

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

АНАЛІЗ ТА ВДОСКОНАЛЕННЯ АЛГОРИТМУ РОЗРАХУНКУ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ СУДНОВОГО ДВИГУНА

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття другого (магістерського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



Юрій МОШЕНЦЕВ

Здобувач освіти



Петро ЯРІЧ

Миколаїв 2024

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ
О. А. Гогоренко

« » 20 року

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Ярічу Петру Петровичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Аналіз та вдосконалення алгоритму розрахунку системи охолодження суднового двигуна

2. Керівник роботи канд. техн. наук, професор Мошенцев Ю. Л.,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від “ 01 ” 10 2024 року № 1032-уч

3. Строк подання здобувачем роботи

4. Вихідні дані до роботи Потужність двигуна – 722 кВт; частота обертання колінчатого валу – 1500 хв⁻¹; $P_k = 2,4$; ступінь стиску – 14; максимальна температура охолоджуючої рідини – 108 °С; температура навколишнього середовища – 40 °С; температура забортної води – 32 °С.

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): Застосування двигуна типу 6ЧН 21/21 на швидкісному катері; Моделювання робочого циклу двигуна; Розрахунок системи охолодження та всіх теплообмінних апаратів; Вдосконалення методики проектування охолоджувачів води суднових систем охолодження; Економічне обґрунтування вдосконалення системи охолодження; Заходи щодо охорони праці та захисту навколишнього середовища

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Поперечний переріз двигуна; повздовжній вид двигуна; машинне відділення катера;
схема системи охолодження; охолоджувач масла; охолоджувач наддувного
повітря; водо-водяний охолоджувач

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

Здобувач освіти

Керівник роботи

(підпис)

(підпис)

/П. П. Яріч/

(прізвище та ініціали)

/Ю. Л. Мошенцев/

(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

У кваліфікаційній роботі наведено результати дослідження та вдосконалення алгоритму розрахунку системи охолодження суднового дизеля типу 6ЧН 21/21, потужністю 722 кВт при номінальній частоті обертання колінчастого вала 1500 хв⁻¹. У роботі проведено моделювання робочого циклу двигуна, розрахунок теплового балансу, розробку та оптимізацію параметрів системи охолодження, а також вдосконалення методики проєктування водо-водяних охолоджувачів для суднових енергетичних установок.

Кваліфікаційна робота викладена українською мовою на 104 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 12 джерел інформації. Графічна частина представлена на 6 кресленнях формату А1.

Ключові слова: судновий двигун, система охолодження, водо-водяний охолоджувач, тепловий баланс, енергоефективність.

The qualification project presents the results of research and improvement of the calculation algorithm for the cooling system of a marine diesel engine 6ChN 21/21 with a power output of 722 kW at a nominal crankshaft speed of 1500 rpm. The project includes simulation of the engine working cycle, thermal balance calculation, design and optimization of the cooling system, and enhancement of the design methodology for water-to-water heat exchangers in marine cooling systems.

The qualification project is written in Ukrainian and consists of 104 pages of explanatory and calculation notes. A total of 12 information sources were used. The graphical part is presented on 6 A1-size drawings.

Keywords: marine engine, cooling system, water-to-water heat exchanger, thermal balance, energy efficiency.

					КРМ.142.6221м.20.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

Вступ.....	5
Розділ 1. Застосування двигуна типу 6ЧН 21/21 на швидкісному катері ...	7
1.1 Тип і призначення судна, на якому застосовується двигун	7
1.2 Основні характеристики швидкісного катера.....	7
1.3 Морехідні якості швидкісного катера	8
1.4 Опис енергетичної установки	8
1.5 Особливості застосування двигуна на об'єкті.....	9
1.6 Вимоги, які пред'являються до дизелів, що використовуються на швидкісних катерах.....	13
1.7 Обґрунтування доцільності створення нової системи охолодження для головної енергетичної установки та основні вимоги до параметрів цієї системи.....	15
1.8 Висновок до розділу.....	17
Розділ 2. Моделювання робочого циклу двигуна типу 6ЧН 21/21.....	18
2.1 Вступ.....	18
2.2 Порівняння двигунів-прототипів.....	19
2.3 Аналіз основних параметрів двигунів-аналогів вітчизняних та зарубіжних марок.....	19
2.4 Моделювання робочого циклу двигуна.....	21
2.5 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми.....	32
2.6 Розрахунок теплового балансу двигуна.....	34
2.7 Розрахунок розходів води, масла та наддувного повітря.....	35
2.8 Висновок до розділу.....	36
Розділ 3. Розрахунок системи охолодження судового двигуна типу 6ЧН 21/21 та всіх теплообмінних апаратів	38
3.1 Розробка системи охолодження судового двигуна типу 6ЧН21/21 ...	38
3.2 Теоретична основа виконання розрахунків.....	41

3.3	Розрахунок та оптимізація параметрів обраної системи охолодження.....	44
3.4	Розрахунок охолоджувача наддувного повітря	50
3.5	Розрахунок водо-масляного охолоджувача.....	55
3.6	Розрахунок водо-водяного охолоджувача	60
3.7	Висновок до розділу.....	63
Розділ 4. Вдосконалення методики проектування охолоджувачів води суднових систем охолодження		64
4.1	Формулювання завдання для вдосконалення розрахункової методики.....	64
4.2	Теоретична основа виконання розрахунків з врахуванням змін.....	66
4.3	Прямий розрахунок водо-водяного охолоджувача.....	69
4.4	Висновок до розділу	87
Розділ 5. Економічне обґрунтування вдосконалення системи охолодження		88
5.1	Обґрунтування доцільності вдосконалення системи охолодження...	88
5.2	Розрахунок економічної ефективності впровадження в експлуатацію двигуна із запропонованою системою охолодження.....	89
5.3	Висновки за результатами економічного обґрунтування.....	92
Розділ 6. Заходи щодо охорони праці та захисту навколишнього середовища		94
6.1	Аналіз шкідливих і небезпечних факторів в машинному відділенні..	95
6.2	Розрахунок освітлення в машинному відділенні катера	96
6.3	Вплив суднової енергетичної установки на навколишнє середовище	98
Висновки по роботі.....		100
Список використаної літератури.....		102
Додатки.....		104

ВСТУП

Згідно завдання кафедри ДВЗ, У та ТЕ, виконано кваліфікаційну роботу на тему: «Аналіз та вдосконалення алгоритму розрахунку системи охолодження суднового двигуна».

Питання проєктування досконалих систем охолодження ДВЗ та їх теплообмінних апаратів має велике значення. Цим питанням довгий час займається кафедра ДВЗ, У та ТЕ НУК і має у цьому напрямку велику кількість робіт. Глобальне питання проєктування систем охолодження складається з великої кількості дрібних питань, з яких одні отримали добре розвинені методики проєктування та розрахунків, а інші лишаються відносно недоторканими. Так, на кафедрі добре вирішені питання з розрахунків систем охолодження транспортний двигунів, охолоджувачів наддувочного повітря, охолоджувачів масла, радіаторів систем охолодження і деякі інші. У той же час відносно мало уваги приділялося проєктуванню суто судових систем охолодження та специфічних для цих систем водоводяних теплообмінників. Саме це питання виділяється як основне у даній роботі і вирішується на рівні робіт відповідних програм.

Для ґрунтовного розгляду проблеми проєктування системи охолодження суднового двигуна бажано не тільки створити або вдосконалити відповідні методики, але й виконати приклади їх застосування у вигляді достатньо повного проєкту типового суднового двигуна з сучасною системою охолодження. У якості такого прикладу обрано двигун типу 6ЧН 21/21, який у даній роботі модернізується в напрямку вдосконалення його системи охолодження.

Система охолодження даного двигуна проєктується як сучасна маловитратна система з водяними охолоджувачами води внутрішнього контуру. Вся система і усі її елементи повністю розраховуються на підставі потреб робочого циклу двигуна, що обраний для прикладу, і її водяні охолоджувачі таким чином проєктуються на відповідно повністю коректні параметри.

					КРМ.142.6221м.20.ПЗ	Лист
						5
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Для розрахунків останніх у роботі дороблені великі розрахункові програми, зміст яких і складає основну проблему дослідницької частини даної роботи. Програми розрахунків виконані в середовищі Microsoft Excel, що дозволяє представляти весь процес розрахунку у друкованому виді у формі таблиць. В електронному виді ці ж таблиці містять працюючі програми, що дозволяють автоматизувати процес розрахунку.

Розробка методики проєктування водо-водяних охолоджувачів дозволяє розширити можливості застосування розробок кафедри на типові суднові двигуни, де звичайно використовуються такі теплообмінники. Крім цієї області, такі теплообмінники можуть використовуватися для стаціонарних двигунів та для деяких машин і механізмів, де вода внутрішнього контуру може охолоджуватися також водою тільки зовнішнього контуру.

Застосування вдосконаленої методики для розрахунків системи охолодження суднового двигуна типу 6ЧН 21/21 дає можливість оцінити спробу застосування новітньої системи охолодження для суднового дизеля з використанням для цього габаритних, масових та теплотехнічних параметрів, які розраховані за сучасними методиками, тож є досить коректними і можуть бути застосованими для потреб промисловості. Згідно з розрахунками застосування новітньої системи дозволяє підвищити економічність двигуна без суттєвого збільшення розмірів та ваги системи і її складових, а також без істотного ускладнення конструкції цих елементів.

РОЗДІЛ 1

Застосування двигуна типу 6ЧН 21/21 на швидкісному катері

Для виконання ґрунтового приладу застосування методики розрахунку системи охолодження суднового двигуна та її охолоджувачів води у даній роботі обирається певний двигун і певний об'єкт для його застосування. Двигун з вдосконаленою системою пропонується встановити на швидкісному катері. Сам двигун для такого катеру має бути легким та потужним. При виборі двигуна, який можна застосувати на швидкісному катері слід враховувати характеристики двигуна, такі як: питома витрата палива, потужність, вага, габаритні розміри. Відповідно обирається двигун типу 6ЧН 21/21, який задовольняє вищеназваним потребам.

Цей двигун є досить сучасним судновим двигуном внутрішнього згоряння, з задовільними показниками, які наведені у р. 2 табл. 2.1. За рахунок удосконалення системи охолодження питомі показники цього двигуна будуть поліпшені, що й доводиться у магістерській роботі.

1.1 Тип і призначення судна, на якому застосовується двигун

Швидкісний катер призначений для активного відпочинку і туризму.

Тип судна, глісуючий.

Дизельний катер з корпусом і надбудовою з легкого сплаву.

Район плавання: відповідно до вимог Регістру судноплавства України – плавання у відкритих морях з видаленням від місця притулку до 50 миль і з припустимою відстанню між місцями притулку до 100 миль і плавання в закритих морях – у границях, при цьому видалення від місця притулку не повинне перевищувати 100 миль, а припустима відстань між місцями притулку 200 миль.

1.2 Основні характеристики швидкісного катера

- Довжина габаритна 16,30 м;
- Ширина 4,80 м;

					КРМ.142.6221м.20.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		7

- Осадка 1,33 м;
- Висота борта на міделі 2,68 м;
- Водотоннажність судна у воді щільністю 1,025 т/м³ – 21 т.

Місткість цистерн основних суднових запасів (у кубічних метрах):

- дизельного палива близько 2,1 м³;
- прісної води близько 0,30 м³;

Дальність плавання

Дальність плавання при швидкості 30 вузлів по запасах палива – 500 миль.

1.3 Морехідні якості швидкісного катера

Швидкість судна на ходових іспитах при стандартній водотоннажності на глибокій воді, при відсутності вітру і хвилювання, при чистому корпусі і температурі заборотної води 15 °С при сумарній потужності головних двигунів 2×722 кВт складає 30 вузлів. Швидкість судна уточнюється за результатами ходових іспитів. Швидкість економічного ходу – 25 вузлів.

Остійність судна у всіх експлуатаційних випадках завантаження задовольняє діючим нормам Класифікаційного Суспільства.

1.4 Опис енергетичної установки

Головна енергетична установка складається з двох дизельних двигунів марки 6ЧН 21/21.

Потужність розвивається кожним двигуном на фланці колінчатого валу на швидкості повного переднього ходу 722 кВт, при частоті обертання колінчатого валу двигуна 1500 об/хв. Питома витрата палива на максимальній потужності 0,214 кг/(кВт·год.).

На швидкісному катері передбачається одне кормове машинне відділення в якому розміщуються двигуни з необхідними системами. Загальне розташування машинного відділення представлено на відповідному кресленні.

Швидкісний катер обладнаний всіма необхідними системами, що забезпечують роботу двигунів. Необхідне устаткування розміщене в машинному відді-

					КРМ.142.6221м.20.01.ПЗ	Лист
						8
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ленні.

Повітря до двигунів надходить з машинного відділення. Відвід газів від двигунів (і забортної води) виконаний з металевого газовихлопного шланга до глушників і далі від глушників по гумовому газовихлопному шлангу до забортних газовихлопних трубопроводах на транці ледве вище ватерлінії.

Живлення головних двигунів і дизель-генератора дизельним паливом здійснюється з однієї паливної цистерни. Паливна цистерна вбудована в корпус і розташована по ДП між 10 і 16 шпангоутами. Заповнення паливної цистерни здійснюється через приймач палива. Вентиляція паливної цистерни здійснюється через вентиляційну голівку винесену на транець. Подача палива з цистерни до двигунів здійснюється по індивідуальних трубопроводах через фільтри-водовідділювачі. Повернення палива здійснюється теж по індивідуальних трубопроводах. Матеріал трубопроводів – мідь.

Система охолодження двигунів – двоконтурна маловитратна, індивідуальна для кожного двигуна. Прокачування прісної і забортної води здійснюється навісними на двигуни насосами. Забортна вода із системи охолодження двигунів надходить у систему газовихлопа і викидається в суміші з ними за борт.

Система штучної і природної вентиляції забезпечує підтримку припустимого газового складу і температури повітря в машинному відділенні не більш 318 К.

Керування двигунами і реверсами-редукторами – дистанційне із корової рубки.

1.5 Особливості застосування двигуна на об'єкті

Оскільки швидкісний катер призначений для активного відпочинку і туризму, то йому потрібна відносно висока швидкість. Ця швидкість забезпечується завдяки забезпеченню його руху в режимі глісування. Глісування – це ковзання судна по поверхні води, при чому підтримуюча сила майже повністю обумовлена динамічною реакцією води.

					КРМ.142.6221м.20.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		9

При глісуванні судна його змочена довжина змінюється в залежності від швидкості ходу (за рахунок зміни осадки та диферента); незміною залишається тільки вагове навантаження глісера, пропорційне його водовмісту у статичному положенні. Тому в якості характерного лінійного розміру при визначенні швидкісного режиму глісуючого судна приймають кубічний корінь з об'ємного водовмісту.

Відповідно, число Фруда отримує вираз:

$$Fr = \frac{g}{\sqrt{g^3 \sqrt{V}}}.$$

При оцінці характеру руху судна в залежності від значення числа Фруда розрізняють три режими:

- режим плавання ($Fr \leq 1$), це режим тихого ходу необхідний при швартуванні, заходу в бухту, чи ін.;
- перехідний режим ($1 \leq Fr \leq 3$);
- режим глісування ($Fr \geq 3$).

На рис. 1.1 представлені криві вертикального переміщення (занурення або піднесення) носу, міделю і корми катера на кожному з перерахованих вище режимів руху.

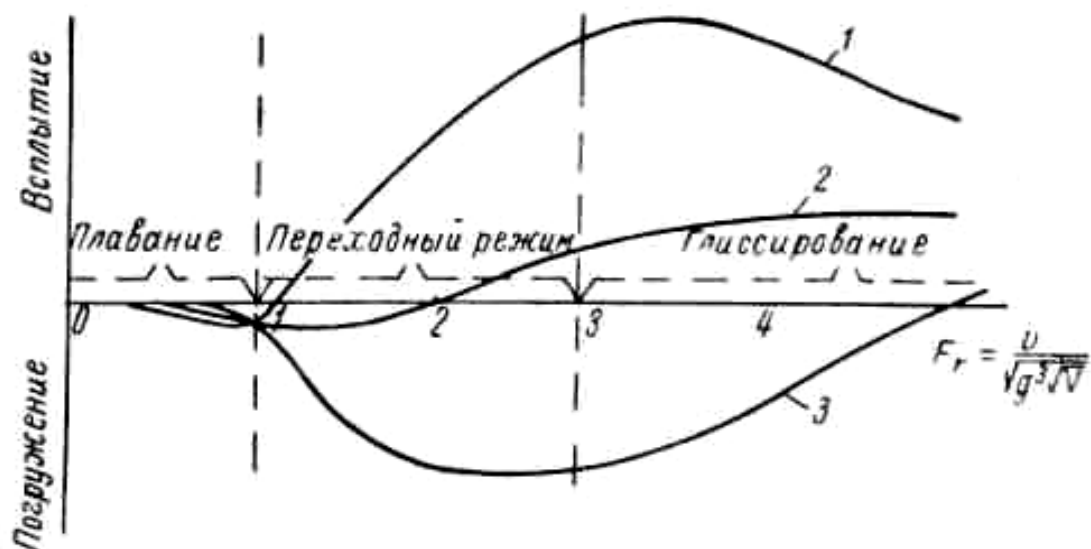


Рис. 1.1. Діаграма залежності зміни осадки від режиму руху катера:

1 – занурення катера носом; 2 – середнє занурення катера;
3 – занурення кормою

При русі в режимі плавання, чи режимі тихого ходу тиск в потоці падає пов'язаний з обтіканням корпусу. Сила підтримки при цьому зменшується і катер погружається порівняно з його статичним положенням. На перехідному режимі руху тиск в носовій частині підвищується і викликає диферент катера на корму. При цьому режимі руху з'являється значна вертикальна гідродинамічна сила R_z (рис. 1.2), яка збільшується пропорційно квадрату швидкості катера.

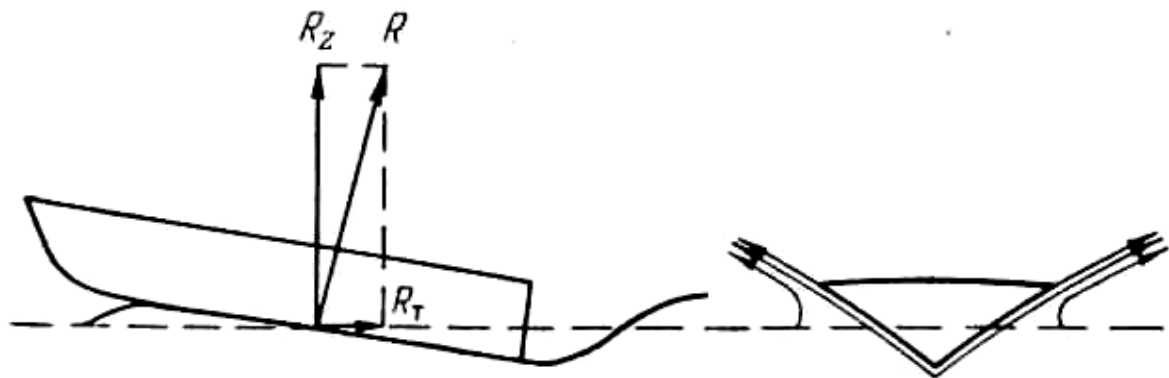


Рис. 1.2. Гідродинамічна сила підйому і утворення бризкової пелени в носовій частині

При $Fr \approx 2$ гідродинамічна сила R_z стає настільки значною, що катер починає виходити з води та його осадка значно зменшується при порівнянні з осадкою в статичному положенні. Одночасно з ростом гідродинамічної сили видно швидкий ріст опору, викликаний збільшенням хвильового, а головним чином бричкового опору. При $Fr \geq 3$ вага катера майже повністю урівноважується вертикальною складовою сили гідродинамічного тиску і катер переходить в режим глісування. Перехід на режим глісування пов'язаний з значною зміною залежності опору від швидкості руху. У глісуючих катерів в носовій частині проходить інтенсивне відкидання мас води, які утворюють бризкову пелену (див. рис. 1.2), а в кормовій частині – плавне стікання з днищевої поверхні. При відносно малих швидкостях руху головну частину опору глісера складає опір тертя та хвильовий опір. По мірі підвищення швидкості руху хвильовий опір падає, а опір тертя зростає, але на невелике значення. Значну роль починає відігравати бризковий опір, який піднімається пропорційно квадрату швидкості. Піднімається також опір виступаючих частин і повітряний опір.

Повний опір глісера складається з наступних складових:

$$R = R_T + R_x + R_{бр} + R_{в.ч} + R_{повітря}$$

де R_T – опір тертя (з урахуванням кривизни та нерівностей);

R_x – хвильовий опір;

$R_{бр}$ – бризковий опір;

$R_{пов}$ – повітряний опір;

$R_{в.ч}$ – опір виступаючих частин.

В поперековому розрізі глісер має гострі скули, V-подібне днище з переходом на пласке до кормової частини. По формі повздовжнього розтину – реданний. Пристрій редан зменшує поверхню тертя при глісуванні і дозволяє розділити навантаження на днище на дві несучі поверхні, забезпечує кращу повздовжню остійність руху. З рис. 1.3 стає видно, що опір глісера на низьких швидкостях значно більший порівняно з водовитискаючим опором катера. Також зрозуміло, що при режимі плавання і перехідному режимі, коли катер ходить як водовитискаюче судно, гострі скули, редан та плаский транець збільшують його опір, а коли він виходить на редан, площа контакту днища з водою різко зменшується, в силу чого опір швидко падає.

Стає зрозуміло, що основним режимом для розгляду є глісування, так як катер відноситься до глісуючих. Для таких катерів першою вимогою стає максимальне зменшення ваги корпусу та усіх елементів його насичення, у першу чергу насичення машинного відділення. Відповідно на ньому встановлені легкі та потужні двигуни з високим значенням питомої потужності. Саме такими є двигнути типу 6ЧН 21/21. Більшість деталей остову двигунів виготовлена з алюмінієвих сплавів з підвищеним рівнем його компактності порівняно з іншими двигунами приблизно такої ж потужності.

Для швидкісного катера характеристика навантаження представлена на рис. 1.3.

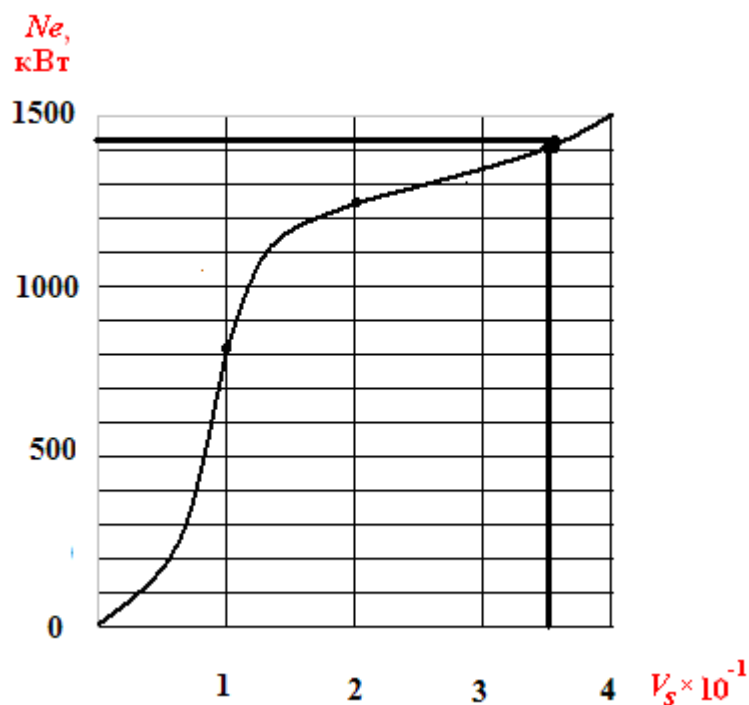


Рис. 1.3. Характеристика навантаження суднових двигунів швидкісного катера

Згідно з цим рис. 1.3 катер з двигунами типу 6ЧН 21/21 вільно виходить на режим глісування і вже на ньому може досягти швидкості 35 вузлів без перевантаження двигунів.

Найбільш навантаженим режимом роботи двигуна, як видно з характеристики навантаження, є номінальний. Тож для нього треба робити усі розрахунки основних систем двигуна, в тому числі і системи охолодження.

1.6 Вимоги, які пред'являються до дизелів, що використовуються на швидкісних катерах

Дизельні двигуни, що застосовуються на швидкісних катерах, повинні відповідати ряду специфічних вимог, які забезпечують їх надійну та ефективну роботу у важких морських умовах. Ці вимоги охоплюють як технічні параметри, так і екологічні, експлуатаційні та безпекові аспекти, що є вирішальними для досягнення високої швидкодії, економічності та безпеки експлуатації.

Перш за все, дизельні двигуни для швидкісних катерів повинні забезпечувати високу потужність при мінімальній вазі та компактних габаритах. Оскільки на швидкісних суднах важлива кожна кілограмна економія, конструкція дви-

гуна повинна бути оптимізована для зменшення маси без втрати ефективності. Висока потужність дозволяє досягати великих швидкостей, а швидка реакція системи впорскування і ефективна робота паливної системи гарантують оперативність при зміні навантаження.

Ключовим параметром є також надійність і довговічність роботи двигуна в умовах високих механічних навантажень та вібрацій, що характерні для морського середовища. Для цього застосовуються спеціальні конструктивні рішення, які забезпечують стійкість до корозії, високих температур та вібрацій. Сучасні технології обробки матеріалів, а також використання високоякісних деталей і систем моніторингу стану агрегату, дозволяють мінімізувати ризик поломок та забезпечити стабільну експлуатацію протягом тривалого часу.

Екологічні вимоги до дизельних двигунів на швидкісних катерах набули особливого значення через жорсткі норми викидів. Двигуни повинні працювати з мінімальним вмістом токсичних речовин у вихлопних газах, що досягається шляхом впровадження сучасних систем післяобробки вихлопних газів, таких як каталізатори, сажові фільтри та системи рециркуляції вихлопних газів (EGR). Використання таких технологій дозволяє знизити викиди оксидів азоту, сажі та інших шкідливих компонентів, що сприяє збереженню чистоти морського середовища.

Крім того, дизельні двигуни для швидкісних катерів повинні відповідати вимогам з низького рівня шуму та вібрації, що важливо не лише для комфорту екіпажу, але й для зменшення впливу на довкілля. Використання шумоізоляційних матеріалів, антивібраційних підкладок та оптимізація конструкції двигуна дозволяє досягти необхідних параметрів і забезпечити безпечні умови експлуатації.

Також важливою вимогою є оперативність обслуговування та простота ремонту двигуна. Висока маневреність та швидка реакція систем управління є критичними для забезпечення ефективної роботи судна в умовах динамічного морського середовища. Модульна конструкція, доступність ключових вузлів для проведення ремонтних робіт та використання стандартних компонентів до-

					КРМ.142.6221м.20.01.ПЗ	Лист
						14
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

звояють скоротити час простою та знизити експлуатаційні витрати.

У підсумку, дизельні двигуни для швидкісних катерів повинні поєднувати високу потужність і компактність, надійність в умовах важких морських навантажень, відповідність сучасним екологічним нормам та забезпечення комфортних умов для екіпажу. Комплекс вимог, що пред'являються до таких двигунів, стимулює виробників до впровадження інноваційних рішень, спрямованих на підвищення ефективності, безпеки та екологічності морських судновоздвижних установок.

1.7 Обґрунтування доцільності створення нової системи охолодження для головної енергетичної установки та основні вимоги до параметрів цієї системи

Сучасні енергетичні установки, що працюють у високих режимах навантаження, вимагають ефективного управління температурними процесами для забезпечення стабільності роботи, високої продуктивності та тривалого експлуатаційного ресурсу. Охолодження є ключовим елементом у цьому процесі, оскільки воно дозволяє не лише запобігти перегріву компонентів, але й підвищити енергетичну ефективність всієї установки. Аналіз існуючих систем охолодження виявив низку недоліків: недостатню здатність розсіювання теплової енергії, високе енергоспоживання насосного обладнання, обмежену адаптивність до змін навантаження та експлуатаційних умов. Саме тому виникає необхідність розробки нової системи охолодження, яка відповідає сучасним вимогам технологічної ефективності, надійності та економічності.

Одним із головних аргументів на користь створення нової системи є можливість значного зниження теплових втрат при високих навантаженнях. Вдосконалена система охолодження дозволить ефективніше управляти тепловим балансом установки, що зменшить ризик перегріву критичних компонентів і, як наслідок, підвищить загальну надійність та стабільність роботи. Додатковою перевагою є зниження експлуатаційних витрат за рахунок оптимізації роботи охолоджуючих агрегатів та використання енергоефективних технологій, що є

особливо важливим з точки зору економічного обґрунтування впровадження нової системи.

Основні вимоги до параметрів нової системи охолодження включають:

- Висока ефективність тепловідведення. Система повинна забезпечувати розподіл тепла від критичних вузлів енергетичної установки, зберігаючи робочу температуру в межах допустимих норм навіть при пікових навантаженнях.
- Енергоефективність. Слід мінімізувати споживання електроенергії охолоджуючими пристроями, що дозволить знизити експлуатаційні витрати та забезпечити економічність роботи установки.
- Надійність та довговічність. Нове охолодження має бути сконструйоване з урахуванням високих вимог до довговічності компонентів, стійкості до корозії та агресивного середовища, характерного для енергетичних установок.
- Гнучкість та адаптивність. Система повинна мати можливість регулювання робочих параметрів відповідно до змін навантаження, що дозволить оперативно реагувати на коливання температури та забезпечувати стабільну роботу навіть при різких змінах умов експлуатації.
- Інтеграція з існуючими технологіями. Розроблена система має бути сумісною з поточними технологічними процесами та обладнанням, що дозволить безболісно впровадити її в експлуатацію без необхідності кардинальних змін у конструкції головної енергетичної установки.
- Екологічність. Нове охолодження повинно відповідати сучасним екологічним стандартам, знижуючи викиди забруднюючих речовин і мінімізуючи вплив на довкілля.

Впровадження нової системи охолодження дозволить не тільки забезпечити стабільну роботу головної енергетичної установки в умовах високих навантажень, але й сприятиме підвищенню її енергетичної ефективності та зниженню витрат на обслуговування. Комплексний підхід до розробки охолоджувальної системи, що включає інтеграцію сучасних технологій, автоматизацію процесів і відповідність екологічним вимогам, є ключовим чинником у забезпеченні конкурентоспроможності та надійності енергетичних установок сучасного

					КРМ.142.6221м.20.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		16

покоління.

Отже, створення нової системи охолодження є доцільним з огляду на необхідність підвищення ефективності, надійності та економічності роботи головної енергетичної установки. Розробка такої системи повинна базуватися на строгих технічних вимогах, що гарантують оптимальне тепловідведення, енергоефективність, довговічність та екологічну безпечність, що в кінцевому підсумку сприятиме стабільній і безпечній роботі всієї установки.

1.8 Висновок до розділу

У даному розділі проведено аналіз вибору та застосування дизельного двигуна типу 6ЧН 21/21 для швидкісного катера, визначено основні вимоги до його характеристик, а також обґрунтовано необхідність модернізації системи охолодження. Було встановлено, що швидкісний катер потребує потужного, легкого та економічного двигуна, здатного забезпечити високу швидкість руху та ефективність паливоспоживання. Двигун 6ЧН 21/21 відповідає цим вимогам, що підтверджується його технічними характеристиками, такими як оптимальна питома витрата палива, компактні розміри та висока надійність.

Визначено, що експлуатаційні умови швидкісного катера, такі як високі навантаження, часті зміни режимів роботи та вплив морського середовища, накладають додаткові вимоги до дизельного двигуна. Зокрема, важливими факторами є підвищена стійкість до корозії, ефективність системи охолодження та відповідність екологічним стандартам щодо викидів шкідливих речовин.

Обґрунтовано необхідність удосконалення системи охолодження, що спрямоване на забезпечення стабільної роботи двигуна в умовах високих температурних навантажень. Визначено основні вимоги до параметрів цієї системи, серед яких висока ефективність тепловідведення, адаптивність до змін навантажень, енергоефективність, надійність та довговічність. Особлива увага приділена впровадженню технологій, що сприяють зниженню екологічного впливу двигуна, зокрема використанню сучасних теплообмінних матеріалів і систем оптимізації теплового режиму.

					КРМ.142.6221м.20.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		17

РОЗДІЛ 2

Моделювання робочого циклу двигуна типу 6ЧН 21/21

2.1 Вступ

Моделювання робочого циклу звичайно виконується для отримання початкових параметрів при розрахунках основних деталей двигуна на міцність, при розрахунках системи охолодження і всіх її теплообмінників, при проектуванні системи повітропостачання і взагалі майже для всіх наступних розрахунків у всіх розділах даної роботи.

При моделюванні циклу задається потужність двигуна та частота обертання колінчастого валу на підставі завдання кафедри. Далі підбираються всі змінні параметри циклу таким чином, щоб забезпечити най більшу економічність двигуна при тому, що забезпечуються усі необхідні обмеження: максимальний тиск згоряння не повинен перевищити 14 МПа, максимальна температура згоряння не повинна бути більшою 1950 К, температура газів перед турбіною не повинна перевищувати 327 К. Водночас при виборі змінних параметрів ураховуються існуючі рекомендації та обмеження на кожний з цих параметрів [2].

При виконанні магістерської роботи основною її метою є вдосконалення методики розрахунку водоводяного теплообмінника. Водночас з вдосконаленням методики виконується приклад використання розробленої методики на основі виконання розрахунку системи охолодження суднового двигуна. Це робиться для остаточної перевірки методики таким чином, щоб уникнути можливих помилок, які можуть мати місце, якщо відсутня перевірка методики на основі її дійсного застосування. Для розрахунків системи охолодження розраховується тепловий баланс двигуна, на підставі якого отримуються необхідні коректні початкові дані для розрахунків системи. Таким чином створюється коректна основа для виконання контрольно-перевірочних розрахунків водо водяного охолоджувача на підставі методики, що вдосконалюється.

					КРМ.142.6221м.20.02.ПЗ	Лист
						18
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

2.2 Порівняння двигунів-прототипів

Двигун розробляється на базі дизеля 6ЧН 21/21, а ключові параметри прототипу (відповідно до довідника «Дизель ДМ-21А») наведено в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1. Основні параметри двигуна-прототипу 6ЧН 21/21

Найменування параметра	Одиниці вимірювання	Значення
Ефективна потужність	кВт	722
Частота обертання колінчатого валу	об/хв	1500
Середній ефективний тиск	МПа	1,06
Питома ефективна витрата палива	г/(кВт·год.)	205...210
Степінь підвищення тиску компресора		2,432
Питома потужність	кВт	
Маса	кг	4400
Габарити		
довжина	мм	2606
ширина	мм	1495
висота	мм	1595

2.3 Аналіз основних параметрів двигунів-аналогів вітчизняних та зарубіжних марок

За аналоги приймаються двигуни з наближеною циліндровою потужністю і такі, що мають рівні або наближені оберти колінчастого валу. У табл. 2.2 наведені параметри таких двигунів-аналогів.

Під час вибору основних параметрів циклу двигуна, що проєктується, слід орієнтуватися на значення найбільш прогресивних показників ефективності та економічності циклів, що вже були досягнуті для існуючих двигунів-аналогів.

Так, основним показником ефективності циклу є його середній ефективний тиск. Найбільше його значення серед аналогів сягає 1,5 МПа, а найменше – 0,9. Звичайно, слід наближатися до 1,5 МПа. У нашому випадку цей параметр обмежується заданою потужністю двигуна, згідно з якою $P_e = 1,3$ МПа.

Таблиця 2.2. Основні параметри двигунів-аналогів

Марка, фірма і розмірність дизеля	Потужність дизеля, кВт	Частота обертання колінчатого валу, хв ⁻¹	Середній ефективний тиск, МПа	Середня швидкість поршня, м/с	Питома витрата пального, гр/(кВт·год.)	Питома маса двигуна, кг/кВт	Габарити, м		
							Довжина	Ширина	Висота
ЗА-6Д49, 8ЧН 26/26	880	1000	0,96	8,67	204	10,9	3,3	1,65	2,29
1А-5Д49, 16ЧН 26/26	2250	1000	1,22	8,67	204	6,8	4,72	1,57	2,6
Дженерал-Моторс G45ЕЗ, 16ДН23,2/25,4	2455	900	0,97	7,62	240	7,58	5,37	1,72	2,47
Дженерал-Електрик, FDL, 16ЧН22,9/26,7	2868	1050	1,91	9,35	214	6,47	4,90	1,73	2,18
Інгліш-Електрик РКСТ, 16ЧН 25,4/30,5	2580	900	1,38	9,2	224	8,57	6,31	1,83	2,32
МАК 12М282, 12ЧН24/28	1765	1000	1,39	9,35	214	6,8	2,83	1,65	2,20
Пільстик 18РА6, 18ЧН 28/29	4632	1050	1,65	10,15	224	-	5,05	1,78	2,48
Зульцер 16LVA, 16ЧН 24/28	2940	1100	1,65	10,3	218	-	5,34	1,80	3,10
Купер-Бесемер FVDLT, 16ЧН 22,9/26,7	2242	1050	1,49	9,35	220	-	4,57	1,66	2,13
Алко 16.251С, 16ЧН 22,8/26,7	2242	1050	1,49	9,35	220	-	5,34	1,52	2,43

З урахуванням сказаного можна зауважити, що за цим параметром двигун, що проектується, належить до машин з прогресивним показником ефективності. Другим показником ефективності слід виділити питому потужність двигуна, яка для двигунів-аналогів складає 6...10,9 кг/кВт. Для нашого двигуна цей параметр складатиме 6,65 кг/кВт. Відповідно за цим показником наш двигун належить до найкращих моделей.

Показником економічності є питома витрата пального. Для двигунів – аналогів цей показник складає 204...250 г/(кВт·год.). Згідно з розрахунками циклу, що наведені далі, у нашому випадку ми маємо прогресивне значення цього показника, а саме 183 г/(кВт·год.).

Таким чином, двигун, що проектується, перевищує основні показники ефективності та економічності двигуна-прототипу і наближується до найкращих даних за цими показниками відносно двигунів-аналогів.

2.4 Моделювання робочого циклу двигуна

Розрахунок робочого циклу виконуються для номінального режиму.

Розрахунковий цикл двигуна внутрішнього згоряння включає п'ять послідовних стадій: наповнення, стиснення, згоряння палива, розширення та випуск. Моделювання циклу модернізованого двигуна 6ЧН 21/21 проводиться на комп'ютері за методикою, заснованою на методі теплового розрахунку, розробленому В. І. Гріневецьким та Є. К. Мазінгом.

Температура атмосферного середовища T_0 . Приймаємо $T_0 = 313 \text{ К}$ (максимально припустима в машинному відділенні катера).

Тиск навколишнього повітря (p_0) у всіх розрахунках встановлюється на рівні 0,103 МПа, що відповідає стандартним атмосферним умовам [2].

Ступінь стиснення ϵ . При визначенні цього параметра слід враховувати розміри циліндра та метод формування суміші. Для двигунів із нерозділеною камерою згоряння прийнятний діапазон становить $\epsilon = 12 \dots 16$ [2]. В даному випадку обрано значення $\epsilon = 14$. Це значення перевіряється на мінімум за температурою кінця стиску T_c . Максимум обмежений максимальним тиском при згорянні P_z . Для підвищення економічності циклу варто задаватися найбільш можливим значенням ϵ .

Степінь підвищення тиску у компресорі P_k . Це основний параметр, за яким забезпечується форсування потужності двигуна без зміни конструкції та обертності. Значення P_k при фіксованому значенні α визначається з умови забезпечення балансу потужностей між турбіною та компресором при обраній системі наддуву. У нашому випадку обрано вільний газотурбінний наддув (згідно з прототипом). Зі зміною α змінюється і значення P_k . Одночасно змінюючи α та P_k виводимо цикл на найвищу можливу економічність з одночасним забезпеченням заданої потужності. У остаточному наближенні $P_k = 2,432$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . При нерозділеній камері згоряння, $D_{\text{ц}} > 200$ мм та $\varepsilon = 13$ α звичайно знаходиться у межах 1,6...2,2 [2]. При моделюванні α підбирається за умовами забезпечення заданої потужності двигуна і балансу енергій між турбіною і компресором. У останньому наближенні моделі маємо $\alpha = 2,18$, що забезпечує задану потужність двигуна та баланс потужностей між турбіною та компресором. Остаточне значення α обирається поряд з остаточним вибором P_k , яке повинно забезпечити задану потужність і баланс енергій у системі турбіна – компресор.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r визначається типом двигуна, особливостями повітропостачання та газообміну [2]. Для розрахунків обрано значення $\gamma_r = 0,03$.

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z) та в точці b (ξ_b) змінюється в обмежених межах і визначається ступенем удосконалення двигуна. Найдоцільніше встановлювати ці параметри після аналізу теплового балансу двигунів, що мають характеристики, близькі до проєктованого. Для нових моделей двигунів внутрішнього згоряння значення цих коефіцієнтів знаходяться в діапазонах: $\xi_z = 0,85...0,92$ та $\xi_b = 0,90...0,95$ [2]. В даному випадку приймаємо $\xi_z = 0,85$ та $\xi_b = 0,90$.

Ступінь підвищення тиску під час згоряння, позначена як λ , для високофорсованих двигунів знаходиться в діапазоні 1,2...1,5 [2]. З урахуванням встановлених обмежень по P_z приймаємо значення $\lambda = 1,5$.

Підігрів заряду від стінок циліндра ΔT_a становить 8...50 К для двигунів з наддувом та 10...20 К для двигунів без наддуву. [2] і залежить від розмірів циліндру, глибини охолодження наддувочного повітря, ступені форсування циклу за α та деяких інших факторів. У даній методиці може встановлюватися дуже приблизно. Приймаємо значення $\Delta T_a = 20$ К.

Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми ζ обирають згідно з рекомендаціями. Для 4-тактних двигунів значення цього коефіцієнту знаходиться в межах 0,92...0,97 [2]. В даному випадку приймаємо $\zeta = 0,96$.

Механічний коефіцієнт корисної дії η_m для двигунів внутрішнього згоряння з $D_{ц} < 300$ мм та $\rho_k > 0,2$ лежить у діапазоні 0,84...0,88 [2]. В даному випадку обрано значення $\eta_m = 0,85$.

Зниження тиску у повітроохолоджувачі $\Delta P_{ох}$ зумовлено опором, який створюється на шляху потоку повітря, що призводить до втрати тиску. Згідно з [2] $\Delta P_{ох} = 0,004$ МПа.

Температура залишкових газів T_r для двигунів даного типу знаходиться в діапазоні 600...900 К [2]. Для розрахунків приймаємо $T_r = 700$ К.

Хімічний склад палива визначається для палива середнього складу [6] зі складовими:

- Вуглець: 0,87 кг,
- Водень: 0,126 кг,
- Сірка: 0 кг,
- Кисень: 0,004 кг.

Коефіцієнт тактності Z , що відображає кількість робочих ходів поршня на один оберт колінчастого вала, для 4-тактних двигунів становить 0,5 [2].

Нижча теплота згоряння палива приймається рівною $Q_n = 42664,4$ кДж/кг.

Частка ходу поршня, яка втрачається на продувку ψ_p , для 4-тактних двигунів дорівнює нулю [2].

Розрахунок робочого циклу та побудова теоретичної індикаторної діаграми здійснюються на комп'ютері із використанням розрахункових програм, що знаходяться на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ.

Нижче наведено роздруківки методик розрахунку.

Розрахунок робочого циклу

- | | |
|---|---|
| 1.1 Ефективна потужність, кВт | $N'_e = 722$ |
| 1.2. Частота обертання, хв^{-1} | $n = 1500$ |
| 1.3 Тиск навколишнього середовища, МПа | $P_0 = 0.103$ |
| 1.4 Температура навколишнього середовища, К | $T_0 = 313$ |
| 1.5 Ступінь підвищення тиску в компресорі | $P_k = 2.432$ |
| 1.6 Коефіцієнт продувки | $\phi_a = 1.2$ |
| 1.7 Коефіцієнт залишкових газів | $\gamma_r = 0.03$ |
| 1.8 Коефіцієнт використання теплоти в точці Z | $\xi_z = 0.85$ |
| 1.9 Коефіцієнт використання теплоти в точці b | $\xi_b = 0.9$ |
| 1.10 Ступінь стиску | $\varepsilon = 14$ |
| 1.11 Ступінь підвищення тиску при згорянні | $\lambda = 1.5$ |
| 1.12 Підігрів заряду від стінок циліндра, К | $\Delta T_a = 20$ |
| 1.13 Доля ходу поршня втраченого на продувку | $\phi_n = 0$ |
| 1.14 Коефіцієнт скручення індикаторної діаграми | $\zeta = 0.96$ |
| 1.15 Механічний ККД двигуна | $\eta_m = 0.85$ |
| 1.16 Адіабатний ККД компресора | $\eta_{k.ad} = 0.75$ |
| 1.17 Зниження тиску в повітроохолоджувачі, МПа | $\Delta P_{ох.} = 0.004$ |
| 1.18 ККД системи охолодження наддувного повітря | $\eta_o = 0.92$ |
| 1.19 Температура залишкових газів, К | $T_r = 700$ |
| 1.20 Масовий склад палива (кг/кг): | $\underline{C} = 0.87$
$\underline{H} = 0.126$
$\underline{S} = 0$
$O = 0.004$ |
| 1.21 Нижча теплота згорання палива, (кДж/кг) | $Q_H = 42664.4$ |
| 1.22 Кількість циліндрів | $i = 6$ |
| 1.23 Діаметр циліндру, м | $D_c = 0.21$ |
| 1.24 Хід поршня, м | $S_c = 0.21$ |
| 1.25 Коефіцієнт тактності | $z = 0.5$ |

- 1.26 Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння $\alpha = 2.18$
- 1.27 Показник адіабаты для повітря $k_B = 1.4$
- 1.28 Механічний ККД турбіни $\eta_{t.m} = 0.97$
- 1.29 Адіабатний ККД турбіни $\eta_{t.ad} = 0.75$

2. Розрахунок процесу наповнення

2.1 Тиск наддуву, МПа

$$P_k = P_0 \cdot P_k \quad P_k = 0.25$$

2.1 Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] \quad T_k = 433.774$$

2.2 Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_0 \cdot (T_k - T_0) \quad T_s = 322.662$$

2.3 Температура заряду до кінця процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad T_a = 353.07$$

2.4 Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox.} \quad P_s = 0.246$$

2.5 Тиск заряду до кінця процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0.97 \cdot P_s \quad P_a = 0.239$$

2.6 Коефіцієнт наповнення

$$\eta_H = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n) \quad \eta_H = 0.927$$

3. Розрахунок процесу стиску

3.1 Середня мольна ізохорна теплоємність повітря, кДж/(моль*К)

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

3.2 Середня мольна ізохорна теплоємність чистих продуктів згоряння кДж/(моль*К)

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

3.3 Теплоємність суміші повітря та залишкових газів на ході стиску кДж/(моль*К)

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



$$b_c = 0.002515 \quad a_{vc} = 19.276$$

3.4 Середній показник політропи стиску



$$n_1 - 1 = \frac{8.13}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \epsilon^{n_1 - 1})} \quad n_1 = 1.362$$

3.5 Тиск в кінці стиску, МПа

$$P_c = P_a \cdot \epsilon^{n_1} \quad P_c = 8.697$$

3.6 Температура в кінці стиску, К

$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{n_1 - 1} \quad T_c = 917.343$$

4. Розрахунок процесу згоряння

4.1 Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad L = 1.078$$

4.2 Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L} \quad \beta_0 = 1.0293$$

4.3 Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \beta = 1.0285$$

4.4 Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} \quad x_z = 0.944$$

4.5 Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z \quad \beta_z = 1.027$$

4.6 Середня мольна ізохорна теплоємність в точці z, кДж/(моль*К)

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

де $\Delta M = \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right) \quad \Delta M = 0.0316$

$$L_0 = 0.495 \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$$

$$m = 1 + \frac{\Delta M}{L_0} \quad m = 1.064$$

$$a_{vz} = 19.80303$$

$$b_z = 0.00299$$

4.7 Середня мольна ізохорна теплоємність в точці b, кДж/(моль*К)

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

$$a_{vb} = 19.83317$$

$$b_b = 0.003021$$

4.8 Максимальна температура згоряння, К
- знаходимо з наступного рівняння:



$$\frac{\xi_z \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_0} + [c'_{vz} + 8.314 \cdot \lambda + \gamma_r \cdot (c''_{vz} + 8.314 \cdot \lambda)] \cdot T_c = \beta_z \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c''_{pz} \cdot T_z$$

звідки: $T_z = 1849.062$

4.9 Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \cdot P_c$$

$$P_z = 13.046$$

5. Розрахунок процесу розширення

5.1 Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c}$$

$$\rho = 1.38$$

5.2 Ступінь послідовного розширення

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

$$\delta = 10.146$$

5.3 Середній показник політропи розширення та температура в кінці процесу розширення, К. (знаходимо зі слідуючої системи рівнянь, методом послідовних наближень):

$$n_2 = \frac{8.314 \cdot \left(\frac{\beta_z}{\beta} \cdot T_z - T_b \right)}{\frac{Q_H \cdot (\xi_b - \xi_z)}{L \cdot (1 + \gamma_r) \cdot \beta} + \frac{\beta_z}{\beta} \cdot (a_{vz} + b_z \cdot T_z) \cdot T_z - (a_{vb} + b_b \cdot T_b) \cdot T_b} + 1$$



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

$$n_2 = 1.274$$

$$T_b = 980.713$$

5.4 Тиск в кінці процесу розширення, МПа

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}$$

$$P_b = 0.682$$

6. Визначення індикаторних показників

6.1 Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$P'_i = 1.62$$

6.2 Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P'_i \cdot \zeta \cdot (1 - \phi_n)$$

$$P_i = 1.555$$

6.3 Індикаторна питома витрата палива, кг/(кВт*г)

$$b_i = 433 \cdot \frac{P_s \cdot \eta_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i}$$

$$b_i = 0.183$$

6.4 Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{b_i \cdot Q_H}$$

$$\eta_i = 0.462$$

7. Визначення ефективних показників

7.1 Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \cdot \eta_m$$

$$P_e = 1.322$$

7.2 Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$$

$$\eta_e = 0.393$$

7.3 Питома ефективна витрата палива, кг/(кВт*г)

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_m}$$

$$b_e = 0.2149$$

7.4 Ефективна потужність двигуна

$$N_e = 13.1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i$$

$$N_e = 721.646$$

7.5 Порівняння заданої і отриманої ефективної потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e}$$

$$\Delta N = -0.049 \cdot \%$$

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

8. Визначення дійсного P_k компресора на даном режимі роботи двигуна

8.1 Витрата повітря через компресор, кг/с

-Універсальна газова стала для повітря $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$

$$R = 287$$

$$G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_H \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a \quad G = 1.615$$

8.2 Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600} \quad G_t = 1.658$$

8.3 Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = 0.95 \cdot P_k \quad P_r = 0.238$$

8.4 Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} \quad T_t = 782.14$$

8.5 Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0) \quad M_s = 1.111$$

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

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

$$R_t = 287.399$$

8.7 Показник адіабати розширення газу в турбіні

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{a_{vb} + b_b \cdot T_t} \quad k_t = 1.375$$

8.8 Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі

$$P_{kd} = 1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\frac{k_t - 1}{k_t}} \right] \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t^{\frac{1}{0.286}}}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_B}{k_B - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \quad P_{kd} = 2.433$$

8.9 Порівняння заданого і отриманого ступеня підвищення тиску в компресорі

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \quad \Delta P_k = 0.056 \cdot \%$$

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

2.5 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами:

– для процесу стиснення:

$$p = \frac{p_c}{(V/V_c)^{n_1}};$$

– для процесу розширення:

$$p = \frac{p_z \cdot \rho^{n_2}}{(V/V_c)^{n_2}};$$

де $v/v_c = \varepsilon_x$ - відношення об'ємів, яке представляє собою поточне значення ступеня стиснення

Дані для розрахунку та побудови індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,362
Показник політропи розширення n_2	1,274
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	8,697
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	13,046
Ступінь попереднього розширення ρ	1,38
Ступінь стиснення ε	14

Таблиця 2.2.

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	13,05	
1,00	8,70	13,05
1,38	5,61	13,05
2,01	3,36	8,07
2,64	2,32	5,70
3,27	1,73	4,34
3,90	1,36	3,47
4,54	1,11	2,87
5,17	0,93	2,43
5,80	0,79	2,10
6,43	0,69	1,84
7,06	0,61	1,63
7,69	0,54	1,46
8,32	0,49	1,32
8,95	0,44	1,20
9,58	0,40	1,10
10,21	0,37	1,02
10,85	0,34	0,94
11,48	0,31	0,88
12,11	0,29	0,82
12,74	0,27	0,77
13,37	0,25	0,72
14,00	0,24	0,68
14,00	0,24	0,24

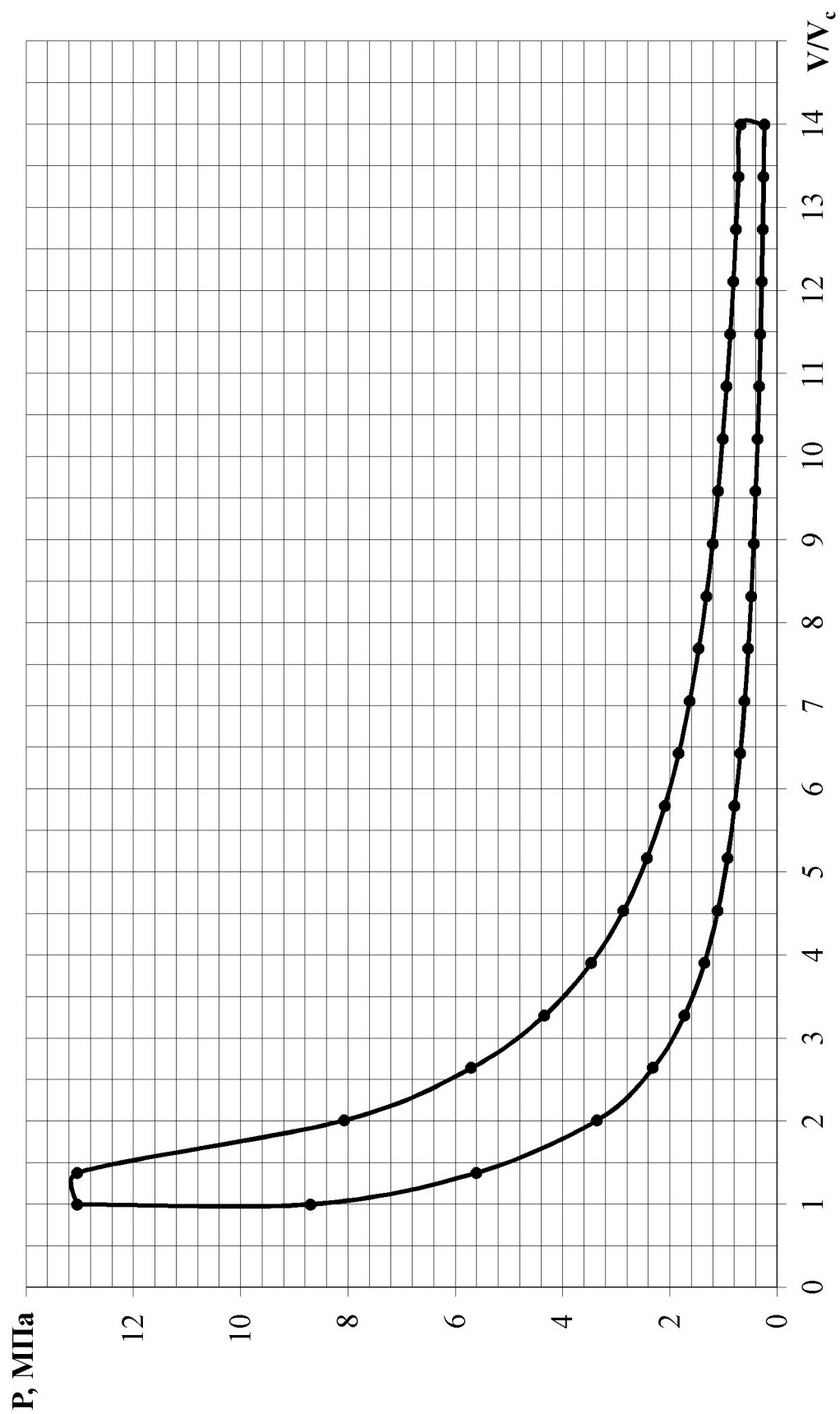


Рис. 2.1.1. Індикаторна діаграма двигуна типу 6ЧН 21/21

2.6 Розрахунок теплового балансу двигуна

Рівняння теплового балансу має наступний вигляд:

$$Q_{\Sigma} = Q_{\Gamma} + Q_{Ne} + Q_W + Q_M + Q_{н.б.}$$

де Q_{Σ} – теплота згоряння палива, що вводиться до циліндра, характеризує кількість енергії, яка виділяється при його згорянні, кВт;

Q_{Γ} – теплота випускних газів – це кількість теплоти, що залишається у відпрацьованих газах після завершення робочого циклу двигуна, кВт;

Q_{Ne} – теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна, — це кількість теплоти, яка відповідає сумарній корисній роботі, виконаній двигуном під час його роботи, кВт;

Q_W – теплота, що відводиться від двигуна охолоджуючою водою, — це кількість енергії, яка передається від робочих частин двигуна до охолоджуючої рідини, кВт;

Q_M – теплота, що відводиться від двигуна маслом, – це кількість енергії, яка переноситься від робочих частин двигуна до системи змащення за рахунок тепловіддачі, кВт;

$Q_{н.б.}$ – Теплота неврахованих втрат – це кількість енергії, яка втрачається в процесі роботи двигуна через процеси та явища, що не включені до основних розрахункових моделей, кВт;

Обчислимо сумарну теплову енергію (теплову потужність циклу), що генерується в циліндрі

$$Q_{\Sigma} = N_e / \eta_e = 722 / 0,393 = 1837,15 \text{ кВт.}$$

Обчислимо кількість теплоти, що втрачається разом із відпрацьованими газами (теплову потужність цього потоку)

$$Q_{\Gamma} = G_{\Gamma} \cdot C_{p,\Gamma} (T_{\Gamma,з.т.} - T_o) = 1,658 \cdot 1053,5 \cdot (669,26 - 313) = 622,3 \text{ кВт,}$$

де теплоємність газів при сталому тиску розраховується за рівнянням Майєра:

$$C_{p,\Gamma} = \kappa_{\Gamma} / (\kappa_{\Gamma} - 1) \cdot R_{\Gamma} = 1,375 / (1,375 - 1) \cdot 287,399 = 1053,5 \text{ Дж/(кг·К),}$$

Температуру газів на виході з турбіни розраховують, використовуючи вираз, що враховує ККД турбіни

$$T_{\Gamma,з.т.} = T_t - \eta_{ад} (T_t - T_{з.т.ад.}) = 782,14 - 0,74 \cdot (782,14 - 629,6) = 669,26 \text{ К,}$$

$$(\kappa_{\Gamma} - 1) / \kappa_{\Gamma} = 0,37 / 1,373$$

$$T_{з.т.ад.} = T_t \cdot (1 / (0,91 \cdot (P_{\kappa} / P_o))) = 782,14 \cdot (1 / (0,91 \cdot (0,25 / 0,103))) = 629,6 \text{ К.}$$

Обчислимо кількість теплоти, що передається до масла (теплову потужність потоку теплоти в масло):

$$Q_M = 0,1 \cdot Q_W = 0,1 \cdot 414,6 = 41,46 \text{ кВт.}$$

Обчислимо кількість теплоти, що передається воді (теплову потужність потоку теплоти, який надходить у воду):

$$Q_W = (0,98 \cdot Q_{\Sigma} - Q - Q_{Ne}) / 1,1 = (0,98 \cdot 1837,15 - 622,3 - 722) / 1,1 = 414,6 \text{ кВт.}$$

Оцінімо розбіжність у рівнянні загального теплового балансу (орієнтовне значення нев'язки балансу)

$$Q_{н.б.} = 0,02 \cdot Q_{\Sigma} = 0,02 \cdot 1837,15 = 36,7 \text{ кВт.}$$

Отже, ми визначили всі ключові складові теплового балансу. Запишемо рівняння з усіма компонентами для його подальшої перевірки:

$$Q_{\Sigma} = 1837,15 = Q_{\Gamma} + Q_{Ne} + Q_W + Q_M + Q_{н.б.} = 1837,15 \text{ кВт,}$$

або, з урахуванням числових значень:

$$1837,15 = 622,3 + 722 + 414,6 + 41,46 + 36,7.$$

Таким чином, всі компоненти рівняння теплового балансу відповідають встановленим вимогам щодо точності.

2.7 Розрахунок розходів води, масла та наддувного повітря

Розрахунок розходу води згідно з рівнянням теплового балансу

$$Q_W = G_w \cdot C_{pw} \cdot (T_2 - T_1).$$

З нього

$$Q_W = G_w / (C_{pw} \cdot (T_2 - T_1)),$$

де Q'_W – теплота, що відводиться від двигуна охолоджуючою водою, кВт,

C_{pw} – теплоємність води, кДж/кг К,

$T_2 - T_1$ – температурний перепад води на вході та виході з дизеля, К.

Перепад температур води на двигуні обирається у межах 1,5...15 К. Виходячи з рекомендацій [6] обираємо цей перепад рівним 12 К.

Тоді

					КРМ.142.6221м.20.02.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		35

$$G_w = 414600 / (4187 \cdot 12) = 8,3 \text{ кг/с.}$$

Отриманий розхід дорівнює

$$Q_w = G_w / \rho_w \cdot 3600 = 29,9 \text{ т/год.}$$

Розрахунок розходу масла

$$Q_m = G_m \cdot C_{pm} \cdot (T_2 - T_1),$$

$$G_m = Q_m / (C_{pm} \cdot (T_2 - T_1)),$$

де Q_m – теплота, що відводиться від двигуна з маслом, кВт;

C_{pm} – ізобарна теплоємність масла, кДж/(кг · К);

$T_2 - T_1$ – температурний перепад води на вході та виході з маслоохолоджувача, К.

Температурний перепад масла в двигуні обирається у межах 1...8 °С. Виходячи з рекомендацій приймаємо його рівним 8 °С.

Тоді

$$G_m = 41460 / (1900 \cdot 8) = 2,7 \text{ кг/с.}$$

Отриманий розхід дорівнює

$$Q_m = G_m / \rho_m \cdot 3600 = 9,91 \text{ м}^3/\text{ГГОД.}$$

Розхід повітря згідно розрахунку робочого циклу становить $G = 1,62 \text{ кг/с.}$

Розрахунок цього параметру наведений у розрахунку циклу.

2.8 Висновок до розділу

В результаті проведеного розрахунку отримані усі основні параметри робочого циклу двигуна які знадобляться для подальших розрахунків системи охолодження і всіх теплообмінних апаратів. Усі вони наведені в табл. 2.4.

Таблиця 2.4. Основні параметри двигуна, що проєктується

Параметр	Значення
1. Ефективна потужність двигуна, N_e , кВт	721,6
2. Ефективна витрата пального, g_e г/(кВт·год.)	214
3. Середній ефективний тиск, p_e , МПа	1,32
4. Ефективний ККД двигуна, %	39,3
5. Максимальний тиск згоряння, МПа	13
6. Максимальна температура згоряння, К	1849

7. Тиск наддуву, кПа	250
8. Температура повітря за компресором, К	433,8
9. Витрата повітря через компресор, кг/с	1,62
10. Теплота випускних газів, кВт	622,3
11. Теплота, що відводиться від двигуна охолоджуючою рідиною, кВт	414,6
12. Теплота, що відводиться від двигуна мастилом, кВт	41,5
13. Розхід води, м ³ /год.	29,9
14. Розхід масла, м ³ /год.	9,1

Як видно з результатів моделювання двигуна, він має потужність 721,6 кВт. Питома витрата палива спроектованого двигуна 214 гр/(кВт·год.). Максимальна температура згоряння палива $T_z = 1849$ К є припустимою з точки зору теплового напруження деталей ЦПГ, а також не сприятиме утворенню надмірної кількості викидів NO_x .

Таким чином, усі контрольні параметри, за якими оцінюють економічність, ефективність та екологічність двигуна, знаходяться у задовільних межах. З результатами проведених розрахунків отримано всі необхідні вихідні дані, за якими можливе виконання подальших обчислень у інших розділах магістерської роботи.

РОЗДІЛ 3

Розрахунок системи охолодження судового двигуна типу 6ЧН 21/21 та всіх теплообмінних апаратів

При виконанні магістерської роботи основною її метою є вдосконалення методики розрахунку водоводяного теплообмінника. Водночас з вдосконаленням методики виконується приклад використання розробленої методики на основі виконання розрахунку системи охолодження суднового двигуна. Це робиться для остаточної перевірки методики таким чином, щоб уникнути можливих помилок, які можуть мати місце, якщо відсутня перевірка методики на основі її дійсного застосування.

3.1 Розробка системи охолодження судового двигуна типу 6ЧН21/21

Виходячи з аналізу теплового балансу, ми отримали достовірні початкові дані для розрахунків системи. Систему охолодження двигуна прямого прототипу замінюємо на сучасну малорозхідну систему з асимільованим контуром охолодження наддувочного повітря. Така заміна дає позитивний ефект: більш ефективне охолодження повітря знижує середню температуру в циклі. Крім того, сучасні системи водяного охолодження дозволяють наблизити температуру на виході двигуна до температури кипіння води, при цьому гарантується запобігання її досягненню. Для багатоциліндрових машин різниця температур між входом і виходом зазвичай становить 3...8 К, а рідко досягає 15 К, що вважається допустимим. Високі температури теплоносія в охолоджувальних каналах деталей корпусу двигуна разом із невеликими перепадами температур між входом і виходом сприяють максимальному підвищенню ККД двигуна та забезпечують належні умови для його довговічності.

3.1.1 Опис схеми системи охолодження

На двигунах ряду ЧН 21/21 на прогулянковому катері можливе застосування так званої маловитратної системи охолодження. Схема та склад такої си-

					КРМ.142.6221м.20.03.ПЗ	Лист
						38
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

стеми охолодження зображено на рис. 3.1.

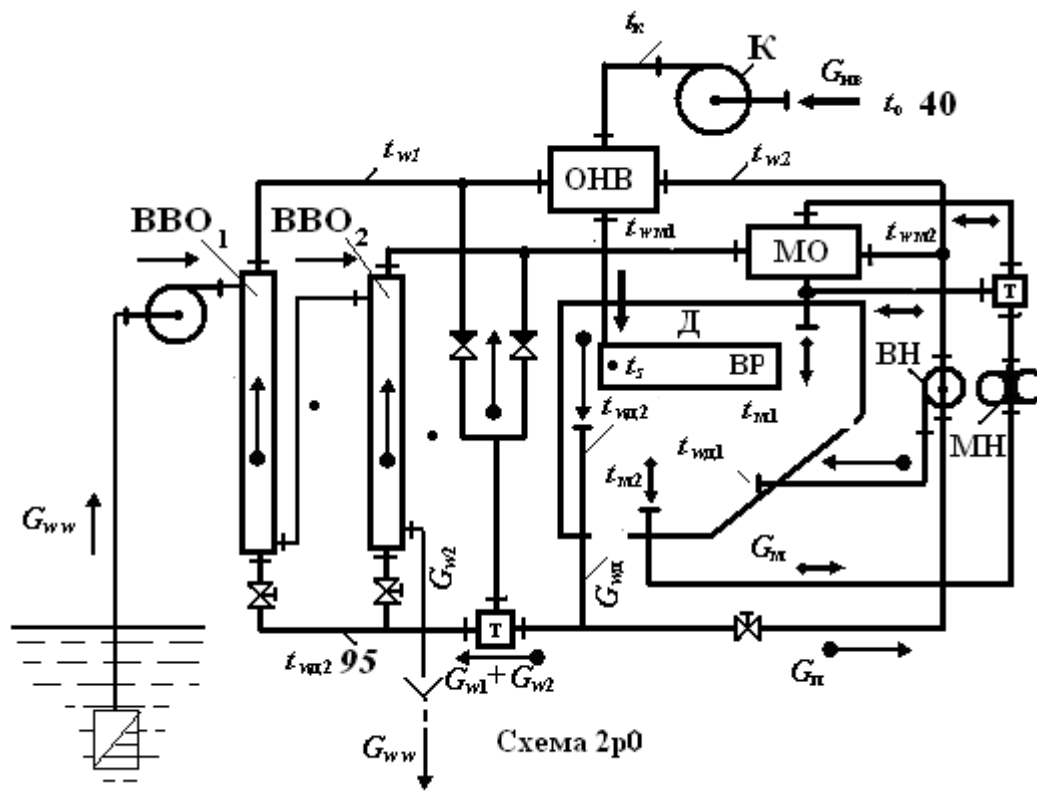


Рис. 3.1. Схема системи охолодження

Ця система не є єдиною можливою для використання, але її вибір був обґрунтований попередніми розрахунками виконаними на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ. Особливістю маловитратної системи є ділення водяного потоку по окремим гілкам таким чином, що через теплообмінники проходить значно менша кількість води, ніж через засорочковий простір дизеля. На двигуні 6ЧН 21/21 така схема організована шляхом ділення її на три вітки, які об'єднуються перед двигуном: контур охолодження масла, контур охолодження наддувочного повітря та перепуск. Тепло поглинається забортною водою за допомогою водо-водяних теплообмінників ВВО1 та ВВО2. Контур охолодження є замкнутим, що дозволяє підвищити допустиму температуру охолоджуючої води в системі до 100°C. Така організація системи виграє по параметрам, що забезпечуються під час роботи, головним чином по глибині охолодження наддувочного повітря, що дозволяє суттєво знизити температуру наддувочного повітря перед двигуном. В теплообмінювачах знижена швидкість води для забезпечення прийнятного гідравліч-

ного опору, що не впливає на порівнювальні показники системи. З-за таких швидкостей води такі системи називають повільнопотічними (від англ. slow flow system).

При роботі двигуна на дробових режимах у зв'язку з необхідністю підігріву наддувочного повітря й підігріву масла передбачено застосування терморегулятора, який здійснює перепуск прісної води мимо ВВО. Необхідно відзначити, що проектування даної системи охолодження робиться на номінальний режим роботи двигуна для найменш сприятливих зовнішніх умов. А саме, при температурі навколишнього середовища 40 °С і 32 °С – температурі забортної води.

Розділення водяного потоку на три гілки продиктовано необхідністю забезпечення по можливості оптимальних умов роботи усіх теплообмінників системи. Зокрема, дана схема системи дозволяє закласти різні розходи рідини в окремих гілках охолодження, що дозволяє підбирати оптимальні розходи теплоносіїв для кожного теплообмінника системи при накладених обмеженнях.

Проектування системи та теплообмінників робиться в комплексі, так як найменші зміни параметрів системи приводять до зміни конструкції та відповідно параметрів теплообмінників, які в свою чергу змінюють параметри системи.

З урахуванням того, що на параметри системи впливає не тільки розподіл розходів теплоносіїв по її гілках, а й параметри теплообмінників, необхідно застосовувати спеціальні розрахункові методики для розрахунків усіх теплообмінників.

3.1.2 Параметри системи охолодження

Основним призначенням системи охолодження двигуна є підтримка у деталях дизеля припустимого рівня температури, обумовленого жароміцністю використаних матеріалів, термостабільністю мастильних масел, оптимальними умовами протікання робочого процесу, надійністю роботи окремих вузлів та агрегатів у всіх діапазонах можливих режимів роботи установки.

					КРМ.142.6221м.20.03.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		40

Для розрахунку даної системи охолодження судового двигуна 6ЧН 21/21 вибрано:

- номінальний режим роботи двигуна в умовах літньої спеки при температурі навколишнього повітря $T_0 = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ й температурі заборотної води $T_{ww1} = 32\text{ }^{\circ}\text{C}$;

- кількість тепла $Q_d = 414,6\text{ кВт}$ и $Q_m = 42\text{ кВт}$, яку необхідно відвести від охолоджуючої водою від дизеля та масла відповідно;

3.2 Теоретична основа виконання розрахунків

Системи охолодження, як і теплообмінники, потребують розрахунку. Для цього існують різні підходи, зокрема пряма, зворотна та оптимізаційна задачі. Аналізуючи таблицю з результатами розрахунків циклу та теплового балансу, можна зробити висновок, що отримані дані підходять для розрахунку за прямою задачею.

У прямій задачі розрахунку системи задають такі параметри: умови навколишнього середовища, характеристику продуктивності компресора, насосів та вентиляторів, кількість теплоти, що передається двигуном в охолоджувальну воду та масло, температури масла і води на виході з двигуна, а також ступінь підвищення тиску і ККД компресора або температуру повітря після компресора та температуру наддувального повітря в ресивері двигуна.

Пряму задачу розрахунку можна умовно розділити на теплову та конструктивну частини.

У тепловій частині прямої задачі розрахунку системи визначаються такі параметри: коефіцієнти корисної дії всіх теплообмінників і попередні значення мас їхніх теплообмінних поверхонь, температури теплоносіїв на вході в двигун, а також на входах і виходах кожного теплообмінника, а також витрати теплоносіїв через усі гілки системи, включаючи витрати обох теплоносіїв через кожен теплообмінник.

У конструктивній частині прямої задачі розрахунку системи визначаються конструктивні параметри всіх теплообмінників, уточнюються їхні коефіцієн-

					КРМ.142.6221м.20.03.ПЗ	Лист
						41
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ти корисної дії та опори для обох теплоносіїв.

У зворотній задачі розрахунку системи встановлюють наступні параметри: умови навколишнього середовища, конструктивні характеристики всіх теплообмінників, витрати теплоносія через кожен теплообмінник та кожен галузь системи, а також ступінь підвищення тиску і КПД компресора або температуру повітря після компресора, а також температури води та олії на виході з двигуна.

Встановлюються: температури теплоносіїв на вході та виході кожного теплообмінника, у точці входу в двигун, а також у всіх ключових вузлових точках системи; визначається кількість теплоти, що відводиться від масла та двигуна; уточнюються значення теплового ККД усіх теплообмінників та їх опору для кожного теплоносія.

Оптимізаційна задача, як і розрахунки теплообмінників, базується на використанні схем вирішення прямої та зворотної задач. Початкові дані та результати визначаються цільовою функцією, сформульованою для кожної окремої оптимізаційної задачі, що може бути досить різноманітною. Наприклад, оптимізаційна задача може базуватися на прямій задачі з додатковою умовою – отримати рішення, при якому сума мас серцевин усіх теплообмінників системи буде мінімальною. При вирішенні таких або подібних завдань можуть бути введені додаткові обмеження, зокрема, що стосуються розмірів, маси або конструктивних особливостей окремих теплообмінників чи всієї системи, або формуватися інакше.

Виходячи з усіх вищенаведених пояснень щодо розрахунку систем охолодження, ми віддаємо перевагу прямій задачі, на основі якої і будемо проводити розрахунки.

Послідовність вирішення прямої задачі:

Дано:

Теплові потужності: Q_d , Q_m , кВт;

Температури: T_0 , $T_{в1}$, T_k , T_s , T_{wd2} , T_{m2} , К;

Витрати теплоносіїв: G_{ww} , G_{wd} , $G_{нв}$, G_m , кг/с;

Коефіцієнти використання мас серцевин теплообмінних апаратів: $kg_{\text{нв}}$, $kg_{\text{мо}}$, $kg_{\text{р1}}$, $kg_{\text{р2}}^*$.

*Коефіцієнти використання мас серцевин теплообмінних апаратів приймаються за результатами прототипів чи розрахунків за ДСТУ для відповідних теплообмінних апаратів.

Визначити :

КПД усіх теплообмінних апаратів, $\eta_{\text{р1}}$, $\eta_{\text{р2}}$, $\eta_{\text{мо}}$;

Температури води до і після кожного теплообмінного апарата, T_{wi} ;

Температуру води на вході в двигун, $T_{\text{вд1}}$;

Температуру масла на вході в двигун, $T_{\text{м1}}$;

Температури атмосферного повітря на виході зі кожного радіатора.

Розрахунок розпочинається із теплової частини.

1. Енергоємність потоків теплоносіїв у всіх ділянках системи розраховується відповідно до встановлених значень та із забезпеченням дотримання законів збереження масових балансів у системі.

2. Виходячи з записаної системи рівнянь, послідовно визначаємо значення температур.

3. За значеннями температур обчислюються значення КПД теплообмінників системи: $\eta_{\text{р1}}$, $\eta_{\text{р2}}$, а за значеннями енергоємностей теплоносієм їхні відносини на теплообмінниках S_i .

4. При відомих значеннях ККД та співвідношеннях енергоємностей для кожного теплообмінника, на першому етапі обчислюють маси серцевин теплообмінників M_i та сумарну масу усіх серцевин M . Останній параметр можна використовувати для оптимізації рішення з точки зору мінімізації витрат кольорового металу в системі.

5. Після визначення мас серцевин теплообмінників потрібно відкоригувати розподіл витрати вентиляторного повітря між радіаторами з урахуванням їх розмірів. Припускаючи, що всі радіатори створено за принципом використання однакових елементів, витрата повітря через кожен радіатор має бути пропорційною його масі.

Після першої корекції необхідно повторно провести розрахунок системи, потім знову внести корективи, і так циклічно, поки вихідні та скориговані витрати вентиляторного повітря не узгодяться. Таким чином завершується теплова частина прямого розрахунку системи.

Далі продовжується конструктивна частина прямого розрахунку системи.

6. Після попереднього визначення мас серцевин теплообмінників необхідно виконати прямі розрахунки всіх теплообмінників системи, виходячи з отриманих значень їхнього ККД та параметрів теплоносіїв на вході і виході. На підставі цих розрахунків встановлюють фактичні значення мас серцевин кожного теплообмінника і коефіцієнти використання цих мас k_{gi} .

7. Отримані значення коефіцієнтів k_{gi} слід знову інтегрувати в алгоритм розрахунку теплової частини прямої задачі, після чого потрібно провести повторний розрахунок системи та її теплообмінників через послідовні наближення до досягнення збіжності вихідних і отриманих значень.

3.3 Розрахунок та оптимізація параметрів обраної системи охолодження

Розрахунок малорозхідної системи охолодження здійснюємо у табличній формі із застосуванням готових програм, розроблених кафедрою ДВЗ, У та ТЕ.

В якості параметрів, що підбирається при оптимізації системи виступає розхід забортної води в водо-водяних теплообмінниках $G_{ww1,2}$, перепуск охолоджуючої води з двигуна в обхід теплообмінників G_{n1} , а також підбирається відношення енергоємності й ККД охолоджувача наддувочного повітря, при яких задовольняється задана температура повітря за ОНП ($S_{нв}$ й $\eta_{нв}$).

В розрахунку визначається:

- ККД всіх теплообмінників, η_i ;
- температури води до й після кожного теплообмінника, T_{wi} ;
- температура води перед двигуном, $T_{w\partial 1}$;
- температура масла після охолоджувача (перед двигуном), T_{m1} ;
- температура забортної води за кожним з ВВО, T_{ww12} й T_{ww21} .

Дано					
1	T_0	К	температура навколишньої середи	313	40
2	T_{ww1}	К	температура забортної води	313	40
3	T_k	К	температура повітря перед ОНП	433,774	160,774
4	T_s	К	температура повітря в ресивері	322,662	49,662
5	T_{wd2}	К	температура води на виході з дизеля	368	95
6	T_{m2}	К	температура масла на виході з дизеля	368	95
7	Q_d	Вт	кількість теплоти, яку необхідно відвести охолоджуючою водою від дизеля	414600	
8	Q_m	Вт	кількість теплоти, яку необхідно відвести від масла в МО	41460	
9	G_b	кг/с	подача насоса забортної води	8	
10	G_{wd}	кг/с	подача насоса прісної води	8	
11	G_{hb}	кг/с	розхід наддувочного повітря	1,62	
12	G_m	кг/с	розхід масла	4,1	
	ОНП				
	<i>схема</i>			1	
	b			8	
	k_{ghb}	Вт/кг·К		36	
	P1				
	<i>схема</i>			2	
	b			4	
	k_{gp1}	Вт/кг·К		367	
	P2				
	<i>схема</i>			2	
	b			4	
	k_{gp2}	Вт/кг·К		372	
	МО				
	<i>схема</i>			1	
	b			8	
	k_{gmo}	Вт/кг·К		27	
Приймаємо					
1	η_{hb}			0,95	
2	S_{hb}			0,291837	
3	G_{Π}	кг/с		3,779361	
Визначити					
1	G_{w1}	кг/с			
2	G_{w2}	кг/с			
3	η_{p1}				
4	η_{p2}				
5	η_{mo}				
6	T_{wd1}	К			
7	T_{m2}	К			
8	T_{w1}	К			

9	T_{w2}	К			
10	T_{wm1}	К			
11	T_{B2}	К			
12	T_{B3}	К			
Рішення					
	$W_{\text{д}}$	Вт/К	$W_{\text{д}} = G_{\text{wd}} C_{pw}$	33520	
	W_{HB}	Вт/К	$W_{\text{HB}} = G_{\text{HB}} C_p$	1628,1	
	W_{B}	Вт/К	$W_{\text{B}} = G_{\text{B}} C_p$	33520	
	W_{M}	Вт/К	$W_{\text{M}} = G_{\text{M}} C_{pm}$	8487	
	$W_{\text{П}}$	Вт/К	$W_{\text{П}} = G_{\text{П}} C_{pw}$	15835,52	
	W_1	Вт/К	$W_1 = W_{\text{HB}} \frac{1}{S_{\text{HB}}}$	5578,804	
	W_2	Вт/К	$W_2 = W_{\text{д}} - W_{\text{П}} - W_1$	12105,67	
	T_{wd1}		$T_{wd1} = T_{wd2} - Q_{\text{д}} / W_{\text{д}}$	355,6313	82,63126
	T_{m1}		$T_{m1} = T_{m2} - Q_{\text{M}} / W_{\text{M}}$	363,1149	90,11488
	T_{w1}		$T_{w1} = T_{\text{к}} - (T_{\text{к}} - T_{\text{с}}) \frac{1}{\eta_{\text{HB}}}$	316,814	43,814
	T_{w2}		$T_{w2} = T_{w1} + S_{\text{HB}} (T_{\text{к}} - T_{\text{с}})$	349,2406	76,24056
	T_{wm2}		$T_{wm2} = \frac{W_{\text{д}} T_{wd1} - W_{\text{П}} T_{wd2} - W_1 T_{w2}}{W_2}$	342,3967	69,39673
	T_{wm1}		$T_{wm1} = T_{wm2} - \frac{Q_{\text{M}}}{W_2}$	338,9719	65,97189
	S_{MO}		$S_{\text{MO}} = \frac{W_{\text{M}}}{W_2}$	0,701076	
	S'_{MO}		$S'_{\text{MO}} = \frac{W_2}{W_{\text{M}}}$	1,426378	

	η_{MO}		$\eta_{\text{MO}} = \frac{T_{\text{M2}} - T_{\text{M1}}}{T_{\text{M2}} - T_{\text{WM1}}}$	0,168289	
	η'_{MO}		$\eta'_{\text{MO}} = \frac{T_{\text{M2}} - T_{\text{M1}}}{S'_{\text{MO}}(T_{\text{M2}} - T_{\text{WM1}})}$	0,117984	
	S_{p1}		$S_{\text{p1}} = \frac{W_1}{W_{\text{B}}}$	0,166432	
	S'_{p1}		$S'_{\text{p1}} = \frac{W_{\text{B}}}{W_1}$	6,008456	
	η_{p1}		$\eta_{\text{p1}} = \frac{T_{\text{wд2}} - T_{\text{w1}}}{T_{\text{wд2}} - T_{\text{B1}}}$	0,930655	
	η'_{p1}		$\eta'_{\text{p1}} = \frac{T_{\text{wд2}} - T_{\text{w1}}}{S'_{\text{p1}}(T_{\text{wд2}} - T_{\text{B1}})}$	0,154891	
	S_{p2}		$S_{\text{p2}} = \frac{W_2}{W_{\text{B}}}$	0,361148	
	S'_{p2}		$S'_{\text{p2}} = \frac{W_{\text{B}}}{W_2}$	2,76895	
	T_{B2}		$T_{\text{B2}} = T_{\text{B1}} + S_{\text{p1}}(T_{\text{wд2}} - T_{\text{w1}})$	321,519	48,51899
	T'_{B2}		$T'_{\text{B2}} = T_{\text{B1}} + \frac{1}{S'_{\text{p1}}}(T_{\text{wд2}} - T_{\text{w1}})$	321,519	48,51899
	η_{p2}		$\eta_{\text{p2}} = \frac{T_{\text{wд2}} - T_{\text{WM1}}}{T_{\text{wд2}} - T_{\text{B2}}}$	0,624515	
	η'_{p2}		$\eta'_{\text{p2}} = \frac{T_{\text{wд2}} - T_{\text{WM1}}}{S'_{\text{p2}}(T_{\text{wд2}} - T'_{\text{B2}})}$	0,225542	
	T_{B3}		$T_{\text{B3}} = T_{\text{B2}} + S_{\text{p2}}(T_{\text{wд2}} - T_{\text{WM1}})$	332,0024	59,00243
	T'_{B3}		$T'_{\text{B3}} = T_{\text{B2}} + \frac{1}{S'_{\text{p2}}}(T_{\text{wд2}} - T_{\text{WM1}})$	332,0024	59,00243
Результати					
	G_{w1}	кг/с		1,331	

	G_{w2}	кг/с		2,889	
	G_{Π}	кг/с		3,779361	
	W_{Π}	Вт/К		15835,52	
	η_{p1}			0,931	
	S_{p1}			0,166	
	W_{1min}	Вт/К		5578,804	
	η_{p2}			0,625	
	S_{p2}			0,361	
	W_{2min}	Вт/К		12105,67	
	η_{mo}			0,168	
	S_{mo}			0,70	
	W_{momin}	Вт/К		8487	
	η_{HB}			0,95	
	S_{HB}			0,291837	
	W_{HBmin}	Вт/К		1628,1	
	$T_{wД1}$	К		355,63	82,63
	T_{m1}	К		363,11	90,11
	T_{w1}	К		316,81	43,81
	T_{w2}	К		349,24	76,24
	T_{wm1}	К		338,97	65,97
	T_{wm2}	К		342,40	69,40
	T_{B2}	К		321,52	48,52
	T_{B3}	К		332,00	59,00
	M_{HB}	кг	$M_{HB} = N_{HB} \frac{W_{HBmin}}{k_{gHB}}$	172,26	
	M_{p1}	кг	$M_{p1} = N_{p1} \frac{W_{p1min}}{k_{gp1}}$	46,29	
	M_{p2}	кг	$M_{p2} = N_{p2} \frac{W_{p2min}}{k_{gp2}}$	37,04	
	M_{mo}	кг	$M_{mo} = N_{mo} \frac{W_{momin}}{k_{gmo}}$	61,76	
	M_{Σ}	кг	$M_{\Sigma} = M_{HB} + M_{mo} + M_{p1} + M_{p2}$	317,34	

На підставі зроблених розрахунків можна виділити такі параметри системи, які характеризують її в цілому, а також повинні застосовуватися у якості початкових при наступних розрахунках усіх теплообмінників системи.

Слід зауважити, що у наведеній таблиці приводиться кінцевий результат числених розрахунків. Справа в тому, що вся система з теплообмінниками повинна рахуватися як єдиний комплекс шляхом послідовних наближень. Згідно з цим при першому розрахунку системи в її початкові дані вводяться деякі дані теплообмінників, що входять до її складу, у першому наближенні. Зокрема, так задаються коефіцієнти компактності теплообмінників, k_{gi} . Потім ці параметри замінюються на більш точні у наступних наближеннях.

Слід також додати, що при розрахунках системи виконується її оптимізація. При оптимізації за функцію цілі обрана сумарна маса усіх теплообмінників системи. Оптимізація дозволяє отримати найменшу можливу масу з урахуванням практичних обмежень на основні параметри системи.

Таблиця. 3.1. Результати розрахунків

№	Параметри	Значення	
		K	$^{\circ}C$
1	T_{wd1}	355,63	82,63
2	T_{m1}	363,11	90,11
3	T_{w1}	316,81	43,81
4	T_{w2}	349,24	76,24
5	T_{wm1}	338,97	65,97
6	T_{wm2}	342,40	69,40
7	T_{b2}	321,52	48,52
8	T_{b3}	332,00	59,00
9	G_{w1} , кг/с	1,331	
10	G_{w2} , кг/с	2,8899	
11	$\eta_{нв}$	0,95	
12	$\eta_{мо}$	0,168	
13	$\eta_{вво2}$	0,625	
14	$\eta_{вво1}$	0,931	

Обрана та розрахована малорозхідна система охолодження забезпечує температуру наддувного повітря в ресивері 50 °С, що неможливо досягти з використанням повнопоточної системи. Крім того, теплообмінники цієї системи можна безперешкодно встановити на об'єкті, і вони матимуть меншу сумарну вагу порівняно з теплообмінниками повнопоточної системи, що підтверджується теоретичними розрахунками [5].

3.4 Розрахунок охолоджувача наддувного повітря

Розрахунок рекуперативного повітро-водяного охолоджувача наддувного повітря кожухо-коробчастого типу виконаний на підставі програм, існуючих на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ НУК. Нижче надається часткова роздруковка табличної форми програми (це початкові параметри та таблиця результатів), у якій усі чисельні дані відповідають значенням, обраним та обґрунтованим вище.

№ п/п	Позначення	Спосіб вибору або визначення	Значення	Найменування
1.1.1	Клас ПТ	Вибираються з ряду відомих у теплотехніці з урахуванням особливостей технології, експлуатаційної надійності тощо.	Шаховий пучок ребристих труб	
1.1.2	Вид ПТ		Характеризується п.п. 2.1-2.13	
1.1.3	D , м	Задаються з урахуванням можливості придбання або виготовлення, а також з урахуванням відомих обмежень на характерні розміри ПТ	0,0195	Зовнішній діаметр ребра
1.1.4	d_0 , м		0,01110	Несучий діаметр трубки
1.1.5	d_w , м		0,00800	Внутрішній діаметр трубки
1.1.6	u , м		0,00173	Крок між ребрами
1.1.7	δ_1 , м		0,00055	Товщина ребра в основі
1.1.8	δ_2 , м		0,00020	Товщина ребра у вершини
1.1.17	S_1 , м	Задаються з урахуванням можливості розміщення трубних дощок, а також з урахуванням впливу на теплотехнічні параметри ОНП	0,0200	Крок між трубками в поперечному ряду
1.1.18	S_2 , м		0,018	Крок між поперечними рядами трубок

№ п/п	Позначення	Спосіб вибору або визначення	Значення чи визначальна якість	Найменування
1.2.1	b_w	Задається попередньо на основі прийнятої схеми охолоджувача, що розраховується	16	Число ходів по воді при загальному протитоці
1.2.2	b_{wt}		2	
1.2.3	$b_{wt\Sigma}$	$b_{wt\Sigma} = b_{wt} b_w$	32	
1.2.4	λ_m , Вт/м·К	Практично постійна	3,84E+02	Коефіцієнт теплопровідності матеріалу труби та ребер
1.2.5	Стан ПТ	Чиста чи забруднена	забруднена	Оцінка ступеня забрудненості
1.2.6	R_{ct} , м ² ·К/Вт	$R_{ct} = \frac{d_o \ln \frac{d_o}{d_w}}{2\lambda_m}; -R_{ct} = 3E - 4$	3,00E-04	Термічний опір монометалічної стінки разом із шаром забруднення або без нього
1.2.7	μ_k	Залежить від конструкції ореброваної ПТ	1	Коефіцієнт контакту ребер і несучої трубки
1.2.8	L_p , м	Визначаються з великим наближенням за розмірами апарату - прототипу	0,3	Конструктивна довжина пучка
1.2.9	B_p , м		0,3	Конструктивна ширина пучка
1.2.10	H_p , м		0,3	Відстань між трубними дошками
1.2.11	$D_{p, m}$		0,12	Внутрішній діаметр патрубка, що підводить
1.2.12	$D_{o, m}$		0,12	Внутрішній діаметр патрубка, що підводить
1.2.13	G , кг/с		1,62	Витрата повітря
1.2.14	T_1 , К		433	Температура повітря на вході
1.2.15	P_1 , Па		204000	Тиск повітря на вході
1.2.16	G_w , кг/с		1,31	Витрата води
1.2.17	T_{w1} , К		316,6	Температура води на вході
1.2.18	T_2 , К	$T_2 = T_1 - \eta(T_1 - T_{w1})$	322,5	Температура повітря за охолоджувачем
1.2.19	t_2 , °C	$t_2 = T_2 - 273$	49,5	
1.2.20	ΔP , мм.в.ст		500	Повітряний опір ОНП
1.2.21	ΔP , Па	ΔP , мм.в.ст * 9,8	4900	
1.2.22	w_w , м/с		1,6	Швидкість води у трубах

Результати розрахунку ОНП

Параметр	Значення	Спосіб визначення	Примітка	
G , кг/с	1,62			
T_1 , К	433			
P_1 , Па	204000			
G_w , кг/с	1,31			
T_{w1} , К	316,6			
$R_{сг}$, м ² ·К/Вт	3,00E-04			
$L_{п}$, м	0,420	$L_{п} = S_2(Z_2 - 1) + D.$	Розміри скориговані	
$B_{п}$, м	0,380	$B_{п} = S_1(Z_1 - 1) + D.$		
$H_{п}$, м	0,345	$H_{п} = const$		
b_w	16			
$b_{wг}$	2			
$b_{wгΣ}$	32			
$H_{тр.г}$, мм	68			
b_k	10			
Z , шт.	555			
Z_1 , шт.	19,0			
Z_2 , шт.	30			
T_2 , К	323,71			
ΔP , мм.в.ст	497,0			
η	0,939			
t_2 , °C	50,71			
w_w , м/с	0,75		Швидкість у трубах	
$w_{под}$, м/с	0,12		Швидкість у відвідному патрубку	
$w_{омб}$, м/с	0,12		Швидкість у відвідному патрубку	
$M_{п}$, кг	158,7			
$M_{п}'$, кг	208,8			
Q , Вт	177927,2			
Q , ккал/час	152989,8			
ΔP_w , кПа	33,8			
D , м	0,0195			
d_0 , м	0,0111			
d_w , м	0,008			
u , м	0,00173			
δ_1 , м	0,00055			
δ_2 , м	0,0002			
S_1 , м	0,02			
S_2 , м	0,018			
F , м ²	50,70			

Виходячи з цього розрахунку маємо данні для конструювання охолоджувача наддувочного повітря. На обраному двигуні всмоктуючи колектори розташовані з двох боків. Відповідно доцільно мати два охолоджувача наддувочного повітря. Наш розрахунок зроблений для двигуна вцілому, отже поділяємо ОНП навпіл тобто при існуючих розмірах спільного пучка $L = 0,420$ м, $B = 0,380$ м, $H = 0,345$ м, ми отримаємо рівні за параметрами два охолоджувача з параметрами пучка $L = 0,420$ м, $B = 0,190$ м, $H = 0,345$ м. Загальне креслення цього ОНП представлено на рис. 3.2.

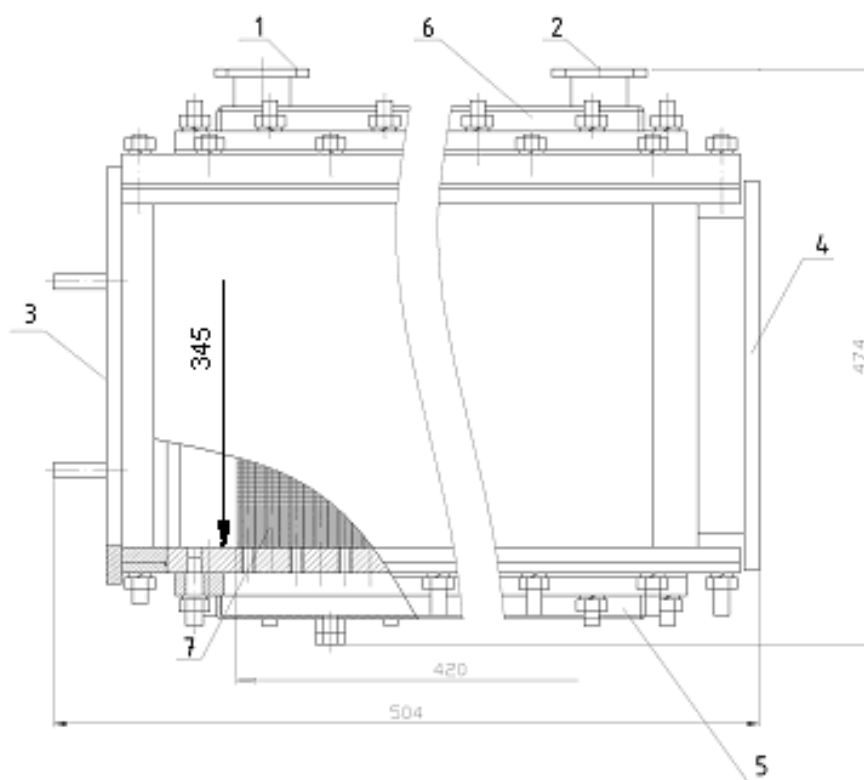


Рис. 3.2. Охолоджувач наддувочного повітря (вид з боку): 1 – підвідний патрубок води; 2 – відвідний патрубок води; 3 – фланець виходу охолодженого повітря з ОНП; 4 – фланець входу повітря в ОНП; 5 – нижня кришка; 6 – верхня кришка; 7 – трубна дошка

Охолоджувач наддувочного повітря (ОНП) виконаний на основі кожухокоробчастої конструкції. Теплообмінний елемент виконаний як шаховий пучок труб з накатним заребренням. Корпус має патрубки для підвода та відводу повітря (рис. 3.2. поз. 3,4).

Вода подається та відводиться через кришки, які кріпляться до теплообмінного елемента. ОНП з трубчатим теплообмінним елементом оснащено двома трубними дошками, де закріплюються кінці труб. Елемент встановлюється в кожух за напрямком осей труб через отвір в одній з його граней і герметично приєднується до неї за допомогою трубної дошки, що опоясує отвір. При цьому з'єднання підключення та корпусу виконується розбірним способом, що дозволяє другій стороні теплообмінного елемента вільно переміщатися під впливом теплових деформацій. Схема теплообмінного елемента надана на рис. 3.4. Вигляд заребреної трубки – на рис. 3.5.

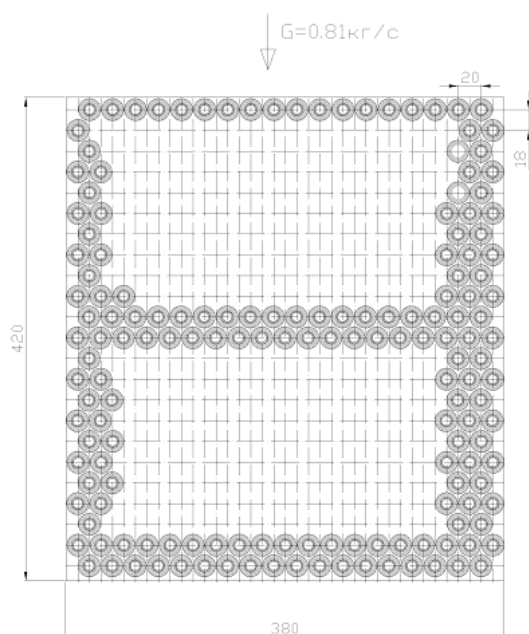


Рис. 3.4. Геометричні параметри трубного пучка охолоджувача наддувочного повітря

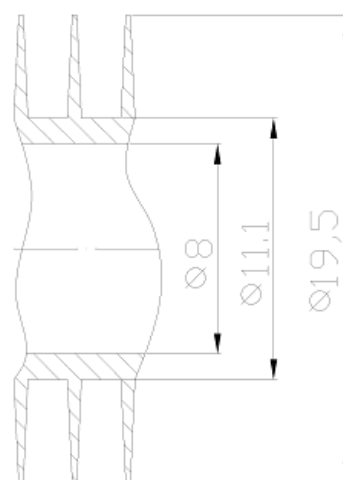


Рис. 3.5. Поверхня теплообміну

Схема загальної течії теплоносіїв – багаторазовий перехресний тік при загальній протитечії. По повітрю теплообмінник одноходовий. По потоку води – чотирьохходовий.

Основні конструктивні та теплотехнічні параметри.

Параметри пучка характеризуються розмірами $L = 0,420$ м, $B = 0,380$ м, $H = 0,345$ м, це є основні конструктивні розміри, швидкість прісної води

$w = 0,75$ м/с, опір по повітрю $\Delta P = 497$ мм вод. ст., опір по прісній воді $\Delta P_w = 33,8$ кПа, ККД теплообмінника $\eta = 0,939$, маса пучка $M_n = 159$ кг.

3.5 Розрахунок водо-масляного охолоджувача

Розрахунок рекуперативного водо-масляного охолоджувача кожухотрубного типу виконаний на підставі програм, існуючих на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ НУК. Нижче надається часткова роздруківка табличної форми програми (це початкові параметри та таблиця результатів), у якій усі чисельні дані відповідають значенням, обраним та обґрунтованим вище.

G_m	кг/с	Задано	4,1	Витрата масла
t_{m1}	$^{\circ}C$	Задано	95	Температура масла на вході
p_{m1}	кПа	Задано	785	Тиск масла на вході
t_{m2}	$^{\circ}C$	Задано	90,11	Температура масла за охолоджувачем
w_m	м/с	Прийнято	1	Середня швидкість масла в стислому перерізі пучка
G_w	кг/с	Задано	2,89	Витрата води
t_{w1}	$^{\circ}C$	Задано	65,97	Температура води на вході
P_w	кПа	Задано	392	Тиск води на вході
w_w	м/с	Прийнято	0,8	Швидкість води у трубах

1. Вихідні дані до розрахунку

1.1 Геометричні параметри ПТ

п/п	Позначення	Розмірність	Спосіб вибору або визначення	Значення	Найменування
1	Клас ПТ		Вибирається із ряду відомих у теплотехніці з урахуванням особливостей технології, експлуатаційної надійності тощо.	-	Шаховий пучок ребристих труб
2	D	м	Задаються з урахуванням можливості придбання чи виготовлення, і навіть з урахуванням відомих обмежень характерні розміри ПТ	0,02	Зовнішній діаметр ребра
3	d_0	м		0,0112	Несучий діаметр трубки
4	d_w	м		0,009	Внутрішній діаметр трубки
5	u	м		0,0017	Крок між ребрами
6	δ_1	м		0,00055	Товщина ребра в основі
7	δ_2	м		0,0002	Товщина ребра у вершини
8	$\square$ тр.	град	Вибирається за наявними рекомендаціями	30	Кут розбивки
9	S_1	м	Вибирається з урахуванням теплотехнічних властивостей ПТ	0,02	Крок між трубками, перпендикулярний до руху масла

10	S_2	м	Приймається близьким до теоретичного з урахуванням технологічних допусків	0,0173	Крок між трубами по глибині. Теоретичне значення кроку дано в комірці праворуч
1.2 Фізичні параметри ПТ					
1	Елементна база ПТ		Вибирається на основі наявних технологій	-	Монометалева труба з накатним ребранням
2	Матеріал ПТ		Вибирається на основі освоєних матеріалів	Мідь	Матеріал труби та ребер
3	λ_m	Вт/м·К	Довідкова величина	3,84E+02	Коефіцієнт теплопровідності матеріалу труби та ребер
4	Стан ПТ		Чиста? (так/ні)	нет	Оцінка ступеня забрудненості
5	$R_{ст}$	м ² ·К/Вт	$R_{ст} = \frac{d_o \ln \frac{d_o}{d_w}}{2\lambda_m}; R_{ст} = 6E - 5.$	3,00E-04	Термічний опір монометалевої стінки разом із шаром забруднення або без нього
6	μ_k		Залежить від конструкції ореброваної ПТ	1	Коефіцієнт контакту ребер та несучої трубки

Результати розрахунку

№ п/п	Позначення	Найменування		Значення
Параметри МО та теплоносіїв				
1	G	кг/с		4,10
2	$t_{м1}$	°C	Температура масла на вході	95,00
3	$p_{м1}$	кПа	Тиск масла на вході	785,00
4	$t_{м2}$	°C	Температура масла за охолоджувачем	90,11
5	η		ККД ОМ	0,17
6	$w_{м}$	м/с	Швидкість ол масла її в стислому перерізі пучка	0,98
7	$\Delta P_{м}$	кПа	Опір по маслу	53,06
8	G_w	кг/с	Витрата води	2,89
9	t_{w1}	°C	Температура води на вході	65,97
10	P_w	кПа	Тиск води на вході	392,0
11	w_w	м/с	Швидкість води у трубках	0,8
12	ΔP_w	кПа		Опір по воді
13	$R_{ст}$	$м^2 \cdot K/B_T$		0,0003
14	k_g	Вт/кгК	Коефіцієнт використання маси пучка труб	58,93
15	Q	Вт	Кількість теплоти, переданої в МО	44250,11
16	b		Число ходів олії при однокеровому МО по воді або число послідовно включених реверсивних елементів, протиточно встановлених у водяному струмі багатокерового МО по воді (див. рис.5 дод.1).	1

17	b_w		Число ходів теплообмінника по воді	3
Параметри трубки та трубної решітки				
18	D	м	Зовнішній діаметр ребра	0,0200
19	d_0	м	Несучий діаметр трубки	0,0112
21	d_w	м	Внутрішній діаметр трубки	0,0090
22	u	м	Крок між ребрами	0,0017
23	δ_1	м	Товщина ребра в основі	0,0006
24	δ_2	м	Товщина ребра у вершини	0,0002
26	S_1	м	Крок між трубками, перпендикулярний до руху масла	0,0200
27	S_2	м	Крок між трубками по глибині.	0,0173
28	h_{co}		Відносна висота вирізу діафрагми на діаметрі D_o	0,210
29	k_D		Відносна величина відстані між діафрагмами	0,206
30	S_d	м	Товщина діафрагми	0,005
31	Z_d		Дійсна кількість труб у поперечному ряду у центрі перерізу.	13
32	Z_2		Число поперечних рядів труб у відсіку	9
33	Z		Загальна кількість труб у пучку	169
34	Z_{cv}		Число труб у вирізі сегмента	28
35	$\varphi_{ao}, \text{град}$		Центральний кут сегментного вирізу на діаметрі D_o	109,10
36	$\varphi_{ot}, \text{град}$		Центральний кут сегментного вирізу на діаметрі D_t	110,69
37	H_{co}	м	Висота сегментного вирізу на діаметрі D_o	0,059
38	H_{ct}	м	Висота сегментного вирізу на діаметрі D_t	0,062
39	D_o	м	Діаметр кола, описаного навколо пучка	0,282
40	D_t	м	Внутрішній діаметр кожуха	0,288
41	L_{Π}	м	Довжина одного відсіку по ходу олії	0,164
40	Z_{df}		Загальна кількість діафрагм	3
41	L_1	м	Відстань між діафрагмами	0,059
42	L_{23}	м	Відстань між діафрагмами та трубними дошками	0,060
43	L_T	м	Довжина трубок теплообмінника з урахуванням затінення частини довжини діафрагмами	0,254
44	$D_{\Pi w}$	мм	Внутрішній діаметр патрубку, що підводить воду	50,2
45	D_{opw}	мм	Внутрішній діаметр патрубку, що відводить воду	50,2
46	D_{Π}	мм	Внутрішній діаметр патрубку, що підводить маслопідвідного	33,317
47	D_{op}	мм	Внутрішній діаметр масловідвідного патрубку	33,317
48	M_{Π}	кг	Маса пучка труб	32,50
49	F	м ²	Повна площа поверхні теплообміну з боку ребра	12,26

Виходячи з цього розрахунку маємо данні для конструювання охолоджувача масла. Загальне креслення цього водо-масляного теплообмінника представлено на рис. 3.6.

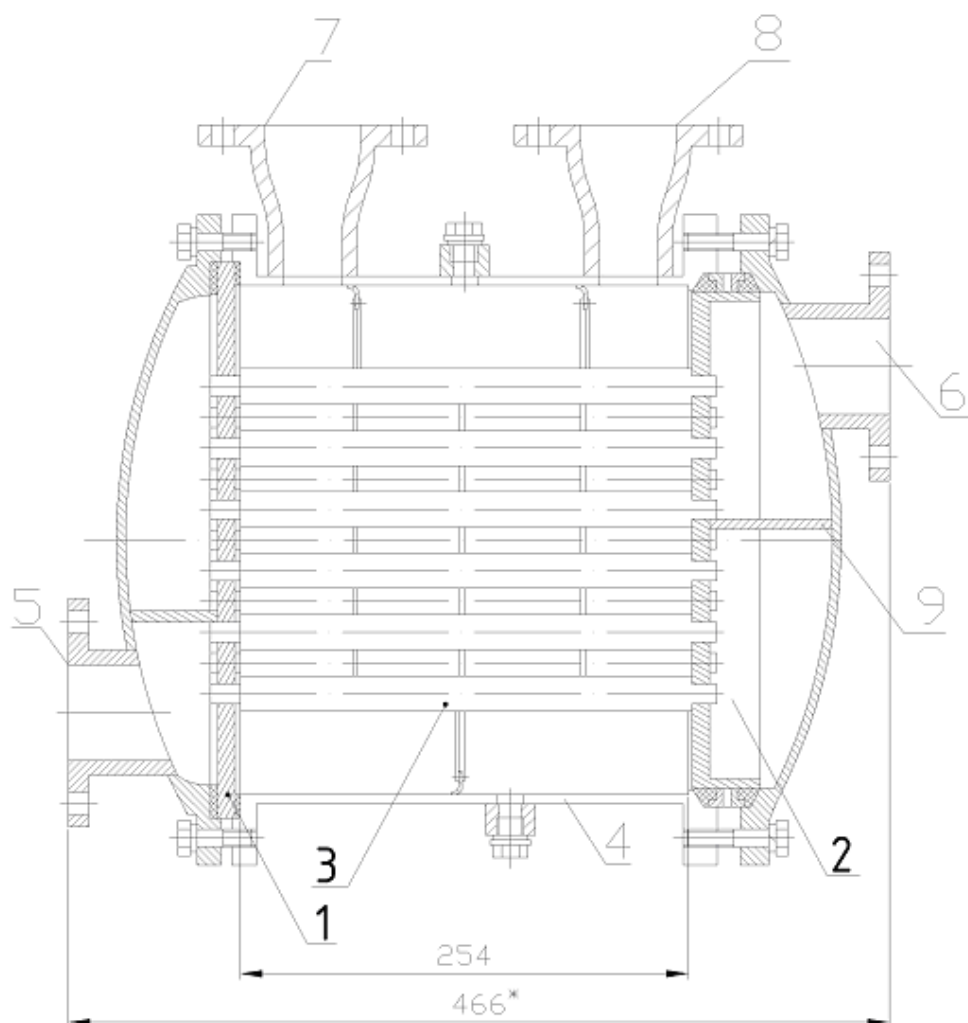


Рис. 3.6. Охолоджувач масла: 1 – трубна дошка; 2 – поворотна секція; 3 – поверхня охолодження; 4 – корпус маслоохолоджувача; 5 – відвідний патрубок води; 6 – підвідний патрубок води; 7 – підвідний патрубок масла; 8 – відвідний патрубок масла; 9 – перегородка

Водо-масляний охолоджувачі виконаний у виді кожухотрубного теплообмінника. Конструкція теплообмінника показана на рис. 3.6. Корпус такого теплообмінника виготовляється у виді труби діаметром 0,298 м, у якому розміщається трубний пучок з зареблених трубок малого діаметра d_0 несучий діаметр трубки 0,0112 м, d_w внутрішній діаметр трубки 0,0090м, D зовнішній діаметр зареблення 0,0200 м. Кінці трубок закріплюються у трубних дошках, причому, як правило, одна з них має можливість руху для компенсації теплових розширень.

На рис. 3.6 зображено охолоджувач, виконаний за схемою однократного реверсивного потоку. При цьому охолоджувач організовано так, що теплоносії (прісна вода) проходить три ходи через усі трубки, а для другого теплоносія – масла – забезпечено багаторазовий перехресний потік відносно реверсивного потоку першого теплоносія. Діафрагми цього теплообмінника мають форму кола з вирізаним сегментом (сегментні діафрагми). У нашому випадку за основу формування теплообмінного пучка була прийнята традиційна схема шахматного пучка. Структура поперечного перерізу пучка являє собою як би дві трапеції, сполучені по більш довгих основах (рис. 3.7).

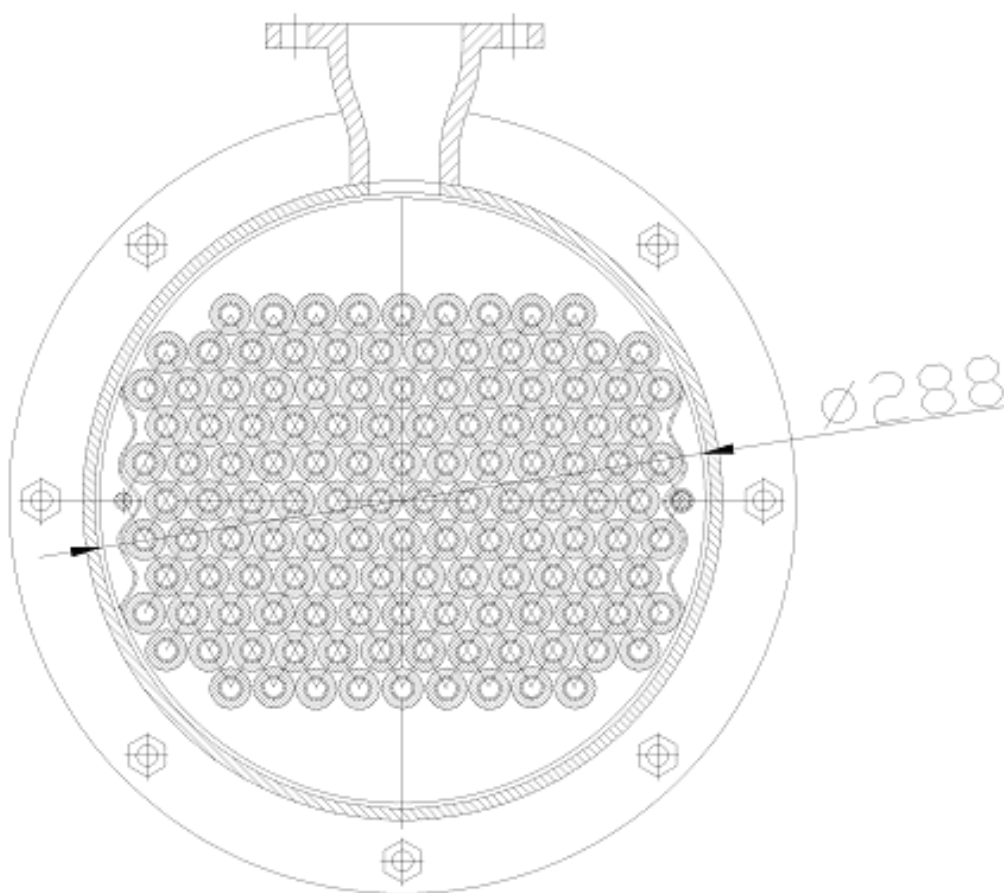


Рис. 3.7. Поперечний розріз охолоджувача мастила

Кожна діафрагма оснащена отворами, через які трубки проходять з невеликим зазором. Параметри пучка характеризуються розмірами $L_T = 0,254$ м $D_T = 0,288$ м це є основні конструктивні розміри, швидкість прісної води $w_w = 0,8$ м/с, швидкість масла $w_m = 0,98$ м/с, опір по маслу $\Delta P_m = 53,06$ кПа, опір по прісній воді $\Delta P_w = 3,6$ кПа, ККД теплообмінника $\eta = 0,17$, маса пучка $M_n = 32,5$ кг.

3.6 Розрахунок водо-водяного охолоджувача

Розрахунок рекуперативного водо-водяного охолоджувача кожухотрубного типу виконаний на підставі удосконаленої методики розрахунку приведених в наступному розділі. Нижче надається таблиця результатів, у якій усі чисельні дані відповідають значенням, обраним та обґрунтованим вище.

Результати розрахунку

№ п/п	Позначення	Розмірність	Найменування	Значення
Теплотехнічні параметри МО та теплоносіїв				
1	G_w	кг/с	Витрата прісної води	2,88
2	t_{w1}	°C	Температура прісної води на вході	95,00
3	p_{w1}	кПа	Тиск прісної води на вході	400,00
4	t_{w2}	°C	Температура прісної води за охолоджувачем	65,91
5	η		ККД ВВО	0,529
6	w_w	м/с	Середня швидкість прісної води	0,81
7	ΔP_w	кПа	Опір по прісній воді	14,81
8	G_{ww}	кг/с	Витрата заборотної води	8,00
9	t_{ww1}	°C	Температура заборотної води на вході	40,00
10	t_{ww2}	°C	Температура заборотної води на виході	50,86
11	P_{ww}	кПа	Тиск заборотної води на вході	200,0
12	w_{ww}	м/с	Швидкість заборотної води у трубах	1,51
13	Π	%	Солоність заборотної води	10,00
14	ΔP_{ww}	кПа	Опір по забортній воді	14,22
15	k_g	Вт/кгК	Коефіцієнт використання маси пучка труб	423,7
16	Q	Вт	Кількість теплоти, переданої у ВВО	351014,2
17	$R_{ст}$	м²·К/Вт	Термічний опір стінки та шару забруднень	0,00030
			Параметри трубки та трубної решітки	
18	d_0	м	Несучий діаметр трубки	0,0120
19	d_w	м	Внутрішній діаметр трубки	0,0110
23	S_1	м	Крок між трубками, перпендикулярний до руху води	0,0160
24	S_2	м	Крок між трубками по глибині.	0,0139
25	$S_{ц}$	м	Відстань центрального ряду від осьової лінії	0,0100
			Конструктивні параметри ВВО	
26	Схема		Можливі №№1,2,4 за рис.5 дод.1	4
27	b		Число ходів прісної води при одноходовому ВПО по забортній воді або число послідовно включених реверсивних елементів, протиточно встановлених в струмі багатоходового заборотної води по забортній воді ВВО (див. рис.5 дод.1).	10
28	b_{ww}		Число ходів теплообмінника по забортній воді	4
29	D_T	м	Внутрішній діаметр кожуха	0,280
30	D_o	м	Діаметр кола, описаного навколо пучка	0,269
31	L_T	м	Повна довжина труб теплообмінника	0,792
32	Z		Загальна кількість труб у пучку	222
33	Z_d		Максимальна кількість труб у поперечному ряду	16
34	Z_2		Число поперечних рядів у відсіку	12

35	$Z_{\text{дф}}$		Загальна кількість діафрагм	9
36	L_1	м	Відстань між діафрагмами	0,060
39	$S_{\text{д}}$	м	Товщина діафрагми	0,006
40	$H_{\text{ст}}$	м	Висота сегментного вирізу на діаметрі D_t	0,059
41	$M_{\text{п}}$	кг	Маса пучка труб	26
42	F	м^2	Повна площа поверхні теплообміну з боку ребра	6,63

Виходячи з розрахунку який представлений у наступному розділі маємо данні для конструювання водо-водяних охолоджувачів. Загальне креслення цих теплообмінників представлено на рис. 3.8.

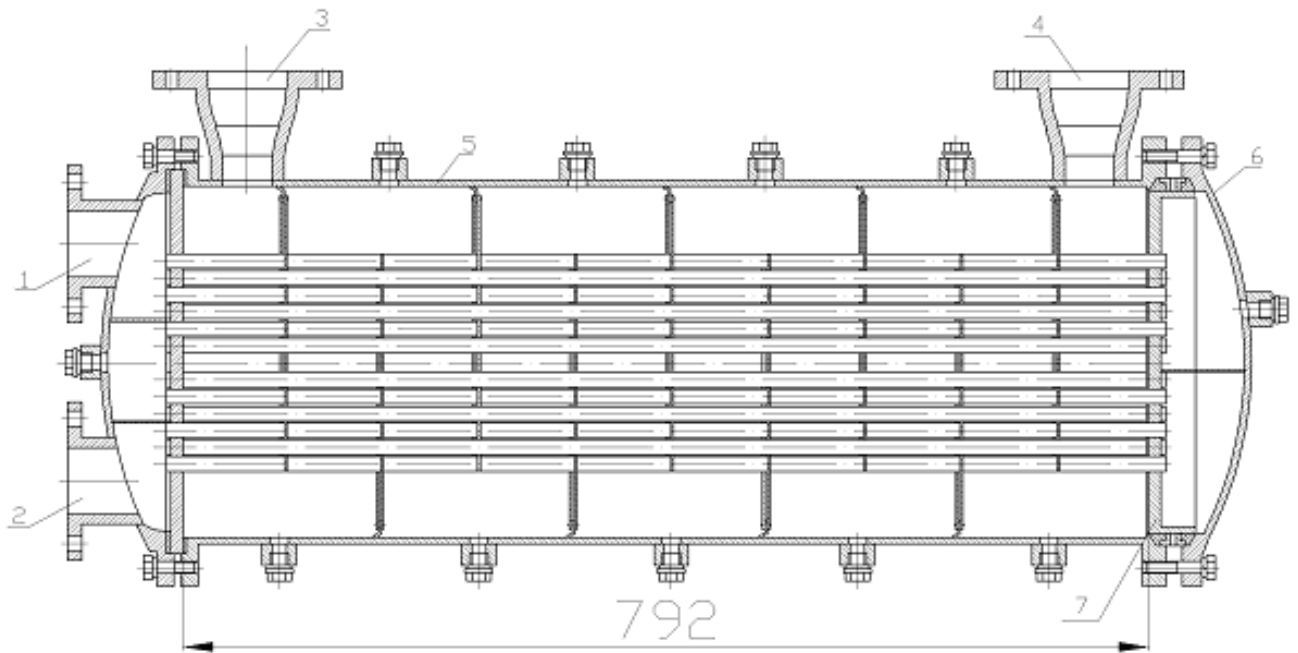


Рис. 3.8. Водо-водяний охолоджувач: 1 – відвідний патрубок заборотної води; 2 – підвідний патрубок заборотної води; 3 – відвідний патрубок прісної води; 4 – підвідний патрубок прісної води; 5 – корпус маслоохолоджувача; 6 – задня кришка ; 7– трубна дошка

Водо-водяний охолоджувач виконаний у виді кожухотрубного теплообмінника. Конструкція теплообмінника показана на рис. 3.8. Корпус такого теплообмінника виготовляється у виді труби діаметром 0,339м, у якому розміщається трубний пучок з гладкими трубками малого діаметра d_0 несучій діаметр трубки 0,0120 м, d_w внутрішній діаметр трубки 0,0110 м, Кінці трубок кріпляться в трубних дошках. Як правило, одна з трубних дошок виконується рухомою для компенсації теплових розширень.

На рис. 3.8 зображений водо-водяний охолоджувач виконаний за схемою однократного реверсивного току. Охолоджувач організовано так, що всередині трубок теплоносіє протікає у чотири ходи (забортна вода), а для другого теплоносія – прісної води – забезпечено багаторазовий перехресний потік відносно реверсивного потоку першого теплоносія. Діафрагми цього теплообмінника мають форму кола з вирізаним сегментом (сегментні діафрагми), причому кожна діафрагма обладнана отворами, через які трубки проходять з невеликим зазором.

У водо-водяному теплообміннику за основу формування теплообмінного пучка прийнята традиційна схема. У відповідності до неї пучки з трубок набираються в шахову структуру з максимально можливою щільністю. Структура поперечного перерізу пучка являє собою як би дві трапеції сполучені по більш довгих основах (рис. 3.9), які позбавлені двох трубок кожна, теоретичні центри яких знаходяться усередині кожуха.

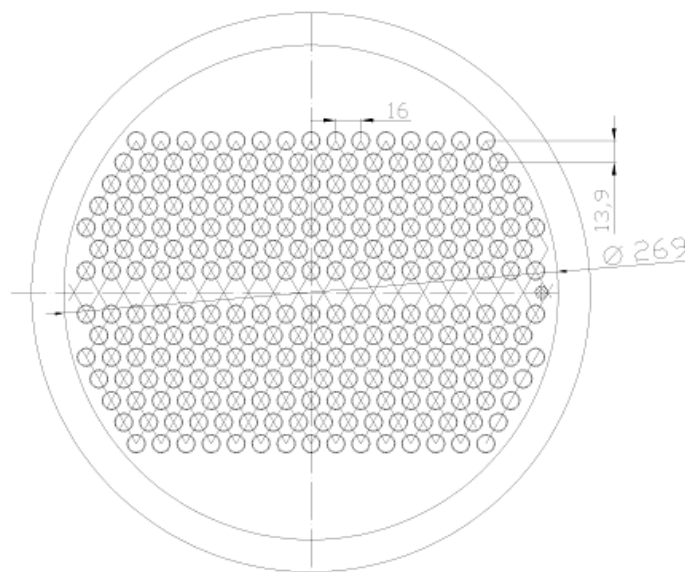


Рис. 3.9. Поперечний розріз ВВО

Всі трубки проходять крізь діафрагми з мінімально можливим технологічним зазором, який не виключає існування потоку протічок. Діафрагми по зовнішньому діаметру окантовується еластичним (пластмасовим) ущільненням, яке практично виключає наявність байпасного потоку в даній конструкції.

Параметри пучка першого ВВО характеризуються розмірами $L_T = 0,792$ м, $D_T = 0,269$ м це є основні конструктивні розміри, швидкість прісної води $w_w = 0,81$ м/с, швидкість забортої води $w_{ww} = 1,51$ м/с, опір по забортній воді $\Delta P_{ww} = 14,22$ кПа, опір по прісній воді $\Delta P_w = 14,81$ кПа, ККД теплообмінника $\eta = 0,529$, маса пучка $M_{\Pi} = 26$ кг.

Другий ВВО має таку ж структуру як і попередній і має такі параметри:

Параметри пучка другого ВВО характеризуються розмірами $L_T = 1,067$ м, $D_T = 0,329$ м це є основні конструктивні розміри, швидкість прісної води $w_w = 0,37$ м/с, швидкість забортої води $w_{ww} = 1,842$ м/с, опір по забортній воді $\Delta P_{ww} = 27$, кПа, опір по прісній воді $\Delta P_w = 1,69$ кПа, ККД теплообмінника $\eta = 0,931$, маса пучка $M_{\Pi} = 50,98$ кг.

3.7 Висновок до розділу

В даному розділі проводився розрахунок маловитратної системи охолодження. У спроектованій системі застосовуються принципово такі ж теплообмінники, як і в тій яка була встановлена на двигуні до модернізації, але мають більш високий ККД в цілому.

Було виконано розрахунок усіх охолоджувачів, а на його основі створено відповідні креслення.

Спроектована система охолодження дозволяє знизити температуру наддувочного повітря до 50°C . При однакових коефіцієнтах корисної дії охолоджувачів така система забезпечує меншу сумарну масу серцевин теплообмінників, ніж повнопоточні системи. Крім того, високі температури теплоносія в охолоджувальних каналах деталей корпусу двигуна та невеликі різниці температур між входом і виходом теплоносія сприяють максимально можливому підвищенню ККД двигуна і створюють сприятливі умови для його довговічної роботи.

Вдосконалення системи охолодження суттєво покращило параметри двигуна, зменшило термічне навантаження на деталі циліндро-поршневої групи та випускні клапани, що позитивно впливає на збільшення ресурсу двигуна.

РОЗДІЛ 4

Вдосконалення методики проєктування охолоджувачів води суднових систем охолодження

При виконанні кваліфікаційної роботи основною її метою є вдосконалення методики розрахунку водоводяного теплообмінника. За прототип методики обрана методика розрахунку охолоджувача масла. Найбільш істотними відмінами порівняно з методикою розрахунків водоводяного теплообмінника є наступні:

- різниця між типами теплообмінних поверхонь – для водоводяних це незаребрені трубки, а для маслоохолоджувачів – це заребрені з боку масла;
- різниця між граничними умовами з теплообміну та опору течії для масла та води;
- відсутність у методиці розрахунку маслоохолоджувачів урахування наявності патрубків для підведення-відведення води та масла;
- відсутність у методиці-прототипі урахування поправок на потік проточок між трубками та діафрагмами.

Основними спільними елементами для МО та ВВО є принципова побудова методик, основи алгоритмів розв’язання ключових задач, а також конструкція і схема течії теплоносіїв.

Усі перелічені відміни враховано при вдосконаленні методики.

4.1 Формулювання завдання для вдосконалення розрахункової методики

За прототип методики обрана методика розрахунку охолоджувача масла. Найбільш істотними відмінами порівняно з методикою розрахунків водоводяного теплообмінника є наступні:

- різниця між типами теплообмінних поверхонь:

Основна відзнака ВВО від МО складається в тому, що трубний пучок виконаний з гладких (не заребраних) трубок, з зовнішнім та внутрішнім діаметром $d_0 = 12$ мм й $d_w = 11$ мм відповідно. Розташування труб в трубних зображено на рис. 4.1.

					КРМ.142.6221м.20.04.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		64

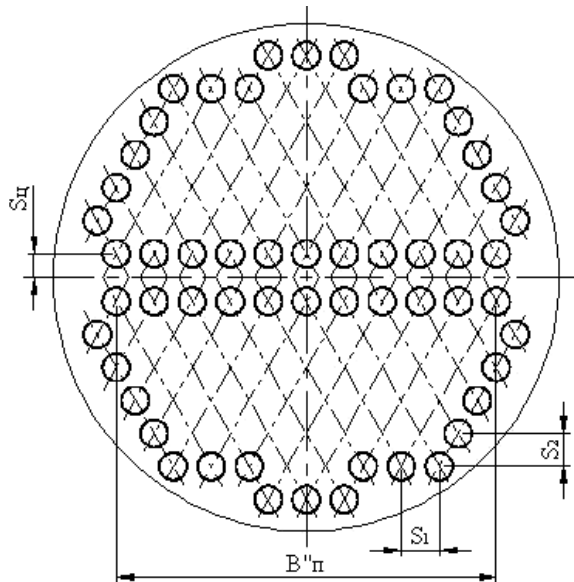


Рис. 4.1. Схема розміщення трубок у трубній дошці ВВО

– різниця між граничними умовами з теплообміну та опору течії для масла та води: Рівняння граничних умов теплообміну дозволяють встановити значення коефіцієнтів тепловіддачі від гарячого теплоносія до стінки та від стінки до холодного теплоносія. Вода, відноситися до краплинних рідин відмінність теплообміну між маслом і водою полягає в тім, що масло інтенсивно змінює в'язкість зі зміною температури, інтенсивніше, ніж вода. Коефіцієнт тепловіддачі від масла до стінки на номінальному режимі роботи теплообмінника трохи вище, ніж при теплообміні між стінкою і повітрям, але набагато нижче, ніж між стінкою і водою. У зв'язку з цим поверхні, з якими масло обмінюється теплою, заребрюють, а для води ці поверхні остаються гладкими. Швидкості течії масла обмежені межами по опору і вони набагато менші, чим для води. Для визначення коефіцієнта тепловіддачі з боку води застосовуються критеріальні рівняння, що описують граничні умови по тепловіддачі при течії води усередині труб. При розгляді процесу теплообміну враховується можливість існування двох режимів плин: турбулентного і перехідного. Турбулентний режим характеризується числами $Re_w \geq 10000$. Перехідний режим визначений у діапазоні чисел Re_w від 2000 до 10000.

– відсутність у методиці розрахунку маслоохолоджувачів урахування наявності патрубків для підведення-відведення води та масла;

В існуючій методиці розрахунку маслоохолоджувачів відсутнє урахування патрубків для підведення-відведення води та масла які в свою чергу мають істотний вплив на опір охолоджувача взагалі. В удосконаленій методиці приводиться розрахунок патрубків з боку прісної і заборотної води. З подальшим розрахунком опору як на патрубках так і на охолоджувачі взагалі.

– відсутність у методиці-прототипі урахування поправок на потік проточок між трубками та діафрагмами.

Усі перелічені відміни враховано при вдосконаленні методики розрахунку водо-водяного охолоджувача.

4.2 Теоретична основа виконання розрахунків з врахуванням змін

Розрахунок кожухотрубного водо-водяного охолоджувача базується на загальних основах розрахунків теплообмінників, а також на існуючих кафедральних методиках та програмах розрахунків охолоджувачів масла

Прямий або конструктивний розрахунок ВВО

Алгоритм для розрахунку прямої задачі ВВО має наступну структуру:

1. Обчислюються конструктивні параметри ПТ з урахуванням конструктивних особливостей пучків й трубок.
2. Визначаються конструктивні розміри поперечного перетину ВВО у відповідності з описаним вище способом на основі прийнятих значень швидкостей обох теплоносіїв.
3. Встановлюються середні температури прісної та заборотної води з урахуванням обраної схеми взаємної течії теплоносіїв, визначаються фізичні параметри теплоносіїв.
4. Для одиничного відсіку теплообмінника (ділянки між двома сусідніми діафрагмами) визначається коефіцієнт тепловіддачі з боку прісної води в ідеальній течії, а потім з урахуванням всіх можливих поправок.
5. Далі визначається коефіцієнт тепловіддачі з боку заборотної води.
6. Визначається розрахункова довжина труб ВВО L_o на основі рішення модифікованого рівняння теплопередачі

7. Визначаються відсутні розміри і конструктивні параметри ВВО.
8. При відомих розмірах ВВО визначаються опори по обох теплоносіях.
- Опір на протічки через виріз діафрагми

$$\Delta P_c = (2 + 0,6Z_{cv}) \frac{w_z^2}{2} \rho_w,$$

де $w_z = \sqrt{w_w w_c}$ - середня квадратична швидкість прісної води;

$$w_c = \frac{G_w}{f_{ct} \rho_w} - \text{швидкість води у вирізі перегородки};$$

f_{ct} – живий перетин вирізу діафрагми;

Z_{cv} – число труб у вирізі діафрагми.

Дійсний опір ВВО по прісній воді з урахуванням впливу байпасного і перепускного потоків визначається на основі наступного виразу

$$\Delta P'_\Sigma = (1 - \Delta_{\Delta p1}) [\Delta P'_\Pi (b_w - 2) + (b_w - 3) \Delta P_c] + 2(1 - \Delta_{\Delta p23}) (\Delta P'_\Pi + \Delta P_c),$$

у цій формулі поправки на опір крайніх відсіків обчислюються по формулі

$$\Delta_{\Delta p23} = \psi_{\Delta p23} X_1,$$

аналогічні поправки для середніх відсіків

$$\Delta_{\Delta p1} = \psi_{\Delta p1} X_1,$$

У приведених формулах для поправок параметр $\psi_{\Delta p}$ обчислюється залежно від значення геометричного комплексу θ_α

$$\theta_\alpha = (f_\Pi + f_6) / f_w, \quad \theta_{\alpha23} = (f_{\Pi23} + f_6) / f_w,$$

де f_Π – площа зазорів між трубками і діафрагмами для одного відсіку;

$f_{\Pi23}$ – те ж але для крайніх відсіків; $f_{\Pi23} = f_\Pi / 2$; f_6 – площа живого перетину під прохід байпасного потоку; f_w – площа живого перетину пучка по прісній воді.

При $0,25 < \theta_\alpha \leq 0,75$

$$100\psi_{\Delta p} = 26,8 + 0,5459\sigma_1 + 5,3401 \cdot 10^{-5} \sigma_1^2,$$

При $\theta_\alpha \leq 0,25$

$$100\psi_{\Delta p} = 8,1\sigma_1 - 1,66\sigma_1^2 + 0,26028\sigma_1^3 - 2,4412 \cdot 10^{-2} \sigma_1^4 + 1,2847 \cdot 10^{-3} \sigma_1^5 - 3,4971 \cdot 10^{-5} \sigma_1^6 + 3,8285 \cdot 10^{-7} \sigma_1^7,$$

де σ може прийматися рівною σ_1 або σ_{23} залежно від того, для яких відсіків розраховується поправка $\psi_{\Delta p}$; $\sigma_1 = 100 \cdot \theta_\alpha$, $\sigma_{23} = 100 \cdot \theta_{\alpha 23}$.

Параметр X_1 у формулі для розрахунку поправок визначається з виразу

$$X_1 = (f_\Pi + 2f_\zeta) / (f_\Pi + f_\zeta).$$

Особливістю виразу для визначення ΔP_Σ є різне урахування впливу потоків протічок для крайніх і середніх відсіків. У крайніх відсіках цей потік існує тільки з боку діафрагм і відсутній з боку трубних дошок. Відповідно по-різному розраховуються коефіцієнти $\psi_{\Delta P1}$ та $\psi_{\Delta P23}$, з яких перший враховує даний вплив для середніх відсіків, а останній – для крайніх. Можливість врахування впливу для тих або інших відсіків забезпечується відповідним значенням коефіцієнта θ_α , який для кожного випадку обчислюється з своїми значеннями площ перетину під прохід байпасного і перепускного потоків. Для перепускних потоків

$$f_{\Pi 23} = \frac{\pi}{4} (D_\Pi^2 - d_0^2) Z,$$

$$f_\Pi = \frac{\pi}{2} (D_\Pi^2 - d_0^2) Z.$$

Значення площ живого перетину пучків під прохід основного потоку f_w для всіх відсіків в даному випадку однакове, оскільки довжини крайніх і середніх відсіків в прямому розрахунку передбачаються рівними. Коефіцієнт X_1 за відсутності байпасного потоку рівний 1.

Діаметри патрубків визначаються

$$D_\Pi = (4G_m / \rho_m w_{m\Pi} \pi)^{0.5}$$

На цьому теоретична основа прямого розрахунку ВВО закінчена. У розглянутому алгоритмі розрахунку не робиться корекція швидкості води в трубках, що доцільніше робити в подальшому зворотному розрахунку.

Слід зазначити, що в наведеному нижче розрахунку враховано всі поправки. Програма розрахунку виконана в середовищі Excel у вигляді табличної форми, що базується на стандартній структурі таблиць Excel. Аркуші програми містять повну послідовність алгоритму розрахунку з усіма формулами, представленими як об'єкти Microsoft Equation, що дозволяє проводити контроль, аналіз і ор-

ганізацію ручного обчислення під час перевірок. Крім того, вони містять усі необхідні пояснення і коментарі до формул. Програма дозволяє одержати результати прямого розрахунку цілком автоматизовано.

4.3 Прямий розрахунок водо-водяного охолоджувача

Розрахунок рекуперативного водо-водяного охолоджувача кожухотрубного типу виконаний на підставі удосконаленої методики розрахунку. Нижче надається повна роздруківка табличної форми програми, у якій усі чисельні дані відповідають значенням, обраним та обґрунтованим вище.

Так як в нашій системі існує два охолоджувача повний опис розрахунків проведемо для першого водо-водяного охолоджувача.

Прямий (конструктивний) розрахунок охолоджувача води для максимального заповнення сегментного вирізу трубками					
1. Вихідні дані до розрахунку					
1.1 Геометричні параметри ПТ					
№ п/п	Позначення	Розмірність	Спосіб вибору чи визначення	Значення	Найменування
1	Клас ПТ		Вибирається із ряду відомих у теплотехніці з урахуванням особливостей технології, експлуатаційної надійності тощо.	-	Шаховий пучок ребристих труб
2	d_0	м	Задається з урахуванням реальних розмірів	0,012	Несучий діаметр трубки
3	d_w	м		0,011	Внутрішній діаметр трубки
4	$\theta_{тр}$,	град	Вибирається за наявними рекомендаціями	30	Кут розбивки
5	S_1	м	Вибирається з урахуванням теплотехнічних властивостей ПТ	0,016	Крок між трубками по глибині. Теоретичне значення кроку дано в комірці праворуч
6	S_2	м	Приймається близьким до теоретичного з урахуванням технологічних допусків	0,0139	Крок між трубками по глибині. Теоретичне значення кроку дано в комірці праворуч
7	$S_{ц}$	м		0,010	Відстань центрального ряду від осрової лінії
1.2 Фізичні параметри ПТ					
8	Елементна база ПТ		Вибирається на основі наявних технологій	-	Монометалева труба без ребра
9	Матеріал		Вибирається на основі освоєних матеріалів	Мельхіор	Матеріал труби

	ріал ПТ				
10	λ_m	Вт/м·К	Довідкова величина	30	Коефіцієнт теплопровідності матеріалу труби
11	Стан ПТ		Чиста? (так/ні)	ні	Оцінка ступеня забрудненості
12	$R_{ст}$	м ² ·К/В _т	$R_{ст} = \frac{d_o \ln \frac{d_o}{d_w}}{2\lambda_m}$	3,00E-04	Термічний опір монометалевої стінки разом із шаром забруднення або без нього
1.3 Параметри теплоносіїв					
13	П	%	10-30%	10	Солоність забортної води
14	G_w	кг/с	Задано	1,31	Витрата прісної води
15	tw_1	°C	Задано	95	Температура прісної води на вході
16	pw_1	кПа	Задано	400	Тиск прісної води на вході
17	tw_2	°C	Задано	43,81	Температура прісної води за охолоджувачем
18	w_w	м/с	Прийнято	0,4	Швидкість прісної води у стислому перерізі пучка
19	G_{ww}	кг/с	Задано	8,5	Витрата забортної води
20	t_{ww1}	°C	Задано	40	Температура забортної води на вході
21	P_{ww}	кПа	Задано	300	Тиск забортної води на вході
22	w_{ww}	м/с	Прийнято	0,8	Швидкість забортної води у трубках

2. Розрахунок геометричних параметрів ПТ

№ п/п	Позначення	Розмірність	Спосіб вибору чи визначення	Значення	Найменування
1	$\frac{S_1}{S_2}$		$\frac{S_1}{S_2}$	1,15470	Відношення кроків
2	f_{π}	м ² /пог. м	$f_{\pi} = \pi d_0$	0,03770	Повна поверхня з боку води на довжині 1м.
3	σ		$\sigma = \frac{f_{\pi}}{\pi d_w}$	1,091	Коефіцієнт ребра
4	$g_{\pi m}$	кг/м	$\frac{\pi}{4}(d_o^2 - d_w^2)\rho_w$	0,150	Маса 1 погонного метра трубки
5	f_g , м ² /кг		$f_g = \frac{f_{\pi}}{g_{\pi m}}$	0,2510	Коефіцієнт масової компактності пучка
6	φ_w		$\varphi_w = \frac{(S_1 - d_o)}{S_1}$	0,2500	Коефіцієнт стиснення потоку прісної води
7	f_v	м ² /м ³	$f_v = \frac{f_{\pi}}{S_1 S_2}$	170,04	Коефіцієнт об'ємної компактності пучка

8	f_{wwl}	м ²	$f_{wwl} = \frac{\pi d_w^2}{4}$	9,503E-05	Площа перерізу 1-ої трубки по забортній воді
9	φ_{ww}		$\varphi_{ww} = \frac{f_{wwl}}{S_1 S_2}$	0,4287	Коефіцієнт стиснення потоку забортної води
10	d _э	м	$d_э = \frac{4\varphi_w}{f_v}$	0,005880842	Еквівалентний діаметр

3.1. Визначення геометричних параметрів відсіку

1	схема		Умовне позначення схеми взаємної течії теплоносіїв	4	Схема взаємної течії теплоносіїв
2	b_w		Число ходов в схеме ВВО. См. рис. 5. приложение 1	16	Рівно числу ходів прісної води для од-ноходового ВПО по забортній воді або послідовно включе-них реверсивних еле-ментів, протиточно встановлених в стру-мі забортної води (див. рис.5 г, додаток 1) для реверсивного ВВО.
3	k_D		$k_D = \frac{L_1}{D_\tau}$	0,150	Відносна величина відстані між діафраг-мами. Наприкінці розрахунку значення коригується через неможливість мати неціле число діафраг-м і залишається та-ким остаточно. Від-повідно, коригується швидкість води.
4	h_{co}		$h_{co} = \frac{H_{co}}{D_o}$	0,190	Відносна висота вирі-зу діафрагми на діа-метрі D_o
5	m_1		$m_1 = \frac{D_\tau}{D_o}$	1,04	Відношення діаметрів кожуха та описаного кола
6	S_d	м	Принимается конструктивно	0,006	Товщина діафрагми
7	Z_τ			6	Число герметизуючих выступів у зазорі між корпусом та трубним пучком
8	$f(G_w, w_w, B'_n)$		$G_w - w_w(B_n - S_1) \left(\frac{B_n}{2 \cos \varphi_1} + \frac{d_0}{2} \right) 2k_D \varphi_w \rho_w = 0$	-0,00000099	Рівняння витрати прі-сної води
9	φ_1			3,76	Допоміжний кут ви-значення описаного кола. рис.1 додаток1
10	B'_n	м	Подбирается из уравнения расхода пресной воды	0,298	Найбільша теоретич-на ширина пучка. Ро-змір у першому на-ближенні
11	Z_d		$Z_d = \text{окрверх} \frac{B_n}{S_1}$	19	Максимальна кіль-кість труб у попереч-ному ряду за шири-

					ною теплообмінника. У прохідному перерізі $Z_d = Z_o - 1$.
12	B_{Π}	м	$B_{\Pi} = S_1 Z_d$	0,304	Найбільша теоретична ширина пучка. Розмір у другому наближенні.
13	D_o	м	$D_o = (\frac{B_{\Pi}}{2 \cos \varphi_1} + \frac{d_0}{2}) 2$	0,317	Діаметр кола, описаного навколо пучка
14	φ_{ao}		$\varphi_{ao} = 2 \arccos(1 - 2h_{co})$	103,29	Центральний кут сегментного вирізу на діаметрі D_o
15	S_o	м	$S_o = D_o \sin(\frac{\varphi_{ao}}{2})$	0,248	Довжина хорди сегментного вирізу на діаметрі D_o
16	F_{co}	м ²	$F_{co} = \frac{\pi D_o^2}{4} \frac{\varphi_{ao}}{360} - \frac{S_o D_o}{4} \cos \frac{\varphi_{ao}}{2}$	0,01040	Площа сегментного вирізу на діаметрі D_o
17	L_{Π}	м	$L_{\Pi} = D_o(1 - 2h_c)$	0,196	Глибина одного відсіку по ходу прісної води
18	Z_2		$Z_2 = \text{четн}(\frac{L_{\Pi} - 2S_{\Pi}}{S_2})$	14	Число поперечних рядів у відсіку
19	Z		$Z = Z_2 \left[Z_d + 2 - 0.5 \left(\frac{Z_2}{2} + 1 \right) \right] - 4$	234	Загальна кількість труб у пучку між вирами діафрагм.
20	$Z_{2\max}$		$Z_{2\max} = \text{четн}(\frac{D_o - 2S_{\Pi}}{S_2} - 1)$	22	Гранично можлива кількість поперечних рядів у пучку
21	$Z_{\max}$		$Z_{\max} = Z_{2\max} [Z_d + 2 - 0.5(\frac{Z_{2\max}}{2} + 1)] - 12$	318	Максимальна кількість труб у пучку при заповненні всієї площі трубої дошки
22	Z_{cv}		$Z_{cv} = (Z_{\max} - Z) / 2$	42	Можлива кількість труб у вирізі сегмента
23	r_c		$r_c = 2Z_{cv} / Z_{\max}$	0,26	
24	D_T	м	$D_T = m_1 D_o$	0,329	Внутрішній діаметр кожуха
25	L_1	м	$L_1 = k_D D_T$	0,049	Відстань між діафрагмами
26	H_{co}	м	$H_{co} = D_o h_{co}$	0,060	Висота сегментного вирізу на діаметрі D_o
27	H_{ct}	м	$H_{ct} = H_{co} + 0,5(D_T - D_o)$	0,066	Висота сегментного вирізу на діаметрі D_T
28	h_{ct}		$h_{ct} = \frac{H_{ct}}{D_T}$	0,202	Відносна висота вирізу діафрагми на діаметрі D_T
29	φ_{at}		$\varphi_{at} = 2 \arccos(1 - 2h_{ct})$	106,74	Центральний кут сегментного вирізу на діаметрі D_T
30	S_T	м	$S_T = D_T \sin(\frac{\varphi_{at}}{2})$	0,264	Довжина хорди сегментного вирізу на діаметрі D_T
31	F_{ct}	м ²	$F_{ct} = \frac{\pi D_T^2}{4} \frac{\varphi_{at}}{360} - \frac{S_T D_T}{4} \cos \frac{\varphi_{at}}{2}$	0,01227	Площа сегментного вирізу на діаметрі D_T

1	η'		$\eta' = \frac{T_{w1} - T_{w2}}{T_{w1} - T_{ww1}}$	0,93	ККД ВВО
2	η''		$\eta'' = \frac{T_{w1} - T_{w2}}{T_{w1} - T_{ww1}} \frac{1}{S''}$	0,15	ККД ВВО
3	W_w	Вт/К	$W_w = G_w C_{pw}$	5488,9	Енергоємність потоку прісної води
4	W_{ww}	Вт/К	$W_{ww} = G_{ww} C_{pww}$	34340,0	Енергоємність потоку заборної води
5	W_{min}	кВт/К	Минимальное из W_w и W_{ww}	5488,9	
6	S'		$S' = \frac{G_w C_{pw}}{G_{ww} C_{pww}}$	0,1598	Відношення енергоємностей
7	S''		$S'' = \frac{G_w C_{ww}}{G_w C_{pw}}$	6,2563	Відношення енергоємностей
8	S		Действующее значение	0,1598	Відношення енергоємностей
9	η		Действующее значение	0,93	ККД ВВО
10	N		$N = f(\eta, S, \text{схемы})$	2,9887	Число единиц перенесения теплоты
11	t_{ww2}	°C	$t_{ww2} = t_{ww1} + S(t_{w1} - t_{w2})$	48,2	Температура заборної води за ВПО
12	t_{wwf}	°C	$t_{wwf} = \frac{t_{ww2} - t_{ww1}}{\ln \frac{t_{ww2}}{t_{ww1}}}$	43,9643	Средняя температура заборної води
13	T_{wwf}	К	$T_{wwf} = t_{wwf} + 273$	316,96	Средняя температура заборної води
14	t_{wf}	°C	$t_{wf} = t_{wwf} + \frac{t_{w1} - t_{w2}}{N} \frac{W_w}{W_{min}}$	61,09	Средняя температура прісної води
15	T_{wf}	К	$T_{wf} = t_{wf} + 273$	334,09	Средняя температура прісної води

**3.3. Визначення фізичних параметрів теплоносіїв та граничних умов теплообміну
для кожного з них**

Прісна вода					
1	ρ_w	кг/м ³	$\rho_w = 999,7 / (0,99534 + 0,466 \times 10^{-3} (T_{wf} - 283,2))$	981,01	Щільність прісної води.
2	C_{pw}	кДж/(кг·К)	$C_{pw} = 4,1797 - 2,17 \times 10^{-4} t_{wf} + 2,894 \times 10^{-6} t_{wf}^2$	4,17724415	Теплоємність прісної води
3	μ_w	Па·с	$\mu_w = \frac{0,001882}{[(1 + 0,0337(T_{wf} - 273,2) + 0,000221(T_{wf} - 273,2)^2)]}$	0,000486116	Динамічна в'язкість прісної води
4	λ_w	Вт/(м·К)	$\lambda_w = \frac{0,02867(\rho \cdot 10^{-3})^{2,15} C_{pw}^{1,55}}{\mu_w^{0,12}}$	0,630220393	Теплопровідність прісної води
5	Pr_w		$Pr_w = \frac{C_{pw} \times \mu_w}{\lambda_w}$	3,2221	Число Прандтля
6	ν_w	м ² /с	$\nu_w = \mu_w / \rho_w$	4,955E-07	Кінематична в'язкість

					прісної води
7	Q	Вт	$Q = W_w(t_{w1} - t_{w2})$	280976,791	Кількість теплоти, переданої у ВПО
8	T_{wctf}	К	$T_{wctf} = T_{wf} - \frac{Q}{F} \left(\frac{1}{\alpha} + R_{ct} \right)$	304,4	Середня інтегральна температура стінки ПТ із боку води у першому наближенні.
9	μ_{ct}	Па·с	$\mu_{ct} = \frac{0,001882}{[(1 + 0,0337(T_{wctf} - 273,2) + 0,000221(T_{wctf} - 273,2)^2]}$	0,000830609	Динамічна в'язкість прісної води за середньої температури стінки
10	λ_{ct}	Вт/м·К	$\lambda_{ct} = \frac{0,02867(\rho \cdot 10^{-3})^{2,15} C_{pw}^{1,55}}{\mu_{ct}^{0,12}}$	0,59098	Коефіцієнт теплопровідності прісної води за середньої температури стінки
11	Pr_{cm}		$Pr_{ct} = \frac{C_{pw} \times \mu_{ct}}{\lambda_{ct}}$	5,87101	Число Прандтля для прісної води при середній температурі стінки
12	w_{w1}	м/с	$w_{w1} = \frac{G_w}{L_1(B_{II} - S_1)\varphi_w \rho_w}$	0,367	Швидкість прісної води у другому наближенні. Якщо в осередку відсутнє число, підставити значення з Е24, а після реалізації рахунку організувати цикл із осередком Е140, якщо цього вимагатиме індикатор 3
13	Re_w		$Re_{d_3} = \frac{w_w d_3}{\nu_w}$	4359,427	Число Рейнольдса по прісній воді
14	Re_{do}		$Re_{d_o} = Re_{d_3} \frac{d_o}{d_3}$	8895,518	Число Рейнольдса, перераховане на визначальний розмір do
15	Nu		При $Re_{d_o} < 10^3$ $Nu = 0,6 Re_{d_o}^{0,5} Pr_w^{0,36} (Pr_w / Pr_{ct})^{0,25}$ При $Re_{d_o} = 10^3 \dots 2 \cdot 10^5$ $\begin{cases} S_1/S_2 > 2 & Nu = 0,35(S_1/S_2)^{0,2} Re_{d_o}^{0,6} Pr_w^{0,36} (Pr_w / Pr_{ct})^{0,25} \\ S_1/S_2 < 2 & Nu = 0,4 Re_{d_o}^{0,6} Pr_w^{0,36} (Pr_w / Pr_{ct})^{0,25} \end{cases}$ При $Re_{d_o} > 2 \cdot 10^5$ $Nu = 0,021 Re_{d_o}^{0,84} Pr_w^{0,36} (Pr_w / Pr_{ct})^{0,25}$	122,842	Число Нусельта для поперечного обтікання потоком шахових пучків гладких труб
16	α_0	Вт/(м² К)	$\alpha_0 = \frac{Nu \cdot \lambda_w}{d_0}$	6451,47942	Коефіцієнт тепловіддачі від води до ПТ без урахування поправок
17	ε_α		$\varepsilon_\alpha = \exp(-m_\alpha)$	0,989651493	Виправлення на вплив обвідного потоку
18	m_α		$m_\alpha = 1,35 \frac{D_r - D_o}{D_r \varphi_w} (1 - (2Z_r / Z_2)^{\frac{1}{3}})$	0,010402425	Складова поправки
19	f_{ct}		$f_{ct} = F_{ct} - Z_{cv} \frac{\pi d_0^2}{4}$	0,007523452	Площа живого перерізу сегментного вирізу з урахуванням захаращення

20	Φ_{cv}		$\Phi_{cv} = 1 - r_c + 0,524 r_c^{0,32} (f_w / f_{ct})^{0,03};$ $r_c = 2Z_{cv} / Z_{max}$	1,071	трубами
21	x		если $100 < Re_{d_o} < 1000$ $x = 1$ если $Re_{d_o} > 1000$ $x = 0.931 + 0.00156 Z_2$; если $Z_2 < 1$ $x = 0.878 + 0.0052 Z_2$; если $Z_2 > 1$ $x = 0.785 + 0.017 Z_2$. если $Z_2 < 8$	0,9508	Виправлення на вплив труб у вирізі перегородки. Використовувати у разі відхилення від стандартної конструкції
22	Δ_α		Байпасний потік практично усувається у теплообмінниках конструкції БерМЗ. Про вплив потоку протікання через діафрагми дані суперечливі. Відповідно ці поправки не вносяться, тобто. приймаємо $\Delta_\alpha = 0$	0	Поправка на число рядів труб, поперечних потоку води в одному відсіку теплообмінника
23	α_w	Вт/(м ² К)	$\alpha_w = \alpha_0 (1 - \Delta_a) \varepsilon_a \Phi_{cv} / x$	7192,01	Поправка на вплив байпасного потоку та потоку протікання через діафрагми
Забортна вода					
1	ρ_{ww}	кг/м ³	$\rho_{ww} = \frac{1009 + 0,733(\Pi - 10)}{0,997 + 0,3 \cdot 10^{-3}(T_{wwf} - 283,2)}$	1001,8575	Щільність заборотної води.
2	C_{pww}	кДж/(кг К)	$C_{pww} = 4,04 - 0,00544(\Pi - 10)$	4,0400	Теплоємність заборотної води
3	μ_{ww}	Па·с	$\mu_{ww} = \frac{0,001882 [1 + 0,0009(\Pi - 10)]}{(1 + 0,0337(T_{wwf} - 273,2) + 0,000221(T_{wwf} - 273,2)^2)}$	0,00064938	Динамічна в'язкість заборотної води
4	λ_{ww}	Вт/м·К	$\lambda_{ww} = \frac{0,028 (0,999 \cdot 10^{-3} \rho + 0,733 \cdot 10^{-3} (\Pi - 10))^{2,15} C_{pww}^{1,55}}{\mu_{ww}^{0,12}}$	0,5887	Теплопровідність заборотної води
5	Pr_{ww}		$Pr_{ww} = C_{pww} \times \mu_{ww} / \lambda_{ww}$	4,4562	Число Прандтля
6	ν_{ww}	м ² /с	$\nu_{ww} = \mu_{ww} / \rho_{ww}$	0,000000648178	Кінематична в'язкість заборотної води
7	Q	Вт	$Q = W_{ww}(t_{ww2} - t_{ww1})$	280976,79	Кількість теплоти, переданої у ВПО
8	T_{wwctf}	К	$T_{wwctf} = T_{wwf} - \frac{Q}{F} \left(\frac{1}{\alpha} + R_{ct} \right)$	323,4	Середня інтегральна температура стінки ПТ із боку заборотної води у першому наближенні.
9	μ_{ct}	Па·с	$\mu_{ct} = \frac{0,001882 [1 + 0,0009(\Pi - 10)]}{(1 + 0,0337(T_{wwctf} - 273,2) + 0,000221(T_{wwctf} - 273,2)^2)}$	0,0005797	Динамічна в'язкість заборотної води за середньої температури стінки
10	λ_{ct}	Вт/м·К	$\lambda_{ct} = \frac{0,028 (0,999 \cdot 10^{-3} \rho + 0,733 \cdot 10^{-3} (\Pi - 10))^{2,15} C_{pww}^{1,55}}{\mu_{ct}^{0,12}}$	0,5968	Коефіцієнт теплопровідності заборотної води за середньої температури стінки
11	Pr_{cm}		$Pr_{ct} = \frac{\mu_{ct} C_{pww}}{\lambda_{ct}}$	3,9238	Число Прандтля для заборотної води при середній температурі

					стінки
	w_{ww}	м/с	$w_{ww} = \frac{G_{ww} b_{ww}}{Z f_{ww1} \rho_{ww}}$	0,842	Швидкість заборотної води у стислому перерізі
12	Re_{ww}		$Re_{ww} = \frac{w_{ww} d_w}{\nu_{ww}}$	14293,22	Число Рейнольдса по забортній воді
13	α_{ww}	Вт/м ² К	$\alpha_{ww} = 0.021 \varepsilon_l Re_{ww}^{0.8} Pr_{ww}^{0.43} \frac{\lambda_{ww}}{d_w} \left(\frac{Pr_{ww}}{Pr_{ct}} \right)^{0.25} \quad (1)$ $\alpha_{ww} = 0.116 (Re_{ww}^{\frac{2}{3}} - 125) Pr_{ww}^{\frac{1}{3}} \left[1 + \left(\frac{d_w}{H_n} \right)^{\frac{2}{3}} \right] \left(\frac{\mu_{ww}}{\mu_{ct}} \right)^{0.14} \frac{\lambda_{ww}}{d_w} \quad (2)$	4652,83	Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до заборотної води. (1) для $Re_{ww} > 8000$; (2) для $Re_{ww} < 8000$
14	$\frac{L_T}{d_w}$		$\frac{L_T}{d_w}$	97,03	Попередньо вибирається значення відношення довжини трубки до внутрішнього діаметра трубки (від 50 до 100)
15	ε_L		$\varepsilon_L = f \left(\frac{H_n}{d_w}; Re_w \right) z$	1,000	Поправка до коефіцієнта тепловіддачі на довжину трубки та режим перебігу рідини
3.4. Визначення загальної довжини трубок теплообмінника					
1	L_o	м	$L_o = \left(\frac{1}{\alpha_w} + \sigma R_{ct} + \sigma \frac{1}{\alpha_{ww}} \right) \frac{NW_{min}}{Z_{max} f_{\Pi}}$	0,959	Довжина трубок теплообмінника без урахування затінення частини трубок діафрагмами
2	Z_d		$Z_d = \text{окрвниз} \left(\frac{L_o}{D_T k_D} - 1 \right)$	18	Загальна кількість діафрагм
3	b_w		$b_w = Z_d + 1$	19	Число ходів прісної води при багатоходовому реверсивному ВПЗ по забортній воді (див. рис) або кількість відсіків з поперечним струмом прісної води.
4	L_T	м	$L_T = L_o + Z_d S_d$	1,067	Довжина трубок теплообмінника з урахуванням затінення частини довжини дафрагмами
5	L_1	м	$L_1 = \frac{L_o}{Z_d + 1}$	0,050	Довжина одного відсіку між діафрагмами
6	k_{D1}		$k_{D1} = \frac{L_1}{D_T}$	0,153	Відносна величина відстані між діафрагмами у другому пібліженні
7	w_{w1}	м/с	$w_{w1} = \frac{G_w}{L_1 (B_{\Pi} - S_1) \varphi_w \rho_w}$	0,367	Швидкість прісної води у другому наближенні
8	b_{ww}		$b_{ww} = \text{окрвверх} (Z_{max} f_{ww1} w_{ww} \rho_{ww} / G_{ww})$	3	Число ходів теплообмінника по забортній воді
9	k	Вт/м ² К		1426,41	Коефіцієнт теплопередачі

			$k = (\frac{1}{\alpha_w} + \sigma R_{ct} + \sigma \frac{1}{\alpha_{ww}})^{-1}$		
10	k_g	Вт/кгК	$k_g = k f_g$	357,98	Коефіцієнт використання маси пучка труб
11	Мп	кг	$M_{\Pi} = Z_{\max} L_T g_{\Pi M}$	50,98	Маса пучка труб
12	F_o	м ²	$F_o = Z_{\max} L_o f_{\Pi}$	11,50	Площа поверхні тепловіддачі без затієних діафрагмами ділянок.
13	F	м ²	$F_T = Z_{\max} L_T f_{\Pi}$	12,795	Повна площа поверхні теплообміну
14	T_{wwctf}	К	$T_{wwctf} = T_{wf} - \frac{Q}{F_o} (\frac{1}{\alpha_w} + R_{ct})$	323,37	Справжнє значення середньої інтегральної температури стінки ПТ з боку заборотної води
15	T_{wctf}	К	$T_{wctf} = T_{wwf} - \frac{Q}{F_o} (\frac{1}{\alpha_{ww}} + R_{ct})$	304,38	Справжнє значення середньої інтегральної температури стінки ПТ з боку води
16	$\frac{L_T}{d_w}$		$\frac{L_T}{d_w}$	97,03	Дійсно відношення довжини трубок до внутрішнього діаметру
17	ΔP_{ww}	кПа	Визначається за підпрограмою, див. аркуш "Спр. по заб.	27,05	Опір ВВО по забортній воді
18	ΔP_w	кПа	Визначається за підпрограмою, див.	1,69	Опір ВВО по прісній воді
19	Індикатор1		Індикатор правильності виконання операції визначення ширини пучка	Розрахунок коректний	
20	Індикатор 2		Індикатор правильності виконання операції визначення числа N на аркуші NTU	Розрахунок коректний	
21	Індикатор3		Індикатор правильності визначення ww при ітераціях	Розрахунок коректний	
22	Індикатор 4		Індикатор правильності визначення Twwctf у розрахунку	Розрахунок коректний	
23	Індикатор 5		Індикатор правильності визначення Twctf у розрахунку	Розрахунок коректний	
24	Індикатор 6		Індикатор правильності визначення Lt/dw у розрахунку	Розрахунок коректний	

Розрахунок опору по прісній воді

№ п/п	Позначення	Розмірність	Спосіб вибору чи визначення	Значення	Найменування
1	L_{Π}	м	$L_{\Pi} = (Z_2 - 2)S_2 + 2S_{\Pi}$	0,186	Фактична глибина одного відсіку по ходу води
2	d_3	м	$d_3 = \frac{4\varphi_w}{f_v}$	0,00588	Еквівалентний діаметр
3	D_o	м	$D_o = (\frac{B_{\Pi}}{2\cos\varphi_1} + \frac{d_0}{2})2$	0,317	Діаметр кола, описаного навколо пучка
4	D_T	м	$D_T = m_1 D_o$	0,329	Внутрішній діаметр корпусу
5	δ_d	м	Вибирається конструктивно	0,00025	Зазор на бік між трубою та діафрагмою
6	D_d	м	$D_d = d_0 + 2\delta_d$	0,01250	Діаметр отвору у діафрагмі
7	f_{Π}	м ²	$f_{\Pi} = \frac{\pi}{2}(D_d^2 - d_0^2)Z$	0,004502688	Загальна площа зазорів між трубками та діафрагмами для 1 відсіку
8	$D_{ду}$	м	Вибирається конструктивно	0,329	Діаметр діафрагмового ущільнення. (У конструкціях БерМЗ це ущільнення неметалеве, його діаметр більший за діаметр корпусу. Формально можна вважати його рівним діаметру корпусу)
9	f_6	м ²	$f_6 = \frac{\pi}{2}(D_T^2 - D_{ду}^2)$	0	Площа байпасних зазорів для одного відсіку
10	f_w	м ²	$f_w = \varphi_w (B_{\Pi} - S_1)L_1$	0,003556693	Живий переріз пучка по воді
11	$f_{ст}$	м ²	$f_{ст} = F_{ст} - Z_{cv} \frac{\pi d_0^2}{4}$	0,007523452	Площа живого перерізу сегментного вирізу з урахуванням захаращення трубами
12	b_w		$b_w = Z_d + 1$	19	Число ходів прісної води при багатоподовому реверсивному ВПЗ по забортній воді або кількість відсіків з поперечним струмом прісної води.
13	w_w	м/с	$w_w = \frac{G_w}{f_w \rho_w}$	0,367	Швидкість прісної води у стиснутому перерізі пучка. Відповідає прийнятій, але перевіряється, щоб уникнути грубих помилок у розрахунку.

14	Re_{d_o}		$Re_{d_o} = Re_{d_s} \frac{d_o}{d_s}$	8895,5	Число Рейнольдса, перераховане на визначальний розмір d_o
15	Z_r			6	Число герметизуючих виступів у зазорі між корпусом та трубним пучком
16	Z_{cv}		Залежить від розміщення труб у дошці	42	Число труб у вирізі діафрагми
17	$f_{пд\ 23}$	m^2	$f_{пд\ 23} = \frac{\pi}{4} (D_d^2 - d_o^2) Z$	0,002251	Загальна площа зазорів між трубками та діафрагмами для крайніх відсіків
18	r	мм	Задається конструктивно	1	Радіус заокруглення відвідного патрубку на вході
19	$W_{мп}$	м/с	Вибирається заздалегідь і коригується в залежності від опору МО та патрубка.	3,000	Швидкість масла в патрубку, що підводить, 3...6м/с
20	$W_{мот}$	м/с	Вибирається заздалегідь і коригується в залежності від опору МО та патрубка.	3,000	Швидкість олії у відвідному патрубку 3...6 м/с

3.3 Гідрравлічний розрахунок ВВО

№ п/п	Позначення	Розмірність	Спосіб вибору чи визначення	Значення	Найменування
Розрахунок конструктивних параметрів та їх співвідношень					
1	ΔP_{Π}	Па	При $Re_{d_o} < 100$ $\Delta P_n = 157 \rho_w \omega_w^2 \frac{Z_2}{2} Re_{d_o}^{-0,99} \left(\frac{\mu_w}{\mu_{cm}} \right)^{-0,14}$ При $Re_{d_o} = 100 \dots 1000$ $\Delta P_n = 15,3 \rho_w \omega_w^2 \frac{Z_2}{2} Re_{d_o}^{-0,432} \left(\frac{\mu_w}{\mu_{cm}} \right)^{-0,14}$ При $Re_{d_o} > 1000$ $\Delta P_n = 2,68 \rho_w \omega_w^2 \frac{Z_2}{2} Re$	511,4969	Опір 1 ходу пучка по прісній воді в поперечному перебігу без урахування поправок
2	$\Delta P'_{\Pi}$	Па	$\Delta P'_{\Pi} = \Delta P_{\Pi} \varepsilon_{\Delta P}$	433,918	Опір пучка по прісній воді в поперечному перебігу з урахуванням поправки на вплив обвідного потоку
3	$\varepsilon_{\Delta P}$		$\varepsilon_{\Delta P} = \exp(-m_{\Delta P})$	0,84833	Виправлення на вплив обвідного потоку
4	$m_{\Delta P}$		$m_{\Delta P} = ai(1 - \sqrt[3]{\frac{Z_r}{Z_2}})$	0,16449	
5	i		$i = \frac{(D_r - D_o)L_1}{f_w}$	0,18	

6	a		$a = 4,5$ если $Re_{d_o} < 100$; $a = 3,8$ если $Re_{d_o} > 100$.	3,80	
7	ΔP_c	Па	$\Delta P_c = (2 + 0,6Z_{cv}) \frac{w_z^2}{2} \rho_w$	869,86	Опір при перебігу прісної води через один виріз діафрагми
8	w_z	м/с	$w_z = \sqrt{w_w w_c}$	0,26	Середня квадратична швидкість
9	w_c	м/с	$w_c = \frac{G_w}{f_{ct} \rho_w}$	0,177	Швидкість прісної води у вирізі перегородки
10	ΔP_Σ	кПа	$\Delta P_\Sigma = (b_w \Delta P'_\Pi + (b_w - 1) \Delta P_c) / 1000$	23,902	Сумарний опір без урахування байпасних та перепускних протікань
11	$\Delta P'_\Sigma$	кПа	$\Delta P'_\Sigma = \{(1 - \Delta_{\Delta p1})[\Delta P'_\Pi (b_w - 2) + (b_w - 3) \Delta P_c] + 2(1 - \Delta_{\Delta p23})(\Delta P'_\Pi + \Delta P_c)\} / 1000$	1,69	Сумарний опір с з урахуванням байпасних та перепускних протікань
12	$\Delta_{\Delta p23}$		$\Delta_{\Delta p23} = \psi_{\Delta p23} X_1$	0,615687715	
13	$\Delta_{\Delta p1}$		$\Delta_{\Delta p1} = \psi_{\Delta p1} X_1$	0,967654704	Поправка на вплив байпасного та перепускного потоків
14	X_1		$X_1 = (f_\Pi + 2f_\zeta) / (f_\Pi + f_\zeta)$	1	Складає поправки на байпасну та перепускную протоку
15	$\psi_{\Delta p23}$		$\Delta P'_\Sigma = \{(1 - \Delta_{\Delta p1})[\Delta P'_\Pi (b_w - 2) + (b_w - 3) \Delta P_c] + 2(1 - \Delta_{\Delta p23})(\Delta P'_\Pi + \Delta P_c)\} / 1000 \ddot{e}$	2828,21	
16	$\psi_{\Delta p1}$			915711,57	Складає поправки на байпасну та перепускную протоку
17	$\psi_{\Delta p23}$		При $0,25 < \theta_\alpha \leq 0,75$	0,61568	
18	$\psi_{\Delta p1}$		$100\psi_{\Delta p} = 26,8 + 0,5459\sigma_1 + 5,3401 \cdot 10^{-5} \sigma_1^2$	0,9676	
19	σ_{123}			63,2988	
20	σ_1		$\sigma_1 = 100 * \theta_{\alpha 23}$	126,597	
21	$\theta_{\alpha 23}$			0,6330	
22	θ_α		$\theta_\alpha = (f_{\Pi 23} + f_\zeta) / f_w$	1,26597	
23	D_Π	мм	$\theta_\alpha = (f_\Pi + f_\zeta) / f_w$	23,8	Внутрішній діаметр маслопідвідного патрубка
24	$D_{оп}$	мм	$D_{оп} = (4G_m / \rho_m w_{мот} \pi)^{0,5}$	23,8	Внутрішній діаметр масловідвідного патрубка
25	$f_{под}$	м ²	$f_{под} = \frac{\pi D_\Pi^2}{4}$	0,00044	
26	$f_{отв}$	м ²	$f_{отв} = \frac{\pi D_{оп}^2}{4}$	0,00044	
27	$F_{фмп}$	м ²	$F_{фмп} = B_\Pi L_2$	1,53E-02	
28	$F_{фмо}$	м ²	$F_{фмо} = B_\Pi L_3$	1,53E-02	
29	$n_{под}$	-	$n_{под} = \frac{F_{фмп}}{f_{под}}$	34,50	

30	$n_{\text{отв}}$	-	$n_{\text{отв}} = \frac{F_{\text{фмо}}}{f_{\text{отв}}}$	34,50	
31	$\xi_{\text{под}}$	-	$1,1 - \left(\frac{2,06}{n_{\text{под}}} + \frac{0,96}{n_{\text{под}}^2} \right)$	1,0395	
32	x		$x = \frac{r}{D_{\text{оп}}}$	0,01543	
33	ζ''	-	$\zeta'' = -204,15x^5 + 430,42x^4 - 230,7x^3 + 57,454x^2 - 7,7372x + 0,4967$	0,3901	
34	$\xi_{\text{отв}}$	-	$\xi_{\text{отв}} = \zeta'' \left(1 - \frac{1}{n_{\text{отв}}} \right)$	0,3788	
35	$\Delta P_{\text{под}}$	Па	$\Delta P_{\text{под}} = \xi_{\text{под}} \frac{w_{\text{мп}}^2 \rho_{\text{м}}}{2}$	4588,83	
36	$\Delta P_{\text{отв}}$	Па	$\Delta P_{\text{отв}} = \xi_{\text{отв}} \frac{w_{\text{мот}}^2 \rho_{\text{м}}}{2}$	4588,83	
37	$\Delta P''_{\Sigma}$	кПа	$\Delta P''_{\Sigma} = \Delta P'_{\Sigma} + (\Delta P_{\text{под}} + \Delta P_{\text{отв}}) / 1000$	33,08	

Розрахунок опору по забортній воді

3.1.1 Конструктивні параметри ВВО

№ п/п	Позначення	Розмірність	Спосіб вибору чи визначення	Значення	Найменування
1	d_w	мм		11	Внутрішній діаметр трубки
2	$S_{\text{тр.д}}$	мм		5	Товщина трубної дошки
3	$H_{\text{тр.п}}$	мм	$H_{\text{тр.п}} = L_{\text{т}} + 2S_{\text{тр.д}} + 6$	1083,3	Повна довжина трубок
4	b_k	мм	Задається конструктивно	50	Висота поворотної камери
5	Z_p		$Z_p = \text{окрвниз} \left(\frac{D_o}{S_2} \right)$	22	Число рядів пучка, що виділяється під розбивку водяних ходів
6	Z_x		$Z_x = \text{окрвниз} \frac{2(Z_p - 2)}{b_{ww}}$	13	Середня кількість поперечних рядів в одній поворотній камері
7	Z_{1x}		$Z_{1x} = \text{окрвниз} \frac{Z}{b_{ww}}$	106	Середня кількість трубок в одному ході забортної води
8	b_o	мм	$b_o = Z_x S_2 / 2$	90,06664 199	Довжина одного ходу у поворотній камері по ходу потоку забортної води (половина загальної довжини поворотної камери)
9	r	мм	Задається конструктивно	2	Радіус заокруглення відвідного патрубку на вході
10	$W_{\text{под}}$		Призначається за допустимою швидкістю води	0,9	Середня швидкість в патрубку, що підводить

		$\frac{M}{C}$			
11	$W_{отв}$	$\frac{M}{C}$	Призначається за допустимою швидкістю води	0,9	Швидкість у патрубку, що відводить

3.3 Гідравлічний розрахунок ВВО

№ п/п	Позначення	Розмірність	Спосіб вибору чи визначення	Значення	Найменування
1	f_{ww1}	м ²	$\frac{\pi d_w^2}{4}$	9,50E-05	Живий переріз входу однієї трубки
2	Φ_{ww}		$\Phi_{ww} = \frac{f_{ww1}}{S_1 S_2}$	0,42865	Коефіцієнт стиснення перерізу по забортній воді
3	f_{ww}	м ²	$f_{ww} = \frac{f_{ww1} Z}{b_{ww}}$	1,01E-02	Живий переріз одного ходу пучка для проходу забортної води
4	$D_{пв}$	мм	$D_{пв} = (4G_w / \rho_w w_{wп} \pi)^{0,5}$	43,01	Внутрішній діаметр підвідника патрубка
5	$f_{wwф}$	м ²	$f_{wwф} = \frac{f_{ww}}{\phi_{ww}}$	2,35E-02	Площа фронту одного ходу пучка по забортній воді
6	$f_{под}$	м ²	$f_{под} = \frac{\pi D_{оп}^2}{4}$	0,00145	Площа отвору трубопроводу, що підводить
7	$D_{опв}$	мм	$D_{опв} = (4G_w / \rho_w w_{wот} \pi)^{0,5}$	43,01	Внутрішній діаметр патрубка, що відводить воду
8	$f_{отв}$	м ²	$f_{отв} = \frac{\pi D_{оп}^2}{4}$	0,00145	Площа отвору відвідного трубопроводу
9	$n_{под}$	-	$n_{под} = \frac{f_{wwф}}{f_{под}}$	16,18	
10	$n_{вх}$	-	$n_{вх} = \frac{f_{wwф}}{f_{ww}}$	2,33	

11	$n_{\text{ВЫХ}}$	-	$n_{\text{ВЫХ}} = \frac{f_{ww}\phi}{f_{ww}}$	2,33	
12	x		$x = \frac{r}{D_{\text{оп}}}$	0,05	Див. рис. 5 прил.2
13	$\frac{b_{\text{к}}}{b_0}$		$\frac{b_{\text{к}}}{b_0}$	0,555	
14	$n_{\text{отв}}$	-	$n_{\text{отв}} = \frac{f_{ww}\phi}{f_{\text{отв}}}$	16,175	

Гідравлічний розрахунок

15	w_{ww}	$\frac{\text{м}}{\text{с}}$	$W_{ww} = \frac{G_{ww}}{f_{ww}\rho_{ww}}$	0,8422
16	$\text{Re}_{ww}^* \cdot 10^{-5}$	-	$\frac{w_{ww} d_w \rho_{ww}}{\mu_{ww}}$	0,1429322
17	$\xi_{\text{под}}$	-	$1,1 - \left(\frac{2,06}{n_{\text{под}}} + \frac{0,96}{n_{\text{под}}^2} \right)$	0,969
18	$\xi_{\text{вх}}$	-	$0,5 \left(1 - \frac{1}{n_{\text{вх}}} \right)$	0,286
19	$\xi_{\text{тр.г}}$	-	$\xi_{\text{тр.г}} = 0,008\text{Re}^6 - 0,0703\text{Re}^5 + 0,2536\text{Re}^4 - 0,4814\text{Re}^3 + 0,5139\text{Re}^2 - 0,3023\text{Re} + 0,0845$	0,050
20	$\xi_{\text{ВЫХ}}$	-	$1,1 - \left(\frac{2,06}{n_{\text{вх}}} + \frac{0,96}{n_{\text{вх}}^2} \right)$	0,041
21	ζ''	-	$\zeta'' = -204,15x^5 + 430,42x^4 - 230,7x^3 + 57,454x^2 - 7,7372x + 0,4967$	0,240

22	$\xi_{\text{отб}}$	-	$\xi_{\text{отб}} = \xi'' \left(1 - \frac{1}{n_{\text{отб}}} \right)$	0,225
23	$\xi_{\text{пов}}$	-	$\xi_{\text{пов}} = 2E - 10x^5 + 5,7128x^4 - 31,469x^3 + 66,937x^2 - 65,652x + 27,892; \quad x = \frac{b_{\text{к}}}{b_0}$	7,23
24	$w_{\text{wwпод}}$	$\frac{\text{М}}{\text{с}}$	$\frac{G_{\text{ww}}}{f_{\text{под}} \rho_{\text{ww}}}$	5,84
25	$\Delta P_{\text{под}}$	Па	$\xi_{\text{под}} \frac{w_{\text{wwпод}}^2 \rho_{\text{ww}}}{2}$	16552,73
26	$b_{\text{ww}} \cdot \Delta P_{\text{вх}}$	Па	$b_{\text{ww}} \xi_{\text{вх}} \frac{w_{\text{ww}}^2 \rho_{\text{ww}}}{2}$	361,58
27	$b_{\text{ww}} \cdot \Delta P_{\text{тр}}$	Па	$b_{\text{ww}} \frac{w_{\text{ww}}^2 \rho_{\text{ww}}}{2} \cdot \frac{H_{\text{мп.п}}}{d_{\text{w}}} \cdot \xi_{\text{мп.э}}$	5298,320938
28	$b_{\text{ww}} \cdot \Delta P_{\text{вых}}$	Па	$b_{\text{ww}} \frac{w_{\text{ww}}^2 \rho_{\text{ww}}}{2} \xi_{\text{вых}}$	43,26
29	$w_{\text{wwпов}}$	$\frac{\text{М}}{\text{с}}$	$w_{\text{wwпов}} = \frac{G_{\text{ww}}}{f_{\text{wwф}} \rho_{\text{ww}}}$	0,36
30	$\Delta P_{\text{пов}}$	Па	$(b_{\text{ww}} - 1) \frac{w_{\text{wwпов}}^2 \rho_{\text{ww}}}{2} \xi_{\text{пов}}$	944,53
31	$w_{\text{wwотб}}$	$\frac{\text{М}}{\text{с}}$	$w_{\text{wwотб}} = \frac{G_{\text{ww}}}{f_{\text{отб}} \rho_{\text{ww}}}$	5,84
32	$\Delta P_{\text{отб}}$	Па	$\Delta P_{\text{отб}} = \xi_{\text{отб}} \frac{w_{\text{wwотб}}^2 \rho_{\text{w}}}{2}$	3845,07
33	ΔP_{ww}	кПа	$(\Delta P_{\text{под}} + b_{\text{ww}} \cdot \Delta P_{\text{вх}} + b_{\text{ww}} \cdot \Delta P_{\text{мп}} + b_{\text{ww}} \cdot \Delta P_{\text{вых}} + (b_{\text{ww}} - 1) \Delta P_{\text{пов}} + \Delta P_{\text{отб}}) / 1000$	27,05
34	ΔP_{ww}	мм. рт. ст.	$\Delta P_{\text{w мм.рт.ст}} = \Delta P_{\text{w Па}} \times 0.0075$	202,84
35	ΔP_{ww}	мм.в.ст.	$\Delta P_{\text{w мм.в.ст}} = \Delta P_{\text{w кПа}} / 9.8 \times 1000$	2759,74

Результати розрахунку

№ п/п	Позначення	Розмірність	Найменування	Значення
Теплотехнічні параметри МО та теплоносіїв				
1	G_w	кг/с	Витрата прісної води	2,88
2	t_{w1}	°C	Температура прісної води на вході	95,00
3	p_{w1}	кПа	Тиск прісної води на вході	400,00
4	t_{w2}	°C	Температура прісної води за охолоджувачем	65,91
5	η		ККД ВВО	0,529
6	w_w	м/с	Середня швидкість прісної води	0,81
7	ΔP_w	кПа	Опір по прісній воді	14,81
8	G_{ww}	кг/с	Витрата заборотної води	8,00
9	t_{ww1}	°C	Температура заборотної води на вході	40,00
10	t_{ww2}	°C	Температура заборотної води на виході	50,86
11	P_{ww}	кПа	Тиск заборотної води на вході	200,0
12	w_{ww}	м/с	Швидкість заборотної води у трубах	1,51
13	Π	%	Солоність заборотної води	10,00
14	ΔP_{ww}	кПа	Опір по забортній воді	14,22
15	k_g	Вт/кгК	Коефіцієнт використання маси пучка труб	423,7
16	Q	Вт	Кількість теплоти, переданої у ВПО	351014,2
17	$R_{ст}$	м ² ·К/Вт	Термічний опір стінки та шару забруднень	0,00030
Параметри трубки та трубної решітки				
18	d_0	м	Несучий діаметр трубки	0,0120
19	d_w	м	Внутрішній діаметр трубки	0,0110
23	S_1	м	Крок між трубками, перпендикулярний до руху води	0,0160
24	S_2	м	Крок між трубками по глибині.	0,0139
25	$S_{ц}$	м	Відстань центрального ряду від осьової лінії	0,0100
26	Схема		Можливі №№1,2,4 за рис.5 дод.1	4
27	b		Число ходів прісної води при одноходовому ВПО по забортній воді або число послідовно включених реверсивних елементів, протиточно встановлених у струмі заборотної води багатогодового по забортній воді ВВО	10
28	b_{ww}		Число ходів теплообмінника по забортній воді	4
29	D_t	м	Внутрішній діаметр кожуха	0,280
30	D_o	м	Діаметр кола, описаного навколо пучка	0,269
31	L_t	м	Повна довжина трубок теплообмінника	0,792
32	Z		Загальна кількість труб у пучку	222
33	Z_d		Максимальна кількість труб у поперечному ряду	16
34	Z_2		Число поперечних рядів у відсіку	12
35	$Z_{дф}$		Загальна кількість діафрагм	9
36	L_1	м	Відстань між діафрагмами	0,060
39	S_d	м	Товщина діафрагми	0,006
40	$H_{ст}$	м	Висота сегментного вирізу на діаметрі D_t	0,059
41	M_p	кг	Маса пучка труб	26
42	F	м ²	Повна площа поверхні теплообміну з боку ребра	6,63

Розрахунок ВВО2

№ п/п	Позначення	Розмірність	Найменування	Значення
Параметри ВВО та теплоносіїв				
1	G_w	кг/с	Витрата прісної води	1,31
2	t_{w1}	°C	Температура прісної води на вході	95,0
3	p_{w1}	кПа	Тиск прісної води на вході	400,0
4	t_{w2}	°C	Температура прісної води за охолоджувачем	43,81
5	η		ККД ВВО	0,931
6	w_w	м/с	Швидкість прісної води	0,37
7	ΔP_w	кПа	Опір по прісній воді	1,69
8	G_{ww}	кг/с	Витрата забортної води	8,50
9	t_{ww1}	°C	Температура забортної води на вході	40,0
10	P_{ww}	кПа	Тиск забортної води на вході	300,0
11	w_{ww}	м/с	Швидкість забортної води у трубках	0,842
12	Π	%	Солоність забортної води	10
13	ΔP_{ww}	кПа	Опір по забортній воді	27,0
14	$R_{ст}$	м ² ·К/Вт		0,0003
15	k_g	Вт/кгК	Коефіцієнт використання маси пучка труб	357,98
16	Q	Вт	Кількість теплоти, переданої у ВПО	280976,79
17	b		Число ходів прісної води при одноходовому ВПО по забортній воді або число послідовно включених реверсивних елементів, протиточно встановлених в струмі багатоходового забортної води по забортній воді ВВО (див. рис.5 дод.1).	16
18	b_{ww}		Число ходів теплообмінника по забортній воді	3
Параметри трубки та трубної решітки				
19	d_0	м	Несучий діаметр трубки	0,0120
20	d_w	м	Внутрішній діаметр трубки	0,0110
21	S_1	м	Крок між трубками, перпендикулярний до руху води	0,0160
22	S_2	м	Крок між трубками по глибині.	0,0139
23	$S_{ц}$	м	Відстань центрального ряду від осьової лінії	0,0100
24	h_{co}		Відносна висота вирізу діафрагми на діаметрі D_o	0,190
25	k_D		Відносна величина відстані між діафрагмами	0,153
26	S_d	м	Товщина діафрагми	0,006
27	Z_d		Максимальна кількість труб у поперечному ряду	19
28	Z_{cv}		Можлива кількість труб у вирізі сегмента	42
29	Z_2		Число поперечних рядів труб у відсіку	14
30	Z_{max}		Загальна кількість труб у пучку	318
31	Z		Число труб у пучку між вирзами діафрагм	234
32	$\Phi_{ao, град}$		Центральний кут сегментного вирізу на діаметрі D_o	103,29
33	$\Phi_{at, град}$		Центральний кут сегментного вирізу на діаметрі D_t	106,74
34	H_{co}	м	Висота сегментного вирізу на діаметрі D_o	0,060
35	H_{ct}	м	Висота сегментного вирізу на діаметрі D_t	0,066
36	D_o	м	Діаметр кола, описаного навколо пучка	0,317
37	L_p	м	Довжина одного відсіку по ходу води	0,196
38	$Z_{дф}$		Загальна кількість діафрагм	18

39	L_1	м	Відстань між діафрагмами	0,050
40	L_T	м	Довжина трубок теплообмінника з урахуванням затінення частини довжини діафрагмами	1,067
41	D_T	м	Внутрішній діаметр кожуха	0,329
42	Мп	кг	Маса пучка труб	50,98
43	F	м ²	Повна площа поверхні теплообміну	12,80

4.4 Висновок до розділу

При інженерних розрахунках з використанням запропонованих методик необхідно дуже чітко дотримувати існуючих умов утворення конструктивних розмірів і форм теплообмінника. Будь-які відхилення від існуючих умов спричинять за собою зміни розрахункової методики, більш-менш істотні в залежності від величини і змісту допущених відхилень. В запропонованих методиках за основу формування теплообмінного пучка прийнята традиційна схема.

Застосування вдосконаленої методики розрахунку ВВО в складі розрахунку системи охолодження суднового двигуна типу 6ЧН 21/21 дає можливість оцінити спробу застосування новітньої системи охолодження для суднового дизеля з можливістю оцінки габаритних, масових та теплотехнічних параметрів, які розраховані за сучасними методиками. Вказані параметри обчислюються з високою точністю, є досить коректними і можуть бути застосованими для потреб промисловості. Згідно з розрахунками, застосування нової системи дозволяє підвищити економічність двигуна без суттєвого збільшення розмірів та маси системи і її складових, а також без істотного ускладнення конструкції цих елементів.

РОЗДІЛ 5

Економічне обґрунтування вдосконалення системи охолодження

5.1 Обґрунтування доцільності вдосконалення системи охолодження

В даному розділі розглядається економічне обґрунтування модернізації системи охолодження двигуна, яке базується на аналізі технічних показників, експлуатаційних витрат та інвестиційної ефективності. Доцільність вдосконалення визначається з огляду на наступні аспекти:

Модернізована система охолодження забезпечує оптимізацію температурного режиму роботи двигуна, що сприяє підвищенню його ККД. Зниження середньої температури в робочому циклі дозволяє зменшити термічне навантаження на ключові компоненти, зокрема циліндро-поршкову групу та випускні клапани, що безпосередньо впливає на підвищення ресурсу агрегату.

Завдяки ефективному охолодженню знижується рівень зносу деталей двигуна, що спричиняє зменшення витрат на технічне обслуговування і ремонт. Додатково, оптимізація теплового балансу сприяє зниженню витрат палива, що позитивно впливає на загальну економічну ефективність експлуатації.

Хоча впровадження вдосконаленої системи охолодження може вимагати первинних інвестицій, аналіз показує, що ці витрати окуповуються за рахунок зменшення експлуатаційних витрат протягом життєвого циклу двигуна. Підвищення надійності і ефективності роботи обладнання сприяє скороченню простоїв та непередбачуваних витрат, що додатково підсилює інвестиційну привабливість проекту.

Оптимізація системи охолодження сприяє зниженню викидів шкідливих речовин, оскільки більш ефективне тепловідведення дозволяє зменшити споживання палива. Це має позитивний вплив на навколишнє середовище та відповідає сучасним екологічним вимогам.

Використання сучасних технологій в охолодженні двигунів дозволяє підвищити їх надійність та ефективність, що в свою чергу сприяє конкурентоспроможності підприємства. Зменшення загальної маси теплообмінників при збереженні високого рівня ККД дає можливість використовувати менші витратні матеріали, що зменшує собівартість виробництва.

5.2 Розрахунок економічної ефективності впровадження в експлуатацію двигуна із запропонованою системою охолодження

Для оцінки економічного ефекту впровадження двигуна з новою системою охолодження, порівняння здійснюється з двигуном, оснащеним традиційною системою.

У таблиці 5.1 подано техніко-економічні характеристики двигунів типу 6ЧН 21/21, обладнаних як запропонованою системою охолодження, так і традиційною штатною системою з відповідними стандартними теплообмінними апаратами.

Таблиця 5.1. Основні техніко-економічні показники двигунів для порівняння

Найменування показників		Позначення	Двигун аналог	Спроектований двигун
Потужність, кВт		N_e	722	722
Частота обертання, хв^{-1}		n	1500	1500
Діаметр циліндра, м		D	0,21	0,21
Хід поршня, м		S	0,21	0,21
Вага, кг		G	4700	4500
Габарити, м:	довжина	2,45	2,513	0,873
	ширина	0,905	0,917	0,690
	висота	1,675	1,675	0,860
Питомі витрати палива, $\text{гр}/(\text{кВт} \cdot \text{год.})$		g_p	218	214
Питомі витрати масла, $\text{гр}/(\text{кВт} \cdot \text{год.})$		g_m	0,82	0,82
Механічний ККД		η_m	0,8	0,9
Число контрольних ремонтів		η	1	1
Сумарний коефіцієнт по капітальних ремонтах		$\varepsilon_{\min}$	1,1	1,1
Коефіцієнт використання потужності		K_p	1	1,000
Коефіцієнт частини вартості роботи		b	0,05	0,05
Коефіцієнт частини вартості капітального ремонту		$K_{кр}$	0,3	0,3
Час роботи за рік, год.		t	4000	4000

Ресурс двигуна до першого перебирання, год.	$t_{\text{пер}}$	6000	8000
Ресурс двигуна до капітального ремонту, год.	$t_{\text{кр}}$	48000	60000
Ціна установки, грн.	Π	400000	500000
Ціна палива, грн./т	$\Pi_{\text{п}}$	55000	55000
Ціна масла, грн./т	$\Pi_{\text{м}}$	94000	94000
Нормативний коефіцієнт порівняння економічної ефективності	E	0,15	0,15

Річна продуктивність установки визначається за формулою, кВт за рік:

$$N = K_{\text{п}} \cdot N_e \cdot t.$$

Для двигуна-аналога (1) і для двигуна з вдосконаленою системою охолодження (2) відповідно маємо:

$$N_1 = 1 \cdot 722 \cdot 4000 = 2888000 \text{ кВт за рік,}$$

$$N_2 = 1 \cdot 722 \cdot 4000 = 2888000 \text{ кВт за рік.}$$

Термін служби установки визначається за формулою, років:

$$T = \frac{t_{\text{кр}}}{t}.$$

Для двигуна-аналога (1) і для двигуна з вдосконаленою системою охолодження (2) відповідно маємо:

$$T_1 = \frac{48000}{4000} = 12 \text{ років,}$$

$$T_2 = \frac{60000}{4000} = 15 \text{ років.}$$

Річні поточні витрати на паливо визначаються за формулою, грн.:

$$З_{\text{п}} = g_{\text{п}} \cdot N \cdot \Pi_{\text{п}} \cdot 10^{-3}.$$

Для двигуна-аналога (1) і для двигуна з вдосконаленою системою охолодження (2) відповідно маємо:

$$З_{\text{п1}} = 0,218 \cdot 2888000 \cdot 55000 \cdot 10^{-3} = 15739600,0 \text{ грн.,}$$

$$З_{\text{п2}} = 0,214 \cdot 2888000 \cdot 55000 \cdot 10^{-3} = 15450800,0 \text{ грн.}$$

Річні поточні витрати на масло визначаються за формулою, грн.:

$$З_{\text{м}} = g_{\text{м}} \cdot N \cdot \Pi_{\text{м}} \cdot 10^{-3}.$$

					КРМ.142.6221м.20.05.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		90

Для двигуна-аналога (1) і для двигуна з вдосконаленою системою охолодження (2) відповідно маємо:

$$З_{м1} = 0,00082 \cdot 2888000 \cdot 94000 \cdot 10^{-3} = 151562,2 \text{ грн.},$$

$$З_{м2} = 0,00082 \cdot 2888000 \cdot 94000 \cdot 10^{-3} = 151562,2 \text{ грн.}$$

Річні витрати на поточний ремонт визначаються за формулою, грн.

$$З_{пр} = \frac{b \cdot t \cdot \Pi}{t_{пер}}.$$

Для двигуна-аналога (1) і для двигуна з вдосконаленою системою охолодження (2) відповідно маємо:

$$З_{пр1} = \frac{0,05 \cdot 4000 \cdot 400000}{6000} = 13333,3 \text{ грн.}, \quad З_{пр1} = \frac{0,05 \cdot 4000 \cdot 400000}{8000} = 12500,0 \text{ грн.}$$

Річні поточні витрати на капітальний ремонт можна визначити за формулою, грн.

$$З_{кр} = \frac{K_{кр} \cdot t \cdot \Pi}{t_{кр} \cdot \varepsilon_{min}}.$$

Для двигуна-аналога (1) і для двигуна з вдосконаленою системою охолодження (2) відповідно маємо:

$$З_{кр1} = \frac{0,3 \cdot 4000 \cdot 400000}{48000 \cdot 1,1} = 9090,9 \text{ грн.}, \quad З_{кр2} = \frac{0,3 \cdot 4000 \cdot 500000}{60000 \cdot 1,1} = 9090,9 \text{ грн.}$$

Річні витрати у споживача визначаються за формулою, грн.

$$U = З_{п} + З_{м} + З_{кр} + З_{пр}.$$

Для двигуна-аналога (1) і для двигуна з вдосконаленою системою охолодження (2) відповідно маємо

$$U_1 = 15739600,0 + 151562,2 + 13333,3 + 9090,9 = 15913586,5 \text{ грн.},$$

$$U_2 = 15450800,0 + 151562,2 + 12500,0 + 9090,9 = 15623953,1 \text{ грн.}$$

Річний економічний ефект, який отримує споживач при використанні двигуна із запропонованою системою охолодження, визначається за наступною формулою, грн.

$$E_{\kappa} = \left[\Pi_1 \cdot \frac{N_2}{N_1} \cdot \left(\frac{\frac{1}{T_1} + E_1}{\frac{1}{T_2} + E_2} \right) + \frac{U_3 - U_2}{\frac{1}{T_2} + E_2} \right] - \Pi_2,$$

$$\text{де } U_3 = \frac{N_2}{N_1} \cdot U_1 = \frac{2888000}{2888000} \cdot 15913586,5 = 15913586,5 \text{ грн.}$$

$$E_{\kappa} = \left[400000 \cdot \frac{2888000}{2888000} \cdot \left(\frac{\frac{1}{12} + 0,15}{\frac{1}{15} + 0,15} \right) + \frac{15913586,5 - 15623953,1}{\frac{1}{15} + 0,15} \right] - 500000 = 1267538,5 \text{ грн.}$$

Термін окупності двигуна із запропонованою системою охолодження визначається за формулою, років

$$T_{\text{окуп}} = \frac{\Delta K}{\Delta S},$$

де ΔK – додаткові одноразові витрати на модернізацію системи охолодження, грн.;

ΔS – річна економія при експлуатації нової установки, грн.:

$$\Delta S = 3_{\text{п1}} - 3_{\text{п2}} + 3_{\text{м1}} - 3_{\text{м2}} + 3_{\text{пр1}} - 3_{\text{пр2}} + 3_{\text{кр1}} - 3_{\text{кр2}} = U_1 - U_2,$$

$$\Delta S = 289633,3 \text{ грн.}$$

Отже, час окупності:

$$T_{\text{окуп}} = \frac{100000}{289633,3} = 0,345 \text{ року.}$$

Ця формула дозволяє оцінити, через який період часу економія від експлуатації двигуна з новою системою охолодження покриє початкові витрати на його модернізацію.

5.3 Висновки за результатами економічного обґрунтування

У даному розділі виконано розрахунки та проведено порівняльний аналіз річних експлуатаційних витрат для суднового двигуна типу 6ЧН 21/21 із запропонованою вдосконаленою системою охолодження. Було визначено економічний ефект від її впровадження, що дозволяє оцінити доцільність модернізації.

Розрахунки підтвердили, що застосування нової системи охолодження забезпечує суттєве зниження експлуатаційних витрат за рахунок підвищення ефективності роботи двигуна, оптимізації температурного режиму та зменшення споживання пального.

Вартість модернізації системи охолодження оцінюється у 100 тис. грн. При цьому річний економічний ефект для споживача, зумовлений зниженням поточних витрат, зокрема витрат на паливо, складає приблизно 1,3 млн грн.

Розрахунки також показали, що термін окупності проєкту становить близько 4 місяців, за умови експлуатації установки протягом 4000 годин на рік (що еквівалентно приблизно 11 годинам роботи на добу).

Отримані результати підтверджують економічну доцільність впровадження вдосконаленої системи охолодження, оскільки вона не тільки знижує експлуатаційні витрати, а й сприяє підвищенню ефективності та довговічності двигуна, що в довгостроковій перспективі забезпечить додаткові фінансові переваги для власників суднових енергетичних установок.

					КРМ.142.6221м.20.05.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		93

РОЗДІЛ 5

Заходи щодо охорони праці та захисту навколишнього середовища

Безпека праці – це комплекс правових, соціальних, економічних, організаційних та технічних заходів, спрямованих на збереження життя, здоров'я і працездатності людини у процесі виконання професійних обов'язків.

Абсолютно безпечних і повністю нешкідливих виробничих процесів не існує. Головна мета охорони праці — мінімізувати ризик травмування або професійних захворювань, забезпечуючи при цьому комфортні умови роботи та високу продуктивність. У реальних виробничих умовах працівники можуть зазнавати впливу різних небезпечних і шкідливих факторів, які потребують контролю та запобігання їхньому негативному впливу.

Основним завданням охорони праці є розробка та впровадження організаційних заходів і технічних рішень, спрямованих на зниження або усунення небезпечних виробничих факторів. До таких заходів належать:

- Гігієна праці – галузь профілактичної медицини, яка досліджує умови праці та розробляє заходи щодо збереження здоров'я працівників.
- Промислова санітарія – сукупність технічних рішень і засобів, спрямованих на забезпечення здорових умов праці. Вона охоплює:
 - вентиляцію, опалення та кондиціонування повітря;
 - теплопостачання, газопостачання, водопостачання та каналізацію;
 - очищення і нейтралізацію шкідливих викидів у довкілля;
 - захист працівників від вібрацій, шуму та небезпечних випромінювань;
 - організацію санітарно-побутових приміщень та пристроїв;
 - застосування будівельної кліматології та теплотехніки для створення безпечного виробничого середовища.

Забезпечення безпечних умов праці є важливим елементом ефективного функціонування будь-якого підприємства, оскільки воно не тільки запобігає виробничим травмам і захворюванням, але й сприяє підвищенню продуктивності працівників та їхньому загальному добробуту.

6.1 Аналіз шкідливих і небезпечних факторів в машинному відділенні

Машинне відділення катера є одним із найбільш небезпечних приміщень на судні, оскільки в ньому зосереджені різні механізми та системи, що працюють у складних умовах. Відповідно, мотористи і механіки, які здійснюють обслуговування та експлуатацію обладнання, зазнають впливу значної кількості небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що можуть становити загрозу для їхнього здоров'я та безпеки.

Одним із основних небезпечних факторів у машинному відділенні є висока температура, яка виникає внаслідок роботи двигунів та інших механізмів. Інтенсивне тепловиділення від двигунів внутрішнього згоряння, відсутність належної вентиляції або недостатня ефективність системи охолодження може призводити до перегріву приміщення та створювати дискомфортні умови для роботи персоналу.

Додатковим небезпечним фактором є підвищений рівень шуму та вібрацій, які утворюються при роботі енергетичних установок, насосів, компресорів та інших механізмів. Надмірний шум може викликати втому, зниження концентрації уваги та порушення слуху, а тривала дія вібрацій негативно впливає на опорно-руховий апарат та нервову систему працівників.

Ще одним важливим фактором є загроза отруєння токсичними речовинами. У машинному відділенні можуть бути присутні випари палива, масла, охолоджуючих рідин, а також відпрацьовані гази, що утворюються при роботі двигунів. Висока концентрація цих речовин у повітрі може спричиняти головний біль, запаморочення, нудоту та довгострокові ураження органів дихання.

Наявність рухомих і обертових частин механізмів також є небезпечним фактором, що може спричинити травмування персоналу. Відкриті обертові елементи, незахищені приводні механізми або необережне поводження з інструментами можуть призвести до серйозних виробничих травм.

Також у машинному відділенні катера існує ризик займання та вибуху, оскільки у цьому просторі можуть накопичуватися горючі пари палива, масла

					КРМ.142.6221м.20.06.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		95

або мастильних матеріалів. Недостатня вентиляція, витоки пального або порушення правил експлуатації можуть стати причиною виникнення пожежі чи вибуху, що створює загрозу для життя персоналу та цілісності судна.

Для мінімізації впливу зазначених шкідливих та небезпечних факторів необхідно впроваджувати комплекс заходів безпеки. До них належать ефективна вентиляція, шумо- та віброізоляція, контроль концентрації шкідливих речовин у повітрі, використання засобів індивідуального захисту, належна організація робочого місця, а також своєчасне проведення технічного обслуговування та діагностики обладнання. Дотримання правил охорони праці та своєчасне реагування на потенційні загрози є ключовими факторами забезпечення безпеки персоналу машинного відділення катера.

6.2 Розрахунок освітлення в машинному відділенні катера

Світлотехнічний розрахунок виконаний методом коефіцієнта використання світлового потоку відповідно до нормативного документа РД 5.6077-75 «Освітлення суден. Правила і методи розрахунку». Цей документ регламентує вимоги та методики розрахунку суднових освітлювальних систем, включаючи визначення необхідної кількості світильників та перевірку рівня освітленості приміщень. Він містить детальну методологію розрахунків, а також наочні приклади їхнього застосування для відкритих просторів (палуби, забортного простору освітлення місць посадки в шлюпки і плоти. Для суднових світильників з лампами розжарювання і з люмінесцентними лампами) наведені необхідні дані для розрахунку різними методами.

Освітленість суднового приміщення відповідає «Нормам штучного освітлення на судах морського флоту № 2506-81». Норми штучного освітлення на судах морського флоту розроблені Науково-дослідним інститутом гігієни водного транспорту МОЗ СРСР і використовуються при проектуванні та експлуатації штучного освітлення приміщень і палуб знову споруджуваних і реконструйованих суден, а також при реконструкції освітлювальних установок морських суден.

					КРМ.142.6221м.20.06.ПЗ	Лист
						96
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Кількість світильників у приміщенні визначається за формулою

$$N = \frac{E_x \cdot k_x \cdot S_x \cdot Z}{\Phi_x \cdot h},$$

де N – кількість світильників, шт.;

k – коефіцієнт запасу, ($k = 1,15 - 1,3$);

E – нормована освітленість;

S – площа освітлення, m^2 ;

Z – коефіцієнт мінімальної освітленості ($Z = 1,1$);

Φ – сумарний світловий потік ламп, встановлених в одному світильнику, лм;

h – коефіцієнт використання світлового потоку ламп, встановлених у світильнику – обирається з додатку 3 (РД5.6077-75) в залежності від типу світильника, коефіцієнта відображення й індексу приміщення.

$$i = \frac{ax \cdot b}{(a + b)x \cdot h},$$

де i – індекс приміщення;

a – довжина приміщення, м;

b – ширина приміщення, м;

h – висота приміщення, м.

Розрахунок виконаний в табличній формі для світильників виробництва України, та Польщі (FAMOR). Результати розрахунку приведені в табл. 6.1.

Таблиця 6.1. Розрахунок освітленості катера

Найменування приміщення	Довжина, м	Ширина, м	Розрахункова висота, м	Розрахункова площа, m^2	Тип освітлення*	Освітлювальна арматура			Освітленість	
						Тип світильника	Кіл. и потужність ламп	Кіл. світильників	Норм.	Факт.
Кермова рубка	3,5	3,2	1,2	11,2	O+A	QZ 4019	2x18+15	3	150	176
Коридор	3,0	1,0	1,8	3,0	O+A	QZ 4019	2x18+15	2	75	98
Тамбур МО	1,0	1,0	1,8	1,0	O+A	QZ 4019	2x18+15	1	75	116
Туалет	1,0	1,0	1,8	1,0	O	CC-328	60	1	30	100
Умивальна	0,5	0,5	1,8	0,25	O	CC-328	60	1	30	200
Комора	0,5	0,5	1,8	0,25	O	CC-328	60	1	30	200
Пом. пожежо-гасіння	0,5	0,5	1,8	0,25	O	CC-328	60	1	30	200

Форпик	4,0	4,5	1,4	18,0	O	CC-328	60	2	75	77
Салон	2,5	2,5	1,4	6,3	O	QZ 4019	2x18	4	150	200
Пом. под. їжі	1,5	1,5	1,2	2,25	O	CC-34	2x18	2	200	280
Каюта 1 чол.	1,0	1,5	1,2	1,5	O	QZ 4019	2x18	2	200	240
Каюта 3 чол.	2,5	1,0	1,2	2,5	O	QZ 4019	2x18	2	200	240
Коридор	3,0	0,8	2,0	2,4	O+A	QZ 4019	2x18+15	1	75	98
Машинне відділення	6,0	4,5	1,8	28,0	O	CC-34	2x20	11	100	115
Румпельне відділення	1,0	3,0	1,0	3,0	O	CC-34	2x20	2	50	62

Примітка: * O – основне освітлення; A – аварійне освітлення.

6.3 Вплив суднової енергетичної установки на навколишнє середовище

Суднові енергетичні установки (СЕУ) є ключовими елементами кораблів та суден, забезпечуючи їхню рухомість, енергозабезпечення та експлуатаційну ефективність. Однак їхня робота супроводжується значним впливом на навколишнє середовище, що вимагає оцінки екологічних ризиків та розробки заходів з їх мінімізації.

Одним із основних негативних наслідків роботи СЕУ є викиди шкідливих речовин у атмосферу. Двигуни внутрішнього згоряння використовують паливо, в результаті чого утворюються викиди оксидів азоту (NO_x), вуглекислого газу (CO_2), оксидів сірки (SO_x) та твердих частинок (PM). Ці речовини сприяють утворенню парникового ефекту, кислотних дощів і забрудненню повітря. Особливо значний вплив мають великотоннажні судна, що використовують мазут, оскільки він містить високий рівень сірки, що спричиняє підвищені викиди SO_x .

Ще одним важливим аспектом є забруднення водного середовища, що може відбуватися через скидання забруднених стічних вод, витоки пального, мастильних матеріалів та охолоджуючих рідин. В результаті аварій або неправильного обслуговування можливе потрапляння нафтопродуктів у воду, що негативно впливає на морську флору і фауну. Деякі системи охолодження судових двигунів використовують забортну воду, яка після нагрівання повертається в океан або річку, що може змінювати температуру води і негативно впливати на екосистеми.

Не менш важливим є шумове та вібраційне забруднення, яке спричинене роботою суднових механізмів, у тому числі головних і допоміжних двигунів, гвинтів та насосів. Шум і вібрації можуть впливати не лише на екіпаж, створюючи дискомфортні умови праці, а й на морських тварин, зокрема китоподібних, які орієнтуються за допомогою ехолокації.

Додатково, негативний вплив має утворення та утилізація відходів. Судна виробляють значну кількість твердих і рідких відходів, включаючи пластик, харчові залишки, паливні фільтри та інші небезпечні речовини. Неналежна утилізація відходів або їхнє скидання у відкрите море призводить до забруднення водних ресурсів та шкодить морському біорізноманіттю.

Для зменшення екологічного впливу суднових енергетичних установок застосовуються різні технологічні та організаційні заходи. Важливим напрямком є впровадження екологічно чистих видів пального, таких як зріджений природний газ (LNG) або біопаливо, що значно знижують рівень шкідливих викидів. Використання систем очищення вихлопних газів, зокрема скрубєрів, дозволяє зменшити концентрацію оксидів сірки.

Також впроваджуються заходи щодо зменшення енергоспоживання та підвищення ефективності СЕУ, такі як оптимізація робочих режимів двигунів, застосування енергозберігаючих технологій, удосконалення аеродинаміки корпусу судна та використання гібридних силових установок.

Важливим фактором є дотримання міжнародних екологічних стандартів, зокрема вимог Міжнародної морської організації (ІМО) щодо контролю за викидами, управління баластними водами та утилізації відходів. Виконання цих норм сприяє зменшенню впливу судноплавства на довкілля та збереженню морських екосистем.

Отже, вплив суднових енергетичних установок на навколишнє середовище є значним, проте застосування сучасних технологій і дотримання екологічних норм дозволяє мінімізувати шкоду та зробити судноплавство більш екологічно безпечним.

					КРМ.142.6221м.20.06.ПЗ	Лист
						99
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ

При виконанні кваліфікаційної роботи основною її метою було вдосконалення методики розрахунку системи охолодження. Для остаточної перевірки методики, щоб уникнути можливих помилок, розрахунки виконувалися для реальної енергетичної установки швидкісного прогулянкового катеру з двигунами типу 6ЧН 21/21. Розробка системи здійснювалася з використанням низки методик та програм, наявних на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ НУК. Існуючі методики були доповнені та розвинені додатковими елементами. Зокрема, до їх складу увійшла самостійно розроблена методика та програма розрахунку водо-водяних охолоджувачів для системи охолодження. На підставі цієї методики були повністю сконструйовані і зроблені конструкції водо-водяних охолоджувачів, один з яких представлений на кресленнях. Усі розрахунки теплообмінників у цій роботі виконувалися з урахуванням реальних параметрів двигуна та базувалися на класичних конструкціях теплообмінних апаратів.

Спроектована система охолодження з водо-водяними охолоджувачами забезпечує такі переваги:

- Ефективне відведення необхідної кількості тепла від масла та водяного контуру дизеля в номінальному режимі його роботи, навіть за умов високих літніх температур.
- Значне зниження температури наддувного повітря до 55°C , що на 60°C нижче порівняно з існуючими показниками. Це дозволяє прогнозувати зменшення питомої витрати пального на $10 \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$, а також скорочення викидів NO_x на 40% , що відповідає сучасним екологічним стандартам токсичності.
- Оптимізація температурного режиму сприяє зменшенню термічного навантаження на елементи циліндро-поршневої групи, випускні клапани та газову турбіну, що значно подовжує ресурс роботи двигуна.

					КРМ.142.6221м.20.ПЗ	Лист
						100
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

- Підтримка високої температури теплоносія внутрішнього контуру та масла дозволяє мінімізувати втрати теплової енергії у робочому циклі двигуна, що сприяє підвищенню його коефіцієнта корисної дії (ККД).

- Зменшення загальної маси системи охолодження та серцевин теплообмінників до 317,2 кг у порівнянні з серійною системою. Це не лише знижує витрати на виготовлення, але й зменшує використання дефіцитних матеріалів у виробництві.

- Забезпечення стабільності експлуатаційних параметрів навіть за умов постійного забруднення поверхонь теплообміну, а також стійкості системи до механічних навантажень, хімічних впливів та ерозійного зношування.

Таким чином, вдосконалена система охолодження покращує експлуатаційні характеристики двигуна, підвищує його ефективність, зменшує екологічний вплив та забезпечує довговічність усіх ключових компонентів.

У даній роботі проведено аналітичний розрахунок і оцінку економічної ефективності впровадження в експлуатацію двигуна з удосконаленою системою охолодження. Також виконано аналіз і розроблено комплекс заходів щодо забезпечення вимог охорони праці в галузі та мінімізації впливу на навколишнє середовище.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : Підручник / В. С. Наливайко, Б. Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко. – Миколаїв : видавець Торубара В. В., 2015. – 332 с.
2. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників. Т. 4. Основи САПР ДВЗ / За ред. проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А.Ф. Шеховцова – Харків: Видавн. центр НТУ “ХПІ”, 2004. – 428 с.
3. Woodyard, D. F. Pounder’s marine diesel engines and gas turbines - 8th edn. / Elsevier Ltd., 2004. – 914 p.
4. Klaus Mollenhauer, Helmut Tschoeke. Handbook of Diesel Engines / Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. – 634 p.
5. Аністратенко В. О. Математичне планування експерименту в АПК / В. О. Аністратенко, В. Г. Федоров. – К.: Вища школа, 1993. – 375 с.
6. Moshentsev, Y., Gogorenko, O., Dvirna, O. (2022). Possibilities for Improving the Cooling Systems of IC Engines of Marine Power Plants. Advances in Science and Technology Research Journal, 16(3), 183-192. doi:10.12913/22998624/149658
7. Moshentsev, Y., Gogorenko, O., Dvirna, O. (2022). Rational liquid cooling systems of internal combustion engines. Advances in Science and Technology Research Journal, 16(1), 158-169. doi:10.12913/22998624/144345
8. Теплообмінні апарати. Навчальний посібник для студентів спеціальності 144 "Теплоенергетика" / Анастасенко С. М., Жигуліна В. В., Семенов М. М., Соломонюк Д. М., Шаповалов Ю. О., Швець І. А., Шостак О. В. – Первомайськ: НУК, – Львів, «Новий світ-2000», 2023. – 228 с.
9. Кузнецов В. В. Економічна оцінка проектних рішень в судновій енергетиці. – Миколаїв: НУК, 2005. – 70 с.
10. Винокурова Л. Е. Основи охорони праці: Підручник для проф.-техн. навч. закладів / Л. Е. Винокурова, М. В. Васильчук, М. В. Гаман. – К. : Вікторія, 2001. – 192 с.

11. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.5. Екологізація ДВЗ. – Підручник для студентів ВНЗ, що навчаються за напрямом “Інженерна механіка” / За редакцією проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А.Ф. Шеховцова – Харків: Видавничий центр НТУ “ХПІ”, 2004. – 466 с.

					КРМ.142.6221м.20.ПЗ	Лист
						103
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Позиція	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітка
		Документація		
	KPM.142.6221м.20.05	Складальне креслення		
		Складальні одиниці		
1		Корпус	1	
2		Верхня кришка	1	
3		Нижня кришка	1	
4		Повітряний патрубок	1	
5		Секція охолоджуюча	1	
		Деталі		
6		Пластина упорна	1	
7		Прокладка корпусу	1	
8		Кільце резинове	1	
		Стандартні вироби		
9		Гайка М10-6Н.5.019	36	
		ГОСТ 5915-70		
10		Шайба 10.65Г.019	36	
		ГОСТ 6402-70		

Позиція		Позначення		Найменування		Кіл.	Примітка
11				Шпилька		36	

Позиція	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітка	
		Документація			
	KPM.142.6221м.20.06	Складальне креслення			
		Складальні одиниці			
1		Корпус	1		
2		Секція охолодження	1		
3		Кришка	1		
4		Кришка	1		
5		Заповнювач	38		
		Деталі			
6	938-03.018-06	Прокладка ПОН	4		
7		Прокладка ПОН	2		
8		Кільце сальника	2		
9		Кільце проміжне	1		
		Стандартні вироби			
10		Болт М12-6g х30.56.09	32		
		ГОСТ 7798-70			
11		Шайба 12.65Г.09	32		
		ГОСТ6402-70			
12		Шайба 12.03.019	32		
		ГОСТ11371-78			
			KPM.142.6221м.20.06		
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата	
Студент		Яріч П.П.			
Консультант					
Керівник		Мошенцев Ю.Л.			
Зав. кафедр.		Гогоренко О.А.			
		Охолоджувач масла	Літ.	Лист	Листів
				1	2
			НУК		
		ім. адм. Макарова			

[illegible]

[illegible]