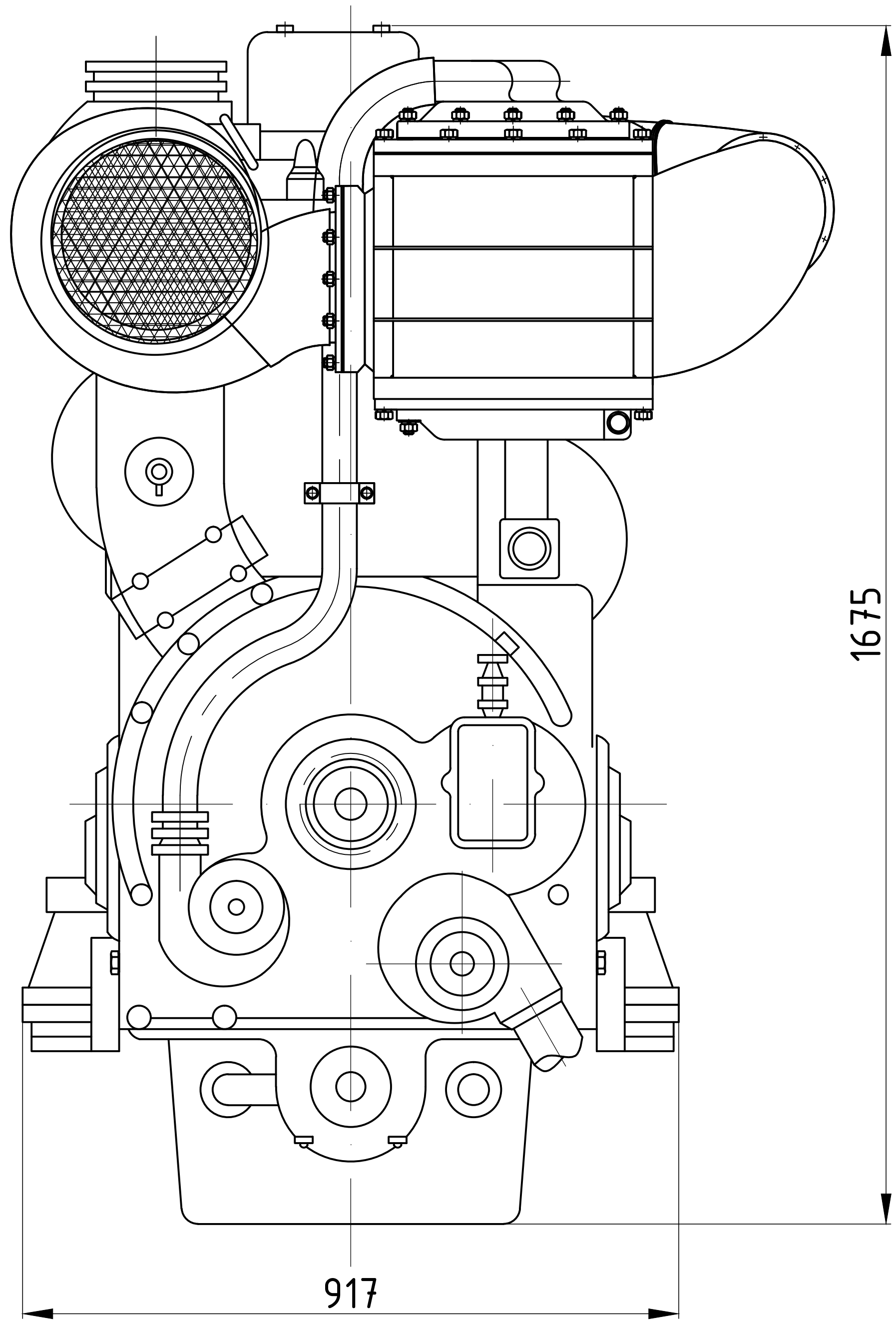
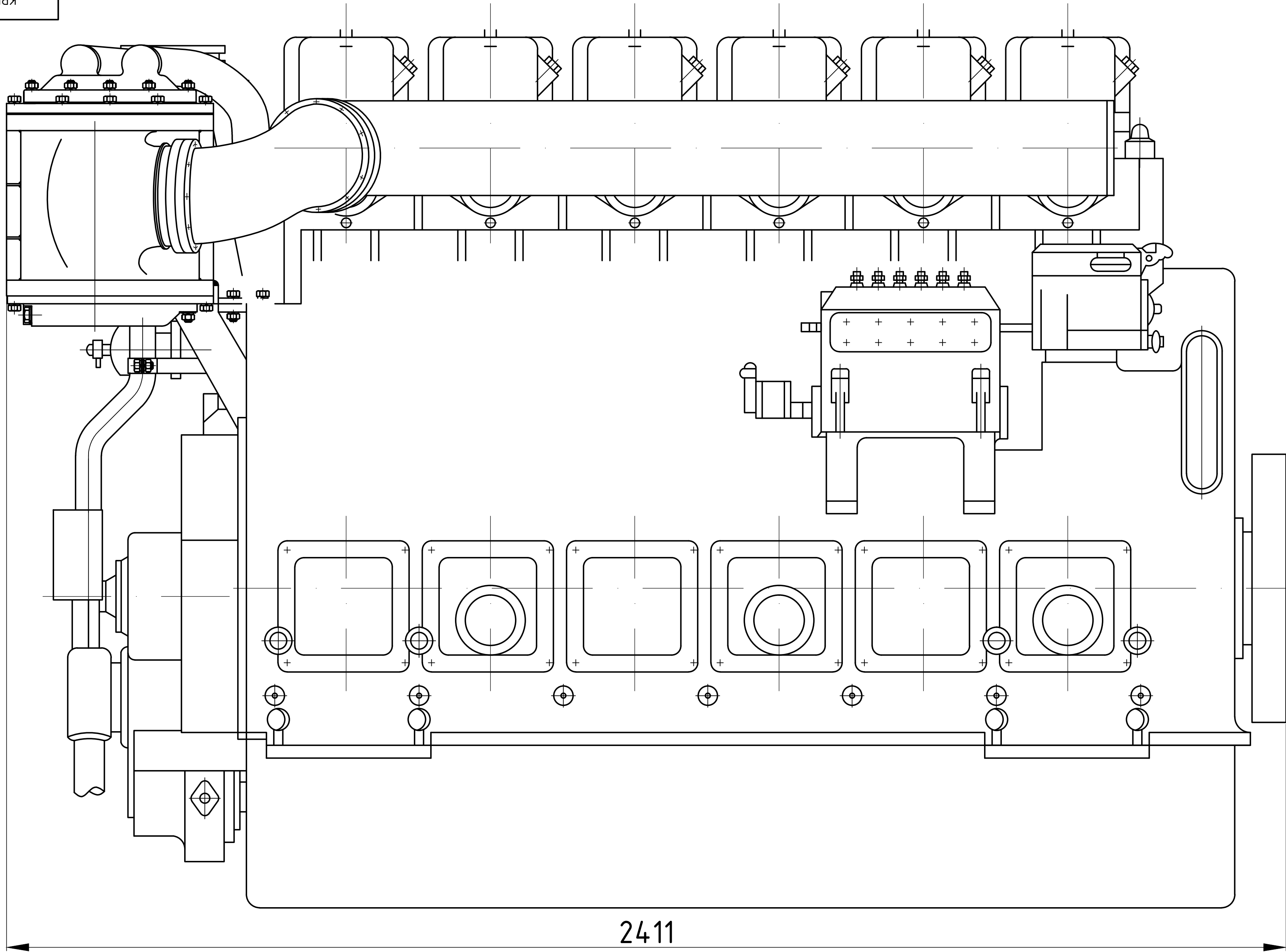
17. Мінчев Д.С., Нагірний А.В. Інформаційні основи систем автоматизованого проектування двигунів внутрішнього згоряння: планування та обробка результатів експерименту : навчальний посібник. Миколаїв: НУК, 2012. 100 pp.

18. Круshedольский О.Г. Моделирование рабочих процессов транспортных дизелів на експлуатаційних режимах. Харків: УкрДАЗТ, 2007. 217 pp.

					<i>KPM.142.6221м.26.ПЗ</i>	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		



					KPM.142.6221м.26.01								
					Загальне креслення судна на повітряній подушці								
										Літ.		Маса	Масштаб
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата									
Студент	Остапенко О.М.												
Керівник	Наливайко В.С.												
Зав. каф.	Гозаренко О. А.												
					НУК ім. адм. Макарова								



KPM.142.6221m.26.02						Літ.	Маса	Масштаб
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Габаритне креслення двигуна 6ЧН 21/21			
Студент		Остапенко О.М.						
Керівник		Наливайко В.С.				Лист	Листов	
Зав. каф.		Гозаренко О. А.				НУК ім. адм. Макарова		

1829

1109

Ø210

Ø210

					KPM.142.6221м.26.03					
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Поперечний розріз двигуна 6ЧН 21/21			Літ.	Маса	Масштаб
Студент		Остасенко О.М.								1:4
Керівник		Найлибако В.С.								
Зав. каф.		Гогоренко О. А.						Лист	Листов	
								НУК ім. адм. Макарова		

