

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
Гогоренко О. А.

« ____ » _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

Розрахунок суднового двигуна типу 8ЧН 20/30 (MaK 8M20C)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Освітня програма – Двигуни внутрішнього згоряння

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи

Здобувач освіти




О. С. Митрофанов

Д. Е. Завгородній

Миколаїв 2024

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ
О. А. Гогоренко
«___» _____ 20__ року

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

Завгородній Давид Едуардович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розрахунок суднового двигуна типу 8ЧН 20/30 (МаК 8М20С)

д.т.н., доц. Митрофанов О. С.

2. Керівник роботи _____,
(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 Двигун прототип - 8ЧН 20/30, потужність дизеля – 1360
кВт; частота обертання колінчастого валу – 900 хв⁻¹

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Опис конструкції суднового дизеля 8ЧН 20/30. Розрахунок робочого
циклу дизеля 8ЧН 20/30. Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ ДВЗ. Проект
агрегату наддува. Розрахунок систем суднового дизеля 8ЧН 20/30. Забезпечення
вимог охорони праці при експлуатації ДВЗ.

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Поперечний розріз дизеля 8ЧН 20/30. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки.
Турбокомпресор. Схеми систем дизеля 8ЧН 20/30.

7. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	Виконання розділу №1		
2.	Виконання розділу №2		
3.	Виконання розділу №3		
4.	Виконання розділу №4		
5.	Виконання розділу №5		
6.	Виконання розділу №6		

Здобувач освіти

_____ /Д. Е. Завгородній /
 (підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи

_____ /О. С. Митрофанов /
 (підпис) (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

У кваліфікаційній бакалаврській роботі на тему: «*Розрахунок суднового двигуна типу 8ЧН 20/30 (МаК 8М20С)*» розглянуто основні питання, що відображають особливості специфіки проектування та розрахунку суднового дизельного двигуна. У роботі представлено детальний опис конструкції суднового двигуна 8ЧН 20/30 (МаК 8М20С), виконано розрахунок робочого циклу для номінального режиму його роботи та запропоновано шляхи підвищення паливної ефективності. Також у кваліфікаційній роботі проведено розрахунок динаміки дизельного двигуна, розраховано та спроектовано компресор у складі турбокомпресора наддуву, подано розрахунок та розробку основних систем, а також розглянуті базові заходи щодо забезпечення охорони праці при експлуатації ДВЗ. Робота виконана українською мовою на 81 аркушах розрахунково-пояснювальної записки з використанням 10 джерел. Графічна частина представлена чотирма кресленнями формату А1.

Ключові слова: двигун внутрішнього згоряння, робочий цикл, турбокомпресор, система охолодження, система змащення, паливна система.

ABSTRACTS

In the bachelor's thesis on the topic: «*Calculation of a marine engine of the type 8CHN 20/30 (MaK 8M20C)*», the main issues reflecting the specifics of the design and calculation of a marine diesel engine are considered. The paper provides a detailed description of the design of the 8CHN 20/30 (MaK 8M20C) marine engine, calculates the duty cycle for its rated operation mode, and suggests ways to improve fuel efficiency. In addition, the qualification work calculates the dynamics of a diesel engine, calculates and designs a compressor as part of a supercharging turbocharger, presents the calculation and development of the main systems, and considers basic measures to ensure labour protection during the operation of an internal combustion engine. The work is written in Ukrainian on 81 pages of calculation and explanatory notes using 10 sources. The graphical part is represented by four drawings of A1 format.

Key words: internal combustion engine, working cycle, turbocharger, cooling system, lubrication system, fuel system.

					КРБ.142.2227см.24.04.00.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

ВСТУП	
Розділ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 8ЧН 20/30	
1.1. Основні параметри та конструктивні особливості двигуна типу 8ЧН 20/30	
1.2. Висновок до розділу	
Розділ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА 8ЧН 20/30	...
2.1 Методика розрахунку робочого циклу двигуна	
2.2 Розрахунок номінального режиму роботи двигуна 8ЧН 20/30 та побудова індикаторної діаграми	
2.3. Висновок до розділу	
Розділ 3. РОЗРАХУНОК ДИНАМІЧНИХ ЗУСИЛЬ ДІЮЧИХ НА КШМ	
3.1. Розрахунок сил діючих на КШМ двигуна 8ЧН 20/30	
3.2. Висновок до розділу	
Розділ 4. ПРОЕКТУВАННЯ АГРЕГАТУ НАДДУВУ ДЛЯ ДВИГУНА ТИПУ 8ЧН 20/30	
4.1. Загальні відомості про розрахунок турбокомпресора	
4.2. Визначення основних параметрів суднового двигуна 8ЧН 20/30 та турбокомпресора	
4.3. Розрахунок окружної швидкості U_2	
4.4. Розрахунок і конструювання вхідної ділянки ТК	
4.5. Розрахунок і конструювання робочого колеса ТК	
4.6. Побудова і розрахунок ділянки безлопаткового дифузору	
4.7. Конструювання та розрахунок лопаткового дифузора ТК	
4.8. Конструювання та розрахунок завитки	
4.9. Розрахунок основних параметрів ТК	
4.10. Опис спроектованого ТК	
4.11. Висновок до розділу	
Розділ 5. РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА ТИПУ 8ЧН 20/30	

5.1 Паливна система.....	
5.2 Система змащення.....	
5.3 Система охолодження.....	
5.4. Система пуску.....	
5.5. Висновок до розділу.....	
Розділ 6. ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ.....	
6.1. Аналіз умов праці.....	
6.2. Розрахунок механічної вентиляції машинного відділення.....	
6.3. Висновки до розділу.....	
Висновки.....	
Список використаної літератури.....	
Додаток А. Поперечний розріз двигуна 8ЧН 20/30.....	
Додаток Б. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки.....	
Додаток В. Турбокомпресор ТК-30.....	
Додаток Г. Схеми систем двигуна 8ЧН 20/30.....	

					КРБ.142.2227см.24.04.00.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Двигуни внутрішнього згоряння є домінуючими тепловими двигунами, що застосовуються у суднових енергетичних установках (особливо дизельні ДВЗ). Широке застосування ДВЗ у СЕУ обумовлене насамперед високою паливною економічністю, екологічністю та надійністю цього типу двигунів. Також варто відзначити значний потенціал та ресурс подальшого вдосконалення показників роботи двигуна якому приділяють значну увагу у світі.

Дана кваліфікаційна робота пов'язана із модернізацією суднового дизельного двигуна типу 8ЧН 20/30 (МаК 8М20С) з метою підвищення паливної ефективності. Досягнення мети у роботі реалізується шляхом підвищення тиску наддуву та, відповідно, проектуванням нового агрегату наддуву. Для цього у одному із розділів виконуються розрахунки усіх складових проточної частини компресора агрегату наддуву, на базі чого виконується складальне креслення нового турбокомпресора. Конструювання нового турбокомпресора виконується на базі конструкції компресора-прототипу в яку вносяться необхідні зміни тих елементів, які не можуть забезпечити достатню працездатність турбокомпресора з урахуванням його змінених параметрів функціонування.

Також у роботі виконуються розрахунки основних систем суднового дизельного двигуна типу 8ЧН 20/30 (МаК 8М20С), від функціонування яких у значній мірі залежать енергетичні та економічні показники роботи.

					<i>КРБ.142.2227см.24.04.00.ПЗ</i>	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 8ЧН 20/23

1.1. Основні параметри та конструктивні особливості двигуна типу 8ЧН 20/23

МАК 8 М20С (8ЧН 20/23) є чотиритактним дизельним двигуном, нереверсивним, з турбонаддувом, проміжним охолодженням та з прямим уприскуванням палива (рис. 1.1).

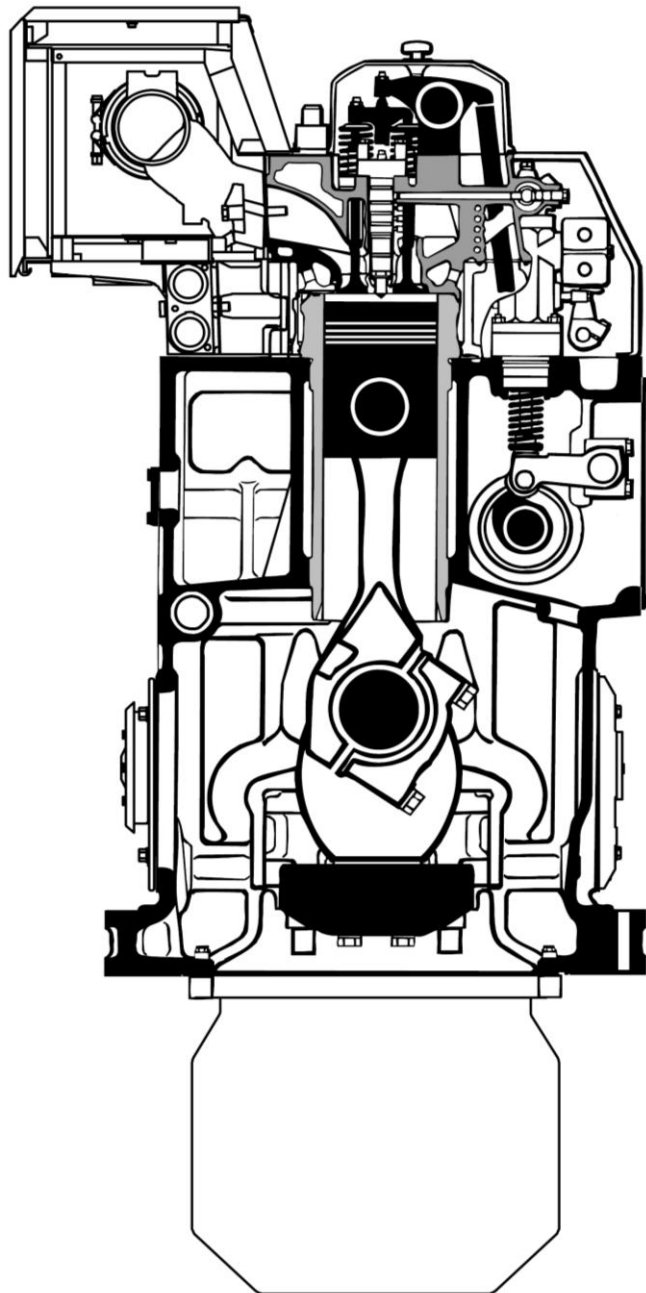


Рисунок 1.1 – Поперечний розріз двигуна МАК 8 М20С

					КРБ.142.2227см.24.04.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Основні характеристики дизеля 8ЧН 20/23:

- конфігурація: 8-рядний;
- діаметр циліндра: 200 мм;
- хід поршня: 300 мм;
- співвідношення ходу поршня до діаметра S/D : 1,5;
- за способом здійснення робочого циклу: чотиритактний;
- за способом повітропостачання: з наддувом (з постійним тиском – ізобарний наддув);
- за способом займання палива: займання від стиснення (дизельний);
- за принципом дії: простої дії;
- конструктивне виконання КШМ: тронковий;
- розташування розподільчого валу: середнє;
- розташування клапанів: верхнє;
- кількість робочих клапанів одного циліндра: $i_k = 4$;
- робочий об'єм: 9,4 л. на один циліндр;
- циліндрова потужність: 170 кВт;
- середній ефективний тиск: 2,41 МПа;
- частота обертання колінчастого валу: 900 об/хв;
- середня швидкість поршня: 9 м/с;
- турбонаддув: однотрубна система.

Напрямок обертання колінчастого валу дизеля: за годинниковою стрілкою (опція: проти годинникової стрілки).

Двигун призначений для експлуатації на легкому дизельному паливі та на мазуті, в'язкістю до 700 сСт/50°C, клас палива відповідно до СІМАС Н55 К55, ISO 8217, 2010 (Е), ISO-F-RMH55 RMK55.

Блок циліндрів двигуна 8ЧН 20/23 виготовлено з високоміцного чавуну. В ньому розміщено корінні підшипники, підшипники розподільчого валу, впускний ресивер, корпус демпфера крутильних коливань та корпус приводу редуктора приводу. Підвісний колінчастий вал двигуна стійкий до корозії головного й упор-

					КРБ.142.2227см.24.04.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ного підшипників. Зміцнені вкладиші підшипників, виготовлені шляхом відцентрового лиття та мають антифрикційне покриття.

Поршні дизеля 8ЧН 20/23 складеного типу зі сталевою головкою і алюмінієвим тронком. Комплект поршневих кілець містить два хромованих компресійних кільця (з хромо-керамічним покриттям), та хромоване маслоснімне кільце. Усі кільцеві канавки загартовано та розташовано в сталевій короні.

Шатун дизеля 8ЧН 20/23 повністю механічно оброблений, нижня головка ко-со розділена із зубчастою поверхнею стиків.

Кришка блоку циліндрів дизеля 8ЧН 20/23 також виготовлена з високоміцного чавуну з двома впускними і двома випускними обертовими клапанами. Сідла випускних клапанів охолоджувані.

Розподільчий вал двигуна 8ЧН 20/23, складається з окремих секцій, що допускають можливість часткового розбирання.

Вал турбокомпресора наддуву обертається в інтегрованих підшипниках ковзання, що змащуються масляною системою дизеля. Охолоджувач надувного повітря одноконтурний.

Вихідна потужність двигуна 8ЧН 20/23 складає 1360 кВт за частоти обертання колінчастого вала 900 об/хв. Максимальну потужність на дизелі, заявлену фірмою *Caterpillar* відповідно до «МАКО» (Міжнародна асоціація класифікаційних товариств), можна отримати за наступних умов:

- тиск повітря 100 кПа (1 бар)
- температура повітря 318 К (45 °С)
- відносна вологість 60%
- температура морської води 305 К (32 °С)

При роботі на номінальному навантаженні витрата палива складає 187 г/(кВт·год). Допускається збільшення споживання палива на 3 г/(кВт·год) в тропічних умовах. Така витрата палива відповідає наступним умовам:

- температура повітря на вході в ТК – 298 К (25 °С);
- температури повітря на вході в двигун – 318 К (45 °С);
- температура охолоджувальної рідини на вході у ОНП – 298 К (25 °С);

					КРБ.142.2227см.24.04.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

– нижча теплотворна здатність дизельного палива 42700 кДж/кг.

Витрата мастила 0,6 г/(кВт·год). Викиди оксидів азоту (значення NO_x) $NO_x = 8,9$ г/(кВт·год) за 900 об/хв. (NO_x -граничні значення відповідно до МАРПОЛ 73/78 Додаток VI: 9,2 г/(кВт·год) за 900 об/хв.).

Основні технічні характеристики двигуна МАК 8 М20С (8ЧН 20/23) представлено у табл. 1.1.

Таблиця 1.1 – Основні параметри суднового двигуна 8ЧН 20/23

№ з.п.	Параметр	Розмірність	Значення
1	Максимальне безперервне навантаження	кВт	1360
2	Частота обертання	об/хв	900
3	Мінімальна частота обертання	об/хв	280
4	Середній ефективний тиск	бар	24,1
5	Тиск наддувочного повітря	бар	3,5
6	Тиск при згорянні палива	МПа	18
7	Витрата повітря при $T_a = 293$ К	м ³ /с	9,24
8	Питома витрата палива при $n = \text{const}$	г/(кВт·год)	186
9	Витрата масла	г/(кВт·год)	0,6
10	Викиди NO_x	г/(кВт·год)	8,9

На рис.1.2 наведено компонування та основні габаритні розміри МАК М20С. Виноски на рисунку 1.2:

– *поршень* – у поперечному напрямку $X_1 = 2976$ мм, у поздовжньому напрямку $X_2 = 3296$ мм;

– *гільза циліндра* – у поперечному напрямку $Y_1 = 2981$ мм, у поздовжньому напрямку $Y_2 = 3156$ мм).

Основні габаритні розміри представлено у табл. 1.2.

Таблиця 1.2 – Габаритні розміри суднового двигуна 8ЧН 20/23

										Вага, т	
										Двигун	Двигун з генератором
A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	t	t
6798	5548	2335	1054	1816	1170	710	783	1422	5053	14	27

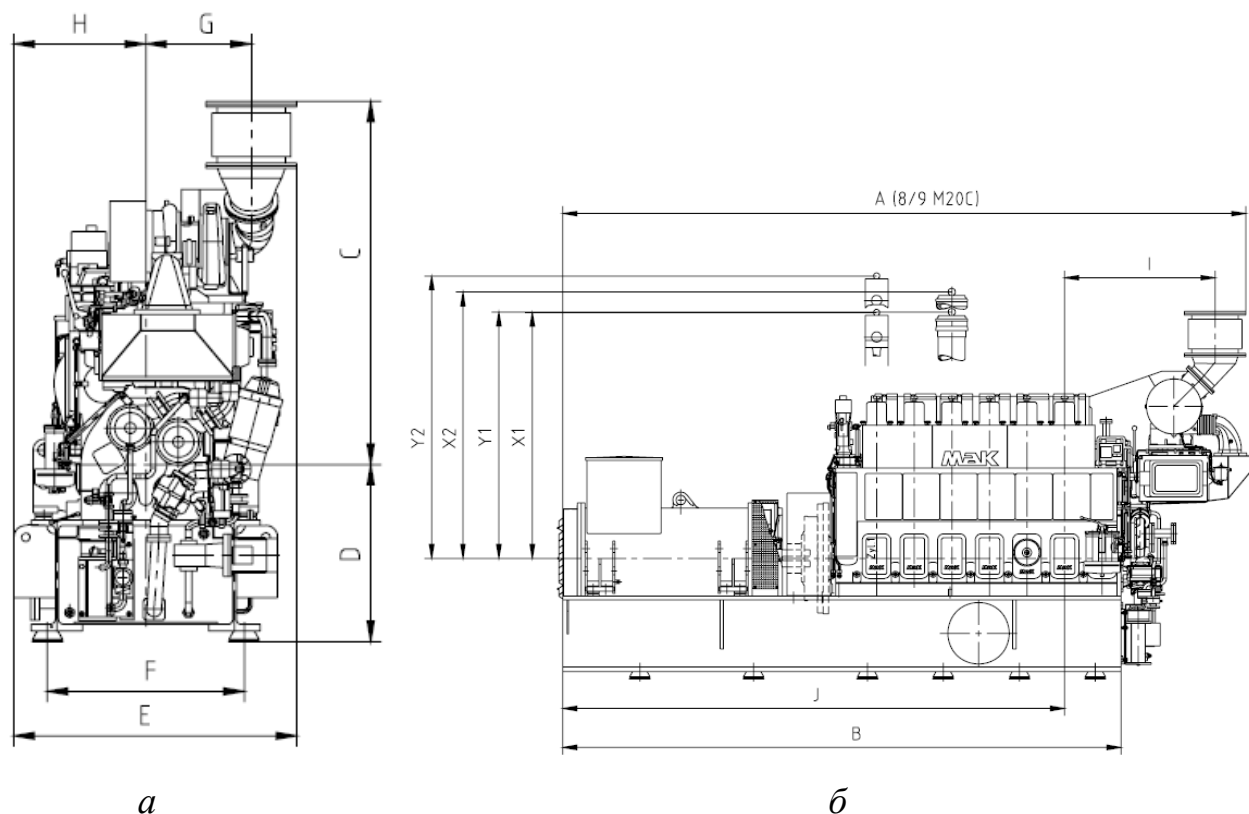


Рисунок 1.2 – Габаритні розміри двигуна МАК М20С:

а – вид з боку турбокомпресора; *б* – двигун у зборі з генератором електричного струму вигляд збоку

1.2. Висновок до розділу

Дизельний двигун МАК 8 М20С (8ЧН 20/23) відповідає усім вимогам щодо експлуатації на судні у складі дизель-генераторної установки. Поперечний розріз двигуна 8ЧН 20/23 у роботі представлено кресленням формату А1. Для забезпечення економії палива рекомендується збільшити тис наддуву за рахунок розробки та проектування нового агрегату повітропостачання.

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.2227см.24.04.01.ПЗ

Аркуш

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА 8ЧН 20/30

2.1. Методика розрахунку робочого циклу двигуна

Дійсний робочий цикл (РЦ) поршневого ДВЗ у значній мірі відрізняється від теоретичного (розрахункового), а тим більш від різних ідеальних циклів двигунів. Обрання дослідником математичної моделі РЦ (РЦ відрізняються між собою складністю математичного та фізичного опису, певною кількістю врахованих даних, а також багатьма іншими різними факторами) впливає на точність та відхилення отриманих при моделюванні результатів від реальних процесів. В досить сучасних математичних моделях РЦ ДВЗ враховується багато факторів зокрема зміна кількості робочого тіла (у результаті газообміну), його склад, а також фізичні властивості (у результаті процесу згоряння). Швидкість процесу згоряння у робочому циліндрі двигуна та дисоціація продуктів згоряння має деяке кінцеве значення тому прихована у пальному хімічна енергія виділяється не миттєво, а поступово за певний проміжок часу. При розширенні робочого тіла відбуваються певні процеси догоряння залишків палива та процес відновлення дисоційованих газів, з виділенням певної кількості тепла. Також у сучасних моделях теплоємність робочого тіла приймається змінною так, як температура та склад газів у робочому циліндрі двигуна постійно змінюються. В більш сучасних моделях також враховуються теплові та аеродинамічні втрати, що відбуваються у реальному двигуні. Відповідно, чим більш досконала (наближена до реальних умов роботи ДВЗ) методика теплового розрахунку, тим більш точні та надійні результати моделювання РЦ.

Для проведення розрахунків РЦ суднового дизеля 8ЧН 20/30 у роботі застосовано надійну класичну методику теплового розрахунку двигуна, розроблену професором В. І. Гріневецьким та у подальшому вдосконалену професором Є. К. Мазінгом. Ця методика моделювання РЦ цілком і повністю є підходящою для виконання практичних інженерних розрахунків ДВЗ різних типів та функціонального призначення.

					КРБ.142.2227ст.24.04.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Метод розрахунку РЦ Гріневецького-Мазіга сформовано на загальновідомих класичних положеннях термодинаміки та термохімії. Цей метод у задовільній мірі охоплює сутність базових теплових явищ, що здійснюються у робочому циліндрі ДВЗ й уявляє собою узагальнене аналітичне дослідження.

Запропонована професором В. І. Гріневецьким методика дає змогу:

- здійснити загальну (кількісну) оцінку явищ, як на стадії проектування двигуна так і при дослідженні існуючого;
- надає уявлення про базові параметри РЦ й фактори, що мають вплив на нього;
- дає можливість визначити розрахункові значення базових параметрів стану робочого тіла у характерних точках РЦ, а також індикаторні показники роботи ДВЗ у цілому.

Метод розрахунку РЦ Гріневецького-Мазіга забезпечує задовільну та цілком достатню для інженерних розрахунків точність отриманих результатів. І все це, не зважаючи на те, що РЦ, що відбувається у циліндрі ДВЗ описується досить простими термодинамічними процесами з використанням значної кількості емпіричних коефіцієнтів, які дають змогу врахувати реальні умови проходження РЦ в ДВЗ.

Розрахунок РЦ за методикою запропонованою професором В. І. Гріневецьким реалізовано в програмному середовищі *Matcad*.

2.2. Розрахунок номінального режиму роботи двигуна 8ЧН 20/30 та побудова індикаторної діаграми

Обґрунтування вибору вихідних даних для розрахунку робочого циклу для номінального режиму роботи:

1. Тиск повітря навколишнього середовища: 100 кПа;
2. Температура повітря навколишнього середовища: 25° С.
3. Номінальна потужність N_e ; частота обертання колінчастого вала n ; ступінь стиснення ϵ ; кількість циліндрів i , діаметр циліндра D і хід поршня S : визначається

					КРБ.142.2227ст.24.04.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ся відповідно до завдання бакалаврської роботи та паспортних даних ДВЗ прототипу.

4. Для покращення економічних показників двигуна приймаємо тиск наддуву p_k більшим ніж у двигуні прототипу ($p_k = 0,33$ МПа): $p_k = 0,35$ МПа.

5. Питома ефективна витрата палива g_e визначається відповідно у результаті виконаних розрахунків та не повинно перевищувати значень двигуна прототипу.

6. Значення коефіцієнтів використання теплоти у характерних точках РЦ z і b обираємо із зазначених меж для СОД: $\xi_z = 0,91$; $\xi_b = 0,983$.

7. Значення коефіцієнта залишкових газів: $\gamma_r = 0,02$.

8. Значення підігріву повітря від стінок циліндра обираємо: $\Delta T_a = 16$ К.

9. Значення температури залишкових газів $T_r = 800$ К.

10. Значенням ступеня підвищення тиску λ обираємо із зазначених меж для СОД, а далі корегуємо для забезпечення необхідної точності розрахунку для номінального режиму роботи дизеля.

11. Значення коефіцієнта продувки: $\phi_a = 1,04$.

12. Нижчу теплоту згоряння палива і його елементарний склад визначаємо за характеристиками застосовуваного палива: $Q_H = 42700$ кДж/кг ($C = 0,87$; $H = 0,126$; $S = 0$).

13. Коефіцієнт заокруглення індикаторної діаграми вибираємо з наступних меж $0,92 \dots 0,98$ (для 4-х тактних двигунів): $\zeta = 0,98$.

14. Значення механічного ККД обираємо з відомих меж для СОД ($\eta_m = 0,9114$), з подальшим корегуванням для отримання необхідної точності розрахунків.

Решту необхідних для моделювання параметрів, наприклад: адіабатного ККД компресора, ККД ОНП, втрати тиску в ОНП, механічний ККД ТК, коефіцієнт надлишку повітря обираємо з врахуванням параметрів майбутнього агрегату наддуву.

Нижче представлено копію результатів розрахунку робочого циклу суднового двигуна 8ЧН 20/30, реалізовану в програмному середовищі *Mathcad*.

1. Вихідні дані для розрахунку робочого циклу двигуна 8ЧН 20/30

					КРБ.142.2227ст.24.04.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

1.1. Ефективна потужність, кВт	$N'_e = 1360;$
1.2. Частота обертання, хв ⁻¹	$n = 900;$
1.3. Тиск навколишнього середовища, МПа	$P_0 = 0,1013;$
1.4. Температура навколишнього середовища, К	$T_0 = 293;$
1.5. Тиск наддуву, МПа	$P_k = 0,35;$
1.6. Коефіцієнт продувки	$\phi_a = 1,04;$
1.7. Коефіцієнт залишкових газів	$\gamma_r = 0,02;$
1.8. Коефіцієнт використання тепла в точці Z	$\xi_z = 0,91;$
1.9. Коефіцієнт використання тепла в точці b	$\xi_b = 0,983;$
1.10. Ступінь стиску	$\varepsilon = 13,6;$
1.11. Ступінь підвищення тиску при згорянні	$\lambda = 1,53;$
1.12. Підігрів заряду від стінок циліндру, К	$\Delta T_a = 16;$
1.13. Частка ходу поршня втрачена на продувку	$\phi_n = 0;$
1.14. Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми	$\zeta = 0,98;$
1.15. Механічний ККД двигуна	$\eta_m = 0,9114;$
1.16. Адіабатний ККД компресора	$\eta_{k.ad} = 0,824;$
1.17. Втрата тиску в повітроохолоджувачі, МПа	$\Delta P_{ox} = 0,004;$
1.18. ККД повітроохолоджувача	$\eta_o = 0,8;$
1.19. Температура залишкових газів, К	$T_r = 800;$
1.20. Масовий склад палива (кг/кг):	$C = 0,87;$
	$H = 0,126;$
	$S = 0;$
	$O = 0,004;$
1.21. Нижча теплота згоряння палива, (кДж/кг)	$Q_H = 42700;$
1.23. Кількість циліндрів	$i = 8;$
1.24. Діаметр циліндра, м	$D_c = 0,2;$
1.25. Хід поршня, м	$S = 0,3;$
1.26. Коефіцієнт тактності	$z = 0,5;$
1.27. Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння	$\alpha = 1,9945;$
1.28. Показник адіабати повітря	$k_b = 1,4;$

					КРБ.142.2227см.24.04.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

1.29. Адиабатний ККД турбіни $\eta_{t.ad} = 0,793;$

1.30. Механічний ККД турбіни $\eta_{t.m} = 0,97;$

1.31. Температура охолоджуючої рідини на вході, К $T_w = 300;$

1.32. Коефіцієнт втрат тиску на впуску $\xi_a = 0,97;$

1.33. Відношення тиску перед турбіною до тиску за компресором: $\psi_t = 0,715.$

2. Процес наповнення

2.1. Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] \quad T_k = 444,338;$$

2.2. Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_w) \quad T_s = 323,268;$$

2.3. Температура заряду до кінця процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad T_a = 348,301;$$

2.4. Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox.} \quad P_s = 0,346;$$

2.5. Тиск заряду до кінця процесу наповнення, МПа

$$P_a = \xi_a \cdot P_s \quad P_a = 0,336;$$

2.6. Коефіцієнт наповнення

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n) \quad \eta_n = 0,953.$$

3. Процес стиснення

3.1. Середня мольна ізохорна теплоємність повітря кДж/(кмоль·К)

$$c'_v = 19.26 + 0.0025 \cdot T$$

3.2. Середня мольна ізохорна теплоємність чистих продуктів згорання кДж/(кмоль·К)

$$c''_v = 20.47 + 0.0036 \cdot T$$

					КРБ.142.2227ст.24.04.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

3.3. Теплоємність суміші повітря й залишкових газів на ході стиску
кДж/(кмоль·К)

$$c''_{vc} = \frac{\gamma_r \cdot c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - \gamma_r] \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r)} = a_{vc} - b_c \cdot T$$

$$b_c = 0,002511; \quad a_{vc} = 19,272.$$

3.4. Середній показник політропи стиску

$$n_1 - 1 = \frac{8.13}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \varepsilon^{n_1 - 1})} \quad n_1 = 1,363;$$

3.5. Тиск наприкінці стиску МПа

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1} \quad P_c = 11,77;$$

3.6. Температура наприкінці стиску, К

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1} \quad T_c = 898,136;$$

4. Процес згоряння

4.1. Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad L = 0,987;$$

4.2. Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L} \quad \beta_0 = 1,0321;$$

4.3. Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \beta = 1,0314;$$

4.4. Частка палива згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} \quad x_z = 0,926;$$

4.5. Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z \quad \beta_z = 1,029;$$

4.6. Середня мольна ізохорна теплоємність у точці z кДж/(моль·К)

					КРБ.142.2227ст.24.04.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$c''_{vz} = \frac{(m \cdot x_z + \gamma_r) \cdot c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)] \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1) \cdot x_z} = a_{vz} + b_z \cdot T$$

$$\text{де } \Delta M = \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right); \Delta M = 0,0316; L_0 = 0,495 \frac{\text{кМоль}}{\text{кг}}; \text{ } \overset{\text{м}}{\text{м}} = 1 + \frac{\Delta M}{L_0} \quad m = 1,064;$$

$$a_{vz} = 19,84079; b_z = 0,00303.$$

4.7. Середня мольна ізохорна теплоємність у крапці b кДж/(моль·К)

$$c_{vb} = \frac{(m + \gamma_r) \cdot c''_v + (\alpha - 1) \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1)} = a_{vb} + b_b \cdot T$$

$$a_{vb} = 19,88504; b_b = 0,0030638.$$

4.8. Максимальна температура згоряння, К

– знаходимо з наступного рівняння:

$$\frac{\xi_z \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_0} + [c'_v + 8,314 \cdot \lambda + \gamma_r \cdot (c''_v + 8,314 \cdot \lambda)] \cdot T_c = \beta_z \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c''_{pz} \cdot T_z$$

$$\text{звідки: } T_z = 1975 \text{ К};$$

4.9. Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \cdot P_c \quad P_z = 18.$$

5. Процес розширення

5.1. Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c} \quad \rho = 1,479;$$

5.2. Ступінь наступного розширення

$$\overset{\text{м}}{\delta} = \frac{\varepsilon}{\rho} \quad \delta = 9,193;$$

5.3. Середній показник політропи розширення й температура наприкінці процесу розширення, К. (знаходимо з наступної системи рівнянь, методом послідовних наближень):

$$n_2 = \frac{8,314 \cdot \left(\frac{\beta_z}{\beta} \cdot T_z - T_b \right)}{\frac{Q_H \cdot (\xi_b - \xi_z)}{L \cdot (1 + \gamma_r) \cdot \beta} + \frac{\beta_z}{\beta} \cdot (a_{vz} + b_z \cdot T_z) \cdot T_z - (a_{vb} + b_b \cdot T_b) \cdot T_b} + 1$$

$$n_2 = 1,255;$$

					КРБ.142.2227ст.24.04.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$T_b = T_z \cdot \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \quad T_b = 1123;$$

5.4. Тиск наприкінці процесу розширення, МПа

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} \quad P_b = 1,113.$$

6. Індикаторні показники двигуна 8ЧН 20/30

6.1. Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] \quad P'_i = 2,691;$$

6.2. Дійсний середній індикаторний тиск МПа

$$P_i = P'_i \cdot \zeta \cdot (1 - \phi_n) \quad P_i = 2,638;$$

6.3. Індикаторна питома витрата палива, кг/(кВт·год)

$$b_i = 433 \cdot \frac{P_s \cdot \eta_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i} \quad g_i = 0,169;$$

6.4. Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{b_i \cdot Q_H} \quad \eta_i = 0,497.$$

7. Ефективні показники двигуна 8ЧН 20/30

7.1. Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \cdot \eta_m \quad P_e = 2,404;$$

7.2. Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad \eta_e = 0,453;$$

7.3. Питома ефективна витрата палива кг/(кВт·год)

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_m} \quad g_e = 0,185;$$

7.4. Ефективна потужність двигуна

$$N_e = 13.1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i \quad N_e = 1,36 \cdot 10^3;$$

7.5. Порівняння заданої й отриманої ефективної потужності двигуна

					КРБ.142.2227ст.24.04.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \quad \Delta N = 0,032.$$

8. Визначення дійсного P_k компресора на відповідному режимі роботи

8.1. Витрата повітря через компресор, кг/с

$R = 287$ Дж/(кг·К) – газова постійна воздуха;

$$G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_H \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a \quad G = 2,089;$$

8.2. Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600} \quad G_t = 2,16;$$

8.3. Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = \psi_t \cdot P_k \quad P_r = 0,25;$$

8.4. Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} \quad T_t = 829,283;$$

8.5. Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0) \quad M_s = 1,019;$$

8.6. Універсальна газова постійна для відпрацьованих газів, $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}} \quad R_t = 287,329;$$

8.7. Показник адіабати розширення газу в турбіні

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{a_{vb} + b_b \cdot T_t} \quad k_t = 1,371;$$

8.8. Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі

					КРБ.142.2227ст.24.04.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$P_k = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\frac{k_t - 1}{k_t}} \right] \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_B}{k_B - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0.286}} \quad P_k = 3,454;$$

8.9. Дійсний тиск наддування, МПа

$$P_{kd} = P_k \cdot P_0 \quad P_{kd} = 0,3499;$$

8.10. Порівняння заданого й отриманого тиску наддуву

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \quad \Delta P_k = - 0,0018 \, \%.$$

Теоретичну індикаторну діаграму зміни тиску робочого тіла у циліндрі дизеля 8ЧН 20/30 будуємо за даними розрахунку робочого циклу. Побудову індикаторної діаграми виконуємо аналітичним шляхом, оскільки графічні методи побудови дають великі помилки. Побудова індикаторної діаграми виконується з використанням програми, створеній у середовищі *Microsoft Excel*.

Індикаторна діаграма в системі координат $p - V/V_c$

Ординати точок політропи стиснення і розширення розраховуються за такими формулами:

– для процесу стиснення
$$p = \frac{p_c}{\left(\frac{V}{V_c} \right)^{n_1}};$$

– для процесу розширення
$$p = \frac{p_z \cdot \rho^{n_2}}{\left(\frac{V}{V_c} \right)^{n_2}};$$

де $V/V_c = \varepsilon_x$ – відношення об'ємів, що являє собою поточне значення ступеня стиснення; p_c – тиск наприкінці стиснення; p_z – максимальний тиск у циліндрі; n_1 – показник політропи стиснення; n_2 – показник політропи розширення; ρ – ступінь попереднього розширення.

					КРБ.142.2227см.24.04.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

На підставі таблиці з вихідними даними (таблиця 2.1) генерується таблиця результатів розрахунку – 2.2 (координат точок згорнутої індикаторної діаграми дизеля 8ЧН 20/30).

Таблиця 2.1 – Вихідні дані

P_r , МПа	P_a , МПа	P_s , МПа	P_k , МПа	P_b , МПа	P_c , МПа	P_z , МПа	n_1	n_2	ρ	δ
0,25	0,336	0,346	0,35	1,19	11,77	18	1,363	1,255	1,479	9,193

Таблиця 2.2 – Результати розрахунку крапок індикаторної діаграми двигуна

№ з.п.	Параметри		
	(V/V_c)	$P_{ст}$	$P_{розш}$
1	1	11,77	18
2	1,479	6,90414401	18
3	2	4,57585842	12,3250849
4	3	2,63305659	7,40961067
5	4	1,77897029	5,16413128
6	5	1,31244269	3,90279022
7	6	1,02366136	3,10457921
8	7	0,82967468	2,55849471
9	8	0,69161565	2,16373779
10	9	0,58903883	1,86641499
11	10	0,5102423	1,635244
12	11	0,44808276	1,45089086
13	12	0,39797191	1,30079872
14	13	0,35683847	1,17647758
15	13,6	0,33555439	1,11170929

Після розрахунку необхідних величин будуємо теоретичну індикаторну діаграму робочого циклу і представляємо її в системі координат $p - V/V_c$ безрозмірною в напрямку осі об'ємів.

Теоретична індикаторна діаграма в системі координат $p - V/V_c$ показана на (рис. 2.1).

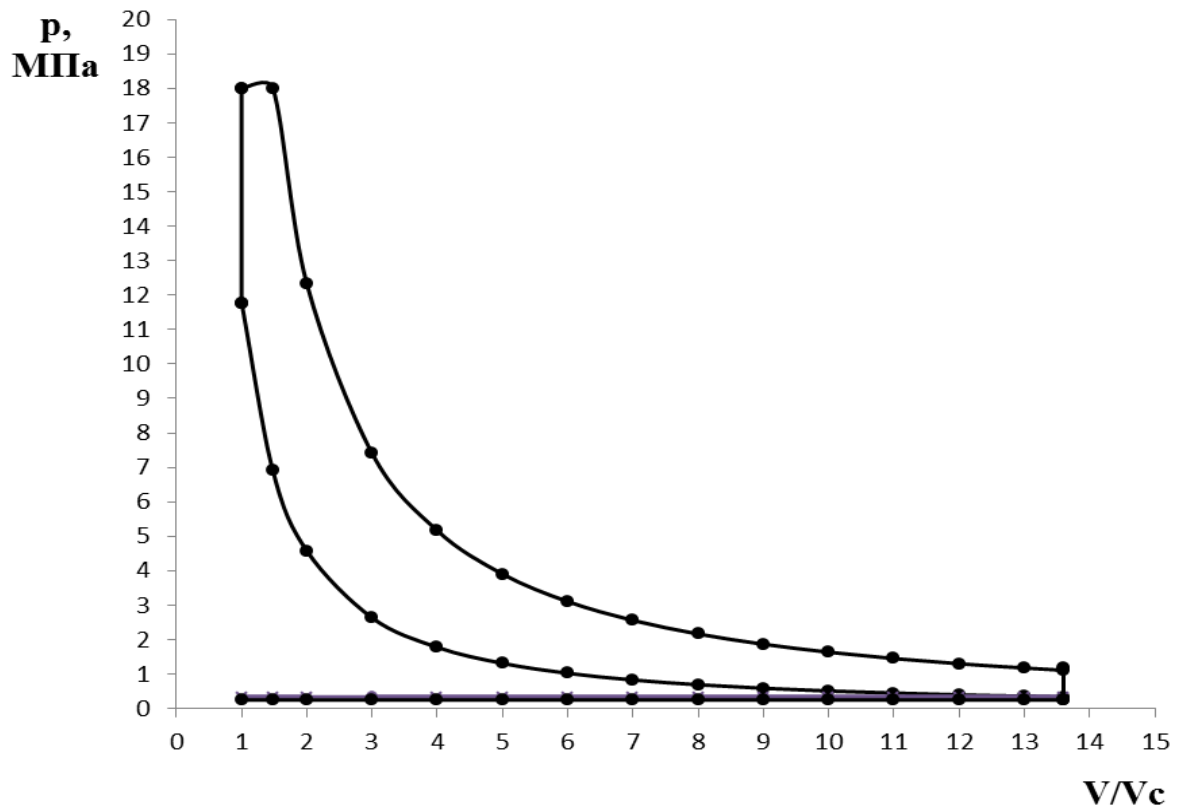


Рисунок 2.1 – Теоретична індикаторна діаграма робочого циклу
у системі координат $p - V/V_c$

Індикаторна діаграма в системі координат $T - V/V_c$

Ординати точок політропи температури стиснення і температури розширення обчислюємо за такими формулами:

– для процесу стиснення
$$T = \frac{T_c}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_1-1}};$$

– для процесу розширення
$$T = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}};$$

де $V/V_c = \varepsilon_x$ – відношення об'ємів, що є поточним значенням ступеня стиснення;
 T_c – температура наприкінці стиснення; T_z – максимальна температура в циліндрі;
 n_1 – показник політропи стиснення; n_2 – показник політропи розширення; δ – ступінь подальшого розширення, що визначається з наступного вислову:

$$\delta = \frac{V}{V_c} \cdot \frac{1}{\rho}$$

де ρ – ступінь попереднього розширення.

Температура в точці у визначається за формулою:

$$T_y = T_c \cdot \lambda$$

де λ – ступінь підвищення тиску під час згоряння.

На підставі таблиці з вихідними даними (таблиця 2.3) генерується таблиця результатів розрахунку – 2.4.

Таблиця 2.3 – Вихідні дані

T_r, K	T_a, K	T_s, K	T_k, K	T_b, K	T_c, K	T_z, K	λ
829,283	348,301	323,268	444,338	1123	898,136	1975	1,5293

Після розрахунку необхідних величин будуємо теоретичну індикаторну діаграму робочого циклу і представляємо її в системі координат $T - V/V_c$ безрозмірною в напрямку осі об'ємів. Теоретична індикаторна діаграма в системі координат $T - V/V_c$ подана на рис. 2.2.

Таблиця 2.4 – Результати розрахунку крапок діаграми в системі координат $T - V/V_c$

V/V_c	$T_{сж}, K$	$T_{расш}, K$
1	898,136	1373,52
1,479	779,191	1975
2	698,342	1828,72
3	602,764	1649,09
4	542,993	1532,44
5	500,744	1447,68
6	468,677	1381,91
7	443,171	1328,65
8	422,202	1284,17
9	404,531	1246,17
10	389,352	1213,13
11	376,111	1184,01
12	364,418	1158,02
13	353,982	1134,63
13,6	348,301	1123

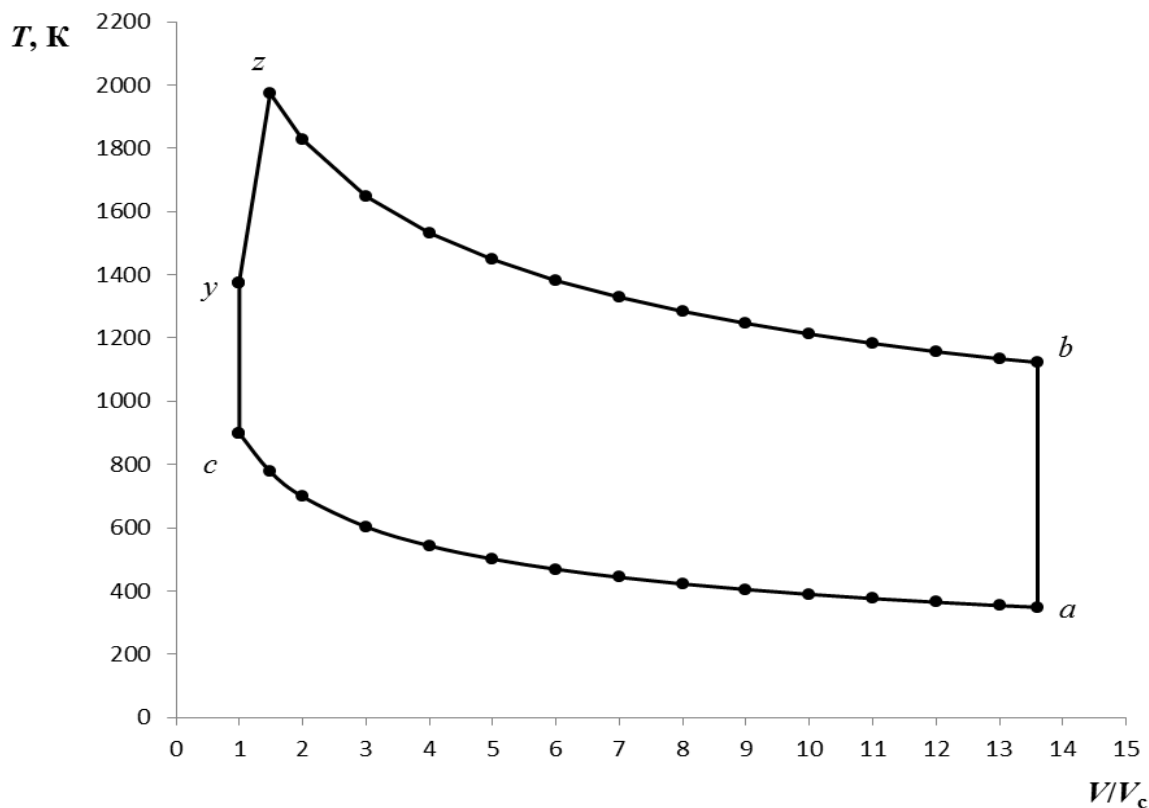


Рисунок 2.2 – Теоретична індикаторна діаграма робочого циклу у системі координат $T - V/V_c$

2.3. Висновки до розділу

У розділі виконано розрахунок РЦ дизеля 8ЧН 20/30 та визначено усі основні параметри, що будуть необхідними для подальших розрахунків при проектуванні агрегату наддуву двигуна.

Модернізований, за рахунок збільшення тиску наддуву, двигун 8ЧН 20/30 за основними ефективними показниками не поступається двигуну-прототипу, при цьому питома ефективна витрата палива знизилася на 2 г/(кВт·год).

РОЗДІЛ 3

РОЗРАХУНОК ДИНАМІЧНИХ ЗУСИЛЬ ДІЮЧИХ НА КШМ

3.1. Розрахунок сил діючих на КШМ двигуна 8ЧН 20/30

Підчас роботи елементи ДВЗ знаходяться під безпосереднім впливом різних діючих сил. Деякі деталі двигуна постійно піддаються дії різних діючих сил, тоді як інші піддаються впливу лише силам, що змінюються за часом та силам інерції. Однак більшість деталей двигунів в тій чи іншій мірі схильні до впливу різних сил та моменту, що утворюються від цих сил. Найбільш відповідальним вузлом, що знаходяться під дією різноманітних сил, є кривошипно-шатунний механізм (КШМ). Цей основний механізм забезпечує з'єднання поршня двигуна з колінчастим валом і перетворює зворотно-поступальний рух в обертальний.

На поршень з боку камери згоряння тисне сила від газів. Ця сила прикладена до центра поршневого пальця і діє у напрямку осі робочого циліндра. Значення цієї сили залежно від кута повороту кривошипа $P_r = f(\varphi)$ встановлюється за індикаторною діаграмою (теоретичною – за результатами моделювання, або експериментальною – за результатами фізичного експерименту). Також на деталі КШМ діють сили інерції, які поділяють на сили інерції що виникають від зворотно-поступових мас та сили інерції що виникають від обертових мас.

Так, сила інерції від зворотно-поступових мас прикладені у центрі поршневого пальця та визначається наступним чином:

$$P_j = -m_s \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda_{ш} \cdot \cos \varphi), \text{ МПа.}$$

де $\lambda_{ш} = \frac{r}{L_{ш}}$ – постійна механізму КШМ ($\lambda_{ш} = 0,21$); r – радіус кривошипа колінчастого валу; $L_{ш}$ – довжина шатуна (між центрами головок);
 $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 900}{30} = 94,2 \text{ c}^{-1}$ – кутова швидкість кривошипа колінчастого валу; m_s – відносна маса рухомих деталей.

При роботі у двигуні виникає рушійна сила, яка є рівнодіючою усіх сил, зокрема: сили від тиску газів у робочому циліндрі, надлишкового тиску повітря у по-

					КРБ.142.2227см.24.04.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

рожнечі під поршнем, сили інерції та тяжіння. Таким чином, рушійна сила складатиме алгебраїчну суму цих сил:

$$P_{руш} = P_{Г} - P_{III} + P_j + P_T, \text{ МПа};$$

де P_{III} – сила, що відповідає атмосферному тиску, у випадку якщо порожнина, яка знаходиться під поршнем має відповідний зв'язок з картером ДВЗ; $P_T = m_s \cdot g$ – сила тяжіння.

Рушійна сила для двигунів визначається двома шляхами, а саме аналітично або графічно. Для розрахунку значення рушійної сили за кутом повороту колінчастого валу графічним шляхом необхідно побудувати на одному полі діаграму $P_{Г}$ та діаграму P_j , а потім підрахувати ординати між ними. При цьому такі сили, як сила тяжіння та тиску повітря у порожнині, що знаходиться під поршнем є величинами сталими, які можна врахувати при побудові.

Далі при виконанні динамічних розрахунків, силу $P_{руш}$ розкладають на дві складові, а саме:

– нормальну силу (ця складова прикладена перпендикулярно до осі циліндра і притискує поршень до втулки)

$$N = P_{\partial\theta} \cdot \operatorname{tg} \beta,$$

– силу, яка діє уздовж осі шатуна

$$Q = \frac{P_{\partial\theta}}{\cos \beta},$$

де $\beta = \arcsin(\lambda_{ш} \cdot \sin \varphi)$ – кут відхилення стрижня шатуна від осі циліндра двигуна; $\varphi = 6 \cdot n \cdot \tau$ – кутове переміщення кривошипа колінчастого валу; τ – час за який кривошип переміщується на кут φ , с.

Потім сила, яка діє уздовж осі шатуна Q переноситься уздовж цієї лінії до центра нижньої головки шатуна й також розкладається на дві складові:

– радіальну, що діє уздовж кривошипа колінчастого валу

$$Z = Q \cdot \cos(\varphi + \beta) = P_{\partial\theta} \cdot \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta,$$

– дотичну

$$T = Q \cdot \sin(\varphi + \beta) = P_{\partial\theta} \cdot \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta.$$

					КРБ.142.2227см.24.04.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

При проведенні розрахунків динаміки дійсний механізм руху замінюють динамічною моделлю представленою на рис. 3.1. У такій моделі маси рухомих деталей КШМ концентруються у певних точках, закон переміщення яких є відомим. Маси сконцентровані у таких точках прийнято називати приведеними масами.

Так, при розрахунках приведена маса шатуна концентрується в центрі її верхньої головки та умовно здійснює поступальний рух:

$$M_{us} = M_{ш} \cdot \frac{b}{a+b} = M_{ш} \cdot \frac{b}{L} ;$$

Приблизна маса M_{us} для двигуна 8ЧН 20/30 становитиме:

$$M_{us} = 0,3 \cdot M_{ш} = 0,3 \cdot 75 = 22,5 \text{ кг.}$$

де $M_{ш}$ – маса шатуна двигуна 8ЧН 20/30, яка складає 75 кг.

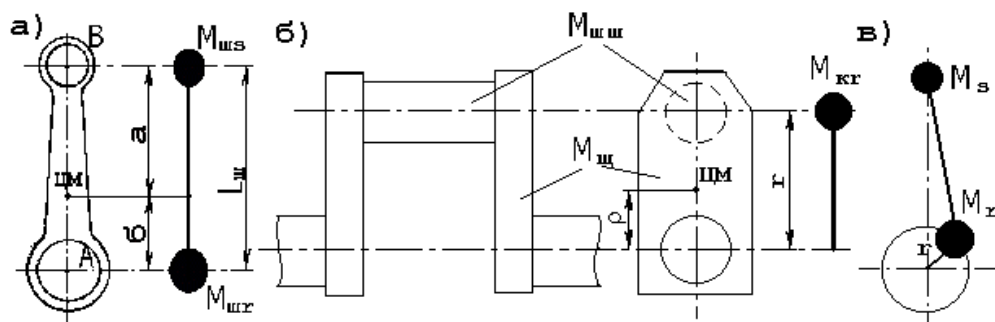


Рисунок 3.1 – Динамічні моделі рухомих деталей КШМ ДВЗ

Так, як поршнева група, яка містить поршень, поршневий палець (з елементами його кріплення) та кільця здійснюють поступальний рух то загальна маса рухомих елементів, що здійснюють поступальний рух становитиме:

$$M_s = M_{п} + M_{us} = 38,5 + 22,5 = 61 \text{ кг,}$$

де $M_{п}$ – маса деталей поршневої групи, яка складає 38,5 кг.

Для проведення розрахунків користуємося значенням відносної маси, що становитиме:

$$m_s = \frac{M_s}{F_n} = \frac{61}{0,031415} = 1941,7 \text{ кг/м}^2;$$

де F_n – площа поршня ($F_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,2^2}{4} = 0,031415 \text{ м}^2$); D – діаметр циліндра двигуна 8ЧН 20/30.

Таблиця 3.1 – Вхідні дані

Діаметр поршня	м	D	0,2
Частота обертання КВ	хв^{-1}	n	900
Максимальний тиск згоряння	МПа	P_z	19
Тиск на початку стиску	МПа	P_a	0,336
Тиск наддуву	МПа	P_k	0,35
Тиск залишкових газів	МПа	P_r	0,25
Кривошипно-шатунне відношення		λ	0,21
Маса деталей, що рухаються зворотно-поступово	кг	m	65
Радіус кривошипа	м	r	0,15
Ступінь стиснення		ε	13,6
Показник політропи стиснення		n_1	1,363
Показник політропи розширення		n_2	1,255
Ступінь попереднього розширення		ρ	1,479
Кількість робочих циліндрів		i	8

Розрахунок динаміки суднового двигуна 8ЧН 20/30 реалізується за допомогою програми створеній у табличній формі у середовищі *Microsoft Excel*. Результати таких розрахунків представлено у таблиці 3.2, 3.3, а відповідні ним діаграми динаміки дизеля зображено на рис. 3.2, 3.3 та 3.4.

Таблиця 3.2 – Результати розрахунку динаміки дизеля 8ЧН 20/30

φ°	P_r	P_j	P_{dv}	N	Z	T
0	0,3500	-3,1288	-2,7788	0,0000	-2,7788	0,0000
15	0,3500	-2,9679	-2,6179	-0,1424	-2,4919	-0,8152
30	0,3500	-2,5109	-2,1609	-0,2277	-1,7575	-1,2777
45	0,3500	-1,8284	-1,4784	-0,2212	-0,8890	-1,2018
60	0,3500	-1,0214	-0,6714	-0,1235	-0,2288	-0,6432
75	0,3500	-0,1990	0,1510	0,0311	0,0091	0,1539
90	0,3500	0,5430	0,8930	0,1903	-0,1903	0,8930
105	0,3500	1,1395	1,4895	0,3064	-0,6814	1,3595
120	0,3500	1,5644	1,9144	0,3521	-1,2621	1,4819
135	0,3500	1,8284	2,1784	0,3259	-1,7708	1,3100
150	0,3500	1,9679	2,3179	0,2443	-2,1295	0,9474
165	0,3500	2,0274	2,3774	0,1293	-2,3299	0,4904
180	0,3360	2,0428	2,3788	0,0000	-2,3788	0,0000
195	0,3418	2,0274	2,3692	-0,1289	-2,3219	-0,4887
210	0,3603	1,9679	2,3281	-0,2454	-2,1389	-0,9516
225	0,3947	1,8284	2,2231	-0,3326	-1,8071	-1,3368
240	0,4517	1,5644	2,0161	-0,3708	-1,3291	-1,5606
255	0,5442	1,1395	1,6837	-0,3463	-0,7703	-1,5367
270	0,6971	0,5430	1,2401	-0,2643	-0,2643	-1,2401
285	0,9619	-0,1990	0,7629	-0,1569	0,0459	-0,7775

300	1,4525	-1,0214	0,4311	-0,0793	0,1469	-0,4130
315	2,4395	-1,8284	0,6110	-0,0914	0,3674	-0,4967
330	4,5527	-2,5109	2,0418	-0,2152	1,6607	-1,2073
345	8,6105	-2,9679	5,6425	-0,3070	5,3708	-1,7569
360	11,7856	-3,1288	8,6568	0,0000	8,6568	0,0000
375	19,0000	-2,9679	16,0321	0,8722	15,2600	4,9919
390	12,9334	-2,5109	10,4225	1,0984	8,4769	6,1625
405	7,2813	-1,8284	5,4528	0,8157	3,2790	4,4325
420	4,5172	-1,0214	3,4958	0,6429	1,1911	3,3489
435	3,0906	-0,1990	2,8917	0,5947	0,1739	2,9471
450	2,2978	0,5430	2,8408	0,6055	-0,6055	2,8408
465	1,8293	1,1395	2,9688	0,6106	-1,3582	2,7096
480	1,5410	1,5644	3,1054	0,5711	-2,0472	2,4038
495	1,3609	1,8284	3,1893	0,4771	-2,5925	1,9178
510	1,2513	1,9679	3,2192	0,3393	-2,9575	1,3158
525	1,1922	2,0274	3,2196	0,1752	-3,1552	0,6641
540	1,1735	2,0428	3,2162	0,0000	-3,2162	0,0000
555	0,2500	2,0274	2,2774	-0,1239	-2,2319	-0,4698
570	0,2500	1,9679	2,2179	-0,2337	-2,0376	-0,9065
585	0,2500	1,8284	2,0784	-0,3109	-1,6895	-1,2498
600	0,2500	1,5644	1,8144	-0,3337	-1,1962	-1,4045
615	0,2500	1,1395	1,3895	-0,2858	-0,6357	-1,2682
630	0,2500	0,5430	0,7930	-0,1690	-0,1690	-0,7930
645	0,2500	-0,1990	0,0510	-0,0105	0,0031	-0,0520
660	0,2500	-1,0214	-0,7714	0,1419	-0,2628	0,7390
675	0,2500	-1,8284	-1,5784	0,2361	-0,9492	1,2831
690	0,2500	-2,5109	-2,2609	0,2383	-1,8388	1,3368
705	0,2500	-2,9679	-2,7179	0,1479	-2,5871	0,8463
720	0,2500	-3,1288	-2,8788	0,0000	-2,8788	0,0000

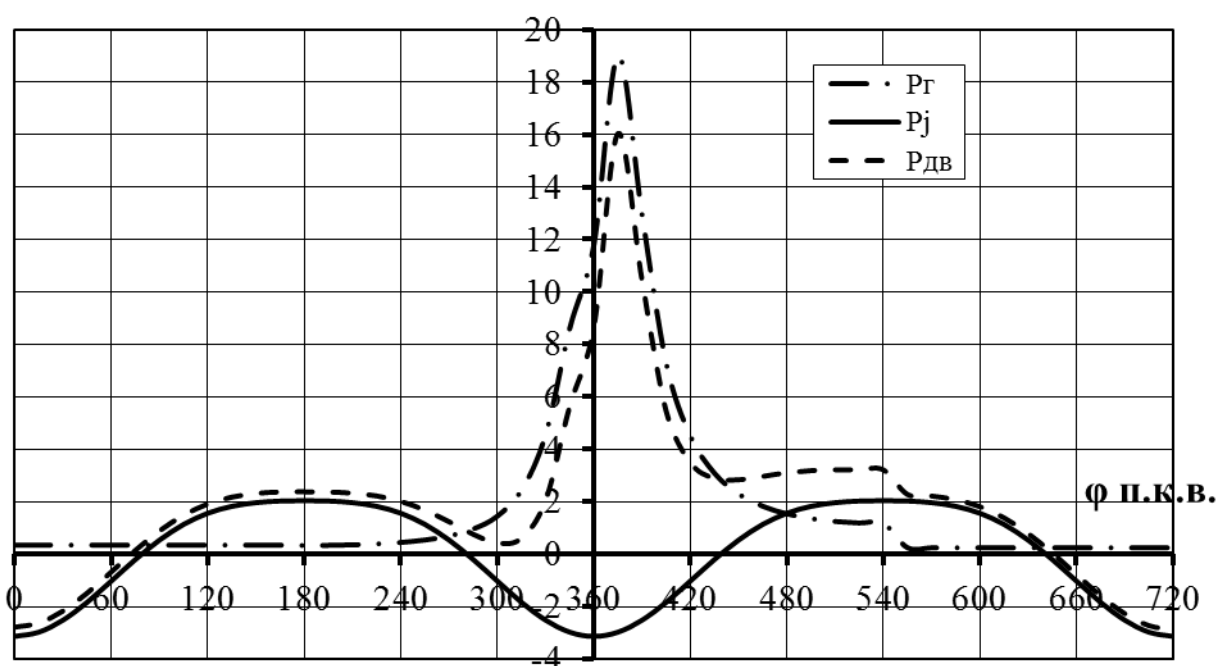


Рисунок 3.2 – Діаграми сил P_{γ} , P_j , $P_{дв}$ суднового двигуна 8ЧН 20/30

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.2227см.24.04.03.ПЗ

Аркуш

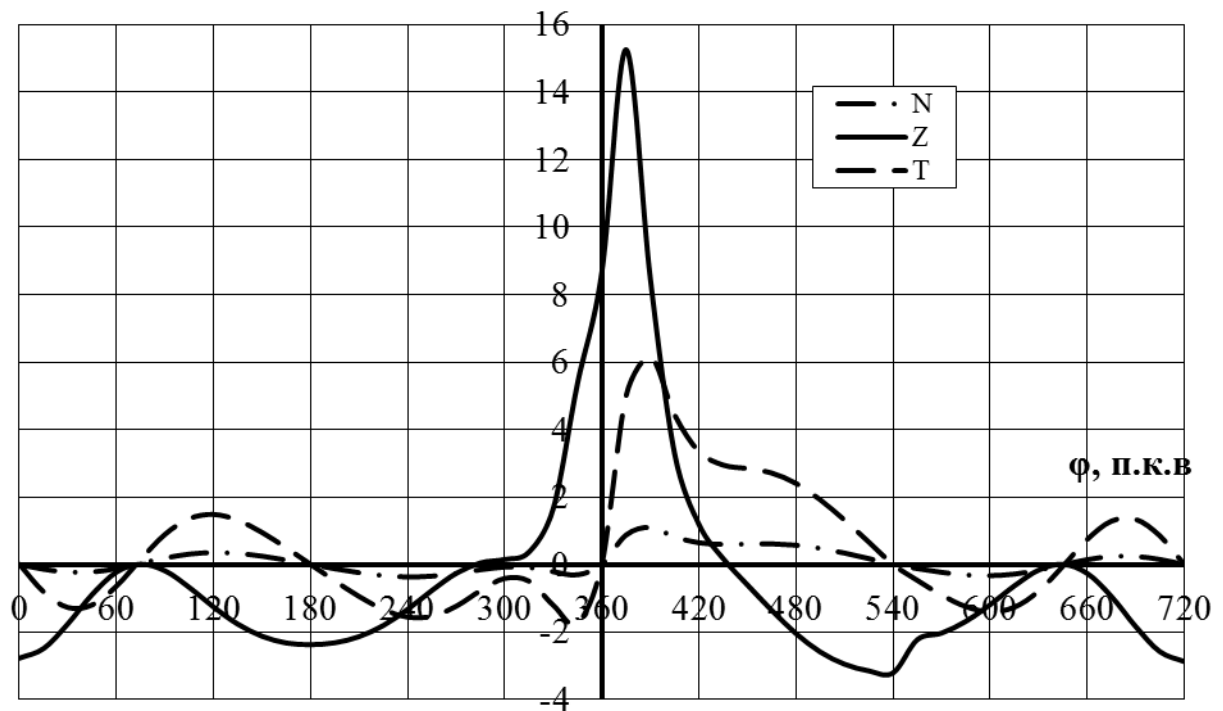


Рисунок 3.3 – Діаграми сил N , Z , T суднового двигуна 8ЧН 20/30

Обов'язковою складовою розрахунку динаміки двигуна є розрахунок сумарної дотичної сили, визначення якої потрібне для отримання значення крутного моменту, а також розрахунок колінчатого вала на міцність. У таблиці 3.3 представлено розрахунок сумарної дотичної сили двигуна 8ЧН 20/30, а рисунку 3.4 зображений графік зміни T_{Σ} та середнє за часом значення сумарної дотичної сили $T_{\Sigma\text{ср}}$.

Таблиця 3.3 – Визначення сумарної дотичної сили двигуна 8ЧН 20/30

φ_3°	T_Σ								T_Σ	T^{cp}_Σ
	Номер циліндру									
	1	2	3	4	5	6	7	8		
0	0,0000	0,8930	0,0000	-1,2401	0,0000	2,8408	0,0000	-0,7930	1,7007	3,7881
15	-0,8152	1,3595	-0,4887	-0,7775	4,9919	2,7096	-0,4698	-0,0520	6,4579	3,7881
30	-1,2777	1,4819	-0,9516	-0,4130	6,1625	2,4038	-0,9065	0,7390	7,2384	3,7881
45	-1,2018	1,3100	-1,3368	-0,4967	4,4325	1,9178	-1,2498	1,2831	4,6583	3,7881
60	-0,6432	0,9474	-1,5606	-1,2073	3,3489	1,3158	-1,4045	1,3368	2,1333	3,7881
75	0,1539	0,4904	-1,5367	-1,7569	2,9471	0,6641	-1,2682	0,8463	0,5399	3,7881
90	0,8930	0,0000	-1,2401	0,0000	2,8408	0,0000	-0,7930	0,0000	1,7007	3,7881
									22,7285	

Значення сумарної дотичної сили середнє за часом $T_{\Sigma\text{cp}}$ визначається наступним чином:

$$T_{\Sigma\text{cp}} = \sum_{\varphi=0}^{\varphi_3-\Delta\varphi} T_{\Sigma\varphi} \cdot \Delta\varphi / \varphi_3 = 22,73 \cdot \frac{15}{90} = 3,788 \text{ МПа}$$

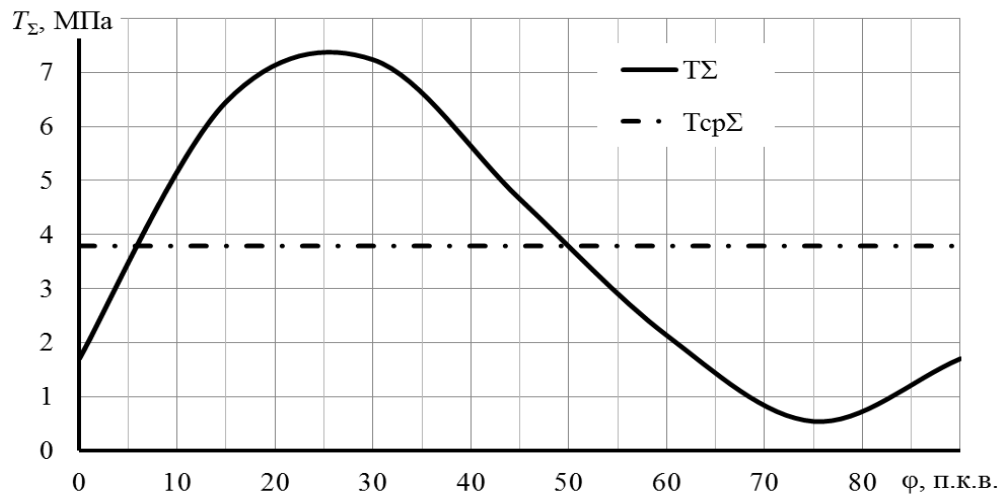


Рисунок 3.4 – Графік зміни сумарної дотичної сили суднового двигуна 8ЧН 20/30

3.2. Висновки до розділу

У третьому розділі бакалаврської роботи здійснено розрахунок динаміки суднового дизеля МАК 8 М20С (8ЧН 20/23) та побудовано відповідні діаграми діючих на двигун сил. Також у розділі розраховано та представлено у вигляді графічної залежності зміну сумарної дотичної сили T_{Σ} та середнє за часом значення сумарної дотичної сили $T_{\Sigma\text{cp}}$.

РОЗДІЛ 4

ПРОЕКТУВАННЯ АГРЕГАТУ НАДДУВУ ДЛЯ ДВИГУНА ТИПУ 8ЧН 20/30

4.1. Загальні відомості про розрахунок турбокомпресора

Основним завданням розділу є визначення необхідних розмірів конструкції відцентрового компресора агрегату наддуву двигуна типу 8ЧН 20/30, який забезпечує потрібні параметри повітря на виході. Також у розділі виконується розробка деяких елементів конструкції турбокомпресора (ТК), що пов'язано зі зміною параметрів його роботи, які стали відмінними від параметрів роботи компресора-прототипу.

При виконанні проектування компресора у розділі реалізуються розрахунки всіх елементів його проточної частини. Після розрахунків виконується складальне креслення (поперечний розріз) турбокомпресора.

Розроблена конструкція базується на конструкції компресора-прототипу в якій обов'язковою змінюється потрібні елементи конструкції, які не забезпечують необхідну надійність та працездатність нового компресора за умов зміни його параметрів роботи.

Розрахунок компресорного ступеня у розділі реалізовано базуючись на так званому спадному методі проектування. Фактично при розрахунку ступеня ТК вирішується зворотна задача (це коли відомі усі конструктивні параметри ТК, його енергетичні параметри, параметри повітря на вході у компресор, а знайти потрібно параметри повітря на виході з проточної частини компресора, а також на виході зі самого об'єкта проектування у цілому).

У разі розбіжності отриманих при розрахунках параметрів, виконується наступне розрахункове наближення, при здійсненні якого попередньо корегуються базові конструктивні і енергетичні параметри об'єкта проектування на основі спеціально розроблених рекомендацій і запропонованих схем.

					КРБ.142.2227ст.24.04.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

4.2. Визначення основних параметрів суднового двигуна 8ЧН 20/30 та турбокомпресора

Перед здійсненням проектування компресора спочатку необхідно встановити витрату повітря G , потужності, що розвиватиме двигун N_e та його середній ефективний тиск P_e . Потім базуючись на визначеному значенні витрати повітря через двигун G та ступені підвищення тиску Π_k ТК за допомогою відповідних полів витрат повітря або області можливих застосувань турбокомпресорних типорозмірів встановити прототип турбокомпресора для модернізованого двигуна.

Визначивши таким чином типорозмір ТК отримаємо значення його зовнішнього діаметра колеса D_2 , що є оптимальним для встановлених значень витрати повітря через двигун і ступеня підвищення тиску Π_k . Розрахунки основних параметрів суднового двигуна 8ЧН 20/30 та компресора реалізується у табличній формі (табл. 4.1).

Таблиця 4.1 – Визначення основних параметрів суднового двигуна 8ЧН 20/30 та його компресора

№ з/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
1.1.	D , м	Згідно завдання на проектування	0,2	Діаметр циліндру
1.2.	S , м		0,3	Хід поршня
1.3.	n , об/хв		900	Обороти колінчатого вала
1.4.	i		8	Кількість циліндрів
1.5.	g_e , кг/кВт·г		0,185	Питома витрата пального
1.6.	χ		2	Коефіцієнт тактності
1.7.	φ_a		1,04	Коефіцієнт продувки
1.8.	ψ		0	Доля ходу поршня, витрачена на продувку
1.9.	ε		13,6	Ступень стискання
1.10.	α		1,9945	Коефіцієнт надлишку повітря
1.11.	γ_r		0,02	Коефіцієнт залишкових газів
1.12.	ΔT_a , К		16	Підігрів заряду від стінок циліндру
1.13.	T_r , К		800	Температура остаточних газів
1.14.	T_o , К		293	Температура навколишнього середовища
1.15.	P_o , Па		101300	Тиск навколишнього середовища
1.16.	T_{w1} , К		300	Температура охолоджуючої рідини на вході
1.17.	Π_k	Згідно завдання на проектування	3,454	Ступінь підвищення тиску
1.18.	$\eta_{ад}$		0,82	Адіабатний ККД компресора
1.19.	$\eta_{ох}$		0,84	ККД ОНП

1.21.	P_s , Па	$P_s = 0,98 \cdot P_o \Pi_k$	345691,51	Тиск повітря в ресивері
1.22.	T_k , К	$T_k = T_o \left(1 + \frac{\Pi_k^{0,286} - 1}{\eta_{ад}}\right)$	444,29	Температура повітря за компресором
1.23.	T_s , К	$T_s = T_k - \eta_{ox} (T_k - T_{wl})$	323,09	Температура повітря в ресивері
1.24.	T_a , К	$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}$	348,12	Температура повітря на початку стиску
1.25.	η_n	$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_a}{p_s} \frac{T_s}{T_a} \frac{1}{1 + \gamma_r}$	0,9526	Коефіцієнт наповнення циліндру
1.26.	G , кг/с	$G = \pi \frac{D^2}{4} S \frac{P_s}{RT_s} \eta_n i \frac{1}{\chi} \frac{n}{60} \phi_a (1 - \psi)$	2,09	Масовий розхід повітря
1.27.	Q , м ³ /с	$Q = \frac{G}{\rho} = \frac{G \cdot R \cdot T_{0n}}{P_{0n}}$	1,73	Об'ємний розхід повітря
1.28.	N_e , кВт	$N_e = \frac{3600 \cdot G}{g_e \cdot L_o \cdot \alpha \cdot \phi_a}$	1370	Потужність двигуна
1.29.	P_e , Па	$P_e = \frac{3,6 \cdot P_s \cdot \eta_n}{R \cdot g_e \cdot L_o \cdot \alpha \cdot T_s}$	2,42	Середній ефективний тиск циклу

Враховуючи отримане значення об'ємної витрати повітря Q та ступені підвищення тиску у компресорі Π_k визначаємо положення крапки «А» в координатах Π_k – Q (рис. 4.1). Кожен з представлених на рисунку 4.1 типорозмір ТК може застосовуватися в своєму діапазоні Q та Π_k . Відповідно до положення крапки «А», визначено, що потрібний ТК повинен належати до типорозміру – ТК-30 (так, як крапка «А» знаходиться у зоні фігури поля витрат).

Так, базуючись на розрахунках виконаних у таблиці 4.1, приймаємо за прототип – ТК-30, що забезпечить судновому двигуну 8ЧН 20/30 потрібну для нього витрату повітря $G = 2,09$ кг/с та $\Pi_k = 3,5$. Модернізований двигун 8ЧН 20/30 буде мати потужність $N_e = 1360$ кВт й середній ефективний тиск – $P_e = 2,4$ МПа.

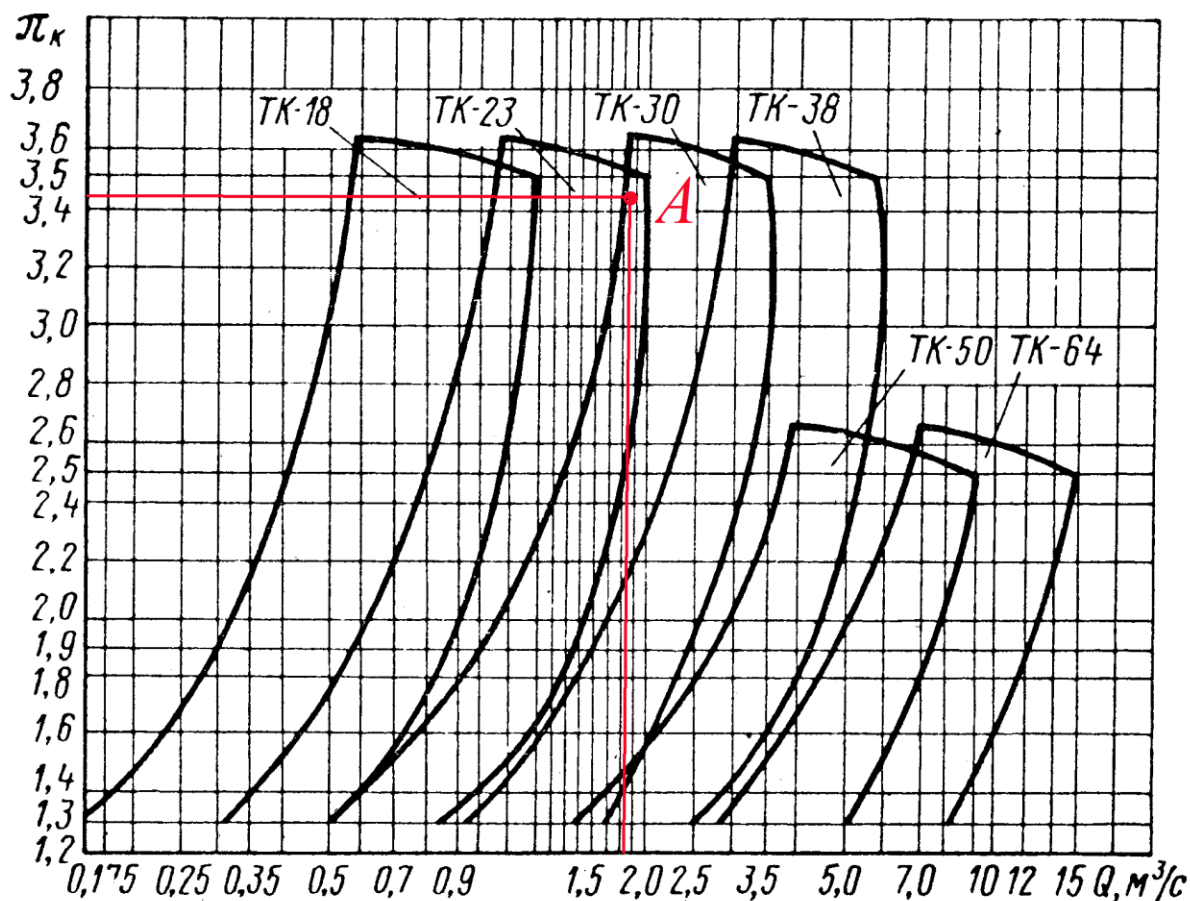


Рисунок 4.1 – Межі застосування турбокомпресорів типу ТК

4.3. Розрахунок окружної швидкості U_2

Значення окружної швидкості U_2 на зовнішньому діаметрі колеса ТК є енергетичним параметром, який обумовлює умови енергопостачання усієї компресорної ступені. Згідно з рівнянням Ейлера окружна швидкість U_2 є базовим фактором, що характеризує величину повної внутрішньої роботи L_i , яку здійснює ТК над кожною одиницею маси повітря.

Повна внутрішня робота L_i пов'язана зі ступенем підвищення тиску компресора Π_k досить складними математичними залежностями. Визначити точно ці параметри можна тільки після реалізації повного розрахунку усіх частин щабля агрегату наддуву. Існує також і приблизна залежність між цими параметрами (Π_k , U_2 і L_i). На початку розрахунків компресора вплив таких параметрів, як втрати енергії в газодинамічних процесах можливо врахувати приблизно використовуючи адіабатний коефіцієнт напору насоса H_k .

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.2227см.24.04.04.ПЗ

Аркуш

Коефіцієнт напору насоса H_K на початку обирається приблизно та забезпечує можливість використання приблизної залежності між параметрами P_K , U_2 і L_i . Тоді замість L_i застосовується адіабатна робота $L_{ад}$, що прямо залежить від повної внутрішньої роботи L_i , при цьому на відміну від L_i може бути досить легко отримана на початковій стадії ведення розрахунку (табл. 4.2).

Таблиця 4.2 – Розрахунок окружної швидкості U_2

№ з/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
2.1.	$\bar{H}_K$	$\bar{H}_K = f(D_2)$	1,42	Коефіцієнт напору компресора
2.2.	$L_{ад}$, Дж/кг	$L_{ад} = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_0 \cdot (P_K^{\frac{k-1}{k}} - 1)$	122898,1	Адiabатна робота компресорної ступені
2.3.	u_2 , м/с	$u_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot L_{ад}}{\bar{H}_K}}$	416,05	Колова швидкість на зовнішньому діаметрі робочого колеса

Отже, одержане значення окружної швидкості надає можливості розрахувати кут входу потоку повітря у робоче колесо ТК, а також розрахувати швидкість потоку перед ним.

4.4. Розрахунок і конструювання вхідної ділянки ТК

У компресорній частині ТК вхідна ділянка ще називається вхідним патрубком. Така ділянку досить часто поєднується з повітряним фільтром та глушником шуму впуску потоку. На турбокомпресорі-прототипу ТК-30 встановлюється вхідний патрубок, що конструктивно має конусоподібний тип.

Завданням розрахунку та конструювання вхідної ділянки ТК є встановлення зміни параметрів потоку повітря після проходження її, а також встановлення її конструктивних параметрів.

До параметрів потоку повітря, що підлягають визначенню у даному підрозділі зазвичай відносять – температуру, тиск та швидкість потоку повітря. Визначення цих параметрів представлено у табл. 4.3.

Таблиця 4.3 – Розрахунок та конструювання вхідної ділянки ТК

№ з/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
3.1.	$\bar{C}_m$		0,25	Коефіцієнт розходу ступеня компресора
3.2.	C_a , м/с		30	Швидкість повітря на вході
3.3.	C_p , Дж/(кг·К)		1005	Ізобарна теплоємність повітря
3.4.	C_1 , м/с	$C_1 = \bar{C}_m \cdot u_2$	104,0	Швидкість повітря перед колесом компресора
3.5.	T_a , К	$T_a = T_o + (2 \dots 5)K$	295	Температура після глушника
3.6.	T_1 , К	$T_1 = T_a - \frac{C_1^2 - C_a^2}{2 \cdot C_p}$	290,1	Температура повітря перед колесом
3.7.	P_a , Па	$P_a = (0,97 \dots 0,99) \cdot P_o$	100287	Тиск після глушника
3.8.	n_1		1,39	Показник політропи стиску повітря на ділянці 1
3.9.	P_1 , Па	$P_1 = P_a \cdot \left(\frac{T_1}{T_a} \right)^{\frac{n_1}{n_1-1}}$	94435,2	Тиск повітря перед колесом

Для зменшення значення втрат енергії у вхідному патрубку й забезпечення максимальної рівномірності поля швидкостей на вході у робоче колесо ТК вхідний патрубок виготовляють у формі конфузору (канал, що звужується уздовж потоку). Таке технічне рішення дає змогу збільшити ефективність роботи колеса компресору. Зазначена форма сприяє набиранию потоком повітря прискорення уздовж осі усього каналу патрубка.

4.5. Розрахунок і конструювання робочого колеса ТК

Робоче колесо ТК є найважливішим елемент ступені наддуву, за допомогою якого потоку повітря надається кінетична енергія. На турбокомпресорі-прототипу ТК-30 встановлюється напіввідкрите колесо типу радіальної зірки. Колесо ТК має робочі лопатки поєднані в осьовій частині з спрямляючим апаратом, який ще має назву обертаючий спрямляючий апарат (ОСА). Робочі лопатки колеса ТК конструктивно представляють собою плоскі радіальні пластини.

Метою проведення розрахунків і конструювання робочого колеса ТК даному підрозділі є встановлення найбільш раціональних розмірів ОСА, що забезпечили

би оптимальний режим потоку повітря. Також при виконанні розрахунків визначаються кінцеві параметри повітря за колесом ТК (табл. 4.4).

Таблиця 4.4 – Конструювання та розрахунок робочого колеса ТК

№ з/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
4.1.	D_2 , м		0,3	Зовнішній діаметр колеса компресора
4.2.	D_0 , м	Вибір з визначеного діапазону можливих значень	0,07	Діаметр втулки колеса компресора
4.3.	$\alpha_{ТВ}$		0,08	Коефіцієнт втрат на тертя та вентиляцію
4.4.	φ_{2r}	$\varphi_{2r} = \frac{c_{2r}}{u_2}$	0,35	Коефіцієнт розходу робочого колеса
4.5.	z_k		16	Число лопаток робочого колеса компресора
4.6.	ρ_1	$\rho_1 = \frac{P_1}{R \cdot T_1}$	1,1344	Густина повітря перед входом в колесо
4.7.	f_1	$f_1 = \frac{G}{C_1 \cdot \rho_1}$	0,0177	Площа на вході в колесо
4.8.	D_H	$D_H = \sqrt{D_0^2 + 4 \cdot \frac{f_1}{\pi}}$	0,1656	Зовнішній діаметр колеса компресора на вході
4.9.	a	$a = \frac{D_H}{D_2}$	0,552	Оцінка зовнішнього діаметру колеса компресора за рекомендованими допусками
4.10.	D_1	$D_1 = \sqrt{\frac{D_0^2 + D_H^2}{2}}$	0,1272	Середній квадратичний діаметр входу в колесо
4.11.	μ	$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{\pi}{Z_k \cdot \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]}}$	0,8624	Коефіцієнт циркуляції потоку повітря
4.12.	T_2 , К	$T_2 = T_1 + \frac{u_2^2}{2 \cdot C_p} \cdot \left[2 \cdot (\mu + a_{em}) - \mu^2 - \varphi_{2r}^2 + \bar{C}_m^2 \right]$	383,16	Температура повітря за колесом компресора
4.13.	η_2		0,9	Політропний ККД на ділянці 2 (робоче колесо)
4.14.	$\frac{n_2}{n_2 - 1}$	$\frac{n_2}{n_2 - 1} = \frac{k}{k - 1} \cdot \eta_2$	3,10	Комплекс $\frac{n_2}{n_2 - 1}$
4.15.	P_2 , Па	$P_2 = P_1 \cdot \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n_2}{n_2 - 1}}$	223510,78	Тиск повітря за колесом компресора
4.16.	β_{11}	$\beta_{11} = \arctg \left(\frac{C_1 \cdot D_2}{U_2 \cdot D_1} \right)$	30,5	Кут входу потоку повітря в колесо компресора
4.17.	i_1		2	Кут атаки вхідної кромки ОСА

4.18.	β_{1L}	$\beta_{1L} = \beta_{11} + i_1$	32,5	Кут установки лопаті на діаметрі D_1
4.19.	$\delta_1, \text{м}$		0,002	Товщина лопаті на вході у колесо
4.20.	τ_1	$\tau_1 = 1 - \frac{\delta_1 \cdot Z_K}{2 \cdot \pi \cdot D_1 \cdot \sin \beta_{1L}}$	0,926	Коефіцієнт захарашення потоку повітря на вході в ОСА
4.21.	$C_1^1, \text{м/с}$	$C_1^1 = \frac{C_1}{\tau_1}$	112,38	Швидкість потоку повітря перед входом в робоче колесо компресора з урахуванням захарашення
4.22.	β_{11}^1	$\beta_{11}^1 = \arctg \left(\frac{C_1^1 \cdot D_2}{u_2 \cdot D_1} \right)$	32,5	Кут входу потоку у колесо з урахуванням захарашення лопатками ОСА
4.23.	β_{1H}	$\beta_{1H} = \arctg \left(\frac{C_1^1 \cdot D_2}{u_2 \cdot D_H} \right)$	26,1	Кут входу потоку на діаметрі D_H
4.24.	β_{10}	$\beta_{10} = \arctg \left(\frac{C_1^1 \cdot D_2}{u_2 \cdot D_0} \right)$	49,2	Кут входу потоку на діаметрі D_0
4.25.	$w_{1H}^1, \text{м/с}$	$w_{1H}^1 = \frac{C_1^1}{\sin \beta_{1H}}$	255,7	Відносна швидкість потоку повітря на діаметрі D_H
4.26.	$w_{11}^1, \text{м/с}$	$w_{11}^1 = \frac{C_1^1}{\sin \beta_{11}}$	209,1	Відносна швидкість потоку повітря на діаметрі D_1
4.27.	λ_{Hw}	$\lambda_{Hw} = \frac{w_{1H}^1}{\sqrt{\frac{2 \cdot k}{k+1} \cdot R \cdot T_a}}$	0,81	Коефіцієнт швидкості у відносній течії на периферії входу в колесо
4.28.	$C_{2u}, \text{м/с}$	$C_{2u} = \mu \cdot u_2$	358,80	Проекція абсолютної швидкості C_2 на колову
4.29.	$C_{2r}, \text{м/с}$	$C_{2r} = \phi_{2r} \cdot u_2$	145,62	Меридіанна складова абсолютної швидкості C_2
4.30.	$C_2, \text{м/с}$	$C_2 = \sqrt{C_{2u}^2 + C_{2r}^2}$	387,22	Абсолютна швидкість повітря на виході з колеса
4.31.	α_2	$\alpha_2 = \arctg \left(\frac{C_{2r}}{C_{2u}} \right)$	22,09	Кут потоку повітря на виході з колеса
4.32.	M_{C2}		0,983	Число Маха для швидкості потоку повітря на виході з колеса
4.33.	$\rho_2, \text{кг/м}^3$	$\rho_2 = \frac{P_2}{R \cdot T_2}$	2,033	Густина повітря на виході з колеса
4.34.	$b_2, \text{м}$	$b_2 = \frac{G}{\pi \cdot \rho_2 \cdot C_{2r} \cdot D_2}$	0,007	Ширина колеса на виході
4.35.	$w_2, \text{м/с}$	$w_2 = \sqrt{(u_2 - C_{2u})^2 + C_{2r}^2}$	156,47	Відносна швидкість повітря на виході з колеса
4.36.	$\hat{w}$		0,75	Коефіцієнт зміни відносної швидкості у колесі

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.2227см.24.04.04.ПЗ

Аркуш

Отримані у результаті розрахунків данні, що наведено у табл. 4.4 дали можливість одержати усю геометрію колеса, що цілком задовольняє параметрам оптимального режиму проходження потоку.

4.6. Побудова і розрахунок ділянки безлопаткового дифузору

Для того, щоб відбулося зниження швидкості потоку при входженні у лопатковий дифузор, а також максимально можливе вирівнюванням її між робочим колесом ТК та лопатковим дифузоров робиться кільцевий простір. Цей спеціально виконаний кільцевий простір має радіальний зазор з паралельними, а в деяких випадках ні стінками. Такій простір прийнято називати безлопатковим дифузоров (БЛД). Режим течії повітря у БЛД є досить складним, так як більша маса потоку повітря спрямовується по складній траєкторії спіральної форми. Ця спіральна траєкторія проходження потоку характеризується кутом, який міняється між абсолютною швидкістю й нормаллю до радіуса.

Метою розрахунку БЛД у даному підрозділі є отримання значень кінцевих параметрів потоку, а також розмірів, які повинні забезпечити ці параметри. Розрахунок БЛД подано у таблиці 4.5.

Таблиця 4.5 – Конструювання та розрахунок ділянки безлопаткового дифузору

№ з/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
5.1.	D_3 , м	Вибір з визначеного діапазону можливих значень	0,35	Діаметр на виході з БЛД
5.2.	y		0,74	Відношення ширини каналу БЛД на виході до ширини каналу на вході b_3/b_2
5.3.	b_3 , м	$b_3 = y \cdot b_2$	0,006	Ширина БЛД на виході
5.4.	η_3		0,8	Політропний ККД на ділянці БЛД
5.5.	k_{n3}	$k_{n3} = \frac{n_3}{n_3 - 1} = \frac{k}{k - 1} \cdot \eta_3$	2,8	Комплекс показника політропи стиску повітря на ділянці 3 (БЛД)
5.6.	n_3	$n_3 = \frac{k_{n3}}{k_{n3} - 1}$	1,57	Показник політропи стиску повітря на ділянці 3 (БЛД)
5.7.	$C_3^{(1)}$, м/с	320	311,71	Швидкість потоку повітря на виході з безлопаткового дифузора в першому наближенні

5.8.	T_3, K	$T_3 = T_2 + \frac{C_2^2 - C_3^2}{2 \cdot C_p}$	409,42	Температура потоку повітря за БЛД
5.9.	$P_3, \text{Па}$	$P_3 = P_2 \cdot \left(\frac{T_3}{T_2}\right)^{\frac{n_3}{n_3-1}}$	268221,24	Тиск повітря за БЛД
5.10.	$\rho_3, \text{кг/м}^3$	$\rho_3 = \frac{P_3}{R \cdot T_3}$	2,283	Густина повітря на виході з колеса
5.11.	$\lambda_{\text{БЛД}}$		0,01	Коефіцієнт тертя в БЛД
5.12.	α_3	$\alpha_3 = \arctg \left[\frac{b_2 \cdot \rho_2}{b_3 \cdot \rho_3} \cdot \left\{ \left[\begin{aligned} &tg\alpha_2 + \sqrt{1 + tg^2\alpha_2} \cdot \frac{\lambda_{\text{БЛД}}}{b_3} \times \\ &\times (R_3 - R_2) \cdot \left[1 + \frac{k-1}{n_3-1} \cdot \frac{M_{c2}^2}{2} \left(1 - \frac{R_2}{R_3} \right) \right] \right\} \right] \right]$	28,80	Кут виходу потоку повітря з БЛД
5.13.	$C_3, \text{м/с}$	$C_3 = \frac{G}{\pi \cdot \rho_3 \cdot \sin \alpha_3 \cdot D_3 \cdot b_3}$	311,71	Швидкість потоку повітря на виході з БЛД в другому наближенні
5.14.	M_{C3}	$M_{C3} = \frac{C_3}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_3}}$	0,77	Число Маха для швидкості потоку повітря за БЛД

Відповідно до виконаних розрахунків (табл.4.5), число Маха для швидкості повітря за безлопатковим дифузором не перевищує граничнодопустимих значень у 0,80...0,85.

4.7. Конструювання та розрахунок лопаткового дифузора ТК

У компресорі лопатковий дифузор знаходиться за ділянкою безлопаткового дифузору. Він забезпечує перетворення кінетичної енергії у потенційну. Лопатки у лопатковому дифузори спрямовують потік за траєкторією, яка сприяє підвищенню кута α_2 на виході із нього у порівнянні з кутом виходу. Таке конструктивне рішення дає змогу скоротити шлях руху потоку повітря у порівнянні з використанням безлопаткового дифузору подібної радіальної відстані. Однак при такій конструкції зростає і співвідношення площин перетину входу та виходу, які є нормальними до певної лінії потоку. У разі збільшення диффузорності, яка не перевищуватиме рекомендованих меж, це не призведе до виникнення додаткових газодинамічних втрат. Також наявність лопаток досить добре вплине на особливості режиму течії потоку, зменшуючи утворення відривів потоку на відповідному розрахунковому режимі.

					КРБ.142.2227см.24.04.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Дійсно, доцільність застосування ЛД залежить від таких чинників: розміру кута α_2 та умов роботи ТК. При зниженні кута α_2 відстань переміщення потоку в дифузорі з ідентичною довжиною, але без лопаток, буде швидко підвищуватися у порівнянні з відстанню переміщення потоку у дифузорі з встановленими лопатками. Відповідно до цього значимість застосування лопаткового дифузора зростає. Так, лопатковий дифузор доцільно використовувати у разі значення кута $\alpha_2 \leq 20^\circ$.

Для реалізації максимальної ефективності від ЛД його основні конструктивні параметри потрібно оптимізувати. Оптимізація ЛД полягає у обранні необхідної кількості лопаток z_d з кутами встановлення на вході $\alpha_{3л}$ та виході $\alpha_{4л}$, визначенні потрібного співвідношення діаметрів D_4/D_2 та розмірів співвідношенням b_4/b_3 . Оптимізований дифузор дає змогу отримати швидкість потоку на виході, наближену до швидкості на вході. При таких умовах тиск за дифузором повинне бути трошки більшим, ніж на виході. У таблиці 4.6 подано розрахунок ЛД ТК дизеля.

Таблиця 4.6 – Конструювання та розрахунок ділянки лопаткового дифузору

№ з/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
6.1.	δ_m		6	Оптимальне значення кута відхилення однієї з стінок дифузору у радіальному перетині
6.2.	D_4 , м	Вибір з визначеного діапазону	0,49	Діаметр на виході з ЛД
6.3.	b_4 , м	$b_4 = b_3 + \frac{D_4 - D_3}{2} \cdot \operatorname{tg} \delta_m$	0,013	Ширина дифузору на виході
6.4.	i_3		0	Кут атаки потоку повітря на вході в ЛД
6.5.	$\alpha_{3л}$	$\alpha_{3л} = \alpha_3 + i_3$	28,80	Кут установки лопатки ЛД на вході
6.6.	$\Delta\alpha$		15	Різниця кутів входу і виходу потоку повітря в ЛД
6.7.	$\alpha_{4л}$	$\alpha_{4л} = \alpha_{3л} + \Delta\alpha$	43,80	Кут установки лопатки ЛД на виході
6.8.	k_a		1,05	Коефіцієнт відставання швидкості в ЛД
6.9.	α_4	$\alpha_4 = \arcsin\left(\frac{\sin \alpha_{4л}}{k_a}\right)$	35,76	Кут виходу потоку з ЛД
6.10.	η_4		0,85	Політропний ККД на ділянці ЛД
6.11.	$\frac{n_4}{n_4 - 1}$	$\frac{n_4}{n_4 - 1} = \frac{k}{k - 1} \eta_4$	2,92	Комплекс

6.12.	$\frac{1}{n_4 - 1}$	$\frac{1}{n_4 - 1} = \frac{n_4}{n_4 - 1} - 1$	1,92	Комплекс
6.13.	$T_4^{(1)}, \text{K}$	420	455,71	Температура повітря на виході з ЛД в першому наближенні
6.14.	$C_4, \text{м/с}$	$C_4 = C_3 \cdot \frac{b_3 \cdot D_3 \cdot \sin a_3}{b_4 \cdot D_4 \cdot \sin a_4} \cdot \left(\frac{T_3}{T_4} \right)^{\frac{1}{n_4 - 1}}$	64,18	Швидкість повітря на виході з лопаткового дифузору
6.15.	T_4, K	$T_4 = T_3 + \frac{C_3^2 - C_4^2}{2 \cdot C_p}$	455,71	Температура повітря на виході з ЛД в другому наближенні
6.16.	$z_{\text{л}}$	13,17,19,23,29,31,35	35	Число лопаток дифузору
6.17.	$z_{\text{к}}/z_{\text{л}}$		0,46	Відношення числа лопаток робочого колеса до числа лопаток лопаточного дифузору
6.18.	$\delta_3, \text{м}$		0,003	Товщина лопаті ЛД на вході
6.19.	$\delta_4, \text{м}$		0,001	Товщина лопаті ЛД на виході
6.20.	τ_3	$\tau_3 = 1 - \frac{\delta_3 \cdot Z_{\text{л}}}{\pi \cdot D_3 \cdot \sin \alpha_{3\text{Л}}}$	0,802	Коефіцієнт захарашення на вході в ЛД
6.21.		$\tau_4 = 1 - \frac{\delta_4 \cdot Z_{\text{л}}}{\pi \cdot D_4 \cdot \sin \alpha_{4\text{Л}}}$	0,967	Коефіцієнт захарашення на виході в ЛД
6.22.	f	$f = \frac{D_4 \cdot b_4 \cdot k_a \cdot \tau_4 \cdot \sin a_4}{\sin a_3 \cdot D_3 \cdot b_3}$	4,01	Дифузорність ЛД
6.23.	α_{CP}	$\alpha_{\text{CP}} = \frac{\alpha_{4\text{Л}} + \alpha_{3\text{Л}}}{2}$	36,30	Середній кут установки лопатки в ЛД
6.24.	δ	$\delta = 2 \cdot \arctg \left(\sqrt{\frac{b_3 \cdot \tau_3 \cdot \sin \alpha_{3\text{Л}}}{D_3 \cdot Z_{\text{л}}} \cdot \frac{\sqrt{f-1}}{\frac{D_4}{D_3} - 1}} \cdot 2 \cdot \sin \alpha_{\text{CP}} \right)$	7,79	Кут розкриття еквівалентного дифузору
6.25.	$P_4, \text{Па}$	$P_4 = P_3 \cdot \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{n_4}{n_4 - 1}}$	366841,56	Тиск потоку повітря на виході з ЛД
6.26.		$\left \frac{P_{\text{к}} - P_4}{P_{\text{к}}} \right \leq 0,05$	0,048	Оцінка величини тиску потоку повітря на виході з ЛД
6.27.	$R_{\text{л}}, \text{м}$	$R_{\text{л}} = \frac{D_4^2 - D_3^2}{4 \cdot (D_4 \cdot \cos a_{4\text{Л}} - D_3 \cdot \cos a_{3\text{Л}})}$	0,626	Радіус дуги середньої лінії лопатки ЛД
6.28.	$R_{\text{ц}}, \text{м}$	$R_{\text{ц}} = \sqrt{R_{\text{л}}^2 + R_3^2 - R_{\text{л}} \cdot D_3 \cdot \cos a_{3\text{Л}}}$	0,480	Розрахунок радіусу кола центрів дуг середніх ліній лопаток ЛД
6.29.	$\rho_4, \text{кг/м}^3$	$\rho_4 = \frac{P_4}{R \cdot T_4}$	2,805	Густина повітря за ЛД

4.8. Конструювання та розрахунок завитки

Повітрозбірна завитка у ТК призначена для накопичення потоку повітря, який надходить з кільцевої щілини попередньої частини повітряного нагнітача. За будь-якого зовнішнього контуру повітрозбірної завитки чи певного закону зміни

перетину камери від значення кута θ , витрата повітря між щілину в секторі з будь-яким значенням θ буде пропорційним його значенню. У будь-якому перетині повітрозбірної завитки середня інтегральна швидкість повітря є постійною та відповідає швидкості на виході з дифузору. Відповідно зміна тиску у завитці не виникає, а вона по суті є лише повітрозбірником. Метою розрахунку у даному підрозділі є встановлення конструктивних параметрів, а також параметрів повітря на виході з ТК, що представлено у вигляді розрахунків у табл. 4.7.

Таблиця 4.7 – Конструювання та розрахунок повітрозбірної завитки

№ з/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
7.1.	ξ_5		0,2	Коефіцієнт втрат для завитки колової форми
7.2.	A		0,98	Коефіцієнт зміни абсолютної швидкості потоку в завитці
7.3.	C_5 , м/с	$C_5 = C_4 \cdot A$	62,89	Швидкість потоку повітря на виході з завитки
7.4.		$\left \frac{C_5 - C_4}{C_4} \right \leq 0,03$	0,020	Перевірка умови постійної швидкості потоку повітря в завитці
7.5.		Випадок постійної швидкості потоку повітря в завитці		
7.6.	η_5	$\eta_5 = 1 - \frac{\xi_5 \cdot C_4^2}{C_4^2 - C_5^2}$	0,000	ККД завитки
7.7.	$\frac{n_5}{n_5 - 1}$	$\frac{n_5}{n_5 - 1} = \frac{k}{k - 1} \eta_5$	0,000	Комплекс показника політропи у завитці
7.8.	P_5 , Па	$P_5 = P_4 e^{-\xi_5 \frac{C_4^2}{2 RT_4}}$ при постійній швидкості $P_5 = P_4 \cdot \left(\frac{T_5}{T_4} \right)^{\frac{n_5}{n_5 - 1}}$ при змінній швидкості	365688,1	Тиск повітря за завиткою
7.9.		$\left \frac{P_K - P_5}{P_K} \right \leq 0,05$	0,045	Оцінка величини тиску потоку повітря на виході з компресора
7.10.	T_5 , К	$T_5 = T_4 + \frac{C_4^2 - C_5^2}{2 \cdot C_p}$	455,79	Температура потоку повітря на виході з завитки
7.11.	f_5 , м ²	$f_5 = \frac{GRT_5}{P_5 C_5}$	0,0119	Площа завитки на виході
7.12.	D_5 , м	$D_5 = \sqrt{\frac{4f_5}{\pi}}$	0,1230	Діаметр виходу завитки

Таким чином, спроектована у даному підрозділі завитка ТК має постійну швидкість потоку, а тому температура повітря на виході з неї буде майже незмінною, як і на вході.

4.9. Розрахунок основних параметрів ТК

Розрахунок основних параметрів ТК реалізовано у табличній формі та представлено у табл. 4.8.

Таблиця 4.8 – Розрахунок основних параметрів ТК

№ з/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
8.1.	$\eta_{ад}$	$\eta_{ад} = \frac{T_a \cdot \left[\left(\frac{P_5}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{T_5 - T_a}$	0,838	Адіабатний ККД компресора
	η_m	Обирається за довідником	0,970	Механічний ККД компресора
8.2.	N_K , кВт	$N_K = \frac{G \cdot L_{ад}}{\eta_{ад} \eta_m \cdot 1000}$	321,15	Потужність приводу компресора
8.3.	n_{mk} , об/хв	$n_{mk} = \frac{60 \cdot u_2}{\pi \cdot D_2}$	26486	Частота обертів ротора турбокомпресора

4.10. Опис спроектованого ТК

Турбокомпресором у двигунобудуванні прийнято називати механічно пов'язані між собою компресор і газову турбіну. Як правило, це однороторний агрегат, який використовують для стиснення повітря, що подається в циліндри двигуна внутрішнього згоряння. Енергія, необхідна для стиснення повітря, отримується в результаті розширення в газовій турбіні відпрацьованих газів двигуна внутрішнього згоряння.

Спроекований у розділі турбокомпресор призначений для наддуву дизеля потужністю 1360 кВт, з витратою повітря $G = 2,09$ кг/с та $P_k = 3,45$. Конструкція спроектованого агрегату наддуву подана на рис. 4.2.

Базовим конструктивним елементом, до якого приєднуються нерухомі деталі, є середній (випускний) корпус турбіни. Він відливається із сірого чавуну і має порожнину, в яку подається вода для охолодження. До середнього корпусу приєд-

нуються газопідвідний або газопровідний корпус турбіни і корпус компресора ра-
вликowego типу. Литий із сірого чавуну корпус може виготовлятися з одним, дво-
ма і чотирма газопідвідними патрубками. До корпусу кріпиться сопловий апарат,
виготовлений точним литтям або зварюванням з жароміцної сталі. Корпус ком-
пресора 4 відливається з алюмінієвого сплаву.

Усі три корпуси з'єднуються між собою фланцями і центруються посадкови-
ми буртами. Така конструкція дає змогу зібрати корпуси в різних взаємних поло-
женнях з поворотом через кожні 30°. Передбачена можливість встановлення на
корпус компресора повітряного фільтра (глушника) або спеціального забірника
повітря.

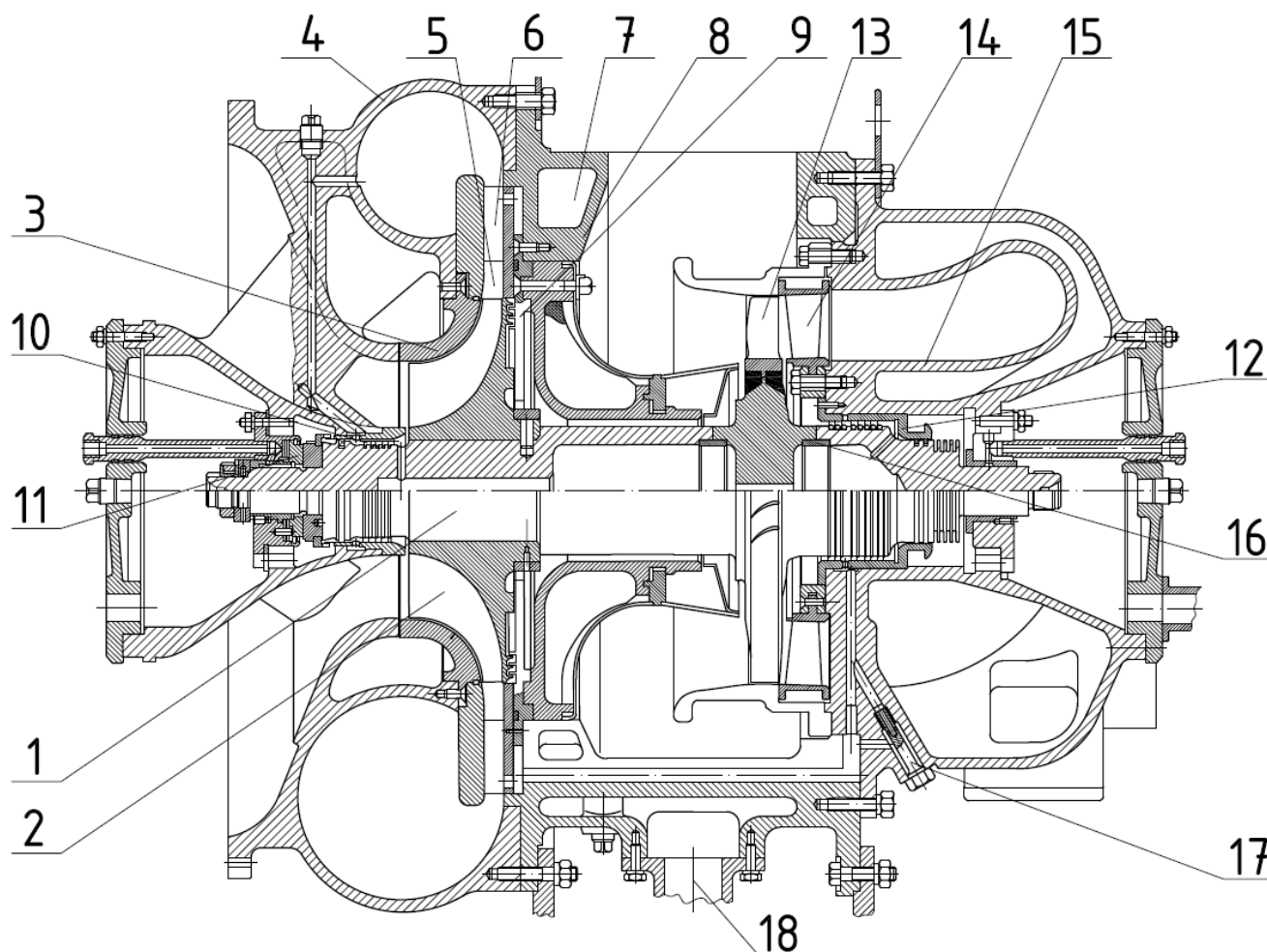


Рисунок 4.2 – Спроектований турбокомпресор ТК-30 для дизеля 8ЧН 20/30

Ротор 1 спирається на два підшипники ковзання, які розташовані в крайніх
корпусах. Втулки підшипників виготовлені з високоолов'янистої бронзи без пок-

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.2227см.24.04.04.ПЗ

Аркуш

риття бабітом. Опорно-упорний підшипник розташований з боку компресора. Колесо компресора виготовляють з алюмінієвого сплаву відцентровим литтям у кокіл і воно має просторові лопатки (у цьому разі окремих ОСА відсутній). Така конструкція здешевлює виготовлення, зменшується осьовий габарит колеса без зменшення радіусу кривизни міжлопаткового каналу і дещо збільшується жорсткість вхідних ділянок лопаток. Такі колеса перспективні, оскільки забезпечують більшу технологічність конструкції. Ці колеса можна виготовляти також із поковки шляхом механічної обробки.

Колесо 2 компресора укріплене на валу радіальними штифтами. Поряд із цим застосовуються й інші види кріплень колеса.

Робоче колесо турбіни 13 приварюється до вала. Лопатки приварюються до турбінного диска. В агрегатах, що забезпечують високий наддув, кріплення лопаток здійснюється за допомогою замка «ялинкового» типу.

Допустима тривала температура газу перед турбіною дорівнює 600°C . Максимально допустима (годинна) температура на 50°C вища. Моторесурс турбокомпресорів дорівнює 20 000 год.

4.11. Висновки до розділу

Результати, реалізованих у даному розділі бакалаврської роботи, розрахунків підтвердили можливість та доцільність застосування спроектованого турбокомпресора типу ТК-30 на судновому дизельному двигуні – 8ЧН 20/30 (МАК 8 М20С).

На базі проведених розрахунків отримано основні конструктивні розміри турбокомпресора які є основою для реалізації компанувального креслення агрегату наддуву. Так, спроектований у даному розділі відцентровий компресор має степінь підвищення тиску – $\Pi_k = 3,5$ при цьому ККД складає $\eta_{ад} = 0,838$, а витрата повітря – $G = 2,09$ кг/с. Температура потоку повітря на виході з компресора при температурі на вході $T_0 = 293$ К (20°C) становитиме $T_k = 455,79$ К ($\approx 183^{\circ}\text{C}$). Потужність яка використовується на привід на розрахунковому режимі склала 321,15 кВт, а частота обертання ротору – 26486 об/хв.

					КРБ.142.2227ст.24.04.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Також при конструюванні та проектуванні нагнітача застосоване таке конструктивне рішення, як додавання лопаткового дифузору, що дало змогу підвищити ККД агрегату наддуву, а також покращити його роботу. Покращення пов'язане з тим, що частки потоку повітря будуть мати трохи меншу траєкторію свого руху.

					КРБ.142.2227см.24.04.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 5

РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА ТИПУ 8ЧН 20/30

5.1. Паливна система

На судновому двигуні 8ЧН 20/30 встановлено паливну систему типу *Common rail* (рис. 5.1). Це акумуляторна паливна система подачі пального від англійського *Common rail* – загальна магістраль. У паливній системі типу *Common rail* паливний насос високого тиску нагнітає дизельне паливо під високим тиском (до 300 МПа, залежно від режиму роботи двигуна) у загальну паливну магістраль значного об'єму (акумулятор). На рисунку 5.2. представлена загальну паливну система суднового дизеля 8ЧН 20/30.

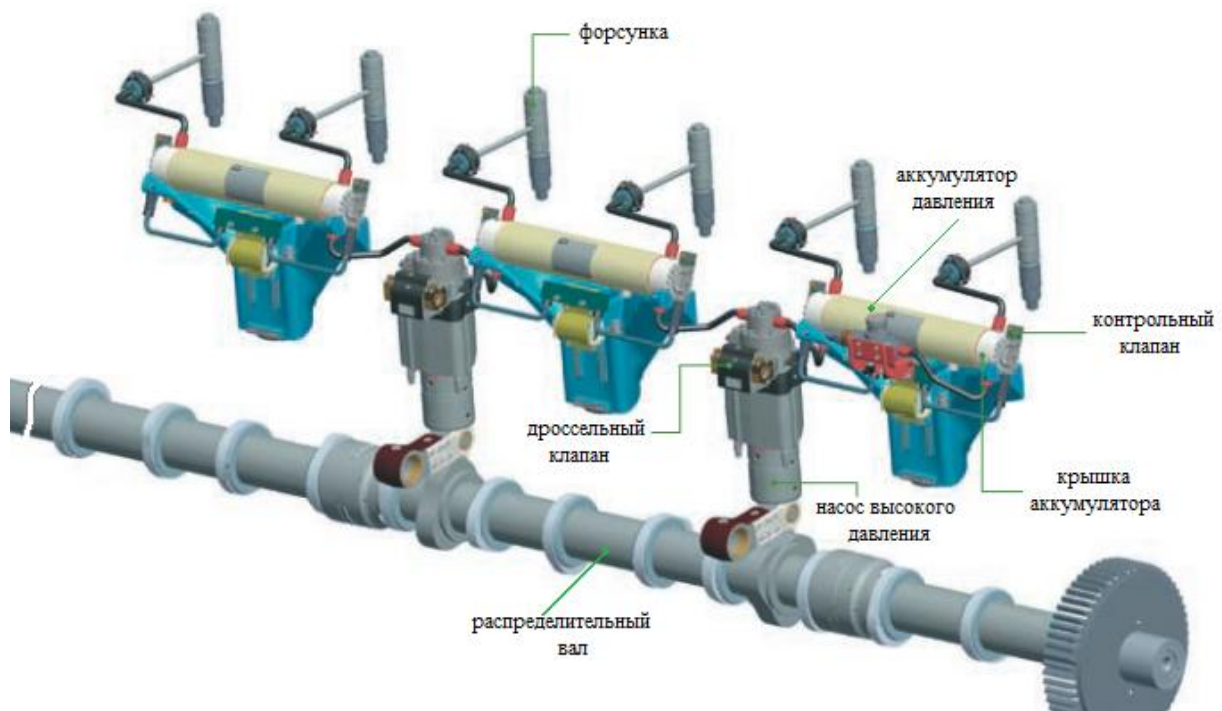


Рисунок 5.1 – Фрагмент паливної системи Common rail двигуна 8ЧН 20/30

Форсунки у паливній системі *Common rail* управляються електронікою (електронним блоком керування ЕБК). Електрогідравлічні паливні форсунки з електромагнітним приводом керуючих клапанів впорскують дизельне паливо під високим тиском у робочі циліндри двигуна. Особливістю даної системи є незалежність процесів впорскування пального від кута повороту колінчастого вала двигуна і від

					<i>КРБ.142.2227см.24.04.05.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

режиму його роботи, що робить можливим досягнення високого тиску впорскування на часткових режимах експлуатації дизеля.

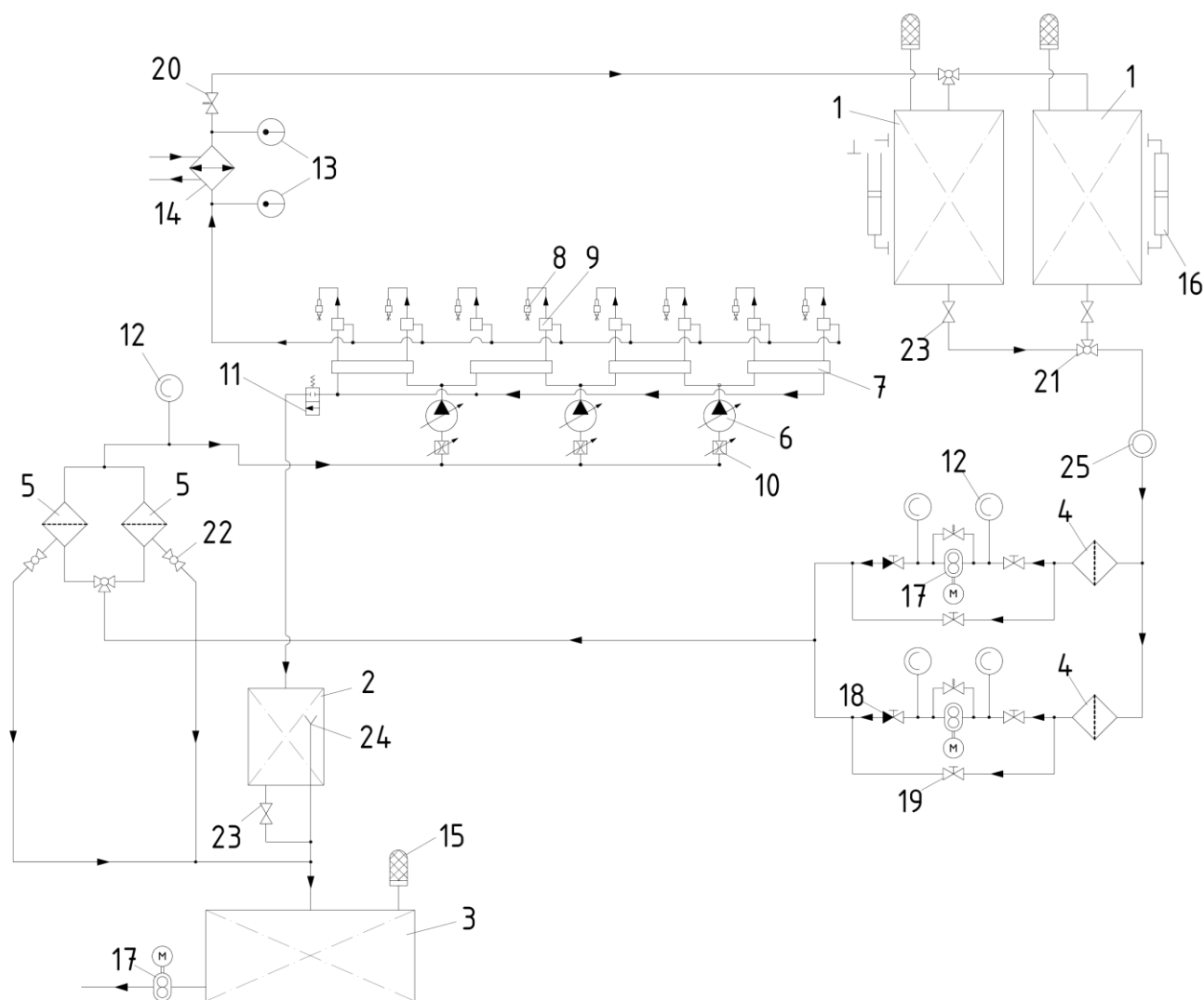


Рисунок 5.2 – Паливна система суднового дизеля 8ЧН 20/30:

1 – витратна паливна цистерна; 2 – цистерна переливна; 3 – цистерна зливна;
 4 – фільтр палива грубого очищення; 5 – фільтр палива тонкого очищення;
 6 – ПНВТ; 7 – паливна рампа (акумулятор); 8 – паливна форсунка; 9 – головний керуючий клапан форсунки; 10 – клапан дросельний; 11 – клапан для аварійного скидання тиску палива; 12 – пружинний манометр; 13 – термометр; 14 – паливний охолоджувач; 15 – головка на повітряну трубу із полум'япереривною сіткою; 16 – вимірювальна колонка; 17 – паливний шестерінчастий насос; 18 – підпірний клапан; 19 – регулюючий клапан; 20 – клапан запобіжний; 21 – трьохходовий паливний кран; 22 – кран паливний прохідний; 23 – клапан паливний запірний прохідний; 24 – зливна воронка; 25 – витратомір палива

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.2227см.24.04.05.ПЗ

Аркуш

Принцип функціонування системи *Common rail* наступний – паливо з паливного баку забирається насосом підкачування палива(насосом низького тиску) і далі через паливний фільтр поступає у паливний насос високого тиску (ПНВТ). ПНВТ (рис.5.3) подає паливо в напірну магістраль (зі значним об'ємом), яка відіграє роль акумулятора тиску палива. Електронний блок керування регулює продуктивність ПНВТ для підтримання заданого тиску в магістралі в міру витрати палива на двигуні. Паливна магістраль двигуна з'єднується паливо проводами високого тиску з форсунками. У кожен паливну форсунку вбудовано керуючий електромагнітний клапан, який за сигналом від електронного блоку керування відкриває клапан, впорскуючи циклову порцію палива в робочий циліндр.

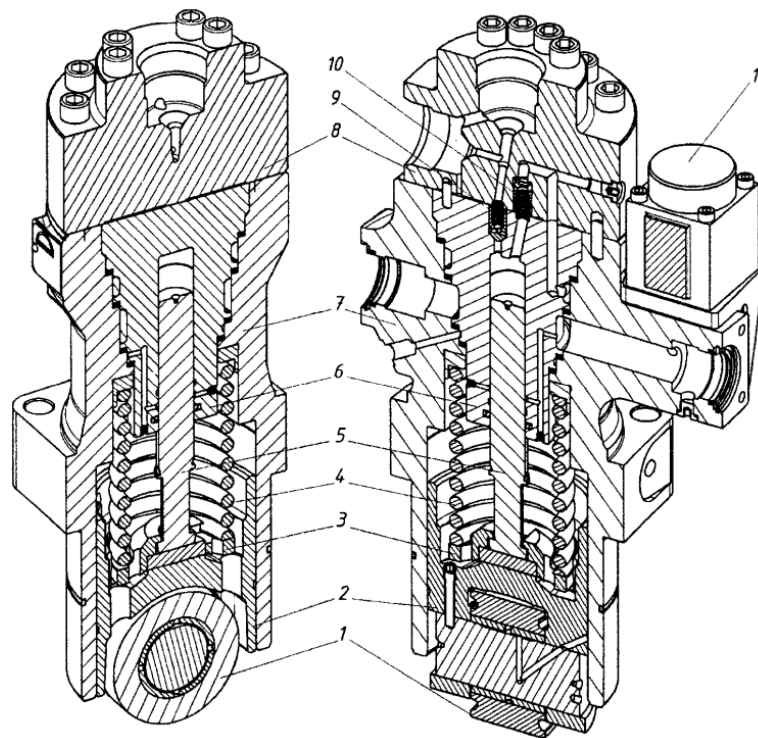


Рисунок 5.3 – Паливний насос високого тиску дизеля 8ЧН 20/30:

1 – ролик штовхача; 2 – штовхач плунжера; 3 – тарілка нижня зворотної пружини;
4 – пружина зворотна; 5 – плунжер насосу; 6 – плунжерна втулка; 7 – корпус ПНВТ; 8 – кришка насосу; 9 – клапан нагнітання палива; 10 – клапан наповнення палива; 11 – клапан дросельний керування подачею палива з електромагнітним приводом

Розрахунок паливної системи суднового дизеля 8ЧН 20/30

1. Циклова доза палива, що подається до циліндру:

$$g_{\text{ц}} = \frac{g_e N_e \tau}{120 n_{\text{дв}} i} \text{ г/цикл,}$$

де, $i = 8$ – кількість робочих циліндрів; $g_e = 0,185$ кг/(кВт·год) – питома витрата палива; $N_e = 1360$ кВт – ефективна потужність двигуна; $n = 900$ хв⁻¹ – частота обертання колінчастого валу дизеля; $\tau = 0,5$ – коефіцієнт тактності.

$$g_{\text{ц}} = 0,185 \cdot 1360 \cdot 0,5 / (120 \cdot 900 \cdot 8) = 14,6 \cdot 10^{-5} \text{ г/цикл.}$$

2. Необхідний запас палива:

$$G_{\text{п}} = [K_{\text{м}} \cdot g_e \cdot N_e \cdot \tau_x] \cdot 10^{-3}, \text{ т}$$

де $\tau_x = 20$ – час роботи дизеля; $K_{\text{м}} = 1,1 \dots 1,2$ – морський коефіцієнт (враховує можливе збільшення годинної витрати пального дизелем через певні умови).

$$G_{\text{п}} = [1,1 \cdot 0,185 \cdot 1360 \cdot 20] \cdot 10^{-3} = 5,535 \text{ т}$$

3. Об'єм витратної цистерни з пальним:

$$V = (G_{\text{п}} / \rho_{\text{п}}) K_1 K_2 \cdot 10^3, \text{ м}^3.$$

де, $G_{\text{п}} = 5,535$ т – запас пального для двигуна 8ЧН 20/30; $\rho_{\text{п}} = 860$ кг/м³ – густина пального; $K_1 = 1,01 \dots 1,05$ – коефіцієнт захаращення об'єму витратної цистерни пального; $K_2 = 1,03 \dots 1,05$ – коефіцієнт врахування мертвого об'єму витратної цистерни пального.

$$V = (5,535 / 860) \cdot 1,01 \cdot 1,03 \cdot 10^3 = 6,696 \text{ м}^3.$$

4. Продуктивність насосу для підкачки дизельного палива:

$$W_{\text{пн}} = K_3 N_e g_e / \rho_{\text{п}}, \text{ м}^3/\text{год};$$

де, $K_3 = 1,5 \dots 2,0$ – коефіцієнт врахування запасу подачі насосом.

$$W_{\text{пн}} = 1,5 \cdot 1360 \cdot 0,185 / 860 = 0,439 \text{ м}^3/\text{год.}$$

5. Потрібна потужність приводу насосу для підкачки дизельного палива:

$$N = W_{\text{пн}} p K_4 \cdot 10^3 / (3600 \eta) \text{ кВт};$$

де, p – МПа – тиск, який забезпечує насос; $K_4 = 1,1 \dots 1,5$ – коефіцієнт врахування запасу потужності; $\eta = 0,6 \dots 0,7$ – межі зміни ККД поршневих насосів підкачки.

$$N = 0,439 \cdot 0,5 \cdot 1,1 \cdot 10^3 / (3600 \cdot 0,7) = 0,0958 \text{ кВт.}$$

					КРБ.142.2227ст.24.04.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

6. Необхідна площа поверхні для фільтруючих елементів:

$$F_{\phi} = W_{\text{пн}} / (3600 \nu_{\text{т}} K_{\text{ж.п}}) \text{ м}^2;$$

де, $\nu_{\text{т}}$ – потрібна швидкість фільтрації, м/с; $K_{\text{жп}}=0,2 \dots 0,3$ – коефіцієнт, що враховує живий перетин.

$$F_{\phi}=0,439/(3600 \cdot 0,02 \cdot 0,2)=0,03048 \text{ м}^2.$$

7. Необхідна пропускна здатність для сепаратора палива:

$$W_{\text{п.с}} = B_{\text{д}} / (\rho_{\text{п}} n \tau) \text{ м}^3/\text{ГОД};$$

де, $B_{\text{д}}=g_{\text{е}} \cdot N_{\text{е}} \cdot 24=24 \cdot 0,185 \cdot 1360=6,038 \cdot 10^3$ кг/доба – необхідна добова витрата палива через сепаратор; $n=1$ – коефіцієнт сепарації; $\tau=8 \dots 12$ годин – безперервний час роботи сепаратору пального.

$$W_{\text{пс}}=6,038 \cdot 10^3/(860 \cdot 1 \cdot 12)=0,585 \text{ м}^3/\text{год}.$$

8. Визначення основних параметрів плунжеру ПНВТ:

8.1 Хід:

$$h_r = C_m \cdot \varphi_r \cdot 10^2 / 6 \cdot \omega = 1,2 \cdot 20 \cdot 10^2 / (6 \cdot 94,2) = 4,246 \text{ мм};$$

де, C_m – межі середньої швидкості плунжера ($C_m=1,0 \dots 1,2$); $\omega = n/30 = 3,14 \cdot 900/30 = 94,2 \text{ с}^{-1}$; $\varphi_r=20$ град – тривалість подачі насосом.

8.2. Діаметр, м:

$$d_r := 1,13 \sqrt{\frac{g_{\text{сmax}}}{h_r \cdot \gamma_r \cdot \eta_1}}$$

$$d_r = 1,13 \cdot (0,000146 / 4,246 / 0,85 / 0,7)^{0,5} = 0,0086 \text{ м}$$

де, $\gamma_r=0,85 \text{ г/см}^3$ – питома вага палива; η – коефіцієнт подачі ($0,7 \dots 0,9$).

9. Визначення основних параметрів форсунки:

9.1. Максимальна циклова подача форсункою, г/цикл:

$$g_{\text{цmax}} = 1,25 \frac{g_{\text{е}} N_{\text{ец}}}{60 n_{\text{дв}} Z}$$

де, $N_{\text{ц}}=1360/8=170$ кВт – циліндрова потужність дизеля 8ЧН 20/30.

$$g_{\text{сmax}} = 1,25 \cdot 0,185 \cdot 170 / (60 \cdot 900 \cdot 0,5) = 1,456 \cdot 10^{-3} \text{ г/цикл}.$$

9.2. Тривалість процесу упорскування пального, τ , с:

$$\tau = \varphi_r / 6 \cdot n = 20 / 6 \cdot 900 = 3,704 \cdot 10^{-3}, \text{ с}$$

9.3. Умовна середня швидкість упорскування пального форсункою, м/с:

					КРБ.142.2227см.24.04.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$v_n = \mu_c \cdot 10^2 \sqrt{2 \frac{P_\psi - P_\psi}{\rho_\psi}}$$

де, P_ψ, P_ψ – значення середніх тисків пального і газів у робочому циліндрі ДВЗ МПа; ρ_ψ – щільність пального; μ_c – коефіцієнт витікання пального з соплових отворів розпилювача ($\mu_c = 0,6 \dots 0,9$).

$$V_n = 0,9 \cdot 10^2 \cdot \sqrt{2 \cdot (21 - 8) / 0,75} = 176,635 \text{ м/с.}$$

9.4. Сумарна площа перетину соплових отворів розпилювача, м^2 :

$$f_c = g_{\text{сmax}} / v_n \cdot \tau \cdot 10^2 = 3,053 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

9.5. Діаметр одного отвору сопла у розпилювачі, мм;

$$d_c = 1,13 \cdot \sqrt{f_c / i_c} = 0,81 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

де, $i_c = 6$ – кількість отворів у розпилювачі.

9.6. Довжина отвору у розпилювачі:

$$l_c = (3 \dots 4) \cdot d_c = 3 \cdot 0,81 \cdot 10^{-3} = 2,42 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

5.2. Система змащення

Система змащення двигуна МАК 8М20С виконує кілька основних функцій:

- змащення металевих поверхонь деталей дизеля (зменшення зносу і тертя);
- фільтрація бруду і частинок зносу деталей у фільтрах;
- охолодження деталей дизеля, що труться (поршня, гільзи циліндра, клапанів, шийок колінчастого валу, поршньового пальця тощо);
- нейтралізація та усунення агресивних продуктів згоряння, що потрапляють у масло;
- захист від корозії металевих поверхонь деталей двигуна.

Двигун МАК 8М20С оснащено циркуляційною системою змащення з так званим «сухим» картером (рис. 5.4).

По каналах усередині колінчастого валу масло поступає до шатунних підшипників (мотилева шийка) і по внутрішніх свердліннях у шатунах піднімається на змащення поверхонь до поршневих пальців. Циліндрові втулки дизеля МАК

					КРБ.142.2227см.24.04.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

8М20С змащуються за рахунок розбризкування масла. Масляний туман, що виникає в наслідок цього осідає на поверхнях втулки робочого циліндру.

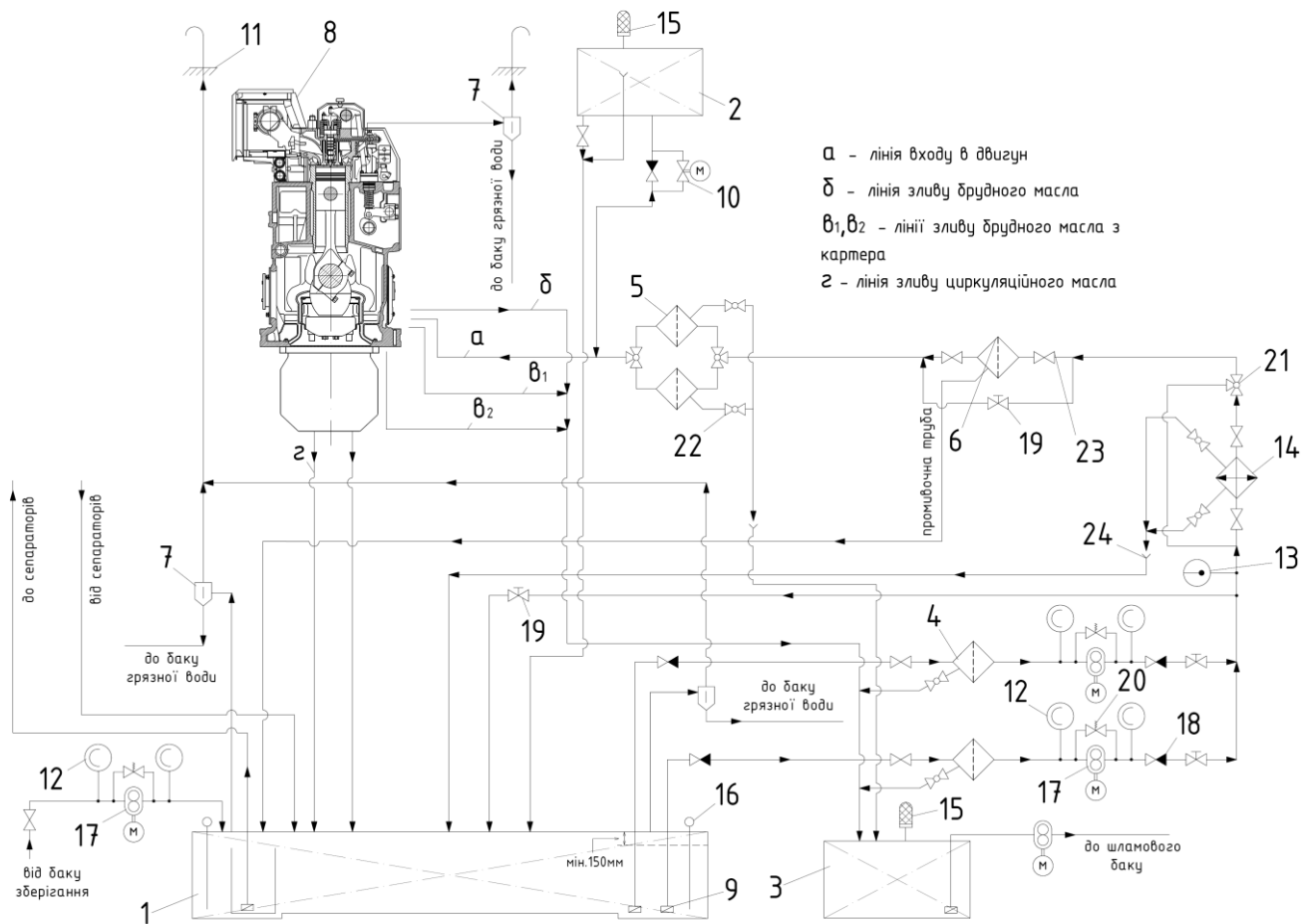


Рисунок 5.4 – Масляна система суднового двигуна 8ЧН 20/30 (МАК 8М20С):

1 – цистерна витратного масла; 2 – цистерна переливна; 3 – цистерна зливна;
 4 – фільтр для грубого очищення пального; 5 – фільтр для тонкого очищення пального; 6 – фільтр автоматичний із самоочищенням; 7 – збірник конденсату;
 8 – ГД (8ЧН 20/30); 9 – приймальна сітка; 10 – заслінка з приводом від електродвигуна; 11 – гусак повітряної трубки; 12 – пружинний манометр;
 13 – термометр; 14 – МО (охолоджувач масла трубчастий); 15 – головка на повітряну трубу із сіткою полум'япереривною; 16 – показчик рівня; 17 – шестерінчастий насос; 18 – зворотний прохідний клапан; 19 – регулюючий клапан;
 20 – клапан запобіжний; 21 – трьохходовий кран; 22 – прохідний кран;
 23 – запірний прохідний клапан; 24 – зливна воронка

Після цього масло стікає у масляний піддон (масло збірник), звідки забирається насосом у витратну цистерну 1. Потім масло з витратної ємності забирається насосом очищується, охолоджується та подається знову до двигуна. Таким чином відбувається циркуляція масла у системі дизеля МАК 8М20С.

Перед кожним запуском дизеля масляна система прокачується маслом за допомогою спеціального насоса прокачування масла. Це потрібно для того, щоб знизити ймовірність сухого тертя в підшипникових вузлах двигуна, що зазвичай трапляється на початку пуску. У момент пуску між деталями двигуна, що труться, ще не утворився масляний клин, який забезпечує розділення поверхонь, що труться, шаром масла. За умов сухого тертя значно підвищується знос шийок вала та робочих поверхонь підшипників ковзання.

Крім змащування підшипників колінчастого валу та шатуна, у двигуні МАК 8М20С передбачено постійне змащення розподільчого валу, коромисел, клапанів, повітророзподільника та інших деталей, до яких ускладнено доступ.

В масляній системі дизеля МАК 8М20С використовуються шестеренні насоси (рис. 5.5). Робочими органами насоса є шестерні 2 та 3, які розміщуються у корпусі насоса 1. Також, у корпусі 1 виконано всмоктувальну порожнину А та нагнітальну порожнину – Б.

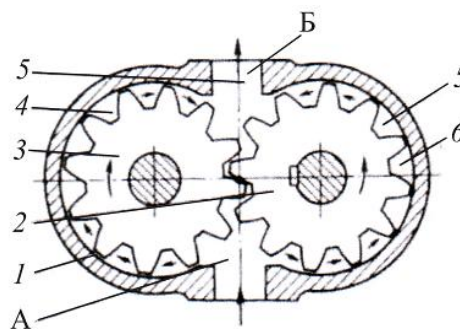


Рисунок 5.5 – Схема шестеренного насоса прокачування масла:

1 – корпус насоса масла; 2, 3 – шестерні; 4, 5, 6 – робочі масляні камери; А – всмоктувальна порожнина; Б – нагнітальна порожнина

В масляній системі двигуна МАК 8М20С встановлено кожухотрубний маслоохолоджувач (рис. 5.6), який забезпечує відведення тепла від масла. Основ-

					КРБ.142.2227ст.24.04.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ними складовими МО є циліндричний корпус (кожух), у середині якого розміщено гладкі труби, що формують поверхню теплообміну. Труби прямі та закріплюються у двох трубних дошках.

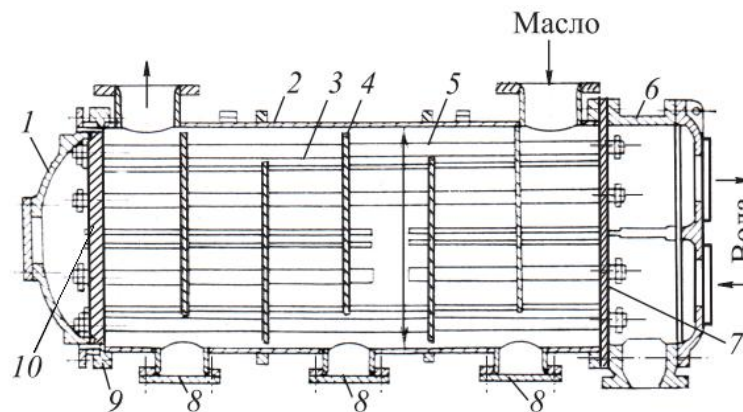


Рисунок 5.6 – Кожухотрубний маслоохолоджувач:

1, 6 – кришки МО; 2 – корпус МО; 3 – трубки охолодження; 4 – сегментні перегородки; 5 – дистанційні труби; 7, 10 – трубні дошки; 8 – горловини із відповідними заглушками; 9 – сальникове ущільнення порожнин

Розрахунок системи змащення суднового дизеля 8ЧН 20/30

1. Визначення основного запасу масла для змащення дизеля:

$$G_{\text{цм}}^{\text{д}} = K_{\text{м}} [g_{\text{м}} \cdot N_{\text{е}} \cdot \tau_{\text{х}} + G_{\text{сц}} \cdot (K + 1)] \cdot 10^{-3}, \text{ т}$$

де $K_{\text{м}}=1,1 \dots 1,2$ – морський коефіцієнт запасу масла; $g_{\text{м}}$ – питома витрата масла на двигуні, г/(кВт·год); $G_{\text{сц}}$ – об'єм масла в циркуляційній системі двигуна, кг; K – кількість необхідних замін масла у масляній системі дизеля за рейс (при $\tau_{\text{х}} / \tau_{\text{м}} \leq 1$ – $K=1$; у разі $\tau_{\text{х}} / \tau_{\text{м}} > 1$ значення K округлюється до ближчого більшого значення; $\tau_{\text{х}}$ – час ходу, год; $\tau_{\text{м}}$ – термін застосування масла згідно технічних умов з експлуатації, год ($\tau_{\text{м}} = 10000$ год);

$$\tau_{\text{х}} / \tau_{\text{м}} = \frac{1000}{10000} = 0,1$$

$$G_{\text{цм}}^{\text{д}} = 1,1 \cdot [0,8 \cdot 10^{-3} \cdot 1360 \cdot 1000 + 120 \cdot (1 + 1)] \cdot 10^{-3} = 1,46 \text{ т}$$

2. Кількість виділеної теплоти тертя, що забирається маслом

					КРБ.142.2227ст.24.04.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$Q_{tp} := 3600 \cdot \alpha_{tp} \cdot N_e \cdot \left[\left(\frac{1}{\eta_m} \right) - 1 \right]$$

де α_{tp} – частка теплоти від тертя поверхонь, що уходить в масло, (0,4...0,45).

$$Q_{tp} = 3600 \cdot 0,42 \cdot 1360 \cdot ((1/0,9114) - 1) = 1,999 \cdot 10^5, \text{ кДж/год.}$$

3. Витрата масляного контуру для відводу теплоти від тертя поверхонь

$$W_1 := \frac{Q_{tp}}{(c_m \cdot \rho_m \cdot \Delta t_m)} = 10,835, \text{ м}^3/\text{год}$$

де $c_m = 2,05 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ – теплоємність носія; $\rho_m = 900 \text{ кг/м}^3$ – щільність носія;

$\Delta t_m := 10$ – перепад температури, °C

4. Витрата масляного контуру для забезпечення охолодження поршнів

$$W_2 := \frac{Q_{op}}{(c_m \cdot \rho_m \cdot \Delta t_m)} = 26,203, \text{ м}^3/\text{год}$$

де Q_{op} – теплота, відведена від поршнів

$$Q_{op} := \alpha_{op} \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_p = 4,835 \cdot 10^5, \text{ кДж/год}$$

де α_{op} – частка теплоти від поршнів (0,04...0,05); $Q_p = 42700, \text{ кДж/год}$ – нижча теплота згоряння палива.

5. Необхідна подача циркуляційного насоса масла

$$W_{mn} := k_w \cdot (W_1 + W_2) = 44,075, \text{ м}^3/\text{год}$$

де $k_w = 1,19$ – коефіцієнт подачі насоса масла.

6. Потрібний об'єм циркуляційного масла, кг

$$G_{cm} := G_{cic} \cdot \rho_m = 550,94 \text{ кг}$$

Подача циркуляційного насоса,

$$G_{cic} := \frac{W_{mn}}{K_c} = 0,6121 \text{ м}^3/\text{год};$$

де $K_c = 72$ – кратність здійснення циркуляції, 1/год;

7. Об'єм витратної цистерни для зберігання запасу масла

$$V_m := \frac{G_{cm} \cdot K_1 \cdot K_2}{\rho_m} = 0,668, \text{ м}^3$$

де $K_1 = 1,04$ – коефіцієнт, що враховує захащення витратної цистерни різними

					КРБ.142.2227см.24.04.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

елементами конструкції; $K_2=1,05$ – коефіцієнт врахування мертвого об'єму витратної цистерни.

8. Розрахунок сумарного прохідної здатності сепаратору

$$W_{pzc} := \frac{V_m \cdot K_3}{\tau_c} = 0,134, \text{ м}^3$$

де $\tau_c=10$ – час роботи самоочисного сепаратора на добу, годин; $K_3=2$ – коефіцієнт, що враховує потрібну частоту сепарації масла, сут^{-1} .

9. Поверхня теплопередачі підігрівача масла перед здійсненням сепарації

$$F_{pc} := \frac{W_{pzc} \cdot c_m \cdot (t_{2m} - t_{1m}) \cdot \rho_m \cdot k_3}{K_{tp} \cdot \Delta t_m \cdot n_c} = 0,226, \text{ м}^2$$

де $t_{2m}=85^\circ\text{C}$ – значення температури масла після підігрівача; $t_{1m}=45^\circ\text{C}$ – температура масла в витратній цистерні; $K_{tp}=500 \text{ кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{K})$ – значення коефіцієнту теплопередачі; $t_{sm}=170^\circ\text{C}$ – значення температури насиченої пари, що надходить у підігрівач; $\Delta t_m := t_{sm} - \frac{t_{2m} + t_{1m}}{2} = 105^\circ\text{C}$ – значення середньої різниці температур між насиченою парою та змащувальним маслом; $n_c=1$ – кількість працюючих сепараторів; $k_3=1,2$ – коефіцієнт, що враховує можливі забруднення.

10. Необхідна потужність приводу насоса, кВт

$$N_{cH} := 0.272 \cdot \frac{W_{mn} \cdot H_H \cdot \rho_m \cdot 10^{-5}}{\eta_H} = 0,6 \text{ кВт}$$

де $H_H=4$ – напір насоса прокачування, м; η_H – ККД насоса прокачування.

11. Теоретична поверхня фільтру грубого очищення

$$F_{fgo} := \frac{W_{mn}}{3600 \cdot v_m \cdot K_{gc}} = 1,224, \text{ м}^2$$

де $v_m=0,05 \text{ м/с}$ – мінімальна швидкість фільтрації масла; $K_{gc}=0,2$ – коефіцієнт, що враховує живий перетин фільтру.

12. Теоретична поверхня фільтра тонкого очищення, м²

$$F_{fto} := \frac{W_{mn}}{q_f} = 36,73$$

де $q_f=1,2 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{год})$ – питома пропускна здатність для матеріалу фільтру.

					КРБ.142.2227см.24.04.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

13. Теоретична поверхня для охолоджувача масла, м²

$$F_m := \frac{Q_{tp} + Q_{op}}{k_{tp} \cdot \Delta t_H} = 6,73.$$

де $k_{tp}=1400$ кДж/(м²·год·К) – коефіцієнт теплопередачі охолоджувача масла; $k_3=1,2$ – коефіцієнт врахування забруднення поверхні; $t_1=80$, $t_2=95$ °С – відповідно, температури охолоджуючого носія на вході в охолоджувач масла та виході з нього; $\Delta t_H := \frac{(t_{1m} + t_{2m}) - (t_1 - t_2)}{2} = 72.5$ °С – температурний напір.

5.3. Система охолодження

Система охолодження (рис.5.7) суднового дизеля 8ЧН 20/30 (МАК 8М20С) включає в себе певну групу підсистем для охолодження різних деталей, механізмів, приладів та приборів, а також робочих середовищ до яких відносяться масло, вода, пара, повітря, газ, паливо. В якості охолоджуючого носія використовується, як забортна так і прісна вода. Систему охолодження дизеля МАК 8М20С можна класифікувати за наступними показниками:

- за числом водяних контурів – система є двоконтурною (замкненою);
- за температурним рівнем охолоджуючої рідини – система, яка містить низькотемпературний та високотемпературний контури;
- за ходом переміщення охолоджуючої рідини у самому двигуні – система з природною циркуляцією рідини охолодження.

Система охолодження дизеля МАК 8М20С містить водяні насоси, охолоджувачі рідин, розширювальну цистерну, витратну цистерну, фільтри різного призначення, клапани, крани, манометри, термометри, терморегулятори й з'єднувальні трубопроводів. Для подачі у контури охолодження забортної та прісної води на дизелі використовуються відцентрові насоси з автономними приводами від електродвигунів. Така система охолодження з автономними приводами насосів прісної й забортної води характеризується досить значною живучістю. Це дає змогу також постачати рідину одночасно декільком об'єктам охолодження від

					КРБ.142.2227см.24.04.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

одного насосу охолодження, а також забезпечити швидкий перехід на резервний насос.

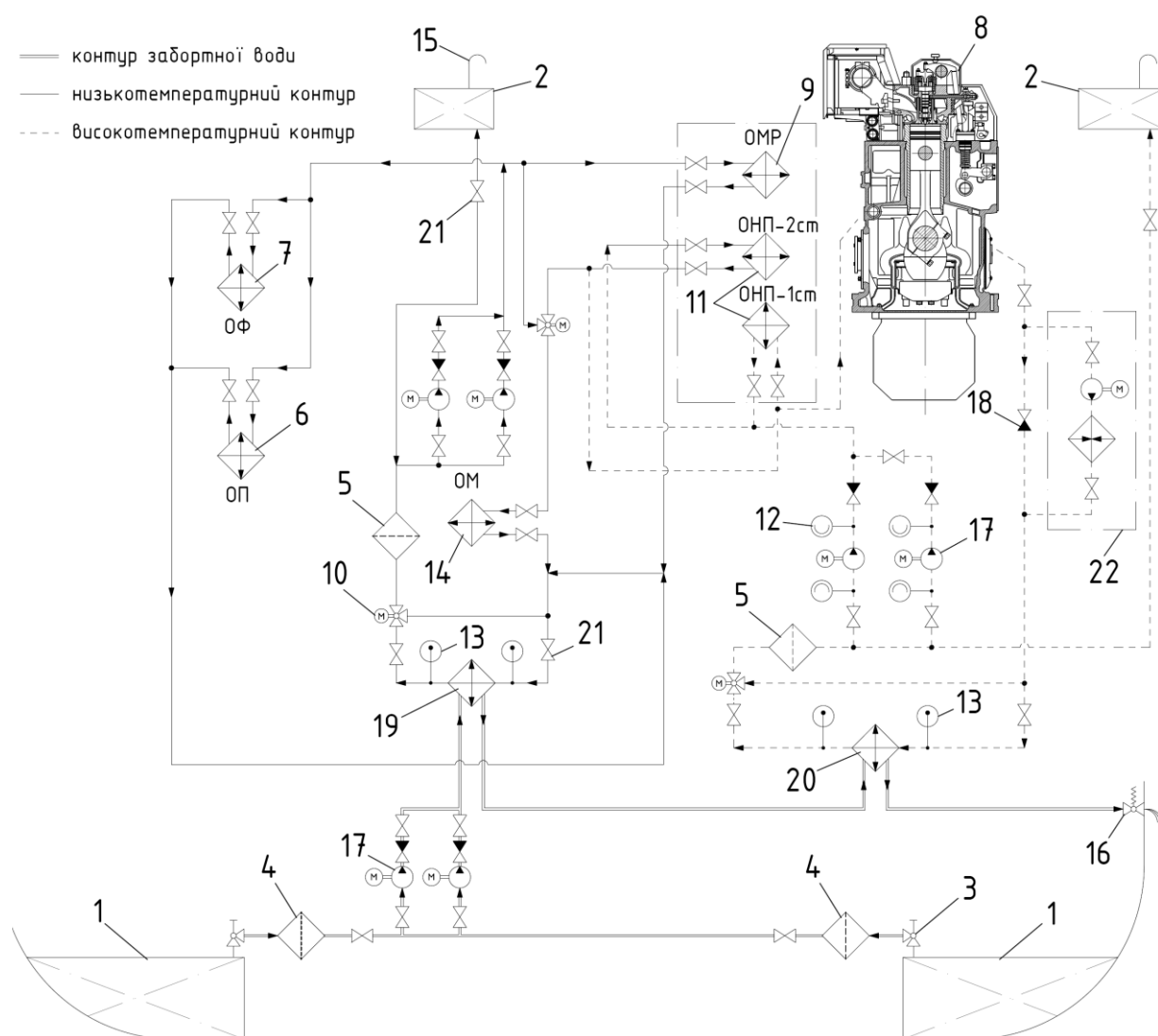


Рисунок 5.7 – Система охолодження суднового дизеля 8ЧН 20/30 (МАК 8М20С):

1 – цистерна витратна заборотної води; 2 – цистерна розширювальна; 3 – кутовий кран; 4 – фільтр для очищення заборотної води; 5 – фільтр для очищення прісної води; 6 – паливний охолоджувач; 7 – охолоджувач форсунок; 8 – ГД (8ЧН 20/30); 9 – масляний охолоджувач автоматичного регулятора частоти обертів; 10 – кран трьохходовий з електричним приводом; 11 – двохступеневий ОНП; 12 – пружинний манометр; 13 – термометр; 14 – МО циркуляційного масла; 15 – гусак труби повітряної; 16 – кран зливу заборотної води (прохідний); 17 – насос відцентровий з електричним приводом; 18 – клапан прохідний зворотний; 19 – ВВО прісної води низькотемпературного контуру; 20 – ВВО прісної води високотемпературного контуру; 21 – клапан прохідний запірний; 22 – модуль підігрівний

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.2227см.24.04.05.ПЗ

Аркуш

Фільтр для очищення заборотної води сітчастий та спарений. Він розміщений відразу після кінгстону, для запобігання попаданню з заборотною водою різного роду предметів, що можуть спричинити шкоду насосу чи засмітити трубопроводи й теплообміні апарати.

В системі охолодження дизеля МАК 8М20С застосовано теплообміні апарати такого ж типу, як і в його масляній системі, а саме кожухотрубні ВВО з круглими трубками. В системі охолодження МАК 8М20С використовується два ВВО, в одному теплообмінному апараті охолоджується прісна вода (контур низької температури) заборотною водою, а другий ВВО – контур високої температури.

Розрахунок системи охолодження судового дизеля 8ЧН 20/30

1. Необхідний об'єм розширювальної цистерни

$$V_{\text{рц}} = 2 \cdot V_{\text{в}} \cdot \beta_t \cdot \Delta t, \text{ м}^3$$

де $V_{\text{в}} = 0,2 \text{ м}^3$ – необхідна кількість прісної води у системі; $\beta_t = 0,000430$ – коефіцієнт температурного розширення води; $\Delta t = 50 - 70^\circ\text{C}$ – приріст температури.

$$V_{\text{рц}} = 2 \cdot 0,2 \cdot 0,00043 \cdot 65 = 0,0117 \text{ м}^3$$

2. Визначення продуктивності циркуляційного насосу

$$W_{\text{пв}} = K_{\text{п}} \cdot W_{\text{ц}}, \text{ м}^3/\text{Год:}$$

де $K_{\text{п}} = 1,1 \dots 1,15$ – коефіцієнт, що враховує запас подачі насосом; $W_{\text{ц}}$ – мінімальна кількість прісної води, що необхідна для охолодження циліндрів

$$W_{\text{ц}} = \frac{Q_{\text{ц}}}{c_{\text{п}} \cdot \Delta t_{\text{ц}} \cdot \rho_{\text{п}}}, \text{ м}^3/\text{Год}$$

де $\rho_{\text{п}} = 1000 \text{ кг/м}^3$ – густина прісної рідини; $c_{\text{п}} = 4,19 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ – теплоємність прісної рідини; $\Delta t_{\text{ц}} = 8 - 10^\circ\text{C}$ – необхідний перепад температури при охолодженні циліндрів; $Q_{\text{ц}}$ – кількість теплоти, яка відводиться прісною водою від циліндрів.

$$Q_{\text{ц}} = \alpha_{\text{w1}} \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_{\text{н}}^{\text{п}} = 0,12 \cdot 0,185 \cdot 1360 \cdot 42700 = 1289,129 \cdot 10^3 \text{ кДж/Год,}$$

де $\alpha_{\text{w1}} = 0,12 - 0,14$ – частка теплоти, що відбирається рідиною.

					КРБ.142.2227ст.24.04.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$W_{\text{ц}} = \frac{1289,129 \cdot 10^3}{4,19 \cdot (10 + 273) \cdot 1000} = 1,087 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Звідки продуктивність циркуляційного насосу складатиме:

$$W_{\text{пв}} = 1,1 \cdot 1,087 = 1,2 \text{ м}^3/\text{год.}$$

3. Поверхня теплообміну ВВО

$$F_{\text{в}} = \frac{Q_{\text{ц}}}{K_{\text{в}} \cdot \Delta t_{\text{ср}}}, \text{м}^2$$

де $K_{\text{в}}=5000 \text{ кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{К})$ – коефіцієнт теплопередачі; $\Delta t_{\text{ср}} = \frac{t_1^{\text{п}} + t_2^{\text{п}}}{2} - \frac{t_1^{\text{з}} + t_2^{\text{з}}}{2}$ –

необхідна середня різниця температур між прісною та забортною водою; $t_1^{\text{п}}=353\text{К}$

– температура прісної води на вході у ВВО; $t_2^{\text{п}}=345 \text{ К}$ – температура прісної на

виході з ВВО; $t_1^{\text{з}}=305 \text{ К}$ – температура забортної води на вході у ВВО; $t_2^{\text{з}}=315\text{К}$ –

температура забортної води на виході з ВВО; $\Delta t = \frac{353 + 345}{2} - \frac{305 + 315}{2} = 39\text{К}$

$$F_{\text{в}} = \frac{1289,198 \cdot 10^3}{5000 \cdot 39} = 6,61 \text{ м}^2$$

5.4. Система пуску

Система стиснутого повітря призначена для запуску суднового дизеля 8ЧН 20/30 (МАК 8М20С), забезпечення роботи пневматичних систем автоматики та керування, приборів звукової сигналізації таких, як сирени, тифону, продування кінгстонів і різних фільтрів, а також роботи пневматичного інструменту й інші різного загально судового або спеціального обладнання.

Система пуску, що представлена на рис. 5.8, містить три повітряні компресори високого тиску, один з яких є допоміжним, а також у системі передбачено три балони для зберігання стиснутого повітря (один є допоміжним). Зазвичай у системі працюють тільки два компресори високого тиску.

В склад системи входять з'єднувальні трубопроводи для продування автоматичних фільтрів масляної систем та паливної. Це забезпечує зручність їх обслуговування. Також до складу системи стиснутого повітря входять такі елементи, як:

					КРБ.142.2227см.24.04.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

головний пусковий клапан, вологомасловіддільник, пускові клапани, розподільник пускового повітря, контролюючі прилади.

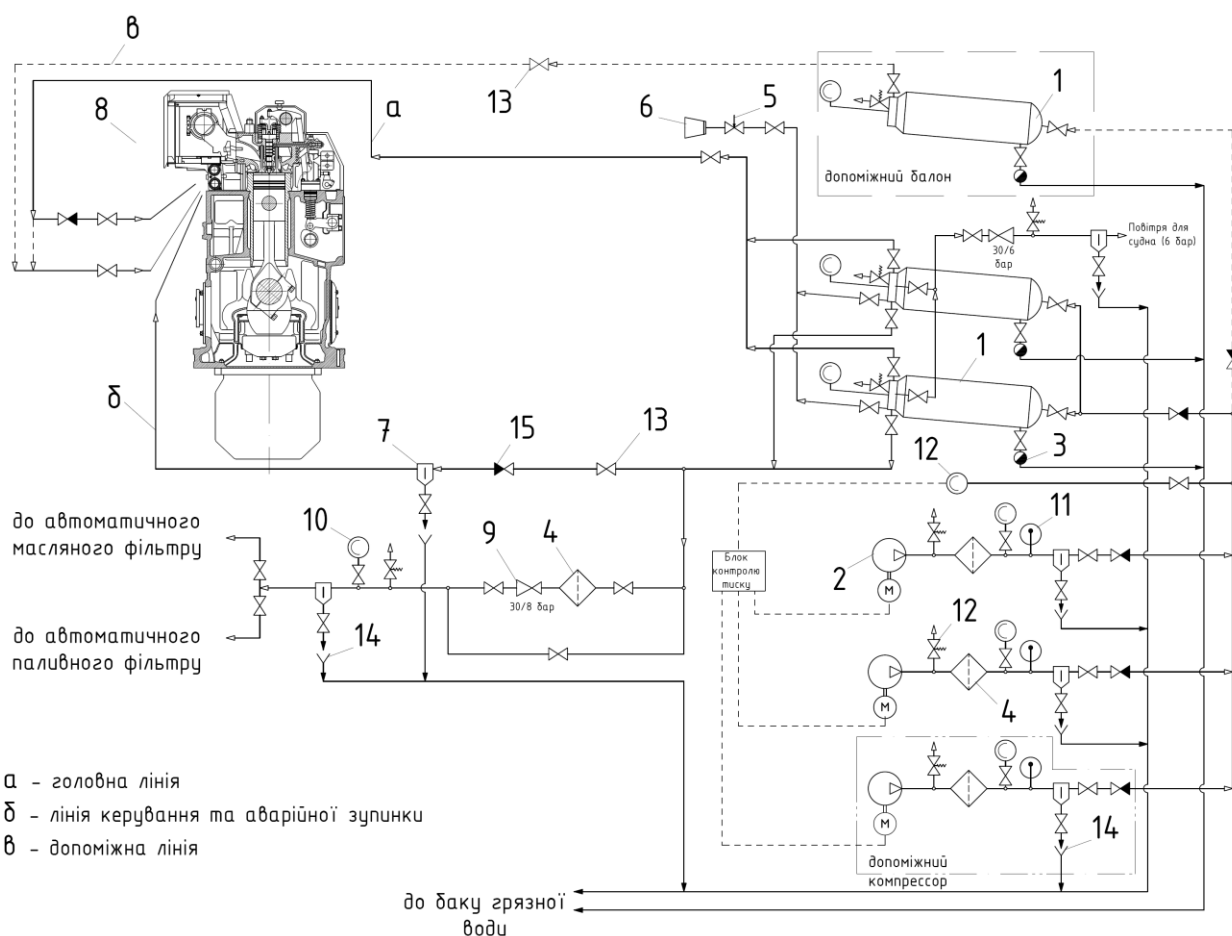


Рисунок 5.8 – Система пуску стиснутим повітрям суднового дизеля 8CH 20/30 (МАК 8M20C):

- 1 – балон зі стиснутим повітрям (пусковий); 2 – компресор високого тиску;
 3 – конденсаційна ємність; 4 – фільтр очищення; 5 – повітряний клапан з дистанційним керуванням; 6 – звуковий тифон; 7 – збірник конденсату; 8 – ГД (8CH 20/30); 9 – клапан редукційний; 10 – пружинний манометр; 11 – термометр;
 12 – клапан запобіжний; 13 – запірно-прохідний клапан; 14 – спускна воронка;
 15 – зворотно-прохідний клапан

Для наповнення пускових балонів стиснутим повітрям в системі застосовуються поршневі багатоступеневі компресори (рис. 5.9). Привід яких компресорів здійснюється за допомогою електродвигунів. Системи змащення та охолодження поршневого компресора автономні.

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.2227см.24.04.05.ПЗ

Аркуш

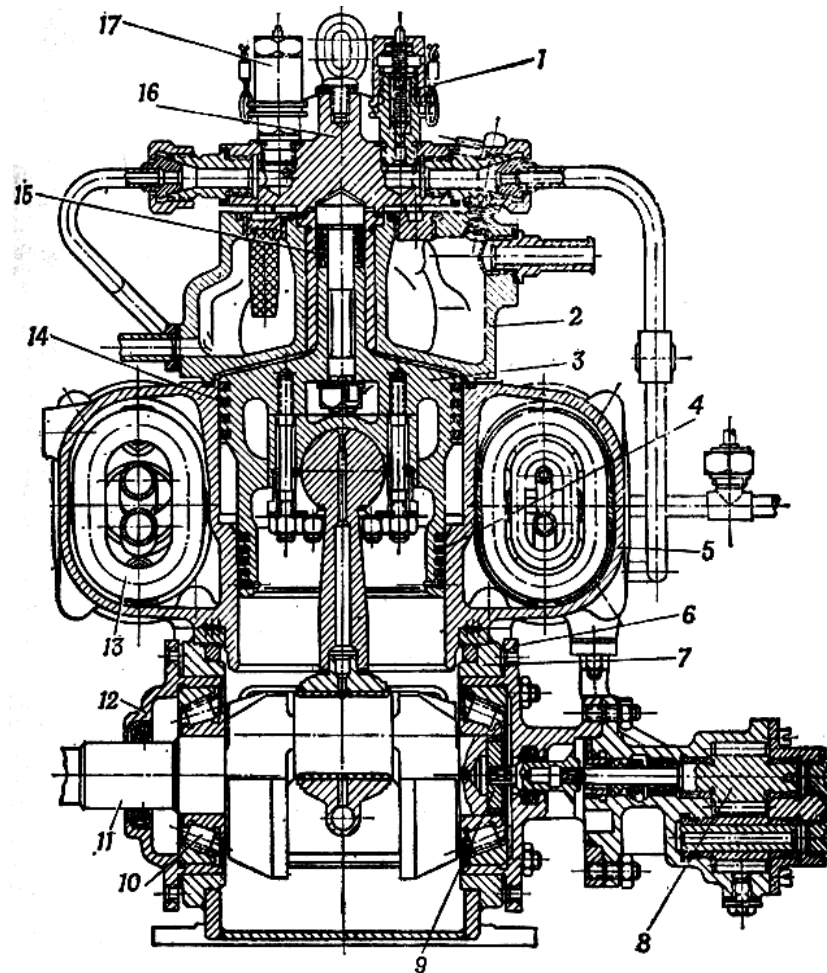


Рисунок 5.9 – Повздовжній розріз компресора К2-150:

1 – клапан запобіжний циліндра III ступеня; 2 – робочий циліндр III ступеня; 3 – поршень I, II, III ступенів стиснення; 4 – кільця ущільнення поршня робочого циліндра II ступеня; 5 – робочий циліндр I, II ступенів стиснення; 6, 12 – фланцеві кришки картера; 7 – картер компресора; 8 – насос водяний шестерінчастий; 9 – водило; 10 – рамовий радіально-упорний роликовий підшипник; 11 – колінчастий вал компресора; 13 – охолоджувач; 14 – кільця ущільнення робочого циліндра I ступеня; 15 – кільця ущільнення поршня робочого циліндра III ступеня; 16 – кришка робочого циліндра III ступеня; 17 – клапан запобіжний циліндра II ступеня

Балони для зберігання стиснутого повітря виготовляють стальними (цільнотянутими) або зварними. Цільнотянуті повітряні балони об'ємом до $0,8 \text{ м}^3$ мають одну горловину, а довжиною більше ніж 2,5 м мають дві. Балони досить великих об'ємів для потужних ДВЗ розрахованих на робочий тиск до 3,0 МПа ви-

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.2227см.24.04.05.ПЗ

Аркуш

готовляють зварними. Робочий тиск стиснутого повітря в пускових балонах для двигуна 8ЧН 20/30 складає 2,5 – 3,0 МПа.

Головний пусковий повітряний клапан призначений для забезпечення багаторазових пусків при відкритих клапанах на балонах та розвантаження пускової повітряної магістралі після закінчення запуску дизеля. Головний пусковий клапан, який представлено на рис.5.10, *а* містить такі елементи: тарілку 3, допоміжний розвантажувальний клапан 4, поршня 2 керуючого циліндру, який навантажено пружиною 1.

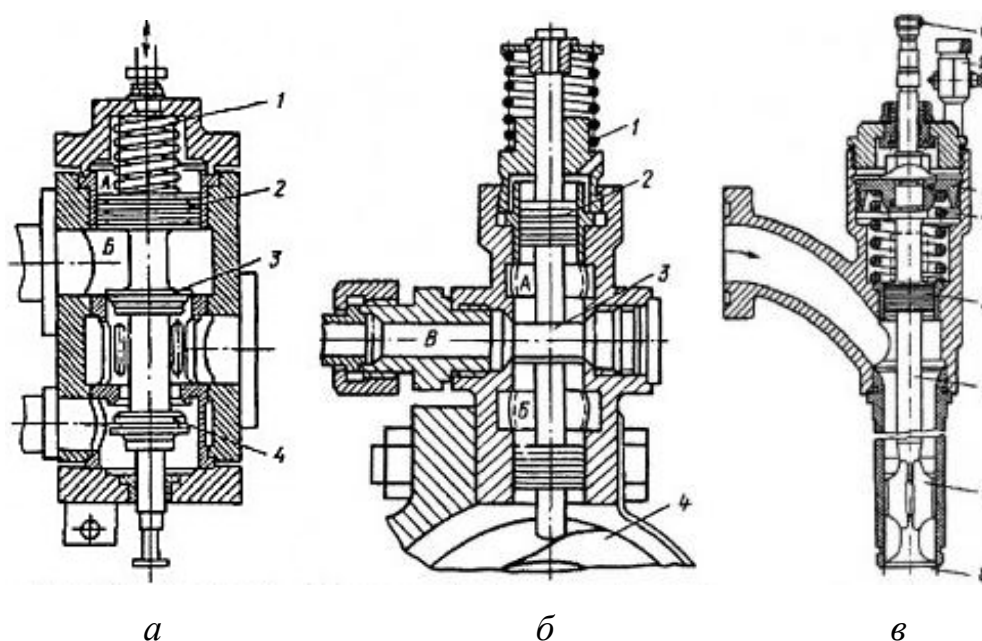


Рисунок 5.10 – Елементи системи пуску стиснутим повітрям:

- а* – головний пусковий клапан системи пуску;
- б* – повітророзподільник золотниковий (з рядним розташуванням золотників): 1 – пружина; 2 – спеціальні пояски; 3 – золотник повітророзподільника; 4 – шайба;
- в* – клапан пусковий: 1 – тавотниця; 2 – змащувальна маслянка; 3 – поршень керування; 4 – зворотна пружина; 5 – поршень урівноваження; 6 – шток клапану; 7 – спрямовуючі ребра; 8 – тарілка клапана

Золотниковий повітророзподільник, що представлено на рис. 5.10, *б* призначений для керування часом відкриття та закриття пускових клапанів циліндрів дизеля згідно порядку їх роботи.

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.2227ст.24.04.05.ПЗ

Аркуш

Пусковий повітряний клапан призначений для забезпечення подачі стиснутого повітря у робочий циліндр дизеля при його запуску. Пусковий повітряний клапан відкриваються за допомогою повітря, яке подається до керуючого поршня від повітророзподільника.

Конструкція пускового повітряного клапана подана на рис.5.10, в. Клапан містить шток 6 з тарілкою 8 та направляючі ребра 7, урівноважуючий поршень 5, пружину 4 і керуючий поршень 3, маслянку 2 та тавотницю 1 (призначені для подачі змазки).

Розрахунок системи пуску судового дизеля 8ЧН 20/30

1. Розрахунковий (за нормальних умов) запас стиснутого пускового повітря:

$$V = [v_x + (z_n - 1) \cdot v_r] \cdot \Sigma V_s \cdot 10^{-3}, \text{ м}^3$$

де v_x – питома витрата стиснутого повітря на пуск непрогрітого двигуна, яка визначається на 1 літр робочого об'єму циліндра ДВЗ ($v_x = 10 - 12 \text{ л/л}$); v_r – питома витрата стиснутого повітря на пуск прогрітого ДВЗ ($v_r = 3 - 8 \text{ л/л}$); ΣV_s – загальний робочий об'єм усіх робочих циліндрів ДВЗ у літрах; z_n – число гарантованих пусків ДВЗ.

Загальний робочий об'єм усіх циліндрів двигуна МАК 8М20С

$$\Sigma V_s = \frac{\pi \cdot D_{ц}^2}{4} \cdot S_{ц} \cdot i_{ц} \frac{3,14 \cdot 0,2^2}{4} \cdot 0,3 \cdot 8 = 0,07536 \text{ м}^3 = 75,36 \text{ л}$$

$$V = [10 + (11 - 1) \cdot 5] \cdot 0,07536 = 4,52 \text{ м}^3$$

2. Загальна місткість пускових повітряних балонів дизеля МАК 8М20С:

$$\Sigma V_6 = \frac{V \cdot p_0}{p_p - p_{\min}}, \text{ м}^3$$

де $p_0 = 0,101 \text{ МПа}$ – атмосферний тиск; p_p – робочий тиск повітря у пускових балонах системи, МПа ($p_p = 2,5 \dots 3 \text{ МПа}$); $p_{\min}$ – мінімально допустимий тиск у пускових балонах системи при якому ще є можливість запуску дизеля ($p_{\min} = 1,0 - 1,5 \text{ МПа}$).

					КРБ.142.2227ст.24.04.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$\Sigma V_6 = \frac{4,52 \cdot 0,101}{3 - 1,1} = 0,24 \text{ м}^3$$

3. Сумарна подача стиснутого повітря поршневими компресорами високого тиску:

$$W_k = \frac{\Sigma V_6 \cdot (p_p - p_0)}{\tau \cdot p_p}, \text{ м}^3/\text{год}$$

де $\tau = 1$ год – мінімальний час роботи повітряного компресору високого тиску.

$$W_k = \frac{0,24 \cdot (3,0 - 0,101)}{1 \cdot 0,101} = 6,899 \text{ м}^3/\text{ч}$$

4. Потужність на привід багатоступеневого повітряного компресора високого тиску:

$$N_k = 0,287 \cdot \frac{\varphi}{\eta_m} \cdot W_k \cdot \frac{n}{n-1} \cdot \frac{p_0}{T_0} \left\{ T_0 \left[\left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] + T_1' \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \right\}, \text{ кВт}$$

де $\varphi \approx 1,1 \dots 1,15$ – коефіцієнт врахування гідравлічних втрат між різними ступенями повітряного компресору високого тиску; $\eta_m = 0,7 \dots 0,8$ – механічний ККД компресора високого тиску; n – показник політропи стискання; W_k – подача, $\text{м}^3/\text{год}$; $T_0 = 298 \text{ К}$ – температура навколишнього середовища; $T_1' = T_1 - \Delta T_1$ – тем-

пература стиснутого повітря після ОП першої ступені; $T_1 = T_0 \cdot \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}}$ – температура повітря до ОП першої ступені; $\Delta T_1 \approx 110 - 120 \text{ К}$ – перепад температури в ОП

після першої ступені; $\frac{p_1}{p_2}$ – ступінь підвищення тиску у першій ступені;

$$\frac{p_1}{p_0} = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_k}{p_{k-1}} = \sqrt[m]{\frac{p_k}{p_0}}; m - \text{число ступенів стиснення}; \frac{p_1}{p_0} = \frac{p_2}{p_1} = \sqrt[2]{\frac{3,0}{0,101}} = 5,45;$$

$$T_1 = 298 \cdot (5,45)^{\frac{1,27-1}{1,27}} = 427,3 \text{ К}, T_1' = 427 - 115 = 312 \text{ К},$$

$$N_k = 0,287 \cdot \frac{1,15}{0,8} \cdot 6,899 \cdot \frac{1,27}{1,27-1} \cdot \frac{0,101}{298} \left\{ 298 \cdot \left[(5,45)^{\frac{1,27-1}{1,27}} \right] + 312 \cdot \left[(5,45)^{\frac{1,27-1}{1,27}} - 1 \right] \right\} = 2,64 \text{ кВт}$$

					КРБ.142.2227см.24.04.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

5.5. Висновки до розділу

У розділі кваліфікаційної роботи було розглянуто основні системи та конструкцію їх елементів суднового дизеля 8ЧН 20/30 (МАК 8М20С). Також у розділі розраховано основні параметри роботи функціонування цих систем. Схеми систем суднового дизеля 8ЧН 20/30 представлено кресленням формату А1.

					КРБ.142.2227см.24.04.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 6

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ

6.1. Аналіз умов праці

Морське судно є об'єктом праці з підвищеним рівнем небезпеки. Забезпечення збереження здоров'я екіпажу при експлуатації судна набуває особливо важливого значення, так як погіршення працездатності будь-якого члена суднового екіпажу (наприклад, зниження слуху або гостроти зору) може призвести до аварійних ситуацій з досить важкими для екіпажа, пасажирів та вантажу судна наслідками. Екіпаж судна на якому встановлено двигун 8ЧН 20/30 складає 9 чоловік. Робочий день розбитий на 3 вахти, тривалість кожної з вахт складає 4 години.

Об'єднання на судні місця праці та місця відпочинку людини обумовлює тривалу дію на обслуговуючий персонал специфічного середовища з її різноманітним шкідливим чинникам. Згідно з ДСТУ 12.0.003 шкідливими чинниками для людини є ті, що при тривалій дії спричиняють професійні захворювання.

Так, до шкідливих чинників відносяться наступні:

- хитавиця судна на хвилях;
- стрімка зміна кліматичних умов;
- досить несприятливий мікроклімат на робочому місці (судні);
- шкідливі та токсичні хімічні домішки у повітрі судових приміщень і машинному відділенні;
- шум та вібрація;
- статична електрика;
- електромагнітні випромінювання від різного працюючого обладнання.

Окрім перелічених вище шкідливих чинників є і багато інших, обумовлених специфічними умовами роботи на певних типах суден.

Також несприятливо діє на організм екіпажу істотна відмінність від норм температура і вологості повітря в службових і житлових приміщеннях, що напряму залежить у свою чергу від ефективної роботи систем опалювання й кондиціювання повітря.

					<i>КРБ.142.2227см.24.04.06.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Досить тривала дія хитавиці на борту судна призводить до появи так званої морської хвороби (загойдування). Причиною цього ефекту є постійна зміна швидкості коливальних рухів, що подразнює вестибулярний апарат людини. При тривалій дії хитавиці людина, як правило, поступово пристосовується до неї.

Заходи що спрямовані на покращення умов праці на судах полягають у застосуванні позитивних зовнішніх чинників та в запобіганні чи послабленні дії негативних.

Створення на судні сприятливих умов праці, яке пов'язане з автоматизацією, призводять до стрімкого скорочення долі фізичної праці членів екіпажа. Це може впливати і негативно, так як у моряків може спостерігатися таке явище, як відносне ослаблення серечно-судинної системи та детренованість організму (гіподинамія). Тому для запобігання цього явища на судні повинні бути передбачені фізичні тренування, які підвищують опір організму і стійкість його до перегрівання, охолодження, дії вібрації тощо.

Для розміщення екіпажу на судні потрібно передбачити одно та двомісні каюти, які повинні бути обладнані умивальниками з гарячою й холодною водою, дзеркалом і розеткою.

Для запобігання появи в приміщеннях комах на всіх зовнішніх дверях житлових приміщень судна, що відкриваються, необхідно передбачити проти москітні сітки. Також, на судні передбачено приміщення для громадського харчування й вільного проведення часу.

Робочий одяг та спецодяг повинен бути розміщений та зберігається поза житловими приміщеннями. На судні повинні бути обладнані спеціальні приміщення з індивідуальними шафками (для кожного члену екіпажа). Для сушки спецодягу передбачено сушарки. Судно повинно бути обладнано пральною для прання, сушки і прасування білизни та іншого спецодягу. У такому приміщенні повинні бути встановлені пральна машина, центрифуга та прасувальна дошка.

У каютах екіпажу, загальних, службових та медичних приміщеннях окрім штучного освітлення передбачено й природне. У інших приміщеннях таких, як

					КРБ.142.2227ст.24.04.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

допоміжні, побутові, господарські, коридорах в основному використовується штучне освітлення.

6.2. Розрахунок механічної вентиляції машинного відділення

Судно повинно бути обладнане декількома вентиляційними системами, які забезпечили би необхідну зміну повітря у приміщеннях особливо це стосується машинного відділення (МО). Розрахунок механічної вентиляції МВ судна проводиться за умов надлишкових тепловиділень у ньому.

Кількість тепла, що надходить в приміщення МВ від нагрітих поверхонь судового дизеля 8ЧН 20/30:

$$Q_{над} = \alpha \cdot (t_{п.дв.} - t_{в.}) \cdot F_{п.о.} = 10 \cdot (60 - 28) \cdot 29,5 = 9440, \text{ кДж/год};$$

де $\alpha = 10 \text{ Дж}/(\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{К})$ – коефіцієнт теплообміну між зовнішніми поверхнями двигуна та навколишнім середовищем МВ; $t_{п.дв.} = 60^\circ\text{C}$ – температура зовнішньої поверхні двигуна; $t_{в.} = 28^\circ\text{C}$ – температура навколишнього повітря; $F_{п.о.} = 29,5 \text{ м}^2$ – поверхня тепловіддачі.

Повітрообмін у приміщенні де розміщено двигун розраховується за наступною формулою

$$L_m = \frac{Q_{изб}}{c \cdot \rho \cdot (t_{yd} - t_{np})} \text{ м}^3/\text{ч}$$

де t_{yd}, t_{np} – відповідно температура потоку повітря, що виходить та поступає, $^\circ\text{C}$; $\rho = 1,2 \text{ кг}/\text{м}^3$ – щільність повітря; $c = 1 \text{ кДж}/\text{кг} \cdot \text{К}$ – питома теплоємність повітря.

Температура потоку повітря, що виходить з приміщення МО:

$$t_{yd} = t_{p.з} + \Delta t \cdot (h - 2) = 28 + 1 \cdot (4,5 - 2) = 30,5, ^\circ\text{C}$$

де $t_{p.з} = 28 ^\circ\text{C}$ – значення нормованої температури повітря в робочій зоні МВ; $\Delta t = 1^\circ\text{C}/\text{м}$ – температурний градієнт за висотою приміщення; $h = 4,5 \text{ м}$ – відстань від підлоги до центрів отворів витяжки системи вентиляції МВ.

Температуру потоку повітря, що надходить потрібно обирати на $2...3 ^\circ\text{C}$ нижче за температуру потоку повітря у робочій зоні МВ. Відповідно до рекомендацій обираємо її на рівні $t_{yd} = 27,5^\circ\text{C}$.

					КРБ.142.2227см.24.04.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Тоді повітрообмін у приміщенні де розміщено двигун становитиме

$$L_m = \frac{9440}{1 \cdot 1.2 \cdot (30,5 - 27,5)} = 2622,22 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Для забезпечення якісної вентиляції може бути встановлена місцева витяжна вентиляція, що зроблена у вигляді витяжної парасольки. Площа відкритого отвору витяжної парасольки визначається як

$$F = \frac{L_m}{V \cdot 3600} = \frac{2622,22}{0,1 \cdot 3600} = 7,284 \text{ м}^2;$$

де $V = 0,1 \text{ м/с}$ – швидкість повітряного потоку.

Тиск який повинен забезпечити вентилятор становитиме

$$P_{\epsilon} = 1.2 \cdot (P_{m.p} + P_{m.c}) = 1.2 \cdot (350 + 670) = 1224 \text{ Па};$$

де 1,2 – коефіцієнт врахування втрати тиску; $P_{т.р} = 350 \text{ Па}$ – тиск; $P_{м.с} = 670 \text{ Па}$ – сума місцевих опорів системи.

Відповідно, обираємо стандартний відцентровий вентилятор типу – Ц4-30N8. У залежності від витрати повітря та значення тиску за номограмами визначено ККД вентилятора, яке становить $\eta_b = 0,71$.

Потужність вентилятора становитиме

$$N_{\epsilon} = \left(\frac{L_m \cdot P_{\epsilon}}{3.6 \cdot \eta_{\epsilon} \cdot \eta_b} \right) \cdot 10^{-6} = \left(\frac{2622,22 \cdot 1224}{3.6 \cdot 0.71 \cdot 0.95} \right) \cdot 10^{-6} = 1,32 \text{ , кВт};$$

де $\eta_b = 0,95$ – ККД передачі.

Необхідна потужність електродвигуна для приводу вентилятора системи визначається:

$$N_{уст} = N_{\epsilon} \cdot \kappa = 1,32 \cdot 1,2 = 1,6 \text{ , кВт};$$

де $\kappa = 1,2$ – коефіцієнт запасу потужності приводу.

6.3. Висновки до розділу

У розділі бакалаврської роботи розглянуто умови праці та шкідливі фактори, що впливають на екіпаж судна, визначено заходи щодо поліпшення умов праці. Також, виконано розрахунок примусової механічної вентиляції машинного відділення судна за умов надлишкових тепловиділень від судового двигуна 8ЧН 20/30.

					КРБ.142.2227ст.24.04.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Кваліфікаційна робота на тему: «Розрахунок суднового двигуна типу 8ЧН 20/30 (МаК 8М20С)» містить у собі усі рекомендовані кафедрою ДВЗ, У та ТЕ розділи та відповідні до цих розділів креслення.

Зокрема, при реалізації мети кваліфікаційної роботи, було розглянуто особливості конструкції й роботи суднового дизеля 8ЧН 20/30 у складі енергетичної установки судна, проведено розрахунок робочого циклу для номінального режиму роботи двигуна.

Підвищення тиску наддувочного повітря дозволило знизити питому ефективну витрату палива на $2 \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$, що є досить суттєвим показником. Для забезпечення більш високих значень тиску повітря на вході в двигун було спроектовано новий відцентровий компресор, який забезпечує ступінь підвищення тиску $\Pi_k = 3,5$ та витрату повітря для двигуна на рівні $G = 2,09 \text{ кг/с}$. При цьому ККД компресора становитиме $\eta_{\text{ад}} = 0,838$, а температура повітря на виході – $T_k = 455,79 \text{ К}$ ($\approx 183 \text{ }^\circ\text{C}$). Потужність на привід агрегату склала $321,15 \text{ кВт}$ при частоті обертання ротору у 26486 об/хв .

Також було виконано розрахунок основних систем дизеля 8ЧН 20/30 (паливної, масляної, охолодження та пуску стиснутим повітрям), та розроблено їх принципові схем.

В окремому розділі роботи було розглянуто умови праці та шкідливі фактори, що впливають на екіпаж судна, визначено заходи щодо поліпшення умов праці, а також, виконано розрахунок примусової механічної вентиляції машинного відділення судна за умов надлишкових тепловиділень від суднового двигуна 8ЧН 20/30.

					КРБ.142.2227ст.24.04.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. 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.

2. Митрофанов О. С., Проскурін А. Ю. Основи експлуатації, обслуговування та ремонту двигунів внутрішнього згоряння : навч. посіб. Миколаїв : НУК, 2018. 151 с.

3. Наливайко В. С., Тимошевський Б. Г., Ткаченко С. Г. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : підруч. Миколаїв : Вид-во Торубара В.В., 2015. 332 с.

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

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

6. Судновий механік: Довідник у 3 томах / за редакцією А. А. Фока. Одеса.: Фенікс, 2008. Т. 1. 1036 с.

7. Latarche M. Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Tenth edition. Elsevier Ltd, 2021. 930 p.

8. Woodyard D. Marine diesel engines and gas turbines. 9th ed. Oxford, 2009. 896 p.

9. Міжнародні конвенції, кодекси, рекомендації ІМО і МАРПОЛ. Одеса, 2008. 80 с.

10. ДСТУ 7239:2011 Система стандартів безпеки праці. Засоби індивідуального захисту. Загальні вимоги та класифікація.

					КРБ.142.2227см.24.04.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		