

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайська філія

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«___» _____ 2020 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: «Підвищення ефективності роботи 4-тактного дизельного двигуна потужністю 900 кВт для катера спеціального призначення за рахунок удосконалення системи охолодження»

Виконав: студент групи 61-ТЕМмаг-19

_____ Буханець А. О.
(підпис)

Керівник роботи: к.т.н, доцент

_____ Гогоренко О. А.
(підпис)

Первомайськ - 2020 р.

*Міністерство освіти і науки України
Первомайська філія
Національного університету кораблебудування
імені адмірала Макарова
Кафедра «Енергетичне машинобудування»*

ЗАТВЕРДЖУЮ

Зав. кафедрою «ЕМ»

_____Нестеренко В. В.

«__» _____ 2020 р.

ЗАВДАННЯ
на кваліфікаційну роботу

Магістранту Буханець Артему Олександровичу

Група *61-ТЕМ*маг-19 Інженерно-економічний факультет, заочної форми навчання

Спеціальності 131 «Прикладна механіка»

Освітня програма «Технології енергетичного машинобудування»

Тема: Підвищення ефективності роботи 4-тактного дизельного двигуна потужністю 900 кВт для катера спеціального призначення за рахунок удосконалення системи охолодження

(Розглянуто на засіданні кафедри «ЕМ» та затверджено розпорядженням ПФ НУК №46 від 21.09.2020 р.)

Вихідні дані:

Двигун-прототип: 12ЧН 18/20; $N_e = 900$ кВт; $n = 1850$ хв⁻¹; $g_e = 0,212$ кг/(кВт·год.)

Призначення енергетичної установки, що проектується – головний двигун лоцманського катера.

Паливо – дизельне з $Q_H = 42664,4$ кДж/кг

Об'єкт дослідження, що вдосконалюється чи проектується – система охолодження.

Перелік питань, що повинні бути розглянуті в магістерській роботі:

ЗМІСТ

ВСТУП

1 ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1. Вибір об'єкту для встановлення двигуна

1.2. Технічні характеристики, опис конструкції базового двигуна

2 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Вимоги до проектного двигуна та вибір основних параметрів робочого циклу

2.2 Розрахунок параметрів робочого циклу

2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми

2.4 Аналіз індикаторних та ефективних показників проектного двигуна в порівнянні з базовим

2.5 Розрахунок теплового балансу двигуна

2.6 Динамічний розрахунок та побудова графіків сил, діючих на КШМ

3 НАУКОВИЙ РОЗДІЛ

- 3.1 Аналіз існуючих конструкцій деталі або вузла, що розробляються
- 3.2 Пропозиції по вдосконаленню конструкції вузла (деталі)
- 3.3 Розрахунки елементів двигуна, що підтверджують працездатність розробки

4 ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРИЙНЯТИХ РІШЕНЬ

- 4.1 Обґрунтування необхідності модернізації
- 4.2 Розрахунок економічної ефективності

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

- 5.1 Заходи з охорони праці
- 5.2 Охорона навколишнього середовища
- 5.3 Засоби зниження токсичності та димності відпрацьованих газів
- 5.4 Розрахунок освітлення в машинному відділенні
- 5.5 Техніка безпеки при експлуатації дизельного (газового) двигуна

ВИСНОВКИ

ЛІТЕРАТУРА

ДОДАТКИ

Об'єм пояснювальної записки 60...90 аркушів комп'ютерного набору.

Мінімальний об'єм графічної частини проекту не менше 5 аркушів формату А1

В обов'язковому порядку виконується:

1. Поперечний або повздовжній перетин двигуна
2. План машинного відділення судна, електростанції або установки з ДВЗ
3. Креслення складальної одиниці ДВЗ згідно індивідуального завдання
4. Креслення деталей чи вузлів, плакати, таблиці згідно індивідуального завдання
5. Індикаторна діаграма. Схема сил, діючих на КШМ

Термін подання магістерської роботи на кафедру для попереднього розгляду

«___» грудня 2020 р.

Керівник проекту

Завдання прийняв до виконання

_____/ О. А. Гогоренко /
«___» _____ 2020 р.

_____/ А. О. Буханець /
«___» _____ 2020 р.

Зміст

Вступ.....	5
1. Загальний розділ	8
1.1 Загальна характеристика катера спеціального призначення.....	9
1.2 Вимоги до головних двигунів катерів спеціального призначення	10
1.3 Обґрунтування проведення модернізації системи охолодження ...	15
1.4 Розміщення двигунів у машинному відділенні	16
2. Конструкторський розділ.....	18
2.1 Порівняння двигунів-аналогів	19
2.2 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна для двохступінчатої схеми наддуву	21
2.3 Розрахунок циклу двигуна з двохступінчатим комбінованим наддувом	25
2.4 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми двигуна з двохступінчатим комбінованим наддувом	34
2.5 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна з вільним газотурбінним наддувом	36
2.6 Розрахунок циклу двигуна з вільним газотурбінним наддувом.....	38
2.7 Порівняння схем систем наддуву.....	46
2.8 Розрахунок теплового балансу двигуна, що проектується.....	47
2.9 Висновки по розділу	48
3. Науковий розділ.....	50
3.1 Вибір схеми системи охолодження для двигуна	51
3.2 Теоретична основа виконання розрахунків	62
3.3 Розрахунок системи охолодження на підставі комп'ютерної програми	66
3.4 Проектування ОНП для охолодження наддувочного повітря двигуна типу 12ЧН 18/20.....	71

3.5	Проектування ВВО для охолодження води внутрішнього контуру двигуна типу 12ЧН 18/20.....	94
3.6	Проектування МО для охолодження масла двигуна типу 12ЧН 18/20.....	104
3.7	Висновки по розділу.....	110
4.	Економічне обґрунтування удосконалення системи охолодження.....	112
4.1	Розрахунок економічної ефективності	115
4.2	Висновки по розділу.....	117
5.	Організація охорони праці та навколишнього середовища при експлуатації двигунів внутрішнього згоряння	118
5.1	Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал по обслуговуванні дизеля.....	119
5.2	Розрахунок рівня шуму і вібрації в приміщенні машинного відділення	122
5.3	Заходи щодо зниження рівня шуму і вібрації.....	123
5.4	Розробка заходів щодо зменшення впливу небезпечних і шкідливих виробничих факторів що впливають на персонал	124
5.5	Забруднення навколишнього середовища, які виникають при експлуатації дизеля.....	124
5.6	Основні способи зниження токсичності і димності ВГ.....	130
	Висновок	133
	Література.....	134
	Додатки.....	135

Вступ

Завданням кафедри підвищення ефективності роботи двигуна типу 12ЧН 18/20 для катера спеціального призначення за рахунок удосконалення системи охолодження.

Двигун типу 12ЧН 18/20 форсований по наддуву, має систему охолодження наддувочного повітря і охолоджувач викидних газів. Двигун призначений для встановлення на катері спеціального призначення (за основу проектування взятий торпедний катер часів Другої світової війни типу Г-5). Проект призначений для боротьби з сучасним морським піратством. Катер транспортується на борту судна-носія.

Метою та завданням даної роботи є удосконалення системи охолодження, яке призведе до підвищення потужності та економічності двигуна, зниження теплового поля судна та розмірів машинного відділення (МВ).

Для підвищення потужності у проекті пропонується застосування нової системи наддуву (двоступінчатий наддув). Для підвищення економічності та зменшення теплового поля запроваджуємо нову систему охолодження, яка забезпечує значне зниження температури наддувочного повітря і зниження температури вихлопних газів. Зважаючи на те, що проектується установка для судна спеціального призначення, дуже важливо знизити температуру в МВ та вихлопних газів, щоб зменшити відповідне випромінювання тепла і знизити ризик удару зброєю з тепловим наведенням.

Окрім проблем пов'язаних з війнами, катастрофами, економічною нестабільністю та екологією, існує глобальна всесвітня проблема тероризму. Кожного дня захоплюються літаки, потяги, автобуси та судна. Від жорстокості страждають люди. З такою проблемою зіткнувся як сухопутний транспорт, так і морський. Постійно відбувається перехоплення торговельного і пасажирського транспорту. Страждають всі: від пасажирів суден з корабельною командою до власників транспорту і вантажу. Роками тягнуться переговори за звільнення заручників і цінного майна, особливо новітніх технологій, які в

					ПФ НУК.131.61.20.03.ПЗ	Лист
						5
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

руках у піратів та терористів можуть призвести до глобальних трагедій та катастроф з людськими жертвами. Саме тому потрібно проводити антитерористичні заходи, які запобігали б виникненню страшних ситуацій, пов'язаних з різного роду терористичними акціями, зокрема ситуацій з морським піратством. Потрібно створювати спеціальні військові підрозділи по захисту цивільного населення, які повинні ефективно охороняти торговельні і транспортні судна. Такі підрозділи повинні мати ефективне сучасне озброєння і відповідні транспортні засоби, які б забезпечували певну перевагу спеціальних підрозділів над можливими нападниками. Сучасна тактика морських піратів полягає у використанні швидкохідних катерів, які ховаються біля островів і швидко нападають, а потім зникають. Протидіяти їм можна за допомогою аналогічних катерів, які могли б активно протидіяти нападу та ліквідувати нападників. З урахуванням особливостей морських комунікацій можна запропонувати таку систему протидії піратам, яка б базувалася на застосуванні спеціального судна, здатного нести на собі спеціальні військові катери для протидії піратським нападам. Таке судно може бути створено на базі сучасного супертраулера, тобто судна достатньо морехідного і здатного перевозити невеликі судна спеціального призначення, а також швидко спускати їх на воду і піднімати з води. Саме великий траулер зі сліпом може досить вдало виконувати операції з протидії піратам і не виказувати свого призначення задалегідь.

За основу швидкісного катера пропонується обрати катер типу Г-5 часів Другої світової війни, модернізований для зазначених вище потреб. Цей катер має багато якостей, які роблять його привабливим для такої ролі. По-перше він створювався як катер, що переноситься судном-базою, хоча у свій час так майже не використовувався. По-друге, цей катер був свого часу найшвидкіснішим у світі, а зараз може бути близьким до таких суден, якщо вони не використовують підводні крила. Відсутність крил сприяє поліпшенню процедури спуску та підйому катера, а також його збереження на судні в умовах морського транспортування та плавання. По-третє, він проявив себе

					ПФ НУК.131.61.20.03.ПЗ	Лист
						6
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

придатним для локальних військових операцій з використанням саме такої зброї, яка може застосовуватися у даному випадку. Слід додати, що катер не буде нести торпедне озброєння, а буде озброєним з урахуванням нових задач свого призначення. Відсутність важких і великих торпед дозволяє розміщувати на катері озброєну десантну групу, яка буде виконувати свою роль під час антитерористичної операції. Енергетична установка такого катера може бути дещо модернізована з урахуванням сучасних досягнень двигунобудування і з урахуванням сучасного призначення катера. Корпус катера виготовлявся з дюралю, а зараз може виготовлятися з сучасних неметалевих матеріалів, які можуть бути легшими і більш стійкими щодо впливу морських умов експлуатації. Це може бути пластик на основі волокон з вуглецю або метало-пластиковий композит.

Апробація результатів дослідження. Результати дослідження обговорювались на VI Міжнародній науково-технічній конференції: Сучасний стан та проблеми двигунобудування (м. Миколаїв, 26-27 листопада 2020 р.) та викладені в матеріалах конференції «Застосування високоефективних систем охолодження – як дієвий шлях поліпшення параметрів паливної економічності і токсичних вихлопних газів суднових двигунів» [1].

					ПФ НУК.131.61.20.03.ПЗ	Лист
						7
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

					ПФ НУК.131.61.20.03.ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Розділ 1 Загальний розділ			
Магістрант		Буханець А.О.						
Керівник		Гогоренко О.А.						
Консультант								
Зав. каф.		Нестеренко В.В.						
					ПФ НУК			

1. Загальний розділ

1.1 Загальна характеристика катера спеціального призначення

Військовий катер спеціального призначення пропонується виконати на базі торпедного катеру Г-5. Відповідно він буде мало відрізнятися від прототипу. Враховуючи нове призначення катеру, западина корпусу, де розміщувалися торпеди, будуть використовуватися як приміщення для десантної групи та для розміщення глушників та кінцевих охолоджувачів газів двигунів. Розміри катера-прототипу 20×3,95×3,45 м, вага (без торпед) 15 т.

Катер сконструйований академіком Тополевым як глісіруюче судно. Такі судна мають специфічні форми днища, зокрема спеціальний виступ впоперек руху, так званий редан. Під час руху судно виходить з води і спирається тільки на цей виступ, що забезпечує значне зниження потужності для забезпечення високої швидкості. Крім того обводи корпусу забезпечують певну морехідність завдяки загостренню носової частини корпусу, що розрубє хвилю. Протидія хвилям також забезпечується завдяки формі палуби, яка виконана покатою (карапасна палуба). Це забезпечує швидкий схід води, яка може падати на палубу зверху. Вздовж бокових частин корпусу встановлені відбійники хвилі, які також знижують заливання водою корпусу катера на високій швидкості. В носовій частині на палубі розміщений люк для заходження в спец приміщення (кубрик та каптьорку). Далі йде ще один люк для входу у машинне відділення. Між люками встановлені повітрозабірні патрубки, які наповнюють повітрям машинне відділення та інші трюмові приміщення якщо це потрібно. Від рубки до корми на палубі створене приміщення для військового загону та його спорядження. Між люками в носовій частини встановлюється реактивна артилерійська система (установка “Град“ або подібна до неї). В кормовій частині встановлена швидкострільна гармата. По обидва борти на чверті довжини катера встановлені спеціальні елементи (на зразок кнехтів) для спуску та підйому. Під рубкою ліворуч та праворуч знаходяться каюти для відпочинку екіпажу на той випадок, коли можливе відно-

					ПФ НУК.131.61.20.03.ПЗ	Лист
						9
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

сно довге перебування катеру у засаді. Машинне відділення розташоване перед рубкою, у носовій частині корпусу. У рубці катера повинна розміщуватися система керування з сучасною системою навігації, яка повинна повністю відповідати потребам сучасного військового катера з урахуванням його невеликих розмірів. Головними двигунами катеру пропонується два дизельних двигуна типу 12ЧН 18/20. Потужність одного двигуна $N_e = 900$ кВт при частоті обертів колінчатого валу $n = 1850$ хв⁻¹.

Катер-прототип розвивав максимальну швидкість 58 вузлів без торпед, з двома двигунами загальною потужністю 1350 кВт. Встановлення на катері більш сучасних двигунів дозволить підвищити швидкість до 65...70 вузлів. Крім того, модернізовані двигуни можуть мати порівняно меншу витрату палива, що позитивно впливатиме на витрати коштів під час тренувань екіпажів та й під час самих операцій.

При роботі двигунів на катері вони випромінюють багато тепла, а це робить катер вразливим щодо зброї теплового наведення. Враховуючи високі температури відхідних газів двигуна, застосовуємо заходи щодо їх зниження. Для цього встановлюється нова система охолодження, у якій підвищується глибина охолодження наддувочного повітря. Крім того гази на виході додатково охолоджуються у спеціальних глушниках-охолоджувачах.

1.2 Вимоги до головних двигунів катерів спеціального призначення

На катері Г-5 стояли два бензинових двигуни ГАМ-38ФН з потужністю 675 кВт (919 кінських сил). Для підвищення потужності катера ми заміняємо його двигуни на два модернізовані дизельні двигуни 12ЧН 18/20 з потужністю 900 кВт (1250 кінських сил). Оскільки катер військовий, спеціального призначення, то йому потрібна висока швидкість. Ця швидкість забезпечується завдяки організації його руху в режимі глісування. Глісування – це ковзання судна по поверхні води, при чому підтримуюча сила майже повністю обумовлена динамічною реакцією води. При глісуванні судна його змочена довжина змінюється в залежності від швидкості ходу (за рахунок зміни осад-

					ПФ НУК.131.61.20.03.ПЗ	Лист
						10
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ки та диферента); незміною залишається тільки вагове навантаження глісера, пропорційне його водовмісту у статичному положенні. Тому в якості характерного лінійного розміру при визначенні швидкісного режиму глісую чого судна приймають кубічний корінь з об'ємного водовмісту.

Відповідно число Фруда отримує вираз

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

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

- режим плавання ($Fr \leq 1$);
- перехідний режим ($1 \leq Fr \leq 3$);
- режим глісування ($Fr \geq 3$).

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

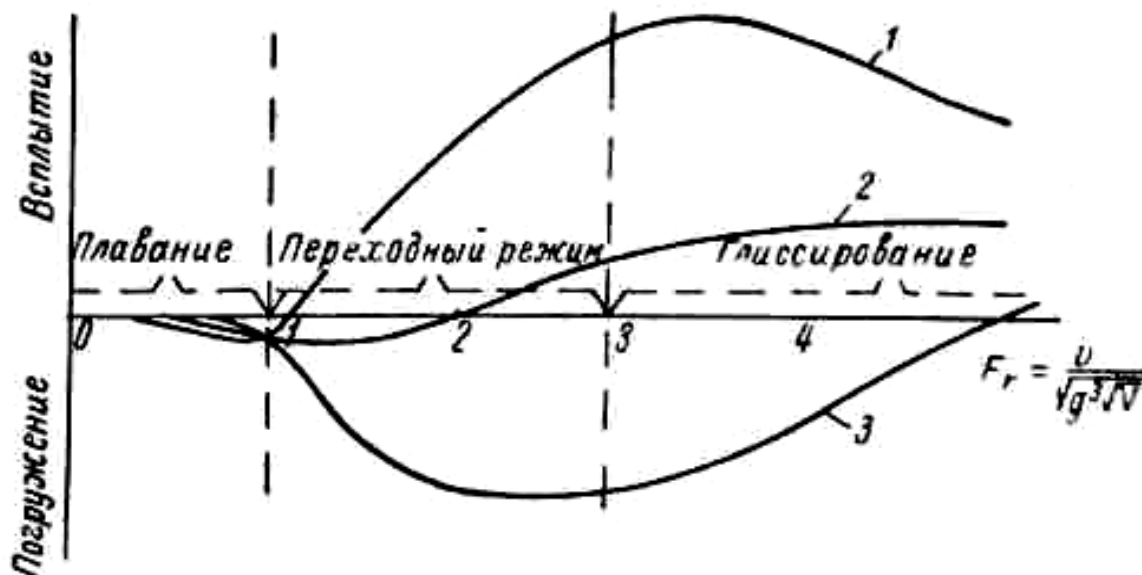


Рис. 1.1. Діаграма залежності зміни осадки від режиму руху катера:

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

При русі в режимі плавання 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.

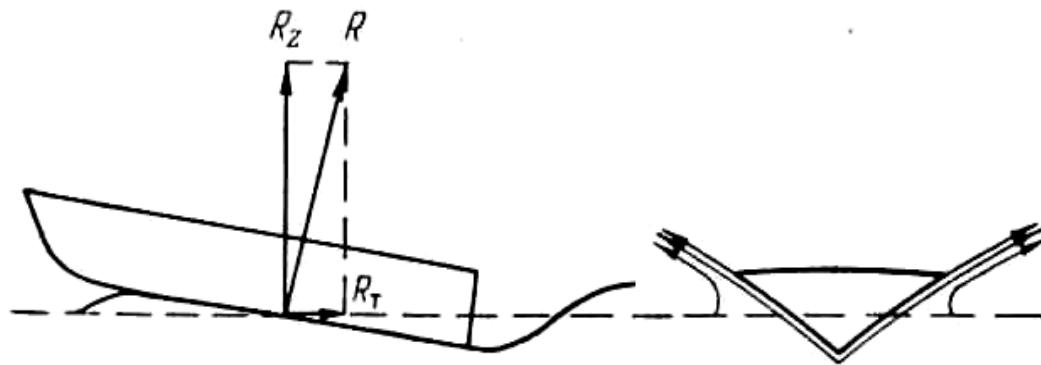


Рис. 1.2. Гідродинамічна сила підйому і утворення бризкової пелени в носовій частині

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 бризкового опору. При $Fr \geq 3$ вага катера майже повністю урівноважується вертикальною складовою сили гідродинамічного тиску і катер переходить в режим глісування. При переході на режим глісування спочатку бачимо значний диферент в корму. Подальше підвищення швидкості ходу достатня вертикальна гідродинамічна сила, величина якої пропорційна куту атаки днища та квадрату швидкості, забезпечується при менших кутах атаки, при цьому диферент судна зменшується. Перехід на режим глісування пов'язаний з значною зміною залежності опору від швидкості руху (рис. 1.3).

У глісуючих катерів в носовій частині проходить інтенсивне відкидання мас води, утворюючих бризкову пелену (див. рис. 1.2), а в кормовій частині – плавне стікання з днищевої поверхні.

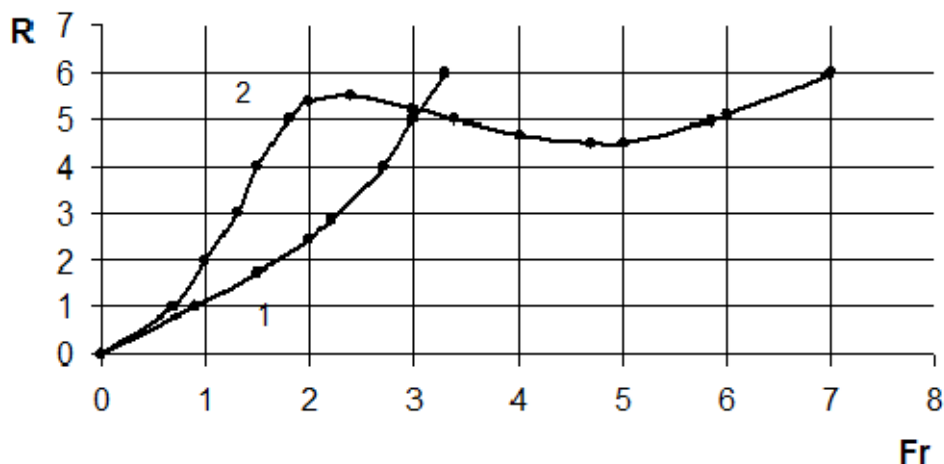


Рис. 1.3. Криві опору катерів: 1 – водовмісткого; 2 – глісуючого

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 плоске до кормової частини. По формі повздовжнього розтину реданий. Форма редан зменшує поверхню тертя при глісуванні і дозволяє розділити навантаження на днище на дві несучі поверхні, забезпечує кращу повздовжню стійкість руху. З рис. 1.3 стає видно, що опір глісера на низьких

швидкостях значно більший порівняно з опором водовмістким морехідним катером. Стає зрозуміло, що при режимі плавання, коли катер ходить як водовмістке судно, і перехідному режимі гострі скули, редан та плоский трапець збільшують його опір, а коли він виходить на редан, площа притулення днища з водою різко зменшується, в силу чого опір швидко падає.

Розрахунки доцільно проводити для номінального режиму роботи двигуна так як це є головним за призначенням режим роботи двигуна. Він забезпечує найбільшу потужність і найбільші навантаження на усі деталі двигуна. Іншого режиму з такими навантаженнями в усіх точках його характеристики немає.

На рис. 1.4 приведений вигляд кривої навантаження двигунів торпедного катера типу Г-5, яка була побудована на підставі матеріалів [1].

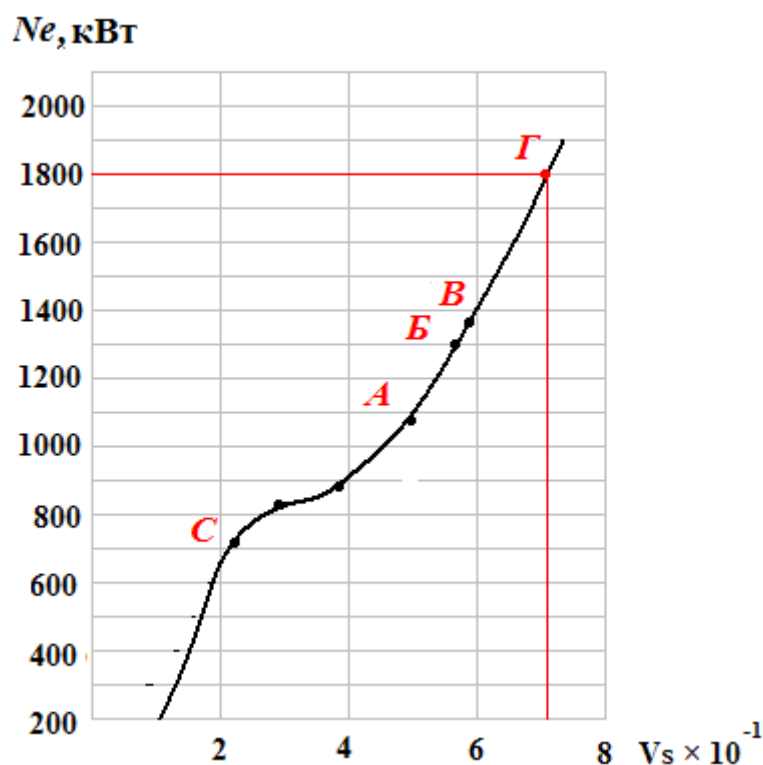


Рис. 1.4. Характеристика навантаження двигунів торпедного катера типу Г5: А – з двигунами ГАМ-34, Б – з двигунами ГАМ-34ФН, В – з двигунами ГАМ-38ФН, Г – двигуни типу 12ЧН 18/20 за даним проектом

З вигляду кривої навантаження головних двигунів видно, що вона має дві характерних ділянки. Перша йде від 0 до точки *C*. Це крива руху у водомісткому режимі. Після цієї точки йде так званий «горб» – перехідний режим від водомісткого до глісуючого. Після подолання цього режиму судно рухається за законами другої ділянки характеристики – у глісуючому режимі, при якому збільшення швидкості у залежності від зростання потужності йде набагато інтенсивніше, ніж у водомісткому режимі. Точки *A*, *B*, *B* відповідають даним [1] щодо стану застосування на катері двигунів різних типів та потужності. Точка *Г* відповідає застосуванню двигунів, що проектуються. Як видно з рисунку, катер з такими двигунами досягне швидкості трохи більше 70 вузлів (129,6 км/г).

Для нашого катеру збільшення потужності головних двигунів забезпечує не тільки проходження "горба" характеристики, але й досягнення збільшеної, порівняно з прототипом, швидкості.

З вигляду кривої навантаження зрозуміло, що основним режимом для подальшого розгляду з позиції найбільш важкого для всіх механізмів і систем двигуна (розрахункового режиму) є режим найбільшої швидкості, бо він відповідатиме режиму найбільшого навантаження двигунів. 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, та високою економічністю витрати палива і мастила. Саме такими є ті, що ми ставимо на катер. Більшість деталей остову двигунів виготовлена з алюмінієвих сплавів, а V-подібна конструкція підвищує рівень його компактності порівняно з рядними двигунами.

1.3 Обґрунтування проведення модернізації системи охолодження

Беручи за основу катер часів Другої світової війни та обґрунтувавши його основне призначення стає зрозуміло, що йому потрібна модернізація як

самого катера так і двигунів це все пов'язане з потребами та умовами експлуатації.

По-перше використовуємо сучасні матеріали для виготовлення катера, вартість матеріалів перебивається його властивостями. По-друге замінюємо рупку на більш сучасну, це пов'язано зменшенням опору повітрю та кращому стіканню води яка буде заливати катер і герметизації його керуючого містка. По-третє заміна застарілого озброєння на сучасне з використанням комплексів та ракетних невеликих установок веде до підвищення живучості та захищеності катера в військових операціях. По-четверте заміна енергетичної установки на модернізовану та сучасну з більшою потужністю, яка забезпечує катер високою швидкістю та маневреністю. Модернізація двигунів виробництва країн СНГ набагато дешевша ніж купівля, обслуговування та поточний ремонт двигунів іноземного виробництва. По-п'яте використання місця від торпедних відсіків під приміщення для спец загону, які в близькому бою та захваті піратів будуть необхідні і являються частиною команди катера. По-шосте заміна застарілих систем зв'язку на сучасні веде до підвищення бойових можливостей катера і навігації в складних погодних умовах. Співставивши всі вище перераховані пункти стає зрозуміло, що на базі катера Г-5 можна модернізувати сучасний військовий катер який по своїм якостям та можливостям, з врахуванням глісування приблизно на одному щаблі з сучасним катерам.

1.4 Розміщення двигунів у машинному відділенні

Машинне відділення знаходиться між рубкою та носовим люком в корпусі катера. Потрапити туди можна двома способами, а саме через місток керування або через люк на палубі. Зрозуміло, що машинне відділення дуже компактне, в ньому встановлено по обидва борта катера два двигуна між якими є вузький прохід для проведення огляду чи усунення невеликих поломок та розміщення деяких апаратів. Тому вахти в машинному відділенні відсутні, керування двигунами здійснюється дистанційно з керуючого містка.

					ПФ НУК.131.61.20.03.ПЗ	Лист
						16
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Дизель-генератор відсутній, в даному випадку використовується навісний генератор який забезпечує електроенергією весь катер. Всі агрегати та апарати навісні тобто прикріплюються до двигуна чим спрощують систему обслуговування двигуна. Запуск двигунів здійснюється за допомогою електростартерів які живляться від акумуляторів. Охолоджувачі води та масла розміщуються по обидва боки кожного двигуна чим забезпечують більш компактне розміщення двигунів та їх агрегатів в МВ. Також в МВ встановлено запасний насос з ручним приводом для перекачки палива чи інших рідин. Капітальні ремонти в МВ не проводяться в виду відсутності місця, а при потребі то виконується на кораблі-носії чи на стапелі. У машинному відділенні можливо проводити тільки частковий ремонт: заміна окремих вузлів і агрегатів двигуна, заміна мастила.

Фундамент для двигунів виварений у другому днищі катера. До двигунів на вихідні фланці-маховики приєднанні два реверс-редуктори для руху судна заднім ходом, до реверс-редукторів приєднано два валопроводи які закінчується двома гвинтами. Додаткове заповнення повітря здійснюється за рахунок повітрозбірників встановлених на кришці люку.

					ПФ НУК.131.61.20.03.ПЗ	Лист
						17
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

					ПФ НУК.131.61.20.03.ПЗ								
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата									
Магістрант		Буханець А.О.			Розділ 2 Конструкторський розділ				Літ.	Аркуш	Аркушів		
Керівник		Гогоренко О.А.									18	32	
Консультант									ПФ НУК				
Зав. каф.		Нестеренко В.В.											

2. Конструкторський розділ

Згідно з завданням кафедри потужність двигуна повинна збільшитись. Крім того, у роботі потрібно створити нову систему охолодження, яка повинна забезпечувати потреби двигуна з новими параметрами з урахуванням сучасних вимог до роботи такої системи. Для розрахунків системи охолодження треба мати результати розрахунку робочого циклу, бо без цього неможна розрахувати тепловий баланс двигуна, який покладається в основу розрахунків системи охолодження її агрегатів та апаратів. Тож ми виконуємо розрахунок циклу для забезпечення зазначених вище потреб.

Для розрахунку циклу треба визначитися з його початковими даними та значенням основних визначальних параметрів циклу, який буде спроектований. Для цього у даному розділі приводиться таблиця двигунів-прототипів, а також наводиться інформація по рекомендаціям вибору основних параметрів циклу через запозичення прогресивних показників у прототипів. А там, де їх не вистачає – через відповідні рекомендації підручників та довідників.

2.1 Порівняння двигунів-аналогів

У наведеній нижче табл. 2.1 надаються основні параметри двигунів, які мають близьку до заданої циліндрову потужність і мають наближені розміри циліндру. На підставі цього матеріалу далі обираємо найкращі визначальні параметри двигунів, які бажано забезпечити для двигуна, що проектується.

Таблиця 2.1 Параметри двигунів-аналогів

Марка, фірма та розмірність двигуна	Потужність дизеля, кВт	Частота обертання колінчастого валу, хв ⁻¹	Середня швидкість поршня, м/с	Середній ефективний тиск, МПа	Питома витрата палива, г/(кВт ч)	Маса питомо дизеля, кг/кВт	Габаритні розміри дизеля, м		
							Довжина	Ширина	Висота
M870ФТК,12ЧНСП 18/20	882	1700	11,3	0,85	0,244		3,65	1,35	1,25
3Д12А,12ЧН15/18	220	1350	8,1	0,52	0,242		2,46	1,11	1,21
3Д123Д12520,12ЧН15/18	382	1500	9,0	0,82	0,228		2,15	1,14	1,17
M401А,12ЧН 18/20	735	1550	10,3	0,95	0,224		2,8	1,25	1,22
8ЧН26/26	880	1000	9,0	0,96	0,204	10,9	3,35	2,29	1,66
12ЧН 14/14	442	1500	9,0	1,36	0,219	5,3	1,8	1,19	1,07
6ЧСПН 12/14	110	1500	8,6	0,93	0,239	15,0	2,27	1,41	0,82
6ЧСПН18/22	462	1000		1,67	0,211	15,2	4,19	2,33	1,09
251А-Алко,6ЧН22,9/26,7	732	1000	8,9	1,37	0,231	4,5	3,66	1,52	2,26
V823VMAH,16ЧН23/23	2941	1500	11,5	1,57	0,231	10	3,66	1,52	2,26

Під час вибору основних параметрів циклу двигуна, що проектується, 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 – 0,6 МПа. Звичайно, слід наближатися до 1,5 МПа. У двигуна-прототипу $P_e = 0,85$ МПа. За цим показником двигун наближається до нижньої межі.

Другим показником ефективності слід виділити питому потужність двигуна, яка для двигунів-аналогів складає 2...15 кг/кВт. Для нашого двигуна-прототипу цей параметр складатиме 3 кг/кВт. Відповідно за цим показником двигун-прототип наближений до найкращих моделей.

Показником економічності є питома витрата пального. Для двигунів – аналогів цей показник складає 0,204....0,240 кг/(кВт·год.). Для двигуна-прототипу $g_e = 0,262$ кг/(кВт·год.). За цим показником двигун-прототип має найгірші дані див.табл. 2.2.

Таблиця 2.2 Параметри двигуна-прямого прототипу

Марка, фірма та розмірність двигуна	Потужність двигуна, кВт	Частота обертання колінчастого валу, хв ⁻¹	Середня швидкість поршня, м/с	Середній ефективний тиск, МПа	Питома витрата палива, кг/(кВт·год.)	Маса питомо двигуна, кг/кВт	Габаритні розміри двигуна, м		
							Довжина	Ширина	Висота
M50Ф, 12СН 18/20	882	1850	11,3	0,85	0,262	3,0	2,66	1,25	1,25

Таким чином, двигун-прототип за показником компактності наближається до найкращих моделей. Водночас показники ефективності та економічності у нього не відповідають сучасному рівню. Відповідно під час проектування їх слід покращити.

2.2 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна для двохступінчатої схеми наддуву

В основному існує три схеми наддуву сучасних двигунів: механічний наддув, вільний газотурбінний та комбінований. Механічний наддув вичерпує свої прогресивні можливості за межами $P_k = 1,6$. Вільний газотурбінний наддув спроможний забезпечити наддув до максимальних значень, тобто до $P_k = 6$. Проте у діапазоні $P_k = 1,5 \dots 6$ застосування вільного газотурбінного наддуву не завжди забезпечує максимальну економічність двигуна. Для досягнення найбільшої економічності у кожному випадку проектування двигунів треба оптимізувати енергопостачання компресорів для наддуву за рахунок оптимального розподілу кількостей енергії, які можуть надходити до компресора від турбіни та колінчастого валу. Як саме виконати цей розподіл можна встановити шляхом виконання серії розрахунків робочих циклів, у яких цей розподіл буде різним. За оптимум обирається варіант, який забезпечить мінімальну витрату пального. Саме такі розрахунки виконувалися у проекті з застосуванням автоматичної оптимізації розходу палива для можливих схем.

Далі приводяться варіанти таких розрахунків для комбінованої схеми та схеми з вільним турбокомпресором. За результатами розрахунків найвища економічність забезпечується комбінованою двохступінчатою схемою наддуву.

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 313$ (за найгіршими можливими умовами застосування).

Тиск навколишнього повітря p_0 . На рівні моря варто приймати $p_0 = 0,1$ МПа [3].

Коефіцієнт продувки φ_a . $\varphi_a = 1,2$.

Степінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. При нерозділеній камері згоряння для ВОД $\varepsilon = 12 \dots 16$ [3]. Приймаємо $\varepsilon = 14$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. Цей параметр при підвищенні зменшує питому витрату пального, водночас зменшуючи середній ефективний тиск та потужність. Відповідно його слід підбирати з кількох спроб розрахунку з урахуванням одночасного досягнення заданої потужності і найкращої можливої економічності. Вибір остаточного значення α робиться з вибором оптимального значення P_k . З урахуванням переліченого встановлюємо $\alpha = 2,53$.

Показник адіабаты повітря $k_b = 1,4$.

ККД турбіни $\eta_t = 0,7$.

Адiabатний ККД компресора (2-ступень) $\eta_{к.ад} = 0,74$.

Адiabатний ККД компресора (1ступень) $\eta_{к.ад} = 0,74$.

Механічний ККД компресора $\eta_{м1} = 0,9$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. Приймаємо $\gamma_r = 0,03$ [3].

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b). Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначати після аналізу теплового балансу

					ПФ НУК.131.61.20.03.ПЗ	Лист
						22
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

двигунів, близьких до проектованого. Для ВОД нових моделей ці коефіцієнти лежать у межах: $\xi_z = 0,85 \dots 0,92$; $\xi_b = 0,90 \dots 0,95$ [3].

Приймаємо $\xi_z = 0,86$; $\xi_b = 0,92$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Для високо форсованих двигунів $\lambda = 1,2 \dots 1,6$ [3]. Приймаємо $\lambda = 1,6$.

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Ця величина складає: $15 \dots 20$ К – для ДВЗ з наддувом [3].

Приймаємо $\Delta T_a = 20$ К.

Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають увагу на тип двигуна та особливості системи газообміну. Для 4 – тактних двигунів $\zeta = 0,92 \dots 0,97$ [3]. Приймаємо $\zeta = 0,96$.

Механічний ККД двигуна η_m . Для ВОД з $D_{ц} < 300$ мм. та $\rho_k > 0,2$; η_m знаходиться у межах $0,84 \dots 0,88$ [3]. Приймаємо $\eta_m = 0,9$.

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі $\Delta P_{ох}$. Повітроохолоджувач являє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. У числовому виразі $\Delta P_{ох} = 0,004$ МПа [3].

КПД системи солодження наддувочного повітря $\eta_o = 0,89$.

Температура залишкових газів T_r . Для двигунів такого типу T_r знаходиться у межах $600 \dots 900$ К. Приймаємо $T_r = 750$ К [3].

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на паливо середнього складу [3]: $C = 0,87$ кг – кількість вуглецю;

$H = 0,126$ кг – кількість водню;

$S = 0$ кг – кількість сірки;

$O = 0,004$ кг – кількість кисню.

Коефіцієнт тактності Z – являє собою кількість робочих ходів поршня, що припадають на один оберт колінчастого вала, тоді для 4 – тактних двигунів $Z = 0,5$ [3].

Нижча теплота згоряння палива. Приймаємо $Q_n = 42664,4$ (кДж/кг).

За проектом двигун має два ступені стиску (рис. 2.1) і відповідно два компресори.

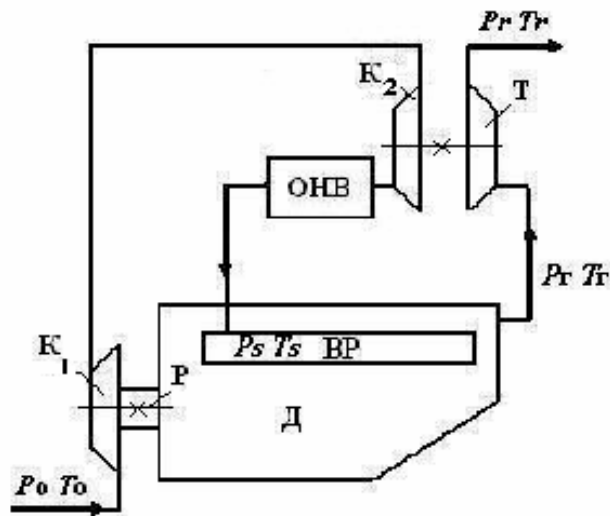


Рис. 2.1. Схема з комбінованим двоступінчатим наддувом

Перший компресор (ступень) має механічний привод. Другий компресор (ступень) приводиться від газової турбіни. Розподіл стиску між ступенями обирається у залежності від забезпечення найліпшої економічності і водночас з урахуванням забезпечення заданої потужності. Вибір робиться на підставі чисельних розрахунків циклу з різними варіантами розподілу степенів підвищення тиску між компресорами. У даному розділі наводяться остаточно визначені значення степенів підвищення тиску для обох ступенів компресорів, отримані з урахуванням вказаних вище міркувань.

Степінь підвищення тиску в компресорі першого ступеня $\Pi_{K1} = 1,2$.

Степінь підвищення тиску в компресорі другого ступеня $\Pi_{K2} = 1,702$.

Загальний степінь підвищення тиску для двигуна $\Pi_K = 2,04$.

Частка ходу поршня втраченого на продувку ϕ_p . Для 4 – тактних двигунів ця величина дорівнює нулю [3].

2.3 Розрахунок циклу двигуна з двохступінчатим комбінованим наддувом

Розрахунки виконуються на підставі наданої кафедрою ЕМ розрахункової комп'ютерної програми в середовищі MathCAD. Нижче надається роздруківка відповідних розрахунків з чисельними значеннями, які відповідають параметрам двигуна, що проектується.

Розрахунок робочого циклу двигуна з двохступінчастим комбінованим наддувом

2.3.1. Исходные данные

1.1	Эффективная мощность	кВт	$N'_e = 900$
1.2	Частота вращения	об/мин	$n = 1850$
1.3	Давление окружающей среды, МПа		$P_0 = 0.1$
1.4	Температура окружающей среды, К		$T_0 = 313$
1.5	Коэффициент продувки		$\phi_a = 1.2$
1.6	Коэффициент остаточных газов		$\gamma_r = 0.03$
1.7	Коэффициент использования тепла в точке Z		$\xi_z = 0.86$
1.8	Коэффициент использования тепла в точке b		$\xi_b = 0.92$
1.9	Степень сжатия		$\varepsilon = 14$
1.10	Степень повышения давления при сгорании		$\lambda = 1.6$
1.11	Подогрев заряда от стенок цилиндра, К		$\Delta T_a = 20$
1.12	Доля хода поршня потерянная на продувку		$\phi_n = 0$
1.13	Коэффициент скругления индикаторной диаграммы		$\zeta = 0.96$
1.14	Механический КПД двигателя		$\eta_m = 0.9$
1.15	Потеря давления в воздухоохладителе, МПа		$\Delta P_{ох.} = 0.004$
1.16	КПД системы охлаждения наддувочного воздуха		$\eta_o = 0.89$
1.17	Температура остаточных газов, К		$T_r = 750$
1.18	Массовый состав топлива (кг/кг):		
		$C = 0.87$	
		$H = 0.126$	
		$S = 0$	
		$O = 0.004$	
1.19	Низшая теплота сгорания топлива, (кДж/кг)		$Q_H = 42664.4$
1.20	Количество цилиндров		$i = 12$
1.21	Диаметр цилиндра	м	$D_c = 0.18$
1.22	Ход поршня	м	$S_c = 0.20$
1.23	Коэффициент тактности		$z = 0.5$
1.24	Коэффициент избытка воздуха для сгорания		$\alpha = 2.53$
1.25	Показатель адиабаты воздуха		$k_B = 1.4$

1.26 КПД турбины	$\eta_t = 0.7$
1.27 Адиабатный КПД компрессора (1-я ступень)	$\eta_{k.ad} = 0.74$
1.28 Адиабатный КПД компрессора (2-я ступень)	$\eta_{k.ad2} = 0.74$
1.29 Механический КПД компрессора (2-я ступень)	$\eta_{m2} = 0.9$
1.30 Показатель политропы сжатия в компрессоре (1-я ступень)	$n_{k1} = 1.6$
1.31 Показатель политропы сжатия в компрессоре (2-я ступень)	$n_k = 1.6$
1.32 Степень повышения давления в первой ступени наддува	$\Pi_{k1} = 1.2$
1.33 Степень повышения давления во второй ступени наддува	$\Pi_{k2} = 1.702$

2.3.2. Расчет процесса наполнения

2.1 Давление первой ступени наддува, МПа

$$P_{k1} = \Pi_{k1} \cdot P_0 \quad P_{k1} = 0.12$$

2.2 Давление сжатого воздуха перед охладителем, МПа

$$P_k = (\Pi_{k1} \cdot \Pi_{k2}) \cdot P_0 \quad P_k = 0.204$$

2.3 Температура воздуха за первой ступенью компрессора, К

$$T_{k1} = T_0 \cdot \left(\frac{P_{k1}}{P_0} \right)^{\frac{n_{k1}-1}{n_{k1}}} \quad T_{k1} = 335.149$$

2.4 Температура воздуха за второй ступенью компрессора, К

$$T_k = T_{k1} \cdot \left(\frac{P_k}{P_{k1}} \right)^{\frac{n_k-1}{n_k}} \quad T_k = 409.117$$

2.5 Температура воздуха перед двигателем, К

$$T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_0) \quad T_s = 323.573$$

2.6 Температура заряда к концу процесса наполнения, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad T_a = 355.411$$

2.7 Давление воздуха перед двигателем, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ох.} \quad P_s = 0.200$$

2.8 Давление заряда к концу процесса наполнения МПа

$$P_a = 0.97 \cdot P_s \quad P_a = 0.194$$

2.9 Коэффициент наполнения

$$\eta_H = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_H) \quad \eta_H = 0.923$$

2.3.3. Расчет процесса сжатия

3.1 Средняя молярная изохорная теплоемкость воздуха кДж/(моль*К)

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

3.2 Средняя молярная изохорная теплоемкость чистых продуктов сгорания кДж/(моль*К)

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

3.3 Теплоемкость смеси воздуха и остаточных газов на ходе сжатия кДж/(моль*К)

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



$$b_c = 0.002513 \quad a_{vc} = 19.274$$

3.4 Средний показатель политропы сжатия



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

3.5 Давление в конце сжатия МПа

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1} \quad P_c = 7.061$$

3.6 Температура в конце сжатия К

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1} \quad T_c = 922.841$$

2.3.4. Расчет процесса сгорания

4.1 Действительное количество воздуха для сгорания кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad L = 1.251$$

4.2 Химический коэффициент молекулярного изменения

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L} \quad \beta_0 = 1.0253$$

4.3 Действительный коэффициент молекулярного изменения

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \beta = 1.0245$$

4.4 Доля сгоревшего топлива в точке z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} \quad x_z = 0.935$$

4.5 Коэффициент молекулярного изменения в точке z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z \quad \beta_z = 1.023$$

4.6 Средняя молярная изохорная теплоемкость в точке z кДж/(моль*К)

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

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

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

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

$$a_{vz} = 19.72505$$

$$b_z = 0.00292$$

4.7 Средняя молярная изохорная теплоемкость в точке b кДж/(моль*К)

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

$$a_{vb} = 19.75577$$

$$b_b = 0.002951$$

4.8 Максимальная температура сгорания К

-находим из следующего уравнения:



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

-после подстановки получим квадратное уравнение:

$$A \cdot T_z^2 + B \cdot T_z - C = 0 \quad \text{где:} \quad \begin{aligned} A &= 0.00308 \\ B &= 29.5426 \\ C &= 62504.02 \end{aligned}$$

-откуда:

$$T_z = \frac{C}{A \cdot T_z + B} \quad \begin{aligned} &\text{данное уравнение решаем методом} \\ &\text{последовательных приближений} \end{aligned}$$

$$T_z = 1783.977$$

4.9 Максимальное давление сгорания МПа

$$P_z = \lambda \cdot P_c \quad P_z = 11.297$$

2.3.5. Расчет процесса расширения

5.1 Степень предварительного расширения

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c} \quad \rho = 1.236$$

5.2 Степень последующего расширения

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} \quad \delta = 11.328$$

5.3 Средний показатель политропы расширения и температура в конце процесса расширения, К. (находим из следующей системы уравнений, методом последовательных приближений):

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



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

$$n_2 = 1.279$$

$$T_b = 905.283$$

5.4 Давление в конце процесса расширения

МПа

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

$$P_b = 0.506$$

2.3.6. Определение индикаторных показателей

6.1 Теоретическое среднее индикаторное давление

МПа

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

$$P'_i = 1.174$$

6.2 Действительное среднее индикаторное давление

МПа

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

$$P_i = 1.127$$

6.3 Индикаторный удельный расход топлива

кг/(кВт*ч)

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

$$b_i = 0.175$$

6.4 Индикаторный КПД

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

$$\eta_i = 0.481$$

2.3.7. Определение эффективных показателей

7.1 Среднее эффективное давление

МПа

$$P_e = P_i \cdot \eta_m$$

$$P_e = 1.015$$

7.2 Эффективный КПД двигателя

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

$$\eta_e = 0.433$$

7.3 Удельный эффективный расход топлива

кг/(кВт*ч)

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

$$b_e = 0.1947$$

7.4 Эффективная мощность двигателя

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

$$N_e = 955.956$$

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

ПФ НУК.131.61.20.03.ПЗ

Лист

31

7.5 Удельный эффективный расход топлива с учетом потерь на приводной компрессор кг/(кВт*ч)

$$b_{ep} = \frac{b_e}{\eta_{M2}} \quad b_{ep} = 0.2164$$

2.3.8. Уточнение Pк компрессора на данном режиме работы двигателя

8.1 Расход воздуха через компрессор, кг/с

$$R = 287 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

$$G = \left[\frac{(\pi \cdot D_c^2)}{4} \right] \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_H \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a \quad G = 2.249$$

8.2 Расход газов через турбину, кг/с

$$G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600} \quad G_t = 2.301$$

8.3 Давление газа перед турбиной, МПа

$$P_r = 0.95 \cdot P_k \quad P_r = 0.194$$

8.4 Температура газа перед турбиной, К

$$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} \quad T_t = 734.242$$

8.5 Общее количество продуктов сгорания, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0) \quad M_s = 1.284$$

8.6 Универсальная газовая постоянная для отработанных газов

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}} \quad R_t = 287.505$$

8.7 Показатель адиабаты расширения газа в турбине

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{(a_{vb} + b_b \cdot T_t)} \quad k_t = 1.379$$

8.8 Действительная степень повышения давления второй ступени наддува

$$\Pi_{k2д} = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(0.95 \cdot \frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{k_t - 1}{k_t}}} \right] \cdot \eta_t \cdot G_t}{G \cdot R \cdot T_k \cdot \left(\frac{k_B}{k_B - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0.286}} \quad \Pi_{k2д} = 1.7054$$

8.9 Сравнение заданной и полученной степени повышения давления второй ступени наддува

$$\Delta \Pi_k = \frac{\Pi_{k2д} - \Pi_{k2}}{\Pi_{k2д}} \quad \Delta \Pi_k = 0.199\%$$



Вывод = "Ошибка по Π_k не превышает допустимую(2%)"

8.10 Адиабатная работа первой ступени наддува

$$L_{k1} = R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_B}{k_B - 1} \right) \cdot \left[\left(\frac{P_{k1}}{P_0} \right)^{0.286} - 1 \right] \quad L_{k1} = 16829.47$$

8.11 Мощность потребляемая первой ступенью наддува

$$N_{k1} = \frac{L_{k1} \cdot G}{1000 \cdot \eta_{k.ad} \cdot \eta_{m2}} \quad N_{k1} = 56.842$$

8.12 Мощность двигателя на выходе

$$N_e = (13.1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i) - N_{k1} \quad N_e = 899.114$$

8.13 Сравнение заданной и полученной эффективной мощности двигателя

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \quad \Delta N = -0.099\%$$



Вывод = "Ошибка по N_e не превышает допустимую(2%)"

2.4 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми двигуна з двохступінчатим комбінованим наддувом

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	1,279
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	7,061
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	11,297
Ступінь попереднього розширення ρ	1,236
Ступінь стиснення ε	14,0

Таблиця 2.3.

V/V_c	$P_{ст}$	$P_{розп}$
1,00	11,30	
1,00	7,06	11,30
1,24	5,29	11,30
1,87	3,00	6,63
2,51	2,01	4,56
3,15	1,48	3,41
3,79	1,15	2,70
4,43	0,93	2,21
5,07	0,77	1,86
5,70	0,66	1,60
6,34	0,57	1,40
6,98	0,50	1,23
7,62	0,44	1,10
8,26	0,40	1,00
8,89	0,36	0,91
9,53	0,33	0,83
10,17	0,30	0,76
10,81	0,28	0,71
11,45	0,26	0,66
12,09	0,24	0,61
12,72	0,22	0,57
13,36	0,21	0,54
14,00	0,19	0,51
14,00		0,19

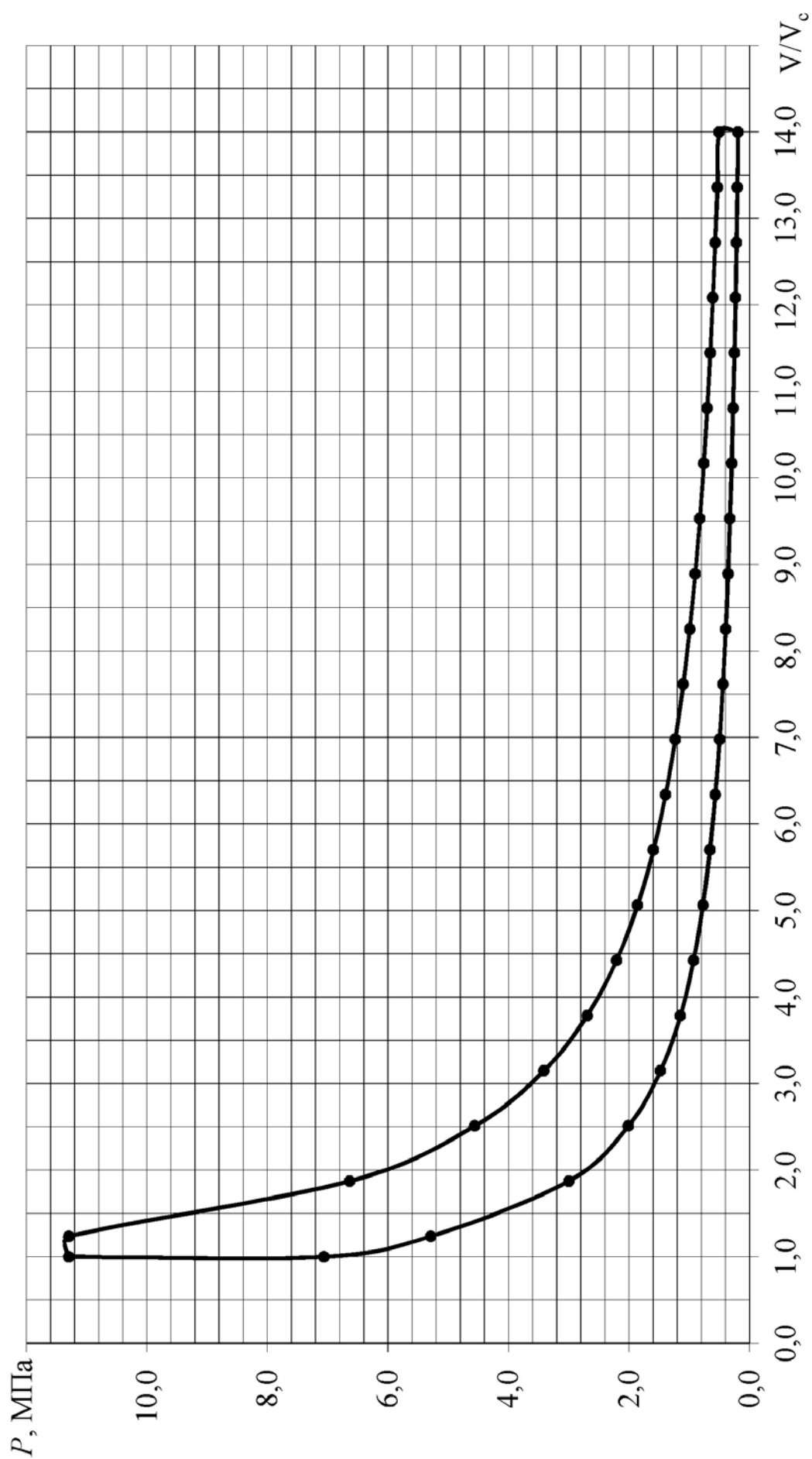


Рис. 2.2. Індикаторна діаграма двигуна типу 12ЧН 18/20 з комбінованим двоступінчастим наддувом

2.5 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна з вільним газотурбінним наддувом

Для порівняння систем наддуву схему з вільним газотурбінним наддувом також розглядаємо на рис. 2.3.

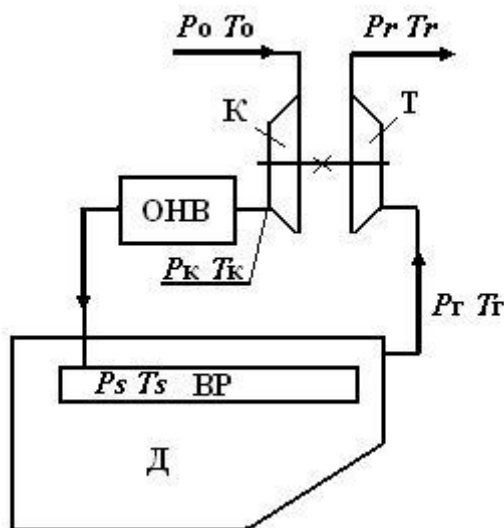


Рис. 2.3 Схема з вільним турбонаддувом

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 313$ (за найгіршими можливими умовами застосування).

Тиск навколишнього повітря p_0 . На рівні моря варто приймати $p_0 = 0,1$ МПа [3].

Коефіцієнт продувки φ_a . $\varphi_a = 1,2$.

Степінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. При нерозділеній камері згоряння для ВОД $\varepsilon = 12 \dots 16$ [3]. Приймаємо $\varepsilon = 14$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. Цей параметр при підвищенні зменшує питому витрату пального, водночас зменшуючи середній ефективний тиск та потужність. Відповідно його слід підбирати з кількох спроб розрахунку з урахуванням одночасного досягнення заданої потужності і найкращої можливої економічності. Вибір остаточного значення α робиться з

вибором оптимального значення $П_k$. З урахуванням переліченого встановлюємо $\alpha = 2,2$.

Показник адіабати повітря $k_b = 1,4$.

Механічний ККД турбіни $\eta_{t.m} = 0,93$.

Адіабатний ККД турбіни $\eta_{т.ад} = 0,72$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. Приймаємо $\gamma_r = 0,03$ [3].

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b). Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначати після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проектного. Для ВОД нових моделей ці коефіцієнти лежать у межах: $\xi_z = 0,85 \dots 0,92$; $\xi_b = 0,90 \dots 0,95$ [3].

Приймаємо $\xi_z = 0,86$; $\xi_b = 0,91$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Для високо форсованих двигунів $\lambda = 1,2 \dots 1,5$ [3]. Приймаємо $\lambda = 1,5$.

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Ця величина складає: $5 \dots 15$ К – для ДВЗ з наддувом та $10 \dots 20$ К – для ДВЗ без наддуву [3].

Приймаємо $\Delta T_a = 7$ К.

Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають увагу на тип двигуна та особливості системи газообміну. Для 4 – тактних двигунів $\zeta = 0,92 \dots 0,97$ [3]. Приймаємо $\zeta = 0,96$.

Механічний ККД двигуна η_m . Для ВОД з $D_{ц} < 300$ мм та $\rho_k > 0,2$; η_m знаходиться у межах $0,84 \dots 0,88$ [3]. Приймаємо $\eta_m = 0,85$.

Адіабатний ККД компресора $\eta_{к.ад} = 0,72$.

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі $\Delta P_{ох}$. Повітроохолоджувач являє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. У числовому виразі $\Delta P_{ох} = 0,004$ МПа [3].

КПД системи солодження наддувочного повітря $\eta_o = 0,8$.

Температура залишкових газів T_r . Для двигунів такого типу T_r знаходиться у межах 600...900 К. Приймаємо $T_r = 750$ К [3].

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на паливо середнього складу [3]: $C = 0,87$ кг – кількість вуглецю;

$H = 0,126$ кг – кількість водню;

$S = 0$ кг – кількість сірки;

$O = 0,004$ кг – кількість кисню.

Коефіцієнт тактності Z – являє собою кількість робочих ходів поршня, що припадають на один оберт колінчастого вала, тоді для 4 – тактних двигунів $Z = 0,5$ [3].

Нижча теплота згоряння палива. Приймаємо $Q_n = 42664,4$ (кДж/кг).

Ступінь підвищення тиску в компресорі $P_k = 1,79$.

Частка ходу поршня втраченого на продувку ϕ_p . Для 4 – тактних двигунів ця величина дорівнює нулю [3].

2.6 Розрахунок циклу двигуна з вільним газотурбінним наддувом

Розрахунки виконуються на підставі наданої кафедрою ЕМ розрахункової комп'ютерної програми, виконаної в середовищі MathCAD. Нижче надається роздруківка відповідних розрахунків з чисельними значеннями, які відповідають параметрам двигуна.

Розрахунок робочого циклу двигуна з вільним газотурбінним наддувом

- 1.1 Ефективна потужність, кВт $N'_e = 900$
- 1.2. Частота обертання, хв⁻¹ $n = 1850$
- 1.3 Тиск навколишнього середовища, МПа $P_0 = 0.1$
- 1.4 Температура навколишнього середовища, К $T_0 = 313$
- 1.5 Ступінь підвищення тиску в компресорі $P_k = 1.79$
- 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 $\xi_z = 0.86$
- 1.9 Коефіцієнт використання теплоти в точці b $\xi_b = 0.91$
- 1.10 Ступінь стиску $\varepsilon = 14$
- 1.11 Ступінь підвищення тиску при згорянні $\lambda = 1.5$
- 1.12 Підігрів заряду від стінок циліндра, К $\Delta T_a = 7$
- 1.13 Доля ходу поршня втраченого на продувку $\phi_n = 0$
- 1.14 Коефіцієнт скрутлення індикаторної діаграми $\zeta = 0.96$
- 1.15 Механічний ККД двигуна $\eta_m = 0.85$
- 1.16 Адіабатний ККД компресора $\eta_{k.ad} = 0.72$
- 1.17 Зниження тиску в повітроохолоджувачі, МПа $\Delta P_{ох.} = 0.004$
- 1.18 ККД системи охолодження наддувного повітря $\eta_o = 0.8$
- 1.19 Температура залишкових газів, К $T_r = 750$
- 1.20 Масовий склад палива (кг/кг):
 $C = 0.87$
 $H = 0.126$
 $S = 0$
 $O = 0.004$
- 1.21 Нижча теплота згорання палива, (кДж/кг) $Q_H = 42664.4$
- 1.22 Кількість циліндрів $i = 12$
- 1.23 Діаметр циліндру, м $D_c = 0.18$
- 1.24 Хід поршня, м $S_c = 0.20$
- 1.25 Коефіцієнт тактності $z = 0.5$

- 1.26 Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння $\alpha = 2.2$
- 1.27 Показник адіабати для повітря $k_B = 1.4$
- 1.28 Механічний ККД турбіни $\eta_{t.m} = 0.93$
- 1.29 Адіабатний ККД турбіни $\eta_{t.ad} = 0.72$

2. Розрахунок процесу наповнення

2.1 Тиск наддуву, МПа

$$P_k = P_0 \cdot P_k \quad P_k = 0.179$$

2.1 Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] \quad T_k = 391.763$$

2.2 Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_0) \quad T_s = 328.753$$

2.3 Температура заряду до кінця процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad T_a = 347.818$$

2.4 Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox.} \quad P_s = 0.175$$

2.5 Тиск заряду до кінця процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0.97 \cdot P_s \quad P_a = 0.17$$

2.6 Коефіцієнт наповнення

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n) \quad \eta_n = 0.959$$

3. Розрахунок процесу стиску

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

$$c'_{vc} = 19.26 + 0.0025 \cdot T$$

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

$$c''_{vc} = 20.47 + 0.0036 \cdot T$$

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

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



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

3.4 Середній показник політропи стиску



$$n_1 - 1 = \frac{8.13}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \varepsilon^{n_1 - 1})} \quad n_1 = 1.363$$

3.5 Тиск в кінці стиску, МПа

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1} \quad P_c = 6.186$$

3.6 Температура в кінці стиску, К

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1} \quad T_c = 905.377$$

4. Розрахунок процесу згоряння

4.1 Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad L = 1.088$$

4.2 Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L} \quad \beta_0 = 1.0291$$

4.3 Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \beta = 1.0282$$

4.4 Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} \quad x_z = 0.945$$

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

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

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

$$a_{vz} = 19.79855$$

$$b_z = 0.00299$$

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

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

$$a_{vb} = 19.8281$$

$$b_b = 0.003016$$

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



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

$$\text{звідки: } T_z = 1841.233$$

4.9 Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \cdot P_c$$

$$P_z = 9.279$$

5. Розрахунок процесу розширення

5.1 Ступінь попереднього розширення

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

$$\rho = 1.392$$

5.2 Ступінь послідовного розширення

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

$$\delta = 10.058$$

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

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



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

$$n_2 = 1.274$$

$$T_b = 977.771$$

5.4 Тиск в кінці процесу розширення, МПа

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

$$P_b = 0.49$$

6. Визначення індикаторних показників

6.1 Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$P'_i = 1.171$$

6.2 Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$P_i = 1.124$$

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

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

$$b_i = 0.181$$

6.4 Індикаторний ККД

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

$$\eta_i = 0.467$$

7. Визначення ефективних показників

7.1 Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \cdot \eta_m$$

$$P_e = 0.955$$

7.2 Ефективний ККД двигуна

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

$$\eta_e = 0.397$$

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

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

$$b_e = 0.2124$$

7.4 Ефективна потужність двигуна

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

$$N_e = 900.112$$

7.5 Порівняння заданої і отриманої ефективної потужності двигуна

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

$$\Delta N = 0.012 \cdot \%$$

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 $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$

$$R = 287$$

$$G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_H \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a \quad G = 2.009$$

8.2 Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600} \quad G_t = 2.062$$

8.3 Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = 0.95 \cdot P_k \quad P_r = 0.17$$

8.4 Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} \quad T_t = 778.665$$

8.5 Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0) \quad M_s = 1.121$$

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

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}} \quad R_t = 287.406$$

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

$$P_{kd} = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(0.97 \cdot \frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{1}{k_t}}} \right] \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_B}{k_B - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0.286}} \quad P_{kd} = 1.786$$

8.9 Порівняння заданого і отриманого ступеня підвищення тиску в компресорі

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \quad \Delta P_k = -0.221 \cdot \%$$

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

2.7 Порівняння схем систем наддуву

Розглянувши розрахунки циклів з двохступінчатим комбінованим наддувом та з вільним турбонаддувом робимо висновки, що кращі показники має цикл з комбінованим наддувом. Це пояснюється більш оптимальним розподілом потоків енергії в такому циклі. Зокрема, розрахунок доводить, що енергопостачання компресора вигідно для нашого рівня наддуву робити частково від турбіни на відхідних газах, а частково від колінчастого валу. Питомі ефективна витрата палива для двигуна з вільним турбонаддувом становить 212 г/(кВт·год.), це значно менше порівняно з прямим прототипом, де $g_e = 262$ г/(кВт·год.), але це більше, ніж можна отримати з комбінованою системою наддуву. Так, з двохступінчатим комбінованим наддувом ефективна витрата палива знижується до 194,7 г/(кВт·год.).

Таким чином для подальшого проектування обирається схема комбінованого наддуву (див. рис. 2.1).

2.8 Розрахунок теплового балансу двигуна, що проектується

Рівняння теплового балансу:

$$Q_{\Sigma} = Q_{\Gamma} + Q_W + Q_M + Q_{H.T} + Ne$$

1. Визначимо загальну кількість теплоти (теплову потужність циклу), що виділяється у циліндрі:

$$Q_{\Sigma} = \frac{Ne}{\eta_e} = \frac{900}{0,432} = 2083 \text{ кВт}$$

2. Визначимо кількість теплоти, що відходить з відхідними газами (теплову потужність потоку відхідних газів)

$$Q_{\Gamma} = G_{\Gamma} C_{p_{\Gamma}} (T_{3T} - T_o) = 2,244 \cdot 1048,04 \cdot (685,705 - 313) = 876,528 \text{ кВт},$$

де ізобарна теплоємність газів обчислюється згідно з рівнянням Майєра:

$$C_{p_{\Gamma}} = \frac{K_{\Gamma}}{K_{\Gamma} - 1} R_{\Gamma} = \frac{1,378}{1,378 - 1} \cdot 287,489 = 1048,04 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}.$$

Температура газів за турбіною обчислюється на підставі виразу ККД турбіни:

$$T_{3T}^{ad} = T_T \left(\frac{1}{0,91 \frac{P_a}{P_o}} \right)^{\frac{K_T - 1}{K_T}} = 752,334 \cdot \left(\frac{1}{0,91 \cdot \frac{0,175}{0,10}} \right)^{\frac{1,378 - 1}{1,378}} = 662,295 \text{ К}$$

$$T_{3T} = T_T - \eta_{ad} (T_T - T_{3T}^{ad}) = 752,334 - 0,74 \cdot (752,334 - 662,295) = 685,705 \text{ К}$$

3. Кількість теплоти, що надходить у воду (теплова потужність потоку теплоти, що надходить у воду):

$$Q_W = \frac{0,98 Q_{\Sigma} - Q_{\Gamma} - Ne}{1,1} = \frac{0,98 \cdot 2083 - 876,528 - 900}{1,1} = 240,76 \text{ кВт}$$

4. Визначимо кількість теплоти, що надходить у масло (теплову потужність потоку теплоти у масло):

$$Q_M \approx 0,1 Q_W \approx 0,1 \cdot 240,76 = 24,076 \text{ кВт}$$

5. Розбіжність у рівнянні загального балансу теплоти (приблизне значення не в'язки балансу):

$$Q_{H.B} \approx 0,02 \cdot Q_{\Sigma} = 0,02 \cdot 2083 = 41,66 \text{ кВт}$$

6. Таким чином, ми отримали усі основні складові теплового балансу. Записуємо це рівняння з усіма складовими для його перевірки:

$$Q_{\Sigma} = Q_{\Gamma} + Q_w + Q_M + Q_{AT} + Ne = 876,528 + 240,76 + 24,076 + 41,66 + 900 = 2083 \text{ кВт.}$$

7. Висновок: усі складові рівняння теплового балансу відповідають вимогам заданої точності.

2.9 Розрахунок розходів охолоджуючої рідини, масла та повітря

1. Розрахунок розходу охолоджуючої рідини.

Згідно з рівнянням теплового балансу:

$$Q_w = G_w C_{p_w} (T_1 - T_2).$$

З нього

$$G_w = \frac{Q_w}{C_{p_w} \Delta T} = \frac{240,76}{4,187 \cdot 3} = 20 \text{ кг/с}$$

Перепад температур охолоджуючої рідини на двигуні обирається у межах 1,5...15 К.

2. Розрахунок розходу масла.

Згідно з рівнянням теплового балансу:

$$Q_M = G_M C_{p_M} \Delta T.$$

З нього

$$G_M = \frac{Q_M}{C_{p_M} \Delta T} = \frac{24,076}{1,9 \cdot 2} = 7 \text{ кг/с}$$

Перепад температур масла на двигуні обирається у межах 2...6 К.

3. Розхід повітря беремо з розрахунку робочого циклу

$$G = 2,249 \text{ кг/с.}$$

2.9 Висновки по розділу

При порівнянні двигуна, що проектується, з двигунами-аналогами та прототипом, маємо такі співвідношення.

За ефективністю. Двигуни аналоги мають $P_e = 1,6$ МПа, двигун-прототип $P_e = 0,85$ МПа. Двигун, що проектується $P_e = 1,1$ МПа. Подальше

					ПФ НУК.131.61.20.03.ПЗ	Лист
						48
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

підвищення цього показника вартє, проте воно обмеженє завданням на проектування і обмеженє особливостями конструкції двигуна. Відповідно суттєвє підвищення цього параметру вимагало б радикальних змін у конструкції прототипу, що вже небажано.

За економічністю. Двигуни аналоги мають найбільший розхїд паливам $g_e = 0,244$ кг/(кВт·год.), двигун-прототип $g_e = 0,262$ кг/(кВт·год.). Двигун, що проектується $g_e = 0,195$ кг/(кВт·год.)

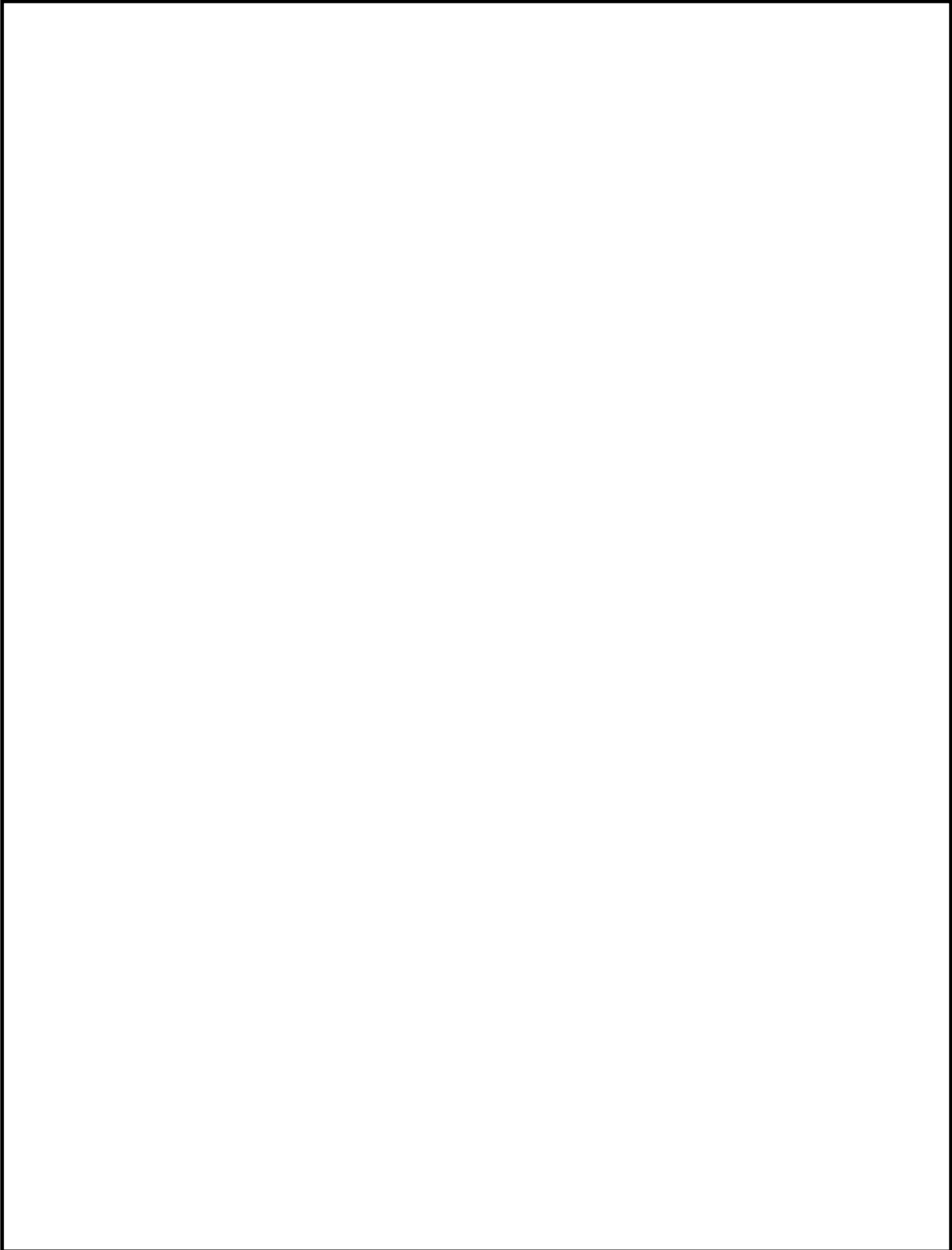
За питомою потужністю. Двигуни аналоги мають 15 кг/кВт, двигун – прототип 3 кг/кВт. Двигун, що проектується, має питому потужність 2 кг/кВт.

Таким чином, двигун, що проектується, значно перевершує прототип та аналоги за економічністю та компактністю. Показник ефективності відповідає середньому рівню.

На підставі виконаних у розділі розрахунків ми отримали значення основних параметрів робочого циклу і параметрів теплоносіїв на виході з циклу, які необхідні для подальших обчислень у проекті. Усі ці параметри зведені в табл. 2.4.

Таблиця 2.4. Значення основних параметрів циклу та вихідних параметрів теплоносіїв після циклу

№	Параметри	Значення	Визначення параметрів
1	T_0 , К	313	Температура навколишнього середовища
2	T_k , К	409	Температура повітря за компресором
3	T_s , К	332	Температура повітря перед двигуном
4	T_z , К	1784	Максимальна температура згорання
5	P_z , МПа	11,3	Максимальний тиск згорання
6	G_B , кг/с	2,249	Розхїд повітря
7	G_M , кг/с	7	Розхїд мастила
8	G_W , кг/с	20	Розхїд охолоджуючої рідини



					ПФ НУК.131.61.20.03.ПЗ		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Розділ 3 Науковий розділ		
Магістрант	Буханець А.О.						
Керівник	Гогоренко О.А.						
Консультант							
Зав. каф.	Нестеренко В.В.						
					ПФ НУК		

3. Науковий розділ

Згідно з завданням кафедри ЕМ в роботі потрібно удосконалити існуючу систему охолодження, яка повинна забезпечувати потреби двигуна з новими параметрами, що ми отримали з розрахунку робочого циклу. Систему охолодження двигуна прямого прототипу ми заміняємо на більш сучасну малорозхідну систему охолодження з асимільованим контуром охолодження наддувочного повітря. Заміна системи охолодження веде до позитивних наслідків, а саме: більш глибоке охолодження повітря знижує середнє значення температур в циклі. Крім цього для сучасних ВОД з водяним охолодженням характерне максимальне приближення до температури кипіння температур води на виході (але з гарантованим виключенням такої можливості). Різниця температур між виходом та входом для багатоциліндрових машин повинна бути в межах 2...6 К, порівняно рідко сягає 15 К, що можна вважати припустимим. Високі температури теплоносія в порожнинах охолодження деталей остову двигуна і малі перепади температур між входом теплоносія і його виходом із двигуна сприяють максимальному підвищенню ККД двигуна і забезпечують прийнятні умови його довговічності.

3.1 Вибір схеми системи охолодження для двигуна

Сучасні системи охолодження ДВЗ мають дуже різноманітні схеми. Вони можуть відрізнятися числом теплообмінників, кількістю насосів, регуляторів температурного рівня, послідовністю з'єднання теплообмінників та інше. Усі сучасні системи охолодження ДВЗ, незалежно від типу, є двоконтурними. У них засорочковий простір двигуна і ряд теплообмінників охолоджуються теплоносієм внутрішнього контуру (ТВК), найчастіше прісною водою, або водою з інгібіторними добавками, або спеціальними рідинами типу тосолів і антифризів. Відвід теплоти з цього контуру здійснюється теплоносієм зовнішнього контуру (ТЗК). Для суднових двигунів це в основному забортна вода, для транспортних і стаціонарних машин це навколишній повітря.

Ще однією особливістю систем охолодження являється організація охолодження наддувочного повітря та масла. Ці елементи системи можуть бути асимільованими в єдину схему або можуть бути автономними. В останньому випадку для цих елементів можливе застосування як двоконтурних, так і одноконтурних схем.

Серед існуючого різноманітності схем системи охолодження має сенс розглянути два найбільш розрізняючи типи. Для кожного з цих типів більшість однойменних теплообмінників будуть істотно відрізнятися по своїх основних параметрах. Всі існуючі варіанти схем принципово можна віднести до одного, або до іншого з цих типів. До першого типу схем відносяться так називані повнопоточні, у яких витрата ТВК через двигун приблизно дорівнює витраті ТВК через всі охолоджувачі. До другого типу варто віднести такі, у яких витрата ТВК через охолоджувачі істотно (приблизно на порядок) нижче, ніж через двигун. Відповідно такі системи можна назвати малорозхідними. Розглянемо найпростіший варіант повнопоточної схеми з асимільованим елементом охолодження наддувочного повітря. Принципова схема системи дана на рис. 3.1. При роботі на розрахунковому режимі (як правило номінальний режим роботи двигуна і максимальна температура навколишнього середовища) терморегулятор відкриває шлях ТВК через радіатор, закриваючи другий канал. Далі охолоджений ТВК поступає на вхід охолоджувача наддувочного повітря (ОНП), потім на вхід масло-охолоджувача (МО) і після нього йде на вхід у двигун. При роботі в умовах низьких температур навколишнього повітря і на дробових навантаженнях двигуна, шлях ТВК через радіатор блокується, і він направляється без охолодження через другий канал терморегулятора на вхід ОНП і МО, чим забезпечує оптимальний температурний режим роботи двигуна в цих умовах.

На рис. 3.1 цифрами зазначені значення температур теплоносіїв ($^{\circ}\text{C}$), характерні для високооборотного двигуна, що працює при ступені підвищення тиску наддувочного повітря, рівної 2. Там же зазначені витрати теплоносіїв у кг/с поруч з їхніми позначеннями (G_i).

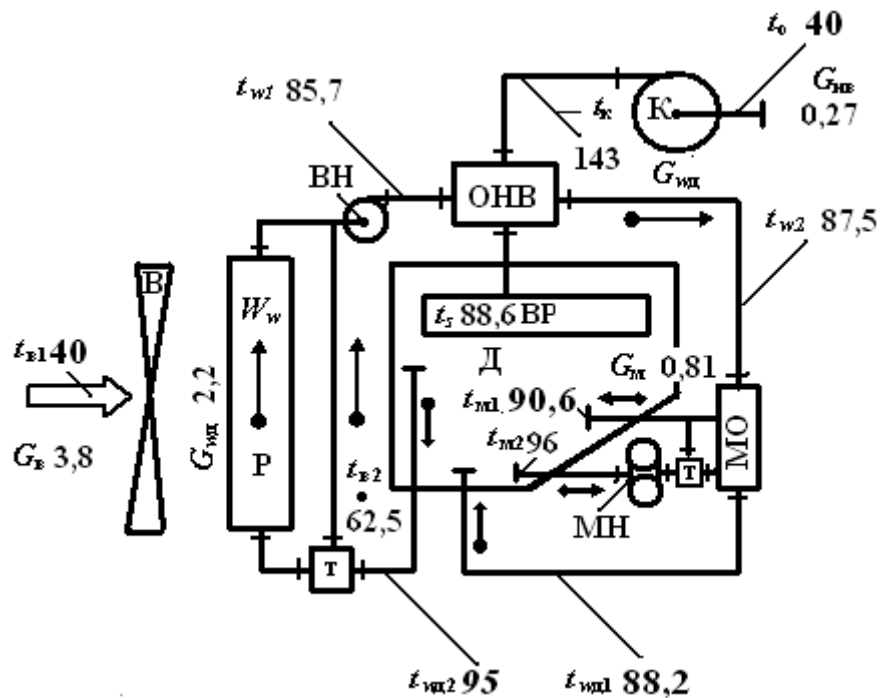


Рис. 3.1. Принципова схема повнопоточної системи охолодження:
Д - двигун; ВР - повітряний ресивер; В - вентилятор; Р - радіатор; ВН - водяний насос; ОНП - охолоджувач наддувочного повітря; К - компресор, МО - маслоохолоджувач; МН - масляний насос; Т - терморегулятор

Температурний режим роботи системи охолодження визначається в основному вимогами до режиму охолодження двигуна. Для сучасного ВОД з водяним охолодженням характерна максимально наближена до температури кипання (але гарантоване не допускання такої можливості) температура води на виході. Різниця температур між входом і виходом для багатоциліндрової машин повинна бути в межах 2...6 К, порівняно рідко сягає 15...20 К, що можна визнати припустимим, але не слід вважати бажаним. Високі температури теплоносія в порожнинах охолодження деталей остова двигуна і малі перепади температур між входом теплоносія і його виходом із двигуна сприяють максимальному підвищенню ККД двигуна і забезпечують прийнятні умови його довговічності. Як очевидно з розгляду схеми, бажана величина температури на вході в двигун залежить від роботи ланцюжка всіх теплообмінників, кожний з яких додає свій перепад температур у послідовний ланцюг. Величина кожної добавки не може бути довільною. Вона обумовлюється

ся вищезгаданим обмеженням і залежить від теплового ККД кожного теплообмінника, а також співвідношення витрат теплоносіїв для кожного з них.

Як видно, температура води перед ОНП у повнопоточній системі з асимільованим контуром охолодження наддувочного повітря повинні бути дуже високими. Це обумовить відповідно високі температури повітря в ресивері двигуна. Зокрема, для розглянутого прикладу (див. рис. 3.1) при ККД ОНП, рівному 0,95, температура повітря в ресивері двигуна відповідно складе

$$t_s = t_k - \eta_{\text{НВ}}(t_k - t_{\text{вл}}) = 147 - 0,95(143 - 85,7) = 88,6 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

Для більш низьких температур ТВК перед двигуном (що не сучасно) можливо більш низькі температури повітря в ресивері, але в будь-яких випадках не нижче 65...70 °С.

Для того, щоб знизити температуру наддувочного повітря за ОНП у порівнянні з розглянутою системою, необхідно забезпечити можливість подальшого зниження температури води перед ОНП. Це можна забезпечити або в системах з автономними контурами охолодження наддувочного повітря, або в системах з об'єднаними контурами, але виконаними з використанням інших принципів побудови схем і роботи. Саме такими особливостями і володіють так названі малорозхідні системи.

Малорозхідні системи дозволяють знизити температуру повітря в ресивері до 50...60 °С при температурі навколишнього повітря 40 °С і найвищих температур води перед двигуном. У таких системах може бути забезпечена менша, чим у повнопоточних системах, сумарна маса серцевин теплообмінників при рівних ККД охолоджувачів наддувочного повітря. Сама назва "малорозхідні" досить умовно. Воно виникло з зіставлення витрат води, що пропускаються через теплообмінники в повнопоточних системах, з витратами води в спеціально організованих контурах систем охолодження. У повнопоточних системах охолодження кількості витрати води через усі теплообмінники диктується умовами охолодження засорочкового простору двигуна і забезпечення порівняно малого перепаду температур води між входом і вихо-

дом самого двигуна. Якщо організувати найпростіший контур охолодження, незалежний від умов охолодження засорочкового простору двигуна, то в ньому можуть бути закладені інші принципи вибору витрати внутрішнього теплоносія.

Зокрема, для охолодження наддувочного повітря можна використовувати автономний контур, схема якого представлена на рис. 3.2.

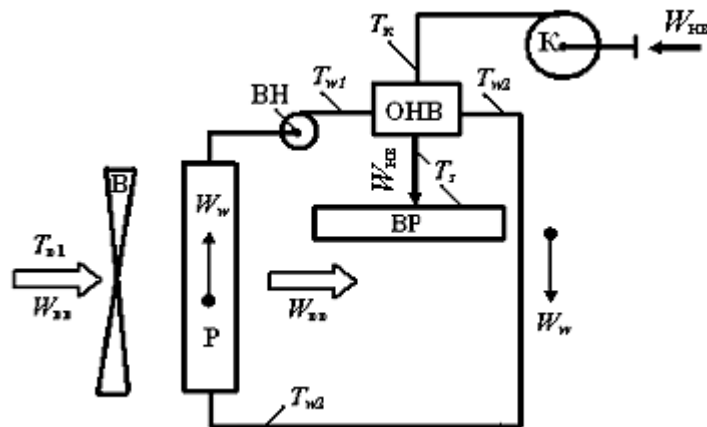


Рис. 3.2. Автономний контур охолодження наддувочного повітря ДВЗ

Робота такого контуру аналізувалася поруч авторитетних джерел, у яких сформульований принцип вибору витрати теплоносія внутрішнього контуру (звичайно прісної води) для такої системи. Вибір витрати ТВК тут доцільно виконувати у функції досягнення мінімально можливої температури повітря за ОНП за інших рівних умов. Задача не має аналітичного рішення, але отримані чисельним шляхом рекомендації свідчать про два важливі моменти. Перший момент: оптимальна витрата ТВК не може бути встановлений шляхом простого чи підвищення зниження цієї величини до гранично можливих (і навіть поза межних) значень - він визначається за спеціальною методикою у функції витрати зовнішнього теплоносія і прийнятих розмірів теплопередаючих площ теплообмінників у системі. Другий момент: встановлений у такий спосіб витрата ТВК звичайно виявляється приблизно на порядок менше тієї витрати, що є оптимальним для прокачування засорочкового простору двигуна, для якого придатний розглянутий ОНП. Власне, другий момент і визначає походження терміна "малорозхідні". Не приводячи тут відомості

мих, але досить складних і громіздких доказів, можна спрощено пояснити причину того, чому оптимальна витрата ТВК повинна визначатися у функції призначеної мети розрахунковим шляхом і не може бути просто встановлений із принципу граничного чи збільшення зменшення витрати ТВК. Проводячи такий доказ, домовимося допускати необмежений ріст витрати ТВК чи ж його необмежене (аж до 0) зменшення. Отже, температура повітря за ОНП визначається по формулі, і при фіксованій температурі повітря перед ОНП залежить від ККД ОНП і температури води перед ним. При незмінних розмірах площ теплопередаючих поверхонь радіатора й ОНП, ККД останнього росте з ростом витрати води. Одночасно ріст витрати води знижує ККД радіатора. Зниження ККД радіатора підвищує температуру води перед ОНП. Таким чином, знижуючи витрату ТВК, ми знижуємо ККД ОНП, що негативно для нашої задачі, але одночасно знижуємо температуру води перед ОНП, що позитивно. Підвищуючи витрату ТВК, ми підвищуємо температуру води перед ОНП, що негативно, але одночасно підвищуємо його ККД, що позитивно.

Сюди досить очевидно і цілком відповідає теорії теплотехніки те, що граничне збільшення витрати ТВК приведе в кінцевому рахунку до зростання температури повітря за ОНП за рахунок росту температури води перед ОНП, а граничне зменшення витрати приведе до того ж результату, але за рахунок падіння ККД ОНП. Таким чином, можливість одержання зменшених значень температури повітря за ОНП повинна лежати в межах неграничних значень витрати ТВК, коли і ККД ОНП, і температура води перед ним досягнуть раціональних меж, при яких температура повітря досягне екстремально низького значення. Автономний контур охолодження наддувочного повітря, подібний розглянутому, застосовувався і застосовується для деяких схем системи охолодження.

Сформульований вище висновок про можливість і доцільність оптимізації витрати ТВК справедливий не тільки для замкнутої в кільце системи з двох теплообмінників, один із яких є ОНП, а другий радіатор. Цей висновок справедливий для визначення оптимальної витрати для двох теплообмінників

і в тому випадку, якщо два таких різнонаправлені діючих теплообмінники будуть установлені послідовно один за одним в одному ланцюзі по ходу плин Timer у будь-якій складній системі. Тільки для забезпечення можливості такої оптимізації конструкція складної системи повинна допускати відносно вільне і незалежне регулювання витрат Timer у таких ланцюжках, що складаються з пар "ОНП-радіатор". У повнопоточних системах ця можливість не забезпечується. На рис. 3.3 приведений приклад схеми однієї з найбільш простих малорозхідних систем з асимільованим контуром охолодження наддувочного повітря.

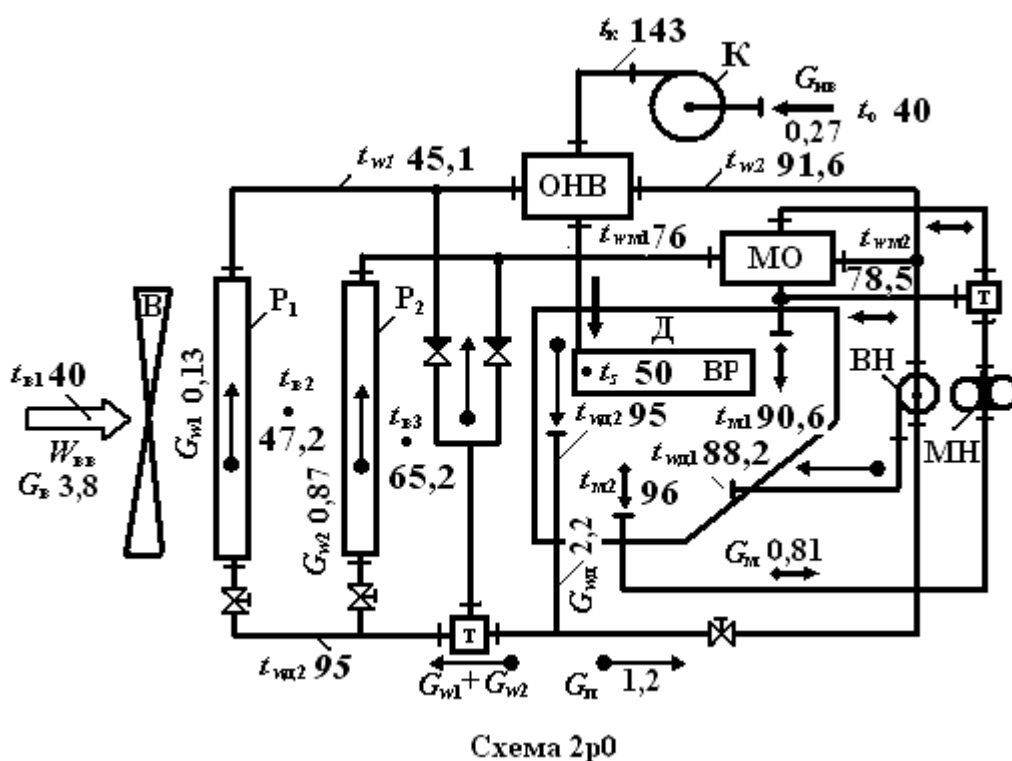


Рис. 3.3. Принципова схема дворадіаторної малорозхідної системи охолодження з асимільованим контуром охолодження наддувочного повітря

У ній забезпечується не тільки зазначена можливість, але і додаткова можливість становлення гранично низьких температур Timer перед охолоджувачами повітря і масла незалежно від значення температури Timer перед двигуном. Зокрема, забезпечена можливість того, щоб гранично можливе переохолодження Timer перед ОНП і перед МО не мало негативних наслідків для забезпечення оптимального температурного режиму роботи самого двигуна,

охолодження його циліндрів. Це досягається за рахунок перепуску частини гарячої води після двигуна безпосередньо на вхід у двигун, де ця гаряча вода змішується з більш холодними потоками для забезпечення бажаної температури на вході. Відзначена особливість реалізується в системах з асимільованими контурами охолодження масла і наддувочного повітря й у деяких джерелах виділяється як визначальна ознака систем, які називаються системами з місцевими переохолодженнями теплоносіїв. Практично можливість переохолодження теплоносіїв завжди повинна сполучатися з використанням принципу малорозхідності, тому ця особливість системи спеціально в назві нами не виділяється. У розглянутій системі радіатор поділяється на два блоки, послідовно встановлюваних у повітряному потоці за вентилятором. Конструктивно ці блоки можуть бути об'єднані в єдиний радіаторний елемент із розділеними потоками ТВК у ньому. Потік ТВК із двигуна підводиться паралельно до цих двох блокам і одночасно частина потоку направляється без охолодження через перепуск на усмоктування насоса і відтіля на вхід двигуна. Потік ТВК після радіаторів направляється на ОНП і МО. У секції Р1 здійснюється охолодження ТВК, близьке до гранично можливого. Це відповідає для розглянутого випадку тепловому ККД радіатора, рівним 0,9. Глибоке охолодження ТВК у сполученні з високим ККД ОНП (рівним 0,95) дозволяють забезпечити в ресивері двигуна температуру повітря, рівну 50 °С. При роботі системи в умовах низьких температур навколишнього середовища при дробових навантаженнях двигуна в системі працює терморегулятор, що для цих умов закриває прохід ТВК через радіатори і направляє неохолоджений теплоносій на вхід в ОНП і МО, забезпечуючи підтримку оптимального температурного режиму наддувочного повітря і масла в цих умовах.

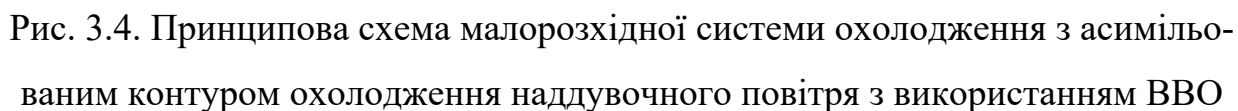
Для роботи на розрахунковому режимі ККД маслоохолоджувача і другого радіаторного блоку можуть бути підібрані в різних сполученнях при тім умові, щоб у всіх випадках забезпечити на вході двигуна бажану температуру масла (на прикладі 90,6 °С). Потоки ТВК із перепуску, після ОНП і МО змішуються і після змішання забезпечують необхідну температуру перед двигу-

ном (на прикладі 88,2 °C). Схема може забезпечувати зазначені температури повітря в ресивері, води і масла перед двигуном при різних сполученнях розходів ТВК по галузях, а також при різних значеннях ККД теплообмінників, включених у ці галузі. Від вибору названих параметрів будуть залежати маса, габарити, гідравлічні опори, а також конструктивні особливості системи і її елементів. Відповідно при проектуванні такої системи необхідно проводити спрямований перебір можливих сполучень її вільно змінюваних параметрів для того, щоб отримати у підсумку оптимальний результат. Зокрема, для запропонованого прикладу зміна витрати ТВК (води) через перепуск від 0 до 1,2 кг/с дозволила змінити сумарну масу серцевин усіх теплообмінників системи від 63 до 47 кг. Одночасно мінялася витрата через гілку системи з МО і значення ККД МО і другого радіатора. Оптимальні витрати води в галузях системи (у кг/с) зазначені на схемі поруч з позначеннями витрат (G_{wi}). Крім того, на схемі зазначені значення температур теплоносіїв (°C) у характерних крапках системи для оптимального рішення. Якщо порівнювати повнопоточну схему системи охолодження з малорозхідною, то порівняння неможливе провести при досить еквівалентних параметрах обох систем, оскільки повнопотона система ні при яких умовах не в змозі забезпечити такі ж температури наддувочного повітря в ресивері двигуна, як малорозхідна. По цьому параметрі повнопоточна система беззастережно програє. Якщо ж провести таке порівняння при однакових ККД охолоджувачів наддувочного повітря в обох системах, то для того самого двигуна, обраного для прикладу, сумарна маса серцевин усіх теплообмінників оптимізованої малорозхідної системи виявляється приблизно на 6% менше, ніж у повнопоточної при інших рівних умовах. У малорозхідних системах застосовуються принципово такі ж теплообмінники, як і в повнопоточних, але зменшені витрати теплоносіїв, що охолоджують, змушують робити їх з порівняно більшими числами ходів по цих теплоносіях для підтримки достатніх значень швидкостей теплоносія. Варто також мати на увазі, що велике число ходів за інших рівних умов веде до збільшення гідравлічних втрат. Щоб зберігати ці втрати в прийнятних межах,

швидкості охолодного теплоносія в каналах теплообмінників для малорозхідних систем знижують у порівнянні зі швидкостями в повнопоточних системах. Через це малорозхідні системи також називають повільнопоточними (приблизно так можна перевести їхня англійська назва – slow flow system). Таке зниження трохи погіршує інтенсивність процесу теплопередачі в теплообмінниках системи, але це погіршення компенсується створенням оптимальних умов роботи всіх теплообмінників у малорозхідній системі на основі застосування розглянутих вище принципів. Основні параметри теплообмінників у малорозхідній системі істотно змінюються в порівнянні з повнопоточною системою. ККД охолоджувача наддувочного повітря лежить приблизно в тих же межах, але $S_{\text{нв}}$ зростає до 0,2...0,4. У зв'язку з цим на ОНП сильно зростає перепад температур по воді. Він може доходити приблизно до 50 °С. Щоб виключити можливість скипання води за ОНП, необхідно обмежувати ріст $S_{\text{нв}}$ у залежності від значення температури води за ОНП при оптимізації такої системи. ККД охолоджувача масла трохи знижується, до 0,2...0,4, а $S_{\text{мо}}$ зростає до 0,4...0,6. При цьому перепад температур води на охолоджувачі залишається приблизно тим же – 1...3 К. Радіатори в малорозхідній системі мають параметри, відмінні від повнопоточної схеми. Перший радіатор має ККД близько 0,9 при $S_p = 0,15...0,25$. Відповідно перепад температур води на ньому може доходити до 50 К. ККД другого радіатора 0,3...0,5 при S_p близько 0,9. Падіння температури води на ньому складає 20...30 К. Значення параметрів представлених вище взяті з літератури у вигляді порівняння та прикладу.

Слід зазначити, що при роботі на неномінальних режимах змінюється витрати теплоносіїв, що проходять через теплообмінники. Це зв'язано як зі зміною роботи самого двигуна, так і з утручанням системи терморегулювання, що може змінювати гідравлічні опори окремих каналів, а також змінювати режим роботи чи вентилятора насоса ТНК. У цих умовах змінюються температури теплоносіїв і відносно енергоємностей теплоносіїв. Теплоносій з більшою енергоємністю може стати теплоносієм з меншою енергоємністю і навпаки. Охолоджувачі наддувочного повітря і масла з режиму охолодження

Розглянуті приклади систем охолодження з радіаторним розсіюванням тепла можуть бути трансформовані в суднові варіанти систем охолодження, де радіатори будуть замінені охолоджувачами води (рис.3.4).



					ПФ НУК.131.61.20.03.ПЗ	Лист
						61
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

менше витрат енергії, ніж на прокачування повітря. Звичайно витрати заборотної і прісної води забезпечуються рівними чи близькими. Площа поверхні теплопередачі водо-водяного холодильника, необхідна для розсіювання такої ж кількості теплоти, що розсіває радіатор рівного по потужності двигуна, буде значно менша, оскільки коефіцієнт теплопередачі у ВВО значно вище, ніж у радіаторах (7000...9000 Вт/(м²·К) проти 120...140 Вт/(м²·К)).

Відповідно трохи інакше повинні підбиратися параметри теплообмінників у малорозхідній системі суднового двигуна, щоб забезпечити мінімум сумарної маси всіх теплообмінників системи при забезпеченні в ній необхідних температур теплоносіїв. Утім, загальні принципи проектування системи залишаються такими ж, як і в радіаторних системах.

3.2 Теоретична основа виконання розрахунків

Системи охолодження, як і теплообмінники, повинні розраховуватися. Для розрахунку систем охолодження існує декілька задач, а саме пряма, зворотна, оптимізаційна. Спираючись на таблицю з результатами розрахунків циклу та теплового балансу, що отримані дані підходять для розрахунку по прямій задачі.

У прямій задачі розрахунку системи задаються: параметри навколишнього середовища, продуктивності компресора, насосів, вентиляторів, задаються кількості теплоти, виділені двигуном в охолодну воду і масло, температури масла і води на виході з двигуна, ступінь підвищення тиску і ККД чи компресора температура повітря за компресором, температура надувального повітря в ресивері двигуна.

Пряму задачу розрахунку можна розділити на теплову і конструктивну частини.

У тепловій частині прямої задачі розрахунку системи визначаються: ККД усіх теплообмінників системи і попередні значення мас їхніх теплообмінних поверхонь, температури теплоносіїв на вході двигуна, на входах і ви-

ходах усіх теплообмінників, витрати теплоносіїв через усі галузі системи, у тому числі витрати обох теплоносіїв через кожен теплообмінник.

У конструктивній частині прямої задачі розрахунку системи визначаються: конструктивні параметри всіх теплообмінників системи, уточнюються їх ККД і опору по обох теплоносіях.

У зворотній задачі розрахунку системи задаються: параметри навколишнього середовища, конструктивні параметри всіх теплообмінників системи, витрати теплоносіїв через кожен теплообмінник і через кожну гілку системи, ступінь підвищення тиску і ККД компресора чи температура повітря за компресором, температури води й олії на виході з двигуна.

Визначаються: температури теплоносіїв до і після кожного теплообмінника, на вході двигуна, а також у всіх вузлових крапках системи, кількості теплоти, що відводяться в системі від масла і двигуна, уточнюється тепловий ККД усіх теплообмінників і їхнього опору по всім теплоносіям.

Оптимізаційна задачі, як і для теплообмінників, будуються на базі використання схем рішення прямої і зворотної задач. Завдання початкових даних і результати рішення визначаються цільовою функцією, сформульованою для кожної оптимізаційної задачі, що, як і для розрахунків теплообмінників, можуть бути досить різноманітними. Наприклад, оптимізаційна задача може бути сформована на базі завдання прямої задачі з додатковою умовою: одержати рішення для мінімально можливого значення суми мас серцевин усіх теплообмінників системи. При рішенні такої чи подібної задач можуть бути введені обмеження. Зокрема, обмеження можуть бути накладені на розміри, чи масу конструктивні особливості одного чи декількох теплообмінників чи системи формулюватися яким-небудь іншим способом.

Спираючись на всі вище приведенні пояснення розрахунку систем охолодження ми схилиємося до прямої задачі на базі якої будимо і проводити розрахунки.

Послідовність рішення прямої задачі:

Дано:

					ПФ НУК.131.61.20.03.ПЗ	Лист
						63
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Температури: $T_0, T_{B1}, T_K, T_S, T_{WD2}, T_{M2}$, К.

Теплові потужності: Q_D, Q_M , К.

Витрати теплоносіїв: $G_{WW}, G_{WD}, G_{HB}, G_M$, (кг/с).

Коефіцієнти використання мас серцевин теплообмінників: $kg_{HB}, kg_{MO}, kg_{P1}, kg_{P2}^*$.

* – Коефіцієнти використання мас серцевин теплообмінників можуть прийматися за результатами прототипів чи розрахунків за ДСТ на відповідні теплообмінники.

Визначити:

ККД усіх теплообмінників, $\eta_{P1}, \eta_{P2}, \eta_{MO}$.

Температури води до і після кожного теплообмінника, T_{wi} ,

Температуру води перед двигуном T_{WD1} ,

Температуру масла після охолоджувача (перед двигуном) T_{M1} ,

Температури повітря за кожним з радіаторів.

Розрахунок починається з теплової частини.

1. Обчислюються енергоємності потоків теплоносіїв по всіх галузях системи відповідно до прийнятих значень і з законами збереження балансів мас у $W_D = G_{WD} C_{pw} \quad W_{HB} = G_{HB} C_p \quad W_B = G_B C_p \quad W_M = G_M C_{pm} \quad W_{\Pi} = G_{\Pi} C_{pw}$

$$W_1 = W_{HB} \frac{1}{S_{HB}} \quad W_2 = W_D - W_{\Pi} - W_1$$

2. На підставі записаної системи рівнянь послідовно розраховуємо значення температур:

$$T_{WD1} = T_{WD2} - Q_D / W_D \quad T_{M1} = T_{M2} - Q_M / W_M \quad T_{w1} = T_K - (T_K - T_S) \frac{1}{\eta_{HB}} \\ T_{w2} = T_{w1} + S_{HB} (T_K - T_S) \quad T_{WM2} = \frac{W_D T_{WD1} - W_{\Pi} T_{WD2} - W_1 T_{w2}}{W_2} \quad T_{WM1} = T_{WM2} - \frac{Q_M}{W_2}$$

3. За значеннями температур обчислюються значення ККД теплообмінників системи: η_{P1}, η_{P2} , а за значеннями енергоємностей теплоносієм їхні відносини на теплообмінниках S_i :

$$S_{MO} = \frac{W_M}{W_2} \quad S'_{MO} = \frac{W_2}{W_M} \quad \eta_{MO} = \frac{T_{M2} - T_{M1}}{T_{M2} - T_{WM1}} \quad \eta'_{MO} = \frac{T_{M2} - T_{M1}}{S'_{MO} (T_{M2} - T_{WM1})} \quad S_{P1} = \frac{W_1}{W_B} \quad S'_{P1} = \frac{W_B}{W_1}$$

$$\eta_{p1} = \frac{T_{wd2} - T_{w1}}{T_{wd2} - T_{b1}} \quad \eta'_{p1} = \frac{T_{wd2} - T_{w1}}{S'_{p1}(T_{wd2} - T_{b1})} \quad S_{p2} = \frac{W_2}{W_B} \quad S'_{p2} = \frac{W_B}{W_2}$$

$$\eta'_{p2} = \frac{T_{wd2} - T_{wm1}}{S'_{p2}(T_{wd2} - T_{b2})} \quad \eta_{p2} = \frac{T_{wd2} - T_{wm1}}{T_{wd2} - T_{b2}}$$

4. При відомих ККД і відносинах енергоємностей для кожного теплообмінника обчислюються значення мас серцевин теплообмінників M і значення суми мас усіх серцевин M у першому наближенні. Останній параметр можна використовувати для оптимізації рішення по величині витрат кольорового металу в системі

$$M_{HB} = N_{HB} \frac{W_{HBmin}}{k_{gHB}} \quad M_{p1} = N_{p1} \frac{W_{p1min}}{k_{gp1}} \quad M_{p2} = N_{p2} \frac{W_{p2min}}{k_{gp2}}$$

$$M_{MO} = N_{MO} \frac{W_{MOmin}}{k_{gMO}} \quad M_{\Sigma} = M_{HB} + M_{MO} + M_{p1} + M_{p2}$$

5. Після визначення мас серцевин теплообмінників необхідно скорегувати розподіл витрати вентиляторного повітря по радіаторам у залежності від розміру кожного радіатора. Якщо представити, що всі радіатори виготовляються на базі однакових елементів, то витрата повітря через кожен радіатор повинний бути пропорційна масі кожного радіатора, тобто

$$G_{Vi} = \frac{G_{B\Sigma}}{M_{p1} + M_{p2}} M_{pi}$$

Після першої корекції необхідно виконати розрахунок системи знову, потім знову провести корекцію, і так до збігу вихідних і скоректованих витрат вентиляторного повітря. На цьому закінчується теплова частина прямого розрахунку системи.

Далі продовжується конструктивна частина прямого розрахунку системи.

6. Після визначення мас серцевин теплообмінників у першому приближенні необхідно виконати прямі розрахунки всіх теплообмінників системи

					ПФ НУК.131.61.20.03.ПЗ	Лист
						65
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

відповідно до отриманих значень їх ККД і параметрами теплоносіїв на їхніх входах і виходах. На підставі цих розрахунків установити дійсні значення мас серцевин усіх теплообмінників і коефіцієнти використання цих мас k_{gi} .

7. Отримані значення коефіцієнтів k_{gi} повинні бути знову підставлені в алгоритм рішення теплової частини прямого розрахунку системи, після чого необхідно повторити розрахунки системи і її теплообмінників поруч послідовних наближень до збігу вихідних і отриманих значень.

3.3 Розрахунок системи охолодження на підставі комп'ютерної програми

Розрахунок молорозхідної системи охолодження виконуємо в табличній формі по готовим програмам представленим кафедрою.

Таблиця 3.1. Вибір та обґрунтування початкових даних.

	Дано				
1	T_0	К	313	40	
2	$T_{в1}$	К	313	40	
3	T_k	К	410,15	137,15	
4	T_s	К	323,6	50,6	
5	T_{wd2}	К	368	95	
6	T_{m2}	К	368	95	
7	Q_d	Вт	240760		
8	Q_m	Вт	24076		
9	G_b	кг/с	20		
10	G_{wd}	кг/с	20		
11	G_{hb}	кг/с	2,191		
12	G_m	кг/с	7		
13	ОНВ				
14	схема		1		$W_{min}=W_{cm}=1, W_{max}=W_{cm}=2$
15	b		8		
16	k_{ghb}	Вт/кг·К	37,3		
17	P1				
18	схема		2		несмеш=3, $W_{min}=W_{cm}=1, W_{max}=W_{cm}=2$
19	b		4		
20	k_{gp1}	Вт/кг·К	570		
21	P2				
22	схема		2		несмеш=3, $W_{min}=W_{cm}=1, W_{max}=W_{cm}=2$
23	b		4		
24	k_{gp2}	Вт/кг·К	570		
25	МО				

26	схема		1		возможны:реверсивный ток =4; схемы 1 и 2
27	b		8		
28	k_{gmo}	Вт/кг·К	100		
29	Принимаем				
30	η_{HB}		0,95		
31	S_{HB}		0,27		0,1...0,6
32	G_{Π}	кг/с	17,32882737		
33	Определить				
34	G_{w1}	кг/с			
35	G_{w2}	кг/с			
36	η_{p1}				
37	η_{p2}				
38	η_{mo}				
39	T_{wd1}	К			
40	T_{m2}	К			
41	T_{w1}	К			
42	T_{w2}	К			
43	T_{wm1}	К			
44	T_{B2}	К			
45	T_{B3}	К			

3.3.2 Опис роботи програми та отримані результати

Решение				
$W_{д}$	Вт/К	$W_{д} = G_{wd} C_{pw}$	83800	
W_{HB}	Вт/К	$W_{HB} = G_{HB} C_p$	2201,955	
W_{B}	Вт/К	$W_{B} = G_{B} C_p$	83800	
W_{M}	Вт/К	$W_{M} = G_{M} C_{pm}$	14490	
W_{Π}	Вт/К	$W_{\Pi} = G_{\Pi} C_{pw}$	74163	
W_1	Вт/К	$W_1 = W_{HB} \frac{1}{S_{HB}}$	8155,38	
W_2	Вт/К	$W_2 = W_{д} - W_{\Pi} - W_1$	1481,61	
T_{wd1}		$T_{wd1} = T_{wd2} - Q_{д} / W_{д}$	365,12	92,12
T_{m1}		$T_{m1} = T_{m2} - Q_{M} / W_{M}$	366,338	93,33
T_{w1}		$T_{w1} = T_{K} - (T_{K} - T_{s}) \frac{1}{\eta_{HB}}$	319,04	46,04
T_{w2}		$T_{w2} = T_{w1} + S_{HB} (T_{K} - T_{s})$	342,41	69,41

T_{WM2}		$T_{WM2} = \frac{W_D T_{wD1} - W_{II} T_{wD2} - W_I T_{w2}}{W_2}$	346,34	73,34
T_{WM1}		$T_{WM1} = T_{WM2} - \frac{Q_M}{W_2}$	330,09	57,09
S_{MO}		$S_{MO} = \frac{W_M}{W_2}$	9,7798	
S'_{MO}		$S'_{MO} = \frac{W_2}{W_M}$	0,1022	
η_{MO}		$\eta_{MO} = \frac{T_{M2} - T_{M1}}{T_{M2} - T_{WM1}}$	0,0438	
η'_{MO}		$\eta'_{MO} = \frac{T_{M2} - T_{M1}}{S'_{MO} (T_{M2} - T_{WM1})}$	0,4286	
S_{p1}		$S_{p1} = \frac{W_1}{W_B}$	0,0973	
S'_{p1}		$S'_{p1} = \frac{W_B}{W_1}$	10,2754	
η_{p1}		$\eta_{p1} = \frac{T_{wD2} - T_{w1}}{T_{wD2} - T_{B1}}$	0,8900	
η'_{p1}		$\eta'_{p1} = \frac{T_{wD2} - T_{w1}}{S'_{p1} (T_{wD2} - T_{B1})}$	0,0866	
S_{p2}		$S_{p2} = \frac{W_2}{W_B}$	0,0176	
S'_{p2}		$S'_{p2} = \frac{W_B}{W_2}$	56,56	
T_{B2}		$T_{B2} = T_{B1} + S_{p1} (T_{wD2} - T_{w1})$	317,76	44,76
T'_{B2}		$T'_{B2} = T_{B1} + \frac{1}{S'_{p1}} (T_{wD2} - T_{w1})$	317,76	44,76
η_{p2}		$\eta_{p2} = \frac{T_{wD2} - T_{WM1}}{T_{wD2} - T_{B2}}$	0,7546	
η'_{p2}		$\eta'_{p2} = \frac{T_{wD2} - T_{WM1}}{S'_{p2} (T_{wD2} - T'_{B2})}$	0,0133	
T_{B3}		$T_{B3} = T_{B2} + S_{p2} (T_{wD2} - T_{WM1})$	318,43	45,43

T'_{B3}		$T'_{B3} = T_{B2} + \frac{1}{S'_{p2}} (T_{wд2} - T_{wm1})$	318,43	45,43
Результаты				
G_{w1}	кг/с		1,946	
G_{w2}	кг/с		0,354	
G_n	кг/с		17,7	
W_n	Вт/К		74163	
η_{p1}			0,890	
S_{p1}			0,097	
W_{1min}	Вт/К		8155,38	
η_{p2}			0,755	
S_{p2}			0,018	
W_{2min}	Вт/К		1481,61	
η_{mo}			0,429	
S_{mo}			0,10	
W_{momin}	Вт/К		1481,61	
η_{HB}			0,95	
S_{HB}			0,27	
W_{HBmin}	Вт/К		2201,955	
T_{wd1}	К		365,13	92,13
T_{m1}	К		366,34	93,34
T_{w1}	К		319,04	46,04
T_{w2}	К		342,41	69,41
T_{wm1}	К		330,09	76,51
T_{wm2}	К		346,34	84,43
T_{B2}	К		317,76	44,76
T_{B3}	К		318,43	45,43
M_{HB}	кг	$M_{HB} = N_{HB} \frac{W_{HBmin}}{k_{gHB}}$	220,20	
M_{p1}	кг	$M_{p1} = N_{p1} \frac{W_{p1min}}{k_{gp1}}$	47,55	
M_{p2}	кг	$M_{p2} = N_{p2} \frac{W_{p2min}}{k_{gp2}}$	3,68	

M_{MO}	кг	$M_{MO} = N_{MO} \frac{W_{momin}}{k_{gMO}}$	8,50	
M_{Σ}	кг	$M_{\Sigma} = M_{HB} + M_{MO} + M_{p1} + M_{p2}$	279,93	

Таким чином, для вибраної схеми системи охолодження маємо параметри, які надані у табл. 3.2. Значення розрахованих температур у контрольних точках системи показані на рис. 3.4.

Таблиця.3.2. Результати розрахунків

№	Параметри	Значення	
		K	$^{\circ}C$
1	T_{wd1}	365,13	92,13
2	T_{m1}	366,34	93,34
3	T_{w1}	319,04	46,04
4	T_{w2}	342,41	69,41
5	T_{wm1}	349,51	76,51
6	T_{wm2}	357,43	84,43
7	T_{B2}	317,76	44,76
8	T_{B3}	318,43	45,43

Вибрана та розрахована малорозхідна система охолодження дає температуру наддувочного повітря нижчу, а саме 50 °C. Це неможливо у повнопоточній системі. Ця система має теплообмінники, які цілком можливо встановити на об'єкті. До того ж вони будуть менші за сумарною вагою, ніж теплообмінники повнопоточної системи, як це виходить з теорії розрахунків СО [3]. На аркуші формату А1 виконано креслення системи охолодження для двигуна типу 12ЧН 18/20 з основними параметрами які були розраховані.

3.4 Проектування ОНП для охолодження наддувочного повітря двигуна типу 12ЧН 18/20

Форсування потужності двигуна в даній роботі забезпечується шляхом підвищення тиску наддуву повітря за допомогою системи наддуву, але підвищення тиску веде до підвищення температури наддувочного повітря. Повітря з високими температурами підігріває стінки циліндрів і його об'єм більший чим охолодженого, при невеликому об'ємі повітря збільшується розхід пального, а це не ефективно і не економічно. Для збільшення об'єму повітря та зниження середньої температури в циклі необхідно перед впускним колектором після системи наддуву встановити охолоджувач наддувочного повітря. Для розробки конструкції та виконання розрахунків ОНП нам потрібні початкові параметри які ми беремо з результатів робочого циклу та результатів розрахунку нової системи охолодження. Розрахунки виконуються на підставі наданої кафедрою розрахункової комп'ютерної програми. За прототип беремо існуючі моделі кожухокоробчатих теплообмінників.

У системах ДВЗ використовуються різні теплообмінники. Усі вони, як правило, є рекуперативними. До рекуперативних відносять теплообмінники, у яких теплопередача відбувається через стінку, що розділяє теплоносії. Охолоджувачі наддувочного повітря можуть бути повітряно-повітряні чи повітряно-водяними. Розглянемо повітряно-водяні охолоджувачі наддувочного повітря (ОНП). Їх можна назвати кожухокоробчаті, з теплообмінним елементом у виді трубного пучка (пакета) ребристих чи труб пакета пластин, чи трубчасто-пластинчастого пакета. Теплообмінний елемент розміщується в корпусі (кожусі) коробчатої форми. Корпус має патрубки для підведення і відводу повітря. Вода підводиться і приділяється через кришки, які прикріплюються до теплообмінного елемента. З'єднання пучка і корпуси може бути розбірним і нерозбірної. В останньому випадку елементи корпусу, що доповнюють теплообмінний елемент у загальній конструкції ОНП, зведені до мінімуму. ОНП із трубчастим теплообмінним елементом звичайно має одну чи дві трубні дошки, у яких прикріплюються кінці труб. Такий елемент вставля-

ється в кожух по напрямку осей труб через отвір в одній із граней кожуха і кріпиться до неї за трубну дошку по периметру цього отвору. Друга сторона теплообмінного елемента при цьому може вільно переміщатися під дією теплових деформацій. Для теплообмінників не дуже великих розмірів можливо тверде кріплення до кожуха за обох трубних дошок з обліком щодо невеликих температурних деформацій. При великих розмірах можливість компенсації температурних деформацій вільним переміщенням одного з кінців теплообмінного елемента може бути необхідністю. Можливі схеми таких конструкцій представлені на рис. 3.5.

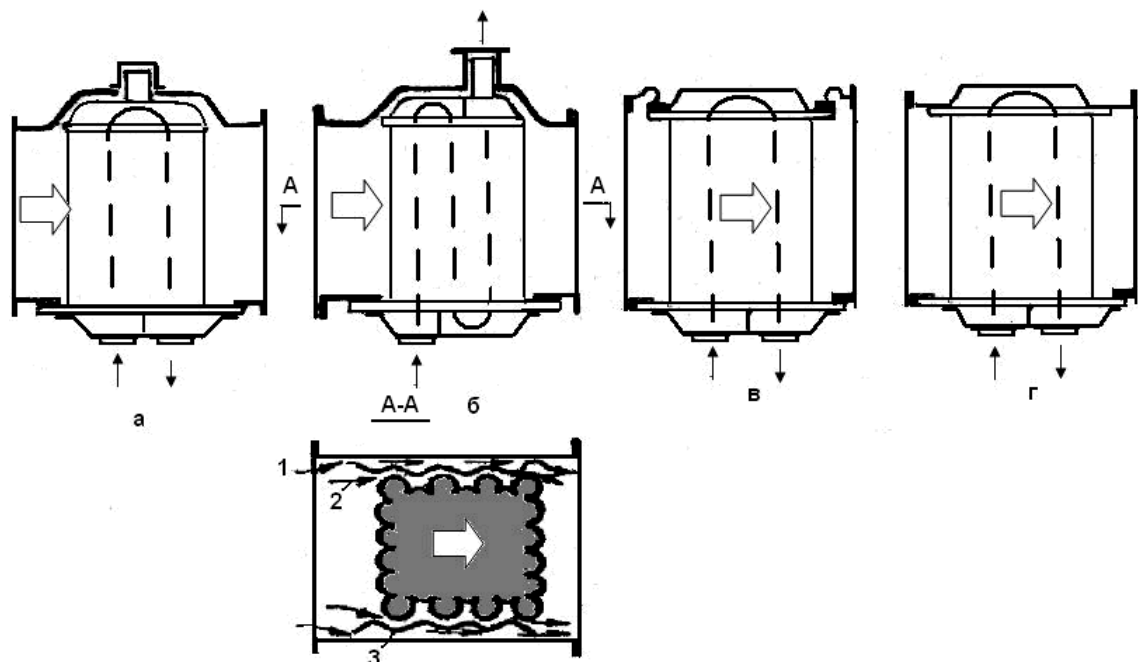


Рис. 3.5. Схеми розміщення трубного пучка ОНП у кожусі:

а - верхня дошка рухлива, водяники патрубки знизу; б - те ж при водяних патрубках зверху і знизу; в - компенсація переміщень верхньої трубної дошки забезпечена пружною деформацією спеціальної вставки в корпусі; г - обидві дошки жорстко закріплені в корпусі

Варто вказати на деяку невизначеність взаємних переміщень країв теплообмінного елемента і корпуса, так як нагріваються і той, і інший, причому дуже нерівномірно по різних перетинах і напрямкам. У зв'язку з цим, виготовлення такого варіанта компенсаційного вузла, що забезпечував би відносно вільне переміщення країв по всіх можливих напрямках без утрати щільно-

сті по теплоносіях і втрати міцності. До особливостей конструкції трубчастих ОНП варто також віднести використання вставок – витискачів (див. поз. 3 рис. 3.5) з бічних сторін пучків. Ці елементи, звичайно виконані у виді гофрованих листів металу, повинні зменшувати протікання повітря 2 між корпусом і пучком. Конструкція витискачів і їхній монтаж повинні виключати можливість появи додаткових протікань між ними і корпусом (див. поз. 1). Більшість названих вище елементів конструкції ОНП можна розглянути на основі реальної конструкції, загальний вид якої представлений на рис. 3.6.

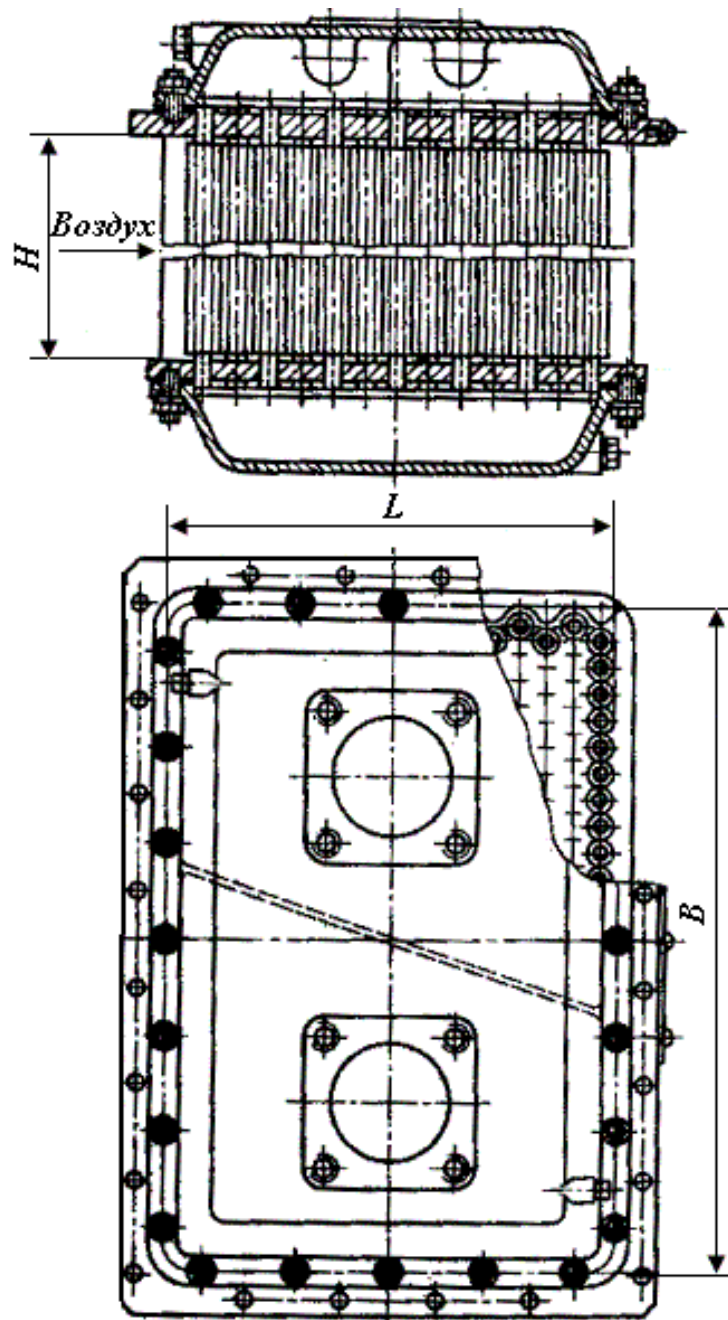


Рис. 3.6. Теплообмінний елемент ОНП
(пучок у зборі з водяними кришками та витискачами)

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

ПФ НУК.131.61.20.03.ПЗ

Лист

73

Поверхня теплообміну в ОНП звичайно виконується ребристою з боку повітря. Ребра застосовують в основному для збільшення площі поверхні тепловіддачі з тієї сторони, де теплообмін проходить гірше. Крім функції збільшення площі ребрами несе функцію турбулізатора потоку повітря. Збільшення ступеня турбулентності потоку сприяє інтенсифікації конвективного теплообміну. Слід зазначити, що збільшення ступеня турбулентності веде не тільки до інтенсифікації теплообміну, але і до росту втрат енергії на опір руху повітря, унаслідок чого падає тиск повітря за ОНП. Поверхня теплообміну ОНП виконана з круглих труб з накатними ребрами. Їхня конструкція показана на рис. 3.7.

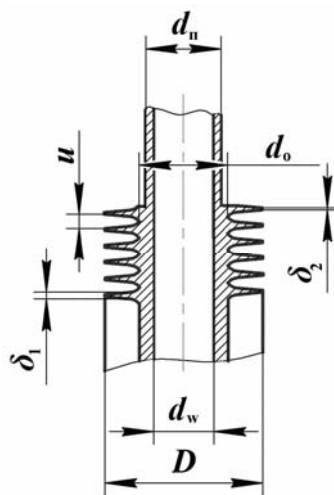


Рис. 3.7. Монометалічна трубка з накатними ребрами

Такі ПТ можуть бути монометалічні, коли метал ребер і трубки являють собою одне ціле (див. рис. 3.7). Матеріалом подібних ПТ звичайно є червона мідь. Для випадків охолодження морською водою застосовувався мельхіор (мідно-нікелево-залізний сплав), можливе застосування інших матеріалів, підходячих по технологічних і протикорозійних параметрах, у тому числі нержавіючої сталі.

З метою економії дорогих стійких до корозії матеріалів іноді застосовують біметалічні труби з накатними ребрами. У цих ПТ внутрішня, несуча трубка, виконується з більш дорогого і стійкого металу, наприклад з мельхіору, а ребра виконується з алюмінієвого сплаву і з'єднується з несучою трубкою на основі механічного контакту. Контакт утвориться при накочуванні

ребер на товстостінній алюмінієвій трубці, надягнутої поверх несущої трубки.

Відомі й інші конструктивні рішення біметалевих трубок – наприклад застосування насадних чи що навиваються ребер, у тому числі з кріпленням стрічкового ребра в спеціально прорізаному гвинтовому пазу на поверхні несущої трубки. Виходить, що контакт між приєднаними ребрами і несущою трубкою має досить високе і до того ж нестабільне в процесі роботи ОНП термічний опір. Це негативно впливає на тепловий ККД ОНП, виготовлених на базі таких ПТ, якщо для посилення контакту не застосовується чи пайка який-небудь інший засіб, що забезпечує аналогічний ефект. Ребра всіх чи окремих груп трубок єдиним ребром також може привести до створення дуже ефективних поверхонь.

Однак при цьому потрібно мати на увазі, що групове поребрення звичайно вимагає пайки для забезпечення стабільного термічного контакту між ребром і трубкою. Пайка звичайно зв'язана з технологіями, інтенсивно загризанняю навколишнє середовище в умовах масового виробництва. Тому ПТ, не потребуючі пайки при виготовленні, мають визначене переваги.

Охолоджувачі наддувочного повітря (ОНП) ДВЗ є рекуперативними теплообмінниками. Поверхня теплообміну (ПТ) у цих теплообмінниках звичайно виконується ребристою з боку повітря і гладкою з боку води. Такі ПТ можуть бути створені на базі різних конструктивних елементів і, відповідно, значно відрізнятися між собою. Можна запропонувати класифікацію ПТ, на основі якої вони розрізняються по виду і типу. Тип ПТ визначається по особливостях конструкції її основного елемента. Зокрема, бувають ПТ трубчасті, трубчасто-пластинчасті, пластинчасті, листоканальні й ін. У середині кожного типу ПТ розрізняють по виду. Відповідно, трубчасті ПТ можуть бути виконані у виді коридорних пучків круглих труб із шайбовим чи стрічковим індивідуальним ребром. Можливе виконання трубчастих ПТ у виді шахових пучків круглих труб з індивідуальним стрічковим чи шайбовим ребром. Розрахунки теплообмінників з різних ПТ мають істотні розходження в алгоритмах,

що зв'язано з особливостями геометрії відповідних ПТ. Одночасно для всіх можливих варіантів ПТ маємо і загальні елементи розрахунків. У даній роботі розглядається загальна основа розрахунків ОНП і пропонується докладний алгоритм розрахунку для частого випадку трубчастого ПТ. Тут розглядається ПТ у виді шахового пучка круглих труб з індивідуальним стрічкової накатним ребром при поперечному русі повітря щодо осі труб.

Геометричні параметри ПТ

При розрахунках шахових пучків труб з індивідуальним накатним ребром використовують основні розрахункові розміри, зазначені на рис 3.7. та 3.8.

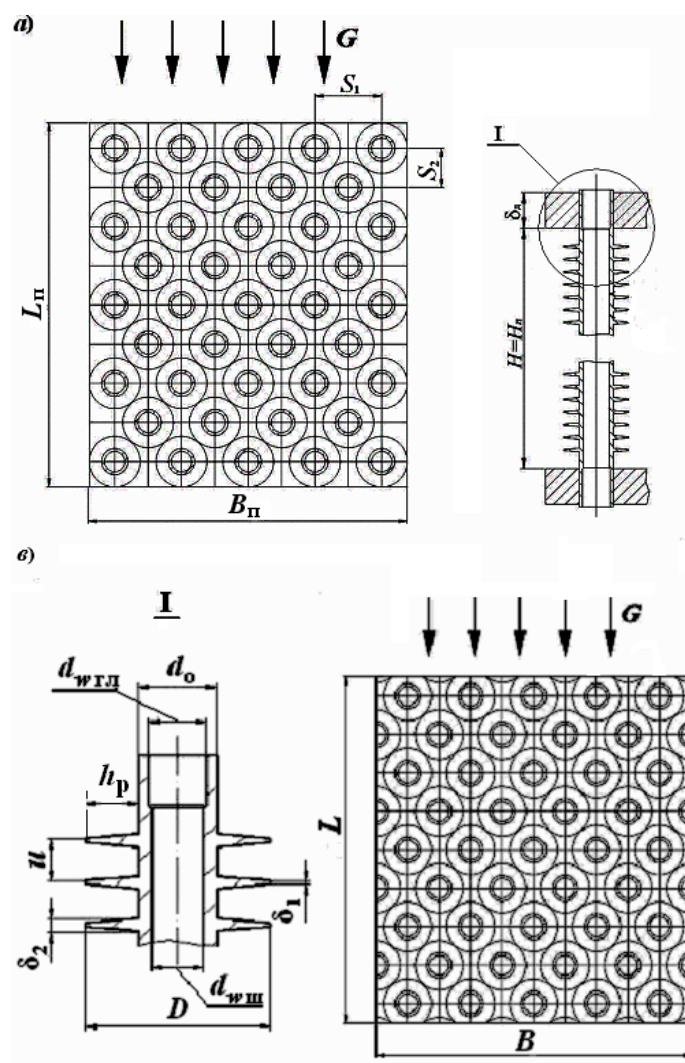


Рис. 3.8. Геометричні параметри трубного пучка

- а) конструктивні розміри трубного пучка; б) розрахункові розміри пучка;
в) конструктивні розміри трубки

Ряд цих розмірів безпосередньо використовується в наступних розрахунках. Одночасно на їхній основі обчислюються характерні геометричні розміри і безрозмірні комплексні параметри. Використання деяких розмірів має потребу в поясненні.

Так, слід зазначити розходження між габаритними розмірами пучка L_n , B_n , H_n і його розрахунковими розмірами L , B , H . Перші є його дійсними конструктивними розмірами, визначаючи по габаритах пучка.

Пучок з розрахунковими розмірами відрізняється тим, що якщо його розмістити без зазору і зсуву поруч з таким же пучком, де утворений блок не буде мати перекручування геометричної структури ПТ у місці з'єднання. Використання пучка з габаритними розмірами в такому ж випадку приведе до перекручування геометричної структури ПТ.

Розрахункові розміри виражаються через формули

$$L = S_2 Z_2; \quad B = S_1 Z_1.$$

Габаритна і розрахункова висоти чи пучка відстані між трубними дошками збігаються

$$H_n = H.$$

Розрахункові розміри пучка використовуються при висновку розрахункових формул і, відповідно, при аналізі алгоритму розрахунків. При реалізації розрахункової методики застосовується перехід від розрахункових розмірів до габаритного на основі простих і очевидних зв'язків.

На підставі розмірів, зазначених на рис. 3.8, визначаються наступні комплексні розмірні параметри

f_p , м²/м – площа поверхні ребер, що приходить на 1 м довжини трубки;

f_{mp} , м²/м – площа поверхні ділянок гладкої трубки між ребрами на довжині 1 м трубки;

f_n , м²/м – повна площа ребристої поверхні теплообміну трубки, що приходить на 1 м її довжини;

f_g , м²/кг – повна площа ребристої поверхні трубки, що приходить на одиницю її маси - коефіцієнт масової компактності ПТ;

$f_v, \text{м}^2/\text{м}^3$ – коефіцієнт об'ємної компактності ПТ - повна площа поверхні з боку повітря, що приходить на одиницю об'єму пучка ОНП; теоретично

$$f_v = \frac{F}{LBH} = \frac{f_{\pi}}{S_1 S_2},$$

де $F, \text{м}^2$ – повна площа ребристої поверхні для усього ОНП із боку повітря; можна розрізняти ідеальне (теоретичне) значення площі F_{π} і дійсне (конструктивне) значення F_d

$$F_{\pi} = \frac{f_{\pi}}{S_1 S_2} LBH, F_d = f_{\pi} H_{\pi} Z,$$

де Z – загальне число трубок в ОНП;

F_{π} і F_d наближаються за значеннями зі збільшенням абсолютних розмірів ОНП; відповідно значенням F_{π} і F_d , а також обсягам і припустимо визначати і застосовувати в розрахунках різні значення f_v - теоретичне (відповідає записаному вище) і дійсне (при використанні конструктивних параметрів пучка);

$F_w, \text{м}^2$ – повна площа не ребристої поверхні з боку води для усього ОНП;

$f, \text{м}^2$ – площа живого перетину пучка для проходу повітря (з боку ребер);

$f_w, \text{м}^2$ – площа живого перетину пучка ОНП для проходу води (живе одного ходу по воді).

У якості безрозмірних геометричних параметрів використовуються:

σ – коефіцієнт ребристості; $\sigma = F / F_w$;

ϕ – коефіцієнт стиснення повітряного каналу; $\phi = \frac{f}{BH}$;

ϕ_w – коефіцієнт стиснення водяного каналу; $\phi_w = \frac{f_w b_w}{LB}$.

Розрахунок ОНП проводиться на готових програмах представлених кафедрою ЕМ.

Опис програм розрахунку ОНП.

Програми виконані в середовищі *Excel* у виді табличної форми розрахунку, записаної з використанням стандартної структури таблиць *Excel*. Ар-

					ПФ НУК.131.61.20.03.ПЗ	Лист
						78
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

куші про-грами містять повну послідовність алгоритму розрахунку, із усіма формулами, записаними у виді об'єктів *Microsoft Equation* і придатними для виконання контролю, аналізу й організації ручного рахунка при будь-яких перевірках, а також усі необхідні пояснення і коментарі до формул. Зазначені формули, записані в таблицях виді об'єктів *Microsoft Equation*, не працюють посередньо в програмі. Вони служать для докладного роз'яснення алгоритму і названих вище потреб. Дійсні розрахункові формули ідентичні цим формулам. Вони записані в осередках, що містить результати обчислень, мовою програми *Excel*, і можуть виявлятися в електронній формі програми при виділенні кожної з цих осередків.

Програми дозволяють одержати результати прямого і зворотного розрахунків ОНП. Зворотний розрахунок цілком автоматизований. Прямий розрахунок вимагає однократного втручання оператора по ходу рішення задачі.

Алгоритм рішення прямої задачі.

Розглянемо рішення прямої задачі розрахунку ОНП у реальній постановці, без спрощень.

Дано: Витрата повітря G , тиск повітря перед ОНП P_1 , повітряний опір ОНП ΔP , температура повітря перед ОНП T_1 , температура повітря за ОНП T_2 , витрата води через ОНП G_w , температура води перед ОНП T_{w1} . Заданий також вид, тип ПТ, а також значення визначальних розмірів ПТ і особливості її конструкції.

Визначити: Розміри пучка ОНП L_p , B_p , H_p (див. рис. 3.8).

Рішення.

1. Додатково до розташовуваних вихідних даних варто прийняти припустиме значення швидкості води в трубках ОНП w_{wmax} , що вибирається в залежності від матеріалу трубок і якості води.

2. Обчислити всі геометричні параметри ПТ, використовувані в розрахунках.

3. Визначити константи часток кретириальних залежностей для визначення граничних умов по теплообміні й опору.

4. Обчислити значення ККД ОНП η .
5. Обчислити значення водяних еквівалентів теплоносіїв і визначити їхнє відношення S .
6. Прийняти можливу схему взаємного плину теплоносіїв через ОНП і задатися числом ходів по воді b_w .
7. Обчислити значення $N = f(\eta, S, b_w)$.
8. Визначити середні температури теплоносіїв і знайти значення коефіцієнтів в'язкості і теплопровідності теплоносіїв.
9. Обчислити значення S -комплексів і вирішити це рівняння щодо числа Re .
10. Знайти теоретичні розміри пучка.
11. На підставі отриманих розмірів визначити значення числа подовжніх і поперечних рядів пучка Z_1 і Z_2 відповідно. Округлити отримані значення до цілих чисел.
12. За округленим значенням Z_1 і Z_2 визначити конструктивні розміри пучка.
13. Для конструктивних розмірів пучка сформулювати умова зворотної (перевірочної) задачі і вирішити її, уточнивши теплотехнічні параметри спроектованого ОНП. При великому відхиленні параметрів від заданих величин робити корекцію розмірів і повторювати зворотні розрахунки до одержання прийнятного рішення.

При аналізі результатів рішення і при необхідності змінити пропорції розмірів фронту ОНП рекомендується змінювати їх шляхом корекції початкових значень числа ходів по воді b_w . При зміні b_w буде збільшуватися в стільника пучка з одночасним зменшенням чи ширини навпаки, у залежності від характеру зміни b_w . Площа фронту в цьому випадку зберігається практично постійною. З метою корекції цих же розмірів можна допустити некоректну зміну швидкості води, що задається, у прийнятних межах. При цьому впливає враховувати, що зменшення швидкості води збільшує розміри ОНП, і що цей вплив нелінійний. Довжина пучка однозначно залежить від ККД ОНП

і його повітряного опору, а також від виду і типу ПТ. При збереженні цих параметрів вона не може бути скоректована.

Розрахунок ОНП для охолодження наддувочного повітря на підставі комп'ютерної програми. Розрахунок проводимо для випадку прямої (конструктивної) задачі ОНП.

Таблиця 3.3. Вибір та обґрунтування початкових даних

1.2.18	G , кг/с		2,191	Расход воздуха	
1.2.19	T_1 , К		410,6	Температура воздуха на входе	
1.2.20	P_1 , Па		204000	Давление воздуха на входе	
1.2.21	G_w , кг/с		1,946	Расход воды	
1.2.22	T_{w1} , К		319,04	Температура воды на входе	
1.2.23	T_2 , К	323,6		Температура воздуха за охладителем	Может задаваться значение КПД ОНВ. Тогда $T_2 = T_1 - \eta(T_1 - T_{w1})$
1.2.24	t_2 , °C		$t_2 = T_2 - 273$		
1.2.25	ΔP , мм.в.ст		500	Воздушное сопротивление ОНВ	
1.2.26	ΔP , Па	ΔP , мм.в.ст * 9,8	4900		
1.2.27	w_w , м/с		1,5	Скорость воды в трубах	Задаётся максимально возможной для выбранного материала

Вибране значення швидкості води в трубах, залежить від матеріала трубок та якості води.

Крім цих параметрів задаються ще вид, тип ТП, а також визначальні розміри ПТ і особливості його конструкції.

1.1. Расчёт параметров трубки и трубной решётки

№ п/п	Обозначение	Способ выбора или определения	Значение	Наименование	Примечание
1.1.1	Класс ПТ	Выбираются из ряда известных в теплотехнике с учётом особенностей технологии, эксплуатационной надёжности и т.п.	Шахматный пучок ребристых труб		
1.1.2	Вид ПТ		Характеризуется п.п. 2.1-2.13		
1.1.3	D , м	Задаются с учётом возможности приобретения или изготовления, а также с учётом известных ограничений на характерные размеры ПТ	0,0195	Наружный диаметр оребрения	
1.1.4	d_o , м		0,01110	Несущий диаметр трубки	0,00155
1.1.5	d_w , м		0,00800	Внутренний диаметр трубки	
1.1.6	u , м		0,00173	Шаг между рёбрами	
1.1.7	δ_1 , м		0,00055	Толщина ребра у основания	
1.1.8	δ_2 , м		0,00020	Толщина ребра у вершины	
1.1.9	δ_{cp} , м	$\delta_{cp} = \frac{\delta_1 + \delta_2}{2}$	0,00038	Средняя толщина ребра	
1.1.10	f_p , м ² /пог.м	$f_p = \frac{2}{u} \sqrt{\left(\pi \frac{D + d_o}{2}\right)^2 + u^2} \cdot \sqrt{\left(\frac{D - d_o}{2}\right)^2 + \left(\frac{\delta_1 - \delta_2}{2}\right)^2} + \frac{\delta_2}{u} \sqrt{(\pi D)^2 + u^2}.$	0,2407	Площадь оребрения на длине 1 м	
1.1.11	$f_{тр}$, м ² /пог.м	$f_{тр} = \pi d_o - \frac{\delta_1}{u} \sqrt{(\pi d_o)^2 + u^2}.$	0,02376	Площадь участков трубки между рёбрами на длине 1 м	
1.1.12	$f_{п}$, м ² /пог.м	$f_{п} = f_p + f_{тр}$	0,26446	Полная поверхность со стороны оребрения на длине 1 м	
1.1.13	σ	$\sigma = \frac{f_{п}}{\pi d_w}.$	10,528	Коэффициент оребрения	

1.1.14	$g_{\text{пм}}, \text{кг/м}$	$\left[\frac{\pi}{4} (d_o^2 - d_w^2) u + \frac{\pi}{4} (D^2 - d_o^2) \delta_{\text{ср}} \right] \rho_{\text{м}} \frac{1}{u}.$	0,828	Масса 1 погонного метра оребренной трубки	В программе заложена плотность меди с учетом экспериментальной оценки образца материала. Лучше параметр $g_{\text{пм}}$ устанавливать взвешиванием.
1.1.15	$f_g, \text{м}^2/\text{кг}$	$f_g = \frac{f_{\text{п}}}{g_{\text{пм}}}$	0,3195	Коэффициент массовой компактности пучка	
1.1.16	Тип ПТ	Выбирается по имеющимся рекомендациям	Характеризуется п.п 3.1-3.4		
1.1.17	$S_1, \text{м}$	Задаются с учетом возможности размещения в трубных досках, а также с учетом влияния на теплотехнические параметры ОНВ	0,0200	Шаг между трубками в поперечном ряду	
1.1.18	$S_2, \text{м}$		0,018	Шаг между поперечными рядами трубок	0,017315197
1.1.19	φ	$\varphi = \frac{(D - d_o)(u - \delta_{\text{ср}}) + u(S_1 - D)}{S_1 u}.$	0,3540	Коэффициент стеснения воздушного потока	
1.1.20	$f_v, \text{м}^2/\text{м}^3$	$f_v = \frac{Z f_{\text{п}}}{[S_2 (Z_2 - 1) + D][S_1 (Z_1 - 1) + D]}.$	698,31	Коэффициент объемной компактности пучка	При образовании формулы принято, что число трубок в крайних рядах максимальное
1.1.21	φ_w	$\varphi_w = \frac{Z \pi d_w^2}{4 Z_1 Z_2 S_1 S_2} = \frac{f_{w1} f_v}{f_{\text{п}}}.$	0,1326	Коэффициент стеснения потока воды	f_{w1} здесь сечение одной трубки по воде

Розраховуємо всі геометричні розміри ПТ, які використовуємо в розрахунках, прийнявши можливу схему взаємного плин у теплоносіїв через ОНП і задатися числом ходів по воді b_w .

Конструктивные параметры

1.2.1	b_w	Задаётся предварительно на основе принятой схемы рассчитываемого охладителя	12	Число ходов по воде при общем противотоке	Число поперечных ходов воды для многократного перекрёстного тока при общем противотоке. Теплоноситель с большим водяным эквивалентом (вода) не смешиваемый, с меньшим водяным эквивалентом (воздух) - смешиваемый.
1.2.2	Конструкция ПТ	Выбирается на основе имеющихся технологий		Шахматный пучок цилиндрических труб с винтовым непрерывным ребром трапецевидного сечения.	Возможен вариант паяного, насадного или приварного ребра из того же материала
1.2.3	Материал ПТ	Выбирается на основе освоенных материалов	Медь	Материал трубы и ребер	В данном алгоритме рассматривается только одинаковый материал ребра и трубки.
1.2.4	λ_m , Вт/м·К	Практически постоянная	3,84E+02	Коэффициент теплопроводности материала трубы и ребер	
1.2.5	Состояние ПТ	Чистая или загрязнённая	загрязнённая	Оценка степени загрязнённости	Принимается по согласованию с заказчиком
1.2.6	$R_{ст}$, м²·К/Вт	$R_{ст} = \frac{d_o \ln \frac{d_o}{d_w}}{2\lambda_m}$; $R_{ст} = 3E-4$.	3,00E-04	Термическое сопротивление монометаллической стенки вместе со слоем загрязнения или без него	Значение 3E-4 принимается для загрязнённой поверхности в соответствии со стандартами ТЕМА; для чистой используется формула.
1.2.7	μ_k	Зависит от конструкции оребрённой ПТ	1	Коэффициент контакта ребер и несущей трубки	Равен 1 для трубки с припаянным или с выдавленным ребром
1.2.8	$L_{п}$, м	Задаются с большим приближением по размерам аппарата - прототипа	0,8	Конструктивная длина пучка	Необходимы для определения параметров компактности ПТ. Могут значительно отличаться от расчётных (на 50...100%)
1.2.9	$B_{п}$, м		0,2	Конструктивная ширина пучка	
1.2.10	$H_{п}$, м		0,6	Расстояние между трубными досками	
1.2.11	δ_0 , м	Определяется технологическими нормами	0,01665	Толщина трубных досок	Обычно 1,5 d_0
	$D_{п}$, м		0,06	Внутренний диаметр подводящего патрубка	
	$D_{о}$, м		0,06	Внутренний диаметр отводящего патрубка	

1.2.1 2	Z_1 , шт	$Z_1 = \text{целое} \left(\frac{B_n - D}{S_1} + 1 \right).$	10	Наибольшее возможное число труб в поперечном ряду	В шахматных пучках поперечные ряды содержат разное количество трубок. Число трубок в рядах отличается на 1.
1.2.1 3	Z_2 , шт	$Z_2 = \text{целое} \left(\frac{L_n - D}{S_2} + 1 \right)$	44	Число поперечных рядов труб	
1.2.1 4	Z , шт	$Z = Z_1 \frac{Z_2 + 1}{2} + (Z_1 - 1) \frac{Z_2 - 1}{2},$	418,5	Общее число труб в пучке при нечётном Z_2 и максимально заполненных крайних рядах	Для нечётного числа рядов в глубину и максимально возможного числа труб в пучке. При чётном Z_2 результат вычисления игнорировать
1.2.1 5	Z , шт	$Z = \frac{Z_2 + 1}{2} (2Z_1 - 1) - Z_1.$	417,5	То же, но при минимально заполненных крайних поперечных рядах	Для нечётного числа рядов в глубину и минимально возможного числа труб в пучке. При чётном Z_2 или максимально возможном числе труб в пучке результат вычисления игнорировать
1.2.1 6	Z , шт	$Z = \frac{Z_2}{2} (2Z_1 - 1),$	418	Общее число труб в пучке при чётном значении Z_2	Для чётного числа поперечных рядов труб в пучке. При нечётном Z_2 результат вычисления игнорировать
1.2.1 7	Z , шт		418	Число труб в пучке, соответствующее расчётному значению числа Z_2	Действительное, выбранное в зависимости от значения Z_2 из поз. 1.2.14 и 1.2.16 Поз.1.2.15 в расчёт не принимается ввиду малого отличия от поз.1.2.14 и дана в таблице для справки.

Обчислити значення $N = f(\eta, S, b_w)$. Визначаємо середні температури теплоносіїв і знаходимо значення коефіцієнтів в'язкості і теплопровідності теплоносіїв.

1.3 Расчёт констант критериальных уравнений

№ п/п	Обозначение	Способ выбора или определения	Значение или определяющее качество	Наименование	Примечание
1.3.1	η	$\eta = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_{w1}}$	0,9502		
1.3.2	S	$S = \frac{Gc_p}{G_w c_w}$	0,2701	Отношение водяных эквивалентов теплоносителей.	Для воздуха и воды теплоёмкости практически постоянны. $C_p=1005$ Дж/кгК, $C_w=4190$ Дж/кгК.
1.3.3	η_x	$\eta_x = \frac{U - 1}{U - S}$	0,2571	КПД одного хода ОНВ в первом приближении	
1.3.4	U	$U = \left(\frac{\eta S - 1}{\eta - 1} \right)^{\frac{1}{b_w}}$	1,253	Комплекс для вычисления значения КПД хода	Данный параметр не имеет ничего общего с вспомогательной J -функцией, вычисляемой выше при определении функции распределения W . Имеет место просто совпадение обозначений.
1.3.5	N	$N = -\frac{b_w}{S} \ln[S \ln(1 - \eta_x) + 1]$	3,7180	Число единиц переноса теплоты (N)	
1.3.6	T_{wf}	$T_{wf} = \overline{T_w} = \frac{2T_{w1} + S(T_1 - T_2)}{2}$	330,79	Средняя температура воды в ОНВ	
1.3.7	T_f	$T_f = T_{wf} + \frac{T_1 - T_2}{N}$	354,19	Средняя интегральная температура воздуха в ОНВ	
1.3.8	Re_1	Выбирается как нижний предел возможного диапазона применимости	15000	Значения пригодны для шахматных пучков цилиндрических труб с ленточным или шайбовым оребрением	Принятые в примере значения пригодны для всех трубчатых ПТ с дисковым или шайбовым оребрением
1.3.9	Re_2	Выбирается как верхний предел возможного диапазона применимости	50000		
1.3.10	λ , Вт/мК	$\lambda = 0,37 T_f^{0,748} 10^3$	0,02986	Коэффициент теплопроводности воздуха	
1.3.11	μ , Па·с	$\mu = 0,544 T_f^{0,62} 10^{-6}$	2,106E-05	Коэффициент динамической вязкости воз-	$\mu = (0,0000000273 T^3 -$

				духа	0,0000609692 T ² + 0,0776496026T - 0,0026628004)1 0 ⁻⁶
1.3.12	Pr	Практически постоянен	0,694	Число Пранд- тля по возду- ху	
1.3.13	$\alpha_{к1}$	$\alpha_{ki} = 0,287 C_z \phi_s^{0,15} \sigma^{-0,52} Re_i^{0,6} \sigma^{0,07} \frac{\lambda}{d_0}$	212,35	Конвектив- ные коэффи- циенты теп- лоотдачи от воздуха к стенке для предельных чисел Re.	
1.3.14	$\alpha_{к2}$		497,72		
1.3.15	C _z	$C_z = f(Z_2)$	1	Поправочный коэффициент на число по- перечных рядов труб в пучке.	В данном раз- деле всегда принимается равным 1
1.3.16	ϕ_s	$\phi_s = \frac{S_1 - d_o}{S_2 - d_o}$	1,290	Параметр размещения труб в труб- ной доске.	
1.3.17	h _p	$h_p = \frac{D - d_o}{2}$	0,0042	Высота ребра	
1.3.18	$\alpha_{п1}$	$\alpha_{pi} = \alpha_{ki} \left(\frac{f_p}{f_{п}} \zeta E \mu_k \psi + \frac{f_{тр}}{f_{п}} \right)$	207,17	Приведенные коэффициен- ты теплоот- дачи от воз- духа к стенке для предель- ных чисел Re	
1.3.19	$\alpha_{п2}$		476,25		
1.3.20	Ψ_1	$\psi_i = 1 - 0,058 \beta_i h_p$	0,9886	Коэффициент учёта нерав- но-мерности теплоотдачи по поверхно- сти оребре- ния.	
1.3.21	Ψ_2		0,9825		
1.3.22	$\beta_1 h'_p$	$\beta_i(h_p + 0,5\delta_{cp}) = (h_p + 0,5\delta_{cp}) \sqrt{\frac{2\alpha_{ki}}{\delta_1 \lambda_m}}$	0,1967	Параметр ребра	
1.3.23	$\beta_2 h'_p$		0,3012		
1.3.24	E ₁	$E = 1 - 0,2(\beta h'_p)^2 - (0,06 + \frac{D/d_o - 1,2}{20})\beta h'_p$	0,9750	КПД ребра	См. рис1. При- ложения 1
1.3.25	E ₂		0,9554		
1.3.26	ζ_1	$\zeta_i = 0,125(1 - \sqrt{\frac{\delta_2}{\delta_1}}) h_p \beta_i \sqrt{\psi_i} + 1$	1,0097	Поправка на форму ребра	См. рис. 2 При- ложения 1
1.3.27	ζ_2		1,0148		
1.3.28	Nu ₁	$Nu_i = \frac{\alpha_{pi} d_o}{\lambda}$	77,02	Числа Нус- сельта приве- денные для предельных чисел Re	
1.3.29	Nu ₂		177,07		

1.3.30	n	$n = \frac{\lg Nu_2 - \lg Nu_1}{\lg Re_2 - \lg Re_1}$	0,6914	Константа граничных условий для ПТ по теплообмену в воздухе	
1.3.31	θ	$\theta = 10^{(\lg Nu_1 - n \lg Re_1)}$	0,0999	Константа граничных условий ПТ по теплообмену в воздухе	
1.3.32	Φ	$\Phi = 1,275W \sqrt{\frac{f_n}{S_1}} \left(\frac{d_o}{S_1 - d_o} \right)^{0,272}$	3,807	Константа граничных условий для ПТ по воздушному сопротивлению.	
1.3.33	W	$W = f\left(\frac{d_o}{S_1}; 2 \frac{S_2}{d_o}\right).$	0,773	Функция распределения	Находится как функция вспомогательного параметра J. Параметр J находится как функция относительных размеров, определяемых в п.п. 1.3.34 и 1.3.35. См.рис.3,4 Приложения 1.
1.3.34	$\frac{d_o}{S_1}$	$\frac{d_o}{S_1}$	0,555	Геометрический симплекс	
1.3.35	$2 \frac{S_2}{d_o}$	$2 \frac{S_2}{d_o}$	3,243	Геометрический симплекс	
1.3.41	m	Константа для данной ПТ	1,728	Константа граничных условий для ПТ по сопротивлению в воздухе	

Обчислюємо значення С-комплексів і вирішуємо це рівняння щодо числа Re. Знаходимо теоретичні розміри пучка. На підставі отриманих розмірів визначаємо значення числа подовжніх і поперечних рядів пучка Z_1 і Z_2 відповідно. Округливши отримані значення до цілих чисел. За округленим значенням Z_1 і Z_2 визначаємо конструктивні розміри пучка. Для конструктивних розмірів пучка зворотної (перевірочної) задачі і вирішити її, уточнивши тепло-технічні параметри спроектованого ОНП. При великому відхиленні параметрів від заданих величин робити корекцію розмірів і повторювати зворотні розрахунки до одержання прийнятного рішення.

1.4 Расчёт основных конструктивных параметров охладителя

№ п/п	Обозначение	Способ выбора или определения	Значение или определяющее качество	Наименование	Примечание
	Исходные данные. Включают начальные и конечные параметры теплоносителей, их расходы, а также некоторые конструктивные параметры ОНВ		См табл.1.2, 1.3		
1.4.1	Q , Вт	$Q = G c_p \eta (T_1 - T_{w1})$.	191570,1		
1.4.2	C_1	$C_1 = \frac{\Delta P (2P_1 + \Delta P) d_o^2 S_2}{2 R \Phi T_f \mu^2}$.	13067037,2 3		
1.4.3	C_2	$C_2 = \frac{\phi Pr}{\theta f_v}$.	3,5225E-03	С - комплексы характеристики ОНВ	Величина коэффициента C_z при ручном счёте определяется из графика на рис 5, Приложения 1. При машинном счёте вносится автоматически как функция Z_2
1.4.4	C_3	$C_3 = \frac{\sigma Pr \lambda \phi}{d_o f_v}$.	0,00996		
1.4.5	C_4	$C_4 = C_3 \frac{1}{\alpha_w}$	1,110E-06		
1.4.6	α_w , Вт/м²К	$\alpha_w = 0.021 \varepsilon_l Re_w^{0.8} Pr_w^{0.43} \frac{\lambda_w}{d_w}, (1)$ $\alpha_w = 0.116 (Re_w^{\frac{2}{3}} - 125) Pr_w^{\frac{1}{3}} [1 + (\frac{d_w}{H_{\Pi}})^{\frac{2}{3}}] \frac{\lambda_w}{d_w}. (2)$	8974,89	Коэффициент теплоотдачи от стенки к воде.	Формула (1) пригодна для $Re_w > 8000$. Формула (2) для $8000 > Re_w > 2300$. В обеих формулах исключены температурные симплексы, что оправдано обязательным последующим выполнением обратного расчёта с целью коррекции результатов расчёта конструктивного.
1.4.7	T_{wf}	$T_{wf} = \overline{T_w} = \frac{2T_{w1} + S(T_1 - T_2)}{2}$.	330,79	Средняя температура воды в ОНВ	
1.4.8	μ_w , Па·с	$\mu_w = \frac{0,0001882}{[(1+0,0337(T_{wf}-273,2)+0,000221(T_{wf}-273,2)^2]}$.	0,000512	Коэффициент динамической вязкости воды при средней температуре воды	

1.4.9	λ_w , Вт/м·К	$\lambda_w = 0,02867 c_{pw}^{1,55} / \mu_w^{0,12}$	0,6557	Коэффициент теплопроводности воды при средней температуре воды	В формулах Срw подставлять в кДж/кг·К
1.4.10	Pr_w	$Pr_w = \frac{\mu_w c_{pw}}{\lambda_w}$	3,27		
1.4.11	Re_w	$Re_w = \frac{w_w d_w \rho_w}{\mu_w}$	23423,6	Число Рейнольдса по воде	
1.4.12	$\frac{H_n}{d_w}$	$\frac{H_n}{d_w}$	75,00	Относительная длина трубки	
1.4.13	ε_L	$\varepsilon_L = f(\frac{H_n}{d_w}; Re_w)$	1,000	Поправка на относительную длину трубки	При ручном счёте определяется по графику на рис.6 Приложения 1
1.4.14	$f(Re)$	$\frac{1}{N} - \frac{Re^{m+1}}{C_1} (C_2 Re^{-n} + C_3 R_{ct} + C_4)$	0,0000003	Правая часть безразмерного уравнения характеристики ОНВ, которое должно решаться относительно числа Re. В идеале значение этой части должно равняться 0. Реально следует стремиться к возможному минимуму этой величины с учётом возможностей инструментов счёта, ориентировочно к 0,00001	Решение при ручном счёте удобно выполнить простым подбором, при условии, что число Re должно находиться в диапазоне 15000...50000. При машинном счёте определение числа Re выполняется по автоматизированной процедуре, которая описана в примечании п.2.
1.4.15	Re	Находится подбором из выражения в п. 15. При машинном счёте процедура частично автоматизирована (см. приложение, п.1)	1,84872E+04	Число Рейнольдса по воздуху	Определяется подбором в соответствии со сказанным в предыдущем пункте. Процедура определения числа Re требу-

					ет вмеша- тельства оператора в работу про- граммы. Действия оператора см. в приме- чании п.1.
1.4.16	Z_2	$Z_2 = \text{целое } [C_1 \text{Re}^{-m} \frac{1}{S_2} + 0,5].$	31,00		
1.4.17	Z_1	$Z_1 = \text{целое } [\frac{G_w b_w}{Z_2 S_2 S_1 \phi_w \rho_w w_w} + 0,5]$	12,0		
1.4.18	$H_{\Pi}, \text{ м}$	$H_{\Pi} = \frac{G d_o}{\mu \phi \text{Re} Z_1 S_1}.$	0,735	Размеры, соответ- ствующие габаритам пучка	
1.4.19	$L_{\Pi}, \text{ м}$	$L_{\Pi} = S_2(Z_2 - 1) + D.$	0,560		
1.4.20	$B_{\Pi}, \text{ м}$	$B_{\Pi} = S_1(Z_1 - 1) + D.$	0,240		
1.4.21	Контроль правиль- ности рас- чётов	Обратить внимание на значение $f(\text{Re})$ в п. 1.4.14 (ячейка 123)	Расчёт корректен	Напомина- ние о необ- ходимости выполнения полуавтوما- тической операции по ходу про- граммы. Ес- ли она вы- полнена правильно, то выдаётся определение "Расчёт кор- ректен"	Если число Re в п. 1.4.14 программы не определя- лось с уча- стием опера- тора по по- луавтوماتи- ческой про- цедуре, то значение правой части уравнения характери- стики может быть слиш- ком удалено от 0.
		Обратить внимание на значение W в п. 1.3.33 (ячейка 97)	Расчёт корректен	Напомина- ние о необ- ходимости выдержи- вать допу- стимые со- отношения шагов в трубной доске. Если это соотно- шение вы- держивает- ся, выдаётся опреде- ление "Рас- чёт кор- ректен"	Если шаги в трубной дос- ке выбраны за пределами допустимых соотноше- ний, то функция W может пре- высить зна- чение 1,6, что выходит за рамки корректно- сти гранич- ных условий

Таблиця 3.4. Результати розрахунків ОНП

Параметр	Значение	Примечание	
G , кг/с	2,191		
T_1 , К	410,6		
P_1 , Па	204000		
G_w , кг/с	1,946		
T_{w1} , К	319,04		
$R_{ст}$, м ² ·К/Вт	3,00E-04		
L_n , м	0,560	Размеры скорректированные	
B_n , м	0,240		
H_n , м	0,735		
b_w	12		
$H_{тр.г.}$, мм	68		
b_k	20		
Z , шт	357		
Z_1 , шт	12,0		
Z_2 , шт	31		
T_2 , К	323,30		
ΔP , мм.в.ст	504,4		
η	0,953		
t_2 , °C	50,30		
w_w , м/с	1,30		Скорость в трубках
$w_{под}$, м/с	0,69		Скорость в подводящем патрубке
$w_{отв}$, м/с	0,69		Скорость в отводящем патрубке
M_n , кг	217,3		
M_n' , кг	250,1		
$\underline{Q}$, Вт	192222,7		
$\underline{Q}$, ккал/час	165281,7		
ΔP_w , кПа	18,3		
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	69,41		

В результаті розрахунків отримуємо ОНП кожухокоробчатої конструкції див. рис. 3.9.

					ПФ НУК.131.61.20.03.ПЗ	Лист
						92
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

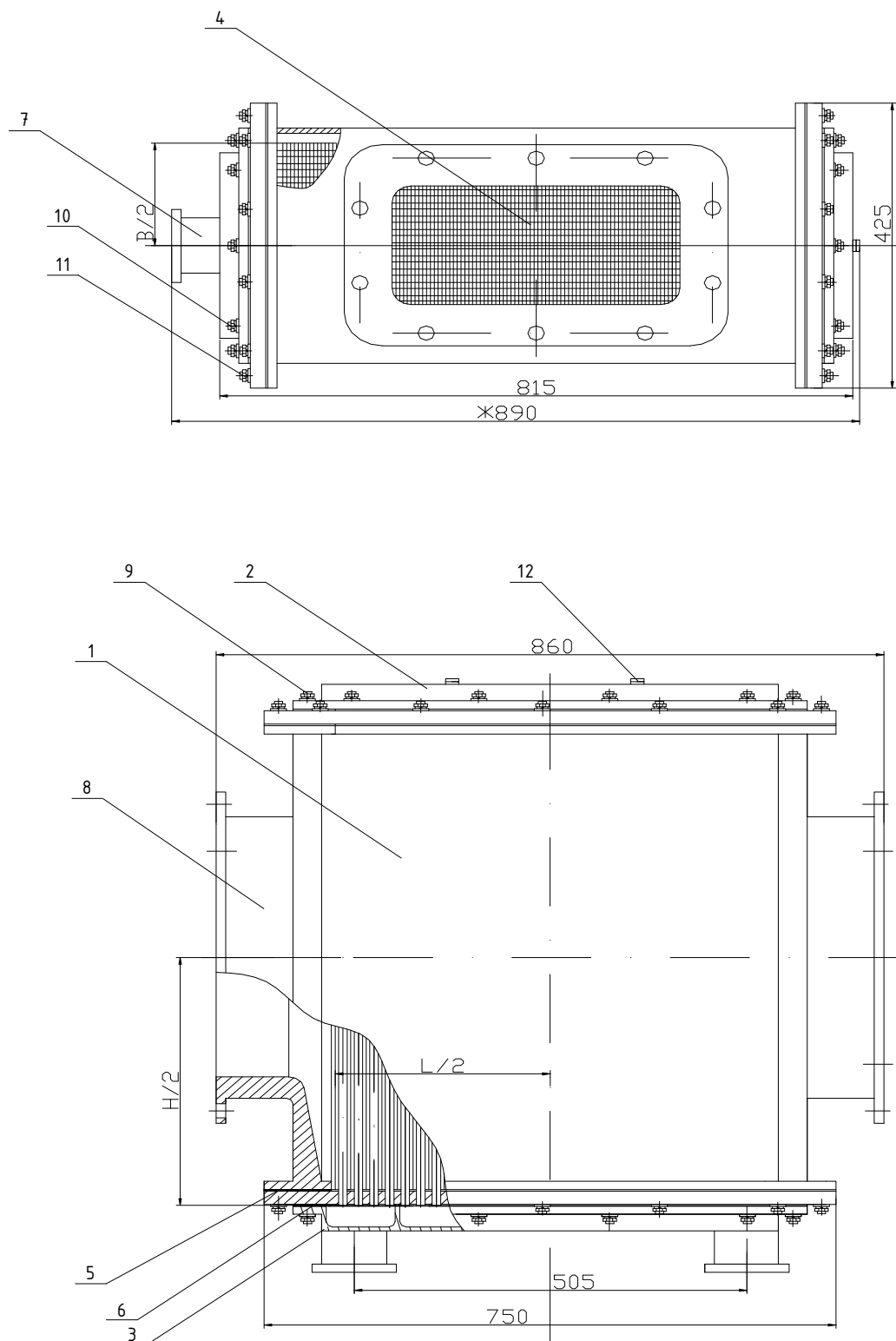


Рис. 3.9. Спроектований ОНП: 1 - корпус; 2 - кришка права; 3 - кришка ліва; 4 - секція охолодження (трубки з поребрінням та трубні дошки); 5 - прокладки; 6 - прокладки; 7 - патрубки з фланцями підводу і відводу води; 8 - патрубки з фланцями підводу і відводу повітря; 9 - гайки; 10 - шайби; 11 - шпильки; 12 - пробки

Поверхня теплообміну ОНП шаховий пучок з монометалічних трубок з накатними ребрами. Параметри трубок та пучка вказані в табл. 3.4. результати розрахунків. Теплообмінник виконаний за схемою коли обидві трубні дошки нерухомі (див. рис. 3.5). За схемою течії теплоносіїв: загальний протиток при багаторазовому перехресному току. За рухом повітря одноходовий, за рухом води 12 ходовий. Розміри пучка L , B , H (див. рис. 3.8, 3.9), а їх значення представлені в табл. 3.4. Конструктивні та габаритні розміри надаються кресленні аркуш формату А1 та на рис. 3.9. Вага пучка 250 кг.

ОНП повністю відповідає технічним вимогам за величиною ККД та опору течії повітря та води. Габарити теплообмінника дозволяють розмістити його на двигун, так він має великі габаритні розміри, але його ефективність збільшилась. Тому великі габарити це нормальне явище для сучасного двигунобудування. Таким чином за рахунок втілення сучасних методів та методик забезпечується зменшення температур повітря у ресивері від 90 до 50 °С.

3.5 Проектування ВВО для охолодження води внутрішнього контуру двигуна типу 12ЧН 18/20

Згідно з завданням кафедри ЕМ в роботі потрібно розрахувати нові ВВО на базі розрахунків системи охолодження. ВВО повинні забезпечувати потреби мало розхідної системи охолодження двигуна з новими параметрами, що ми отримали з розрахунку робочого циклу та малорозхідної системи охолодження. Новий ВВО проектуємо на базі відомих кожухотрубних моделей ВВО. Розрахунок конструктивних параметрів проводимо на представлених кафедрою програмах. В кінцевому результаті ми повинні отримати компактний та ефективний ВВО.

Охолоджувачі води суднових ДВЗ в основному виконуються водоводяними (ВВО). Водоводяні охолоджувачі суднових ДВЗ виконуються у виді кожухотрубних чи пластинчастих теплообмінників. Конструктивна схема кожухотрубного теплообмінника показана на рис. 3.10.

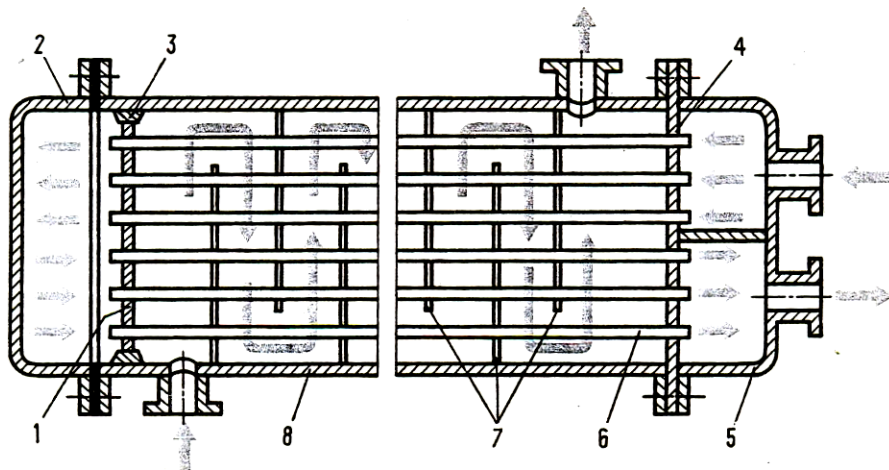


Рис. 3.10. Конструктивна схема кожухотрубного водо-водяного охолоджувача із сегментними діафрагмами: 1- рухлива трубна дошка; 2, 5 - водяні кришки; 3 - ущільнення між корпусом рухливою трубною дошкою; 4 - нерухома трубна дошка; 6 - трубки трубного пучка; 7 - діафрагми; 8 - корпус (кожух)

Корпус такого теплообмінника виготовляється у виді труби великого діаметра, у якій розміщується трубний пучок із гладких трубок малого діаметра. Кінці трубок кріпляться до трубних дошок. Звичайно одна з трубних дошок має рухливість для забезпечення компенсації теплових переміщень. Розміщення трубок у трубних дошках може виконуватися по системі діагональної розбивки, по системі концентричних кругів і по ряду інших можливих геометрій. Основою вибору системи розташування труб у трубних дошках є прагнення до максимального заповнення обсягу корпусу при забезпеченні можливої рівномірності розміщення теплообмінної поверхні по цьому обсязі. Одночасно враховуються потреби до технологічності, міцності, стійкості пучка до забруднень та інше. Звичайно забірна вода проходить усередині трубок пучка, а прісна вода проходить між трубками. Для регулювання швидкості води усередині трубок охолоджувач може виконуватися по забортній воді як одно-ходовим, так і багатходовим. Для забезпечення необхідної швидкості прісної води і додання визначеного напрямку її плину усередині корпусу встановлюються діафрагми. Завдяки установці діафрагм основна схема взаємного плину теплоносіїв наближається до багаторазового-перехресного току. На рис.3.10 охолоджувач виконаний за схемою однократного реверсивного

току. При цьому охолоджувач має два ходи теплоносія усередині трубок (звичайно це забортна вода), а для другого теплоносія забезпечений багатозоровий перехресний струм щодо реверсивного потоку першого теплоносія. Діафрагми для зображеного теплообмінника мають вид окружності з вилученим сегментом (сегментні діафрагми). Кожна діафрагма має свердління, через які з малим зазором проходять трубки. Щілина між діафрагмою і корпусом (кожухом) може ущільнюватися спеціальним ущільненням для зменшення відповідних потоків. Варто сказати, що схема дійсного плинину потоку усередині корпусу має складну структуру. Якщо ядро потоку рухається приблизно по напрямку, зазначеному стрільцями на рис. 3.11, то частина потоку протікає через зазори між трубками і діафрагмами, частина між основною структурою пучка і корпусом, а частина між стінками корпусу і діафрагмами (рис. 3.11).

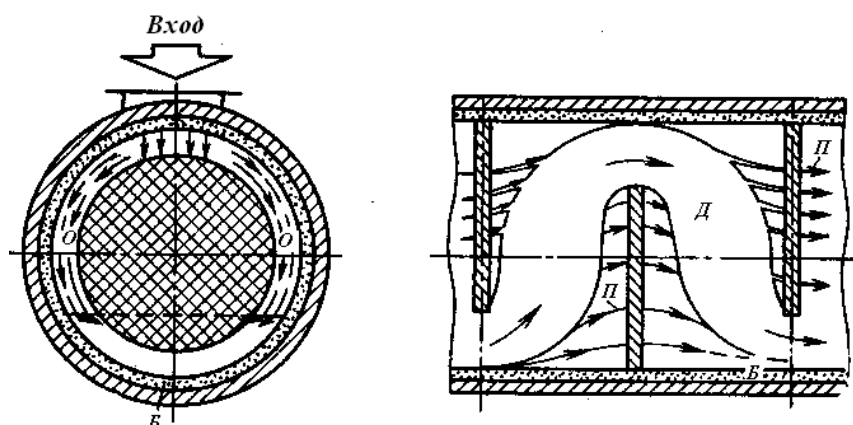


Рис. 3.11. Схема дійсного обтікання потоком пучка труб у кожухотрубним теплообмінником із сегментними діафрагмами: Д - основний потік, П - протік в зазорах між діафрагмами і трубками, Б - байпасний потік між діафрагмами і корпусом, О - обвідний потік між корпусом і бічною поверхнею пучка

Усе це робить реальну картину обтікання пучка труб потіком дуже складної і впливає на точність і складність теплотехнічних розрахунків теплообмінника. Крім сегментних діафрагм зустрічаються також кільцеві і стрижневі. Розглядання інших конструкцій ВВО не має сенсу так як даний тип ВВО використовується на кораблях більше тай задовольняє за своїми теплофізичними якостями та простотою виготовлення і обслуговування.

Розрахунки кожухотрубних ВВО базуються на загальних основах розрахунків ТО, а також на вже розглянутих методиках розрахунків ОНП.

Повна методика розрахунку водо-водяних кожухотрубних теплообмінників пропонується у виді програми, реалізованої в середовищі Excel і представленої в табличній формі аналогічно програмам для розрахунків охолоджувачів масла. Методики розрахунків кожухотрубних охолоджувачів води не вимагають спеціальних пояснень у випадку попереднього освоєння програм і методик розрахунків маслоохолоджувачі, оскільки вони, як це вже говорилося, в усьому аналогічні методикам розрахунків маслоохолоджувачам.

Розрахунки проводимо для ВВО№1 та ВВО№2 спочатку за допомогою програми прямого розрахунку, а потім за допомогою оберненого розрахунку більш точно визначаємо конструктивні розміри ВВО. Ці програми дуже великі по об'єму і містять в собі цілий ряд підпрограм та й по структурі ці програми схожі з програмами розрахунку ОНП та МО. В даному випадку ми приводимо результати розрахунків які будуть використані при проектуванні ВВО поперечний розріз якого представлений на рис. 3.12.

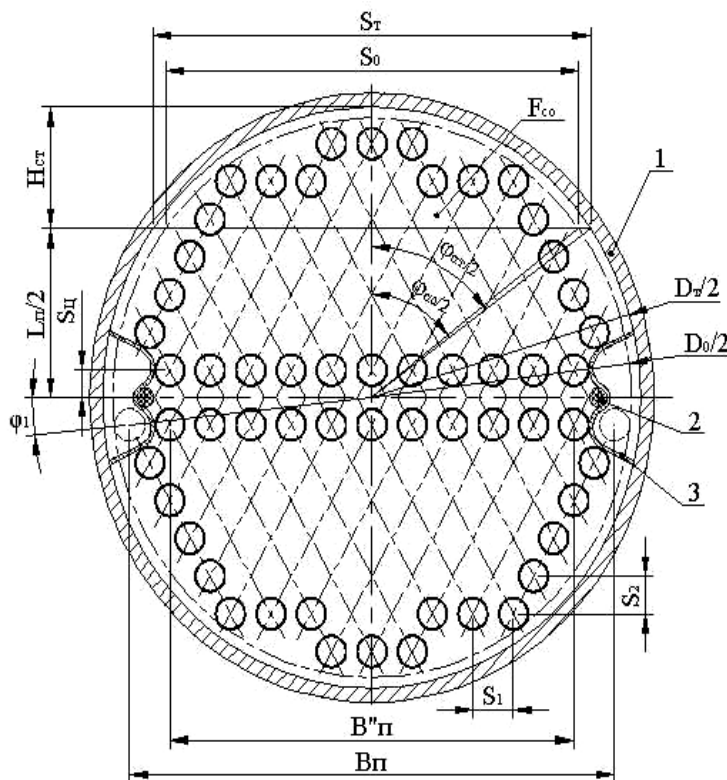


Рис. 3.12. Поперечний розріз ВВО: 1 - корпус; 2 - штифти кріплення витискачів; 3 - витискачі

Таблица 3.5. Результат прямого розрахунку ВВО№1

№ п/п	Обозначение	Наименование		Значение
Параметры ВВО и теплоносителей				
1	G_W	кг/с	Расход пресной воды	1,95
2	t_{w1}	°С	Температура пресной воды на входе	95,0
3	p_{w1}	кПа	Давление пресной воды на входе	400,0
4	t_{w2}	°С	Температура пресной воды за охладителем	46,04
5	η		КПД ВВО	0,890
6	W_W	м/с	Скорость пресной воды	0,44
7	ΔP_w	кПа	Сопротивление по пресной воде	27,25
8	$G_{ww},$	кг/с	Расход заборной воды	20,00
9	t_{ww1}	°С	Температура заборной воды на входе	40,0
10	P_{ww}	кПа	Давление заборной воды на входе	200,0
11	w_{ww}	м/с	Скорость заборной воды в трубах	1,221
12	Π	%		Соленость заборной воды
13	ΔP_{ww}	кПа	Сопротивление по заборной воде	15,0
14	$R_{ст}$	м²·К/Вт		0,0003
15	k_g	Вт/кгК	Коэффициент использования массы пучка труб	395,52
16	Q	Вт	Количество теплоты, переданной в ВВО	399207,11
17	b		Число ходов пресной воды при одноходовом ВВО по заборной воде или число последовательно включённых реверсивных элементов, противоточно установленных в токе заборной воды многоходового по заборной воде ВВО (см. рис.5 прил.1).	1
18	b_{ww}		Число ходов теплообменника по заборной воде	1
Параметры трубки и трубной решётки				
19	d_0	м	Несущий диаметр трубки	0,0120
20	d_w	м	Внутренний диаметр трубки	0,0110
21	S_1	м	Шаг между трубками, перпендикулярный движению воды	0,0160
22	S_2	м	Шаг между трубками по глубине.	0,0139
23	$S_{ц}$	м	Отстояние центрального ряда от осевой линии	0,0100
24	h_{co}		Относительная высота выреза диафрагмы на диаметре D_0	0,231
25	k_D		Относительная величина расстояния между диафрагмами	0,351
26	$S_{д}$	м	Толщина диафрагмы	0,006
27	$Z_{д}$		Максимальное число труб в поперечном ряду	14
28	Z_{cv}		Возможное число труб в вырезе сегмента	34
29	Z_2		Число поперечных рядов труб в отсеке	8

30	$Z_{\max}$		Общее число труб в пучке	172
31	Z		Число труб в пучке между вырезами диафрагм	104
32	$\Phi_{\text{во,град}}$		Центральный угол сегментного выреза на диаметре D_o	114,91
33	$\Phi_{\text{от,град}}$		Центральный угол сегментного выреза на диаметре D_t	117,70
34	$H_{\text{со}}$	м	Высота сегментного выреза на диаметре D_o	0,055
35	$H_{\text{ст}}$	м	Высота сегментного выреза на диаметре D_t	0,059
36	D_o	м	Диаметр окружности, описанной вокруг пучка	0,237
37	$L_{\text{п}}$	м	Длина одного отсека по ходу воды	0,127
38	$Z_{\text{дф}}$		Общее число диафрагм	24
39	L_1	м	Расстояние между диафрагмами	0,087
40	$L_{\text{т}}$	м	Длина трубок теплообменника с учётом затенения части длины диафрагмами	2,309
41	$D_{\text{т}}$	м	Внутренний диаметр кожуха	0,246
42	$M_{\text{п}}$	кг	Масса пучка труб	59,65
43	F	м^2	Полная площадь поверхности теплообмена	14,97

Таблица 3.6. Результаты обернутого розрахунку ВВО№1

№ п/п	Обозначение	Размерность	Наименование	Значение
Теплотехнические параметры ВВО и теплоносителей				
1	G_w	кг/с	Расход пресной воды	1,95
2	t_{w1}	°C	Температура пресной воды на входе	95,00
3	p_{w1}	кПа	Давление пресной воды на входе	400,00
4	t_{w2}	°C	Температура пресной воды за охладителем	46,53
5	η		КПД ВВО	0,881
6	w_w	м/с	Средняя скорость пресной воды	0,44
7	ΔP_w	кПа	Сопротивление по пресной воде	27,59
8	G_{ww}	кг/с	Расход заборной воды	20,00
9	t_{ww1}	°C	Температура заборной воды на входе	40,00
10	t_{ww2}	°C	Температура заборной воды на выходе	44,89
11	P_{ww}	кПа	Давление заборной воды на входе	200,0
12	w_{ww}	м/с	Скорость заборной воды в трубках	1,22
13	Π	%	Соленость заборной воды	10,00
14	ΔP_{ww}	кПа	Сопротивление по заборной воде	15,05
15	k_g	Вт/кгК	Коэффициент использования массы пучка труб	375,2
16	Q	Вт	Количество теплоты, переданной в ВВО	395186,0
17	$R_{\text{ст}}$	$\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$	Термическое сопротивление стенки и слоя загрязнений	0,00030
Параметры трубки и трубной решётки				
18	d_0	м	Несущий диаметр трубки	0,0120

19	d_w	м	Внутренний диаметр трубки	0,0110
23	S_1	м	Шаг между трубками, перпендикулярный движению воды	0,0160
24	S_2	м	Шаг между трубками по глубине.	0,0139
25	$S_{ц}$	м	Отстояние центрального ряда от осевой линии	0,0100
Конструктивные параметры ВВО				
26	Схема		Возможны №№1,2,4 по рис.5 прил.1	4
27	b		Число ходов пресной воды при одноходовом ВВО по заборной воде или число последовательно включённых реверсивных элементов, противоточно установленных в токе заборной воды многоходового по заборной воде ВВО (см. рис.5 прил.1).	1
28	b_{ww}		Число ходов теплообменника по заборной воде	1
29	D_t	м	Внутренний диаметр кожуха	0,246
30	D_o	м	Диаметр окружности, описанной вокруг пучка	0,237
31	L_t	м	Полная длина трубок теплообменника	2,309
32	Z		Общее число труб в пучке	172
33	Z_d		Максимальное число труб в поперечном ряду	14
34	Z_2		Число поперечных рядов в отсеке	8
35	$Z_{дф}$		Общее число диафрагм	24
36	L_1	м	Расстояние между диафрагмами	0,087
39	S_d	м	Толщина диафрагмы	0,006
40	$H_{ст}$	м	Высота сегментного выреза на диаметре D_t	0,059
41	Мп	кг	Масса пучка труб	60
42	F	м ²	Полная площадь поверхности теплообмена со стороны оребрения	14,97

Таблица 3.7. Результат прямого розрахунку ВВО №2

№ п/п	Обозначение		Наименование	Значение
Параметры ВВО и теплоносителей				
1	G_w	кг/с	Расход пресной воды	0,73
2	t_{w1}	°С	Температура пресной воды на входе	95,0
3	p_{w1}	кПа	Давление пресной воды на входе	400,0
4	t_{w2}	°С	Температура пресной воды за охладителем	76,51
5	η		КПД ВВО	0,336
6	W_w	м/с	Скорость пресной воды	0,33
7	ΔP_w	кПа	Соппротивление по пресной воде	0,87
8	G_{ww}	кг/с	Расход заборной воды	20,00
9	t_{ww1}	°С	Температура заборной воды на входе	40,0
10	P_{ww}	кПа	Давление заборной воды на входе	200,0
11	w_{ww}	м/с	Скорость заборной воды в трубках	3,086
12	Π	%	Соленость заборной воды	10
13	ΔP_{ww}	кПа	Соппротивление по заборной воде	6,7

14	$R_{ст}$	$м^2 \cdot К/Вт$		0,0003
15	k_g	Вт/кгК	Коэффициент использования массы пучка труб	439,52
16	Q	Вт	Количество теплоты, переданной в ВВО	56168,00
17	b		Число ходов пресной воды при одноходовом ВВО по заборной воде или число последовательно включённых реверсивных элементов, противоточно установленных в токе заборной воды многоходового по заборной воде ВВО (см. рис.5 прил.1).	1
18	b_{wvw}		Число ходов теплообменника по заборной воде	2
Параметры трубки и трубной решётки				
19	d_0	м	Несущий диаметр трубки	0,0120
20	d_w	м	Внутренний диаметр трубки	0,0110
21	S_1	м	Шаг между трубками, перпендикулярный движению воды	0,0160
22	S_2	м	Шаг между трубками по глубине.	0,0139
23	$S_{ц}$	м	Отстояние центрального ряда от осевой линии	0,0100
24	h_{co}		Относительная высота выреза диафрагмы на диаметре D_o	0,231
25	k_D		Относительная величина расстояния между диафрагмами	0,427
26	S_d	м	Толщина диафрагмы	0,006
27	Z_d		Максимальное число труб в поперечном ряду	9
28	Z_{cv}		Возможное число труб в вырезе сегмента	9
29	Z_2		Число поперечных рядов труб в отсеке	6
30	Z_{max}		Общее число труб в пучке	68
31	Z		Число труб в пучке между вырезами диафрагм	50
32	$\varphi_{ao, град}$		Центральный угол сегментного выреза на диаметре D_o	114,91
33	$\varphi_{ot, град}$		Центральный угол сегментного выреза на диаметре D_t	117,70
34	H_{co}	м	Высота сегментного выреза на диаметре D_o	0,036
35	$H_{ст}$	м	Высота сегментного выреза на диаметре D_t	0,040
36	D_o	м	Диаметр окружности, описанной вокруг пучка	0,157
37	L_p	м	Длина одного отсека по ходу воды	0,085
38	$Z_{дф}$		Общее число диафрагм	3
39	L_1	м	Расстояние между диафрагмами	0,070
40	L_T	м	Длина трубок теплообменника с учётом затенения части длины диафрагмами	0,297
41	D_T	м	Внутренний диаметр кожуха	0,164
42	M_p	кг	Масса пучка труб	3,04
43	F	$м^2$	Полная площадь поверхности теплообмена	0,76

Таблица 3.8. Результаты оборненного розрахунку ВВО№2

№ п/п	Обозначение	Размерность	Наименование	Значение
Теплотехнические параметры ВВО и теплоносителей				
1	G_w	кг/с	Расход пресной воды	0,73
2	t_{w1}	°С	Температура пресной воды на входе	95,00
3	p_{w1}	кПа	Давление пресной воды на входе	400,00
4	t_{w2}	°С	Температура пресной воды за охладителем	74,97
5	η		КПД ВВО	0,364
6	w_w	м/с	Средняя скорость пресной воды	0,33
7	ΔP_w	кПа	Сопротивление по пресной воде	0,90
8	G_{ww}	кг/с	Расход заборной воды	20,00
9	t_{ww1}	°С	Температура заборной воды на входе	40,00
10	t_{ww2}	°С	Температура заборной воды на выходе	40,75
11	P_{ww}	кПа	Давление заборной воды на входе	200,0
12	w_{ww}	м/с	Скорость заборной воды в трубках	3,09
13	Π	%	Соленость заборной воды	10,00
14	ΔP_{ww}	кПа	Сопротивление по заборной воде	7,12
15	k_g	Вт/кгК	Коэффициент использования массы пучка труб	422,0
16	Q	Вт	Количество теплоты, переданной в ВВО	60857,2
17	$R_{ст}$	м ² ·К/Вт	Термическое сопротивление стенки и слоя загрязнений	0,00030
Параметры трубки и трубной решётки				
18	d_0	м	Несущий диаметр трубки	0,0120
19	d_w	м	Внутренний диаметр трубки	0,0110
23	S_1	м	Шаг между трубками, перпендикулярный движению воды	0,0160
24	S_2	м	Шаг между трубками по глубине.	0,0139
25	$S_{ц}$	м	Отстояние центрального ряда от осевой линии	0,0100
Конструктивные параметры ВВО				
26	Схема		Возможны №№1,2,4 по рис.5 прил.1	4
27	b		Число ходов пресной воды при одноходовом ВВО по заборной воде или число последовательно включённых реверсивных элементов, противоточно установленных в токе заборной воды многоходового по заборной воде ВВО (см. рис.5 прил.1).	1
28	b_{ww}		Число ходов теплообменника по заборной воде	1
29	D_T	м	Внутренний диаметр кожуха	0,164
30	Do	м	Диаметр окружности, описанной вокруг пучка	0,157
31	L_T	м	Полная длина трубок теплообменника	0,340
32	Z		Общее число труб в пучке	68
33	Z_d		Максимальное число труб в поперечном ряду	9

34	Z_2		Число поперечных рядов в отсеке	6
35	$Z_{дф}$		Общее число диафрагм	3
36	L_1	м	Расстояние между диафрагмами	0,070
39	S_d	м	Толщина диафрагмы	0,006
40	$H_{ст}$	м	Высота сегментного выреза на диаметре D_T	0,040
41	$M_{п}$	кг	Масса пучка труб	3
42	F	m^2	Полная площадь поверхности теплообмена со стороны оребрения	0,87

Спроектований ВВО1 теплообмінник рекуперативного типу, кожухотрубної конструкції. Трубний пучок виконаний з гладких мідних трубок запресованих у трубні дошки (див. рис. 3.12 та 3.13).

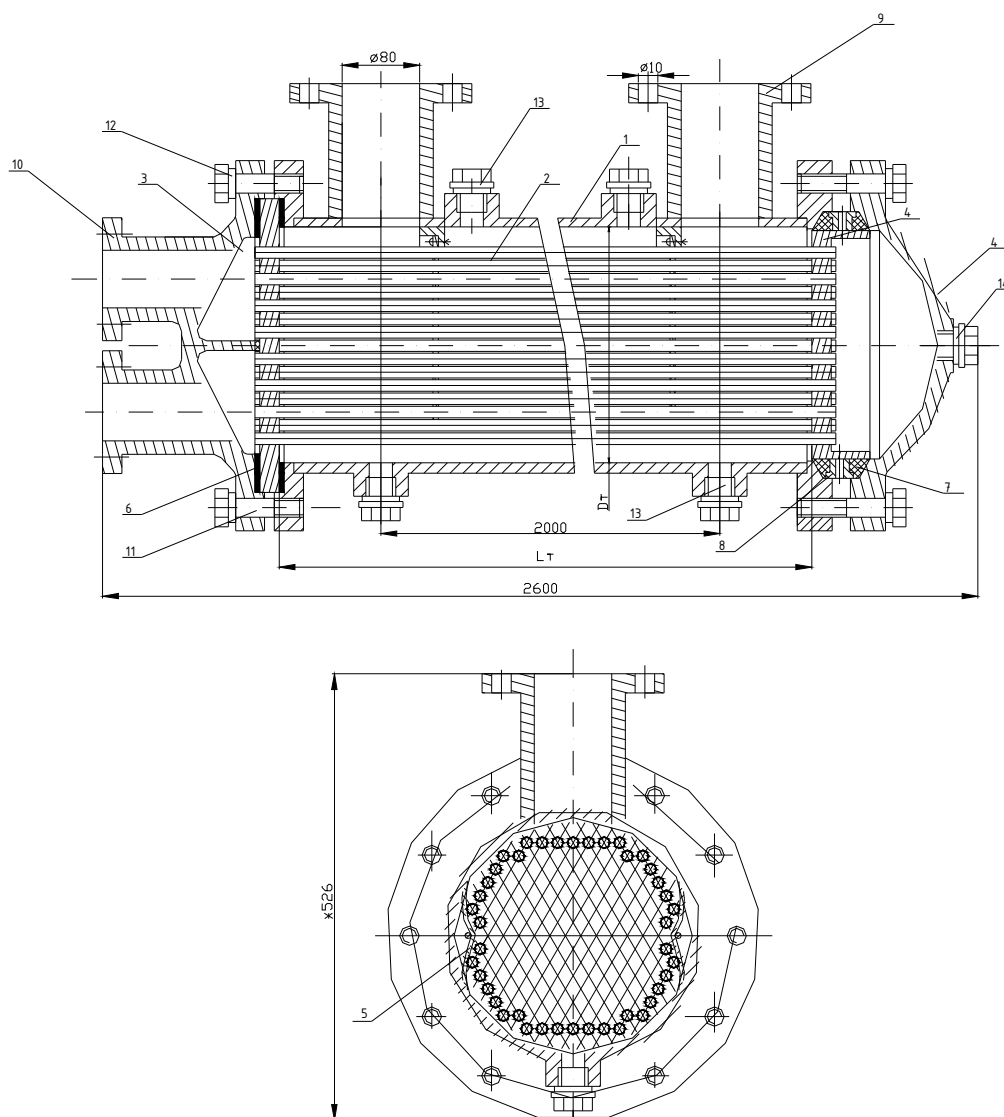


Рис. 3.13. Спроектований ВВО1: 1 - корпус ВВО; 2 - секція охолодження (трубки гладенькі та трубні дошки одна рухома, а друга не рухома; 3 - криш-

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

ПФ НУК.131.61.20.03.ПЗ

Лист

103

ка; 4 - кришка; 5 - витискачі; 6 - прокладка; 7 - кільце сальник; 8 - проміжне кільце; 9 - патрубки з фланцями для підводу та відводу прісної води; 10 - патрубки з фланцями для підводу та відводу забортної води; 11 - болт; 12 - шайба; 13 - пробки; 14 - прокладка

Для створення багатоперехресного току прісної води у конструкції застосовані сигментні діафрагми. Прісна вода рухається зовні пучка, багаторазовим перехресним током, забортна вода рухається в середині трубок кількість ходів забортної води 2, кількість сегментних діафрагм 24. Загальна схема взаємної течії теплоносіїв однократний реверсивний тік. Внутрішній діаметр корпусу 246 мм, довжина трубок 2300 мм. Загальні габаритні і всі потрібні розміри приведені в табл. 3.6, а креслення ВВО1 виконана на аркуші формату А1 та на рис. 3.13. Крім розмірів в табл. 3.5 та 3.6 вказані основні параметри ВВО1.

ВВО1 повністю відповідає технічним вимогам, за величиною ККД та опорами по прісній та забортній воді. Габарити теплообмінника дозволяють розмістити його в МВ в здовж борту чи двигуна в залежності від компонування системи охолодження для катера. За рахунок розміру секції охолодження повністю задовольняє і виконує потреби системи охолодження. Таким чином за рахунок втілення сучасних методів та методик забезпечується необхідний перепад по теплоносіям та компактність пов'язана з обмеженням МВ, а більшого і не потрібно від МО.

3.6 Проектування МО для охолодження масла двигуна типу 12ЧН 18/20

За завданням кафедри для вибраної системи охолодження проектуємо агрегати охолодження до яких відноситься і охолоджувач масла.

Охолоджувачі масла судових і стаціонарних ДВЗ частіше виконують водомасляними (рідинно-масляними чи РМТ). Конструктивно РМТ дуже близькі до водо-водяних охолоджувачів. Відповідно їх виконують або кожухотрубними, або пластинчастими. Принципові конструктивні схеми кожухо-

					ПФ НУК.131.61.20.03.ПЗ	Лист
						104
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

трубних РМТ будуть відповідати (див. рис 3.10). Основна відмінність РМТ від ВВО полягає в тому, що ПТ із боку масла виконується ребристою. Вид ребер близький до застосовуваного для охолоджувачів наддувочного повітря, тобто відповідає представленому на рис. 3.5.

Розрахунки кожухотрубних охолоджувачів масла (МО) базуються на загальних основах розрахунків ТО, а також на вже розглянутих методиках розрахунків ОНП. Загальною для ОНП і МО залишається принципова побудова методик, загальними є основи алгоритмів рішення основних задач, загальним є і вид поверхні, використовуваної в розглянутих прикладах розрахунків МО – трубка з індивідуальними накатними ребрами. Так само, як і в ОНП, у МО можуть використовуватися й інші види ПТ. Але й у цьому випадку їхня оптимальна геометрія виявляється, як показує досвід проектування, практично такою ж, як для ОНП. Відповідно з сказаним, теоретична частину розрахункової методики МО представлено як продовження вже розглянутої теорії розрахунків ОНП. При цьому максимально використовується вже представлений матеріал.

Прямий чи конструктивний розрахунок масла охолоджувача.

Дано: витрати обох теплоносіїв, початкові температури теплоносіїв, кінцева температура масла, тиск теплоносіїв на вході, швидкості теплоносіїв, тип ПТ.

Визначити: усі конструктивні параметри теплообмінника і втрати тиску обох теплоносіїв.

Постановка задачі відповідає можливостям організації розрахункового алгоритма прийнятної складності, але не відповідає канонам класичної прямої задачі, у якій повинні задаватися всі параметри теплоносіїв на вході і виході, а визначатися повинні тільки конструктивні дані. Відповідно пропонувану задачу варто називати умовно прямою.

Аналогічна постановка задачі для ОНП була ближче до класичного, оскільки в ній у вихідних даних задавався кінцевий тиск повітря, хоча аналогічний тиск для води визначалося в результаті розрахунку, що було припус-

тимим з обліком відносно малого впливу цього параметра на експлуатаційні властивості ОНП. Представлена постановка прямої задачі для МО на практиці звичайно зв'язана з необхідністю виконання ряду послідовних умовно прямих розрахунків, у результаті який буде знайдене остаточне рішення з прийнятними значеннями опорів по обох теплоносіях.

Організація алгоритму, більш близького до класичної постановки задачі, важко здійсненна через використання численних виправлень до розрахункових значень теплообміну й опору, що враховують описані вище особливості роботи і конструкції МО.

Таблица 3.9. Результаты расчета охладжувача масла

№ п/ п	Обозначение		Наименование	Значение
Параметры МО и теплоносителей				
1	G	кг/с	Расход масла	7,00
2	$t_{м1}$	°С	Температура масла на входе	95,00
3	$p_{м1}$	кПа	Давление масла на входе	785,00
4	$t_{м2}$	°С	Температура масла за охладителем	93,34
5	η		КПД ОМ	0,46
6	w_m	м/с	Скорость масла	1,98
7	ΔP_m	кПа	Сопротивление по маслу	18,07
8	G_w	кг/с	Расход воды	0,35
9	t_{w1}	°С	Температура воды на входе	57,09
10	P_w	кПа	Давление воды на входе	392,0
11	w_w	м/с	Скорость воды в трубках Сопротивление по воде	0,8
12	ΔP_w	кПа		4,8
13	$R_{ст}$	м²·К/Вт	Термическое сопротивление	0,0001
14	k_g	Вт/кгК	Коэффициент использования массы пучка труб	134,00
15	Q	Вт	Количество теплоты, переданной в МО	25702,10
16	b		Число ходов масла при одноходовом МО по воде или число последовательно включённых реверсивных элементов, противоточно установленных в водяном токе многоходового по воде МО (см. рис.5 прил.1).	1
17	b_w		Число ходов теплообменника по воде	10
Параметры трубки и трубной решётки				
18	D	м	Наружный диаметр оребрения	0,0200
19	d_0	м	Несущий диаметр трубки	0,0112
21	d_w	м	Внутренний диаметр трубки	0,0090
22	u	м	Шаг между рёбрами	0,0017
23	δ_1	м	Толщина ребра у основания	0,0006

24	δ_2	м	Толщина ребра у вершины	0,0002
26	S_1	м	Шаг между трубками, перпендикулярный движению масла	0,0200
27	S_2	м	Шаг между трубками по глубине.	0,0173
28	h_{co}		Относительная высота выреза диафрагмы на диаметре D_o	0,210
29	k_D		Относительная величина расстояния между диафрагмами	0,353
30	S_d	м	Толщина диафрагмы	0,005
31	Z_d		Действительное число труб в поперечном ряду в центре сечения.	9
32	Z_2		Число поперечных рядов труб в отсеке	7
33	Z		Общее число труб в пучке	77
34	$\Phi_{ao, \text{град}}$		Центральный угол сегментного выреза на диаметре D_o	109,10
35	$\Phi_{ot, \text{град}}$		Центральный угол сегментного выреза на диаметре D_t	110,69
36	H_{co}	м	Высота сегментного выреза на диаметре D_o	0,043
37	H_{st}	м	Высота сегментного выреза на диаметре D_t	0,045
38	D_o	м	Диаметр окружности, описанной вокруг пучка	0,203
39	D_t	м	Внутренний диаметр кожуха	0,207
40	$L_{п}$	м	Длина одного отсека по ходу масла	0,118
41	Z_{df}		Общее число диафрагм	1
40	L_1	м	Расстояние между диафрагмами	0,073
41	L_t	м	Длина трубок теплообменника с учётом затенения части длины диафрагмами	0,151
42	$M_{п}$	кг	Масса пучка труб	8,82
43	F	м ²	Полная площадь поверхности теплообмена со стороны оребрения	2,72

Спроектований МО рекуперативного типу, має кожухотрубну конструкцію. Поверхня теплообміну МО шаховий пучок з монометалічних трубок з накатними ребрами (див. рис. 3.7 та 3.14). Трубки запресовані в трубні дошки (див. рис. 3.15). Масло рухається зовні пучка здійснює реверсивний тік. Кількість ходів по маслу два при одній діафрагмі. Вода рухається в середині трубок і здійснює 10 ходів. Загальна схема взаємної течії теплоносіїв багатократний реверсивний тік. Внутрішній діаметр корпусу МО 207 мм, довжина трубок 151 мм. Загальні габаритні розміри зображенні на кресленні аркушу формату А1 та рис. 3.14. Основні параметри МО та розміри приведенні в табл. 3.9.

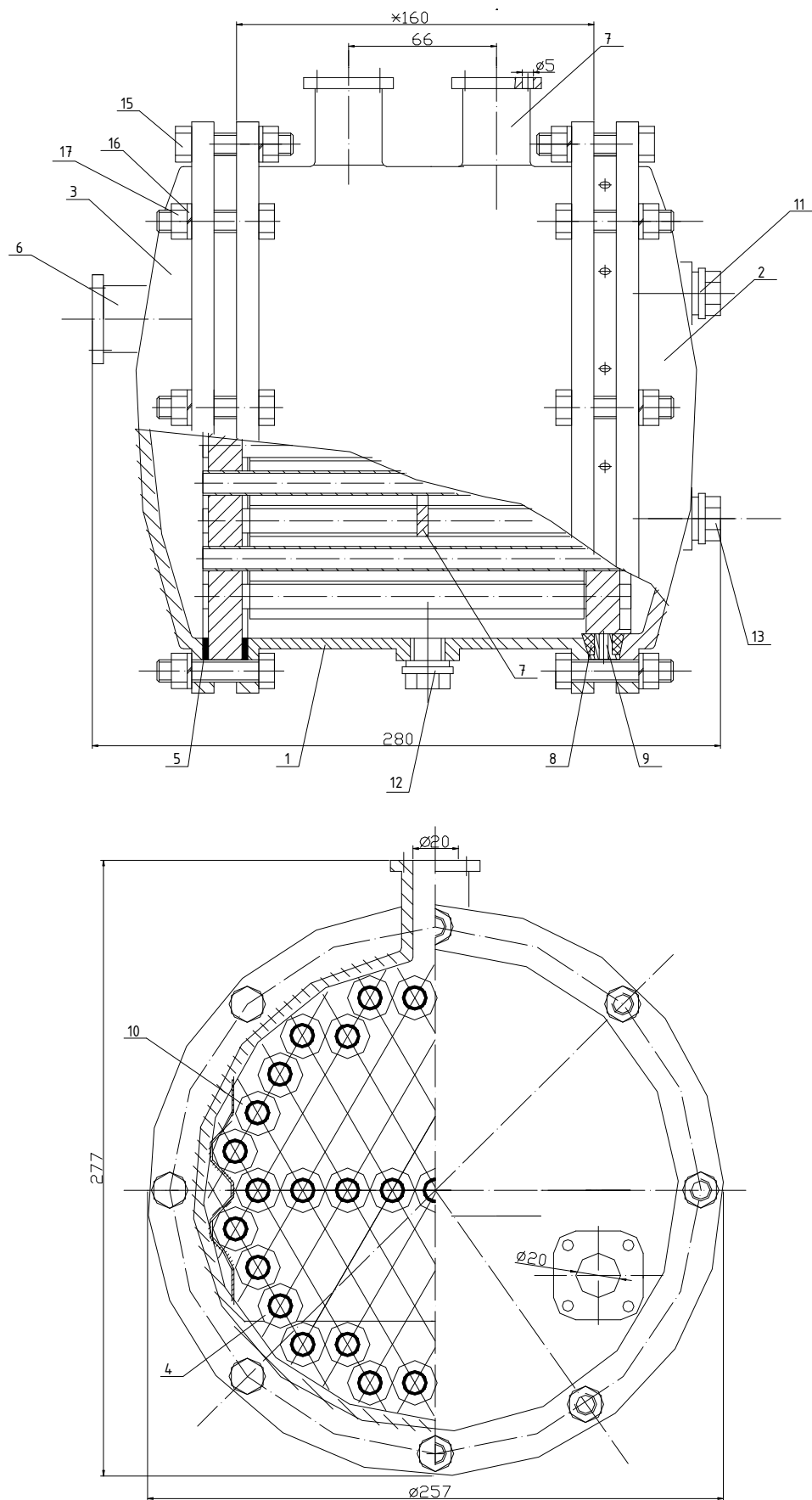


Рис. 3.14. Спроектований МО: 1 - корпус МО; 2 - кришка; 3 - кришка; 4 - секція охолодження (трубки з накатним поребренням та трубні дошки); 5 - про-

кладки; 6 – патрубки з фланцями для підводу і відводу води; 7 - патрубки з фланцями для підводу і відводу масла; 8 - сальник; 9 - проміжне кільце; 10 - витискач; 11 - прокладка; 12 - пробка; 13 - пробка; 15 - болт; 16 - шайба; 17 - гайка

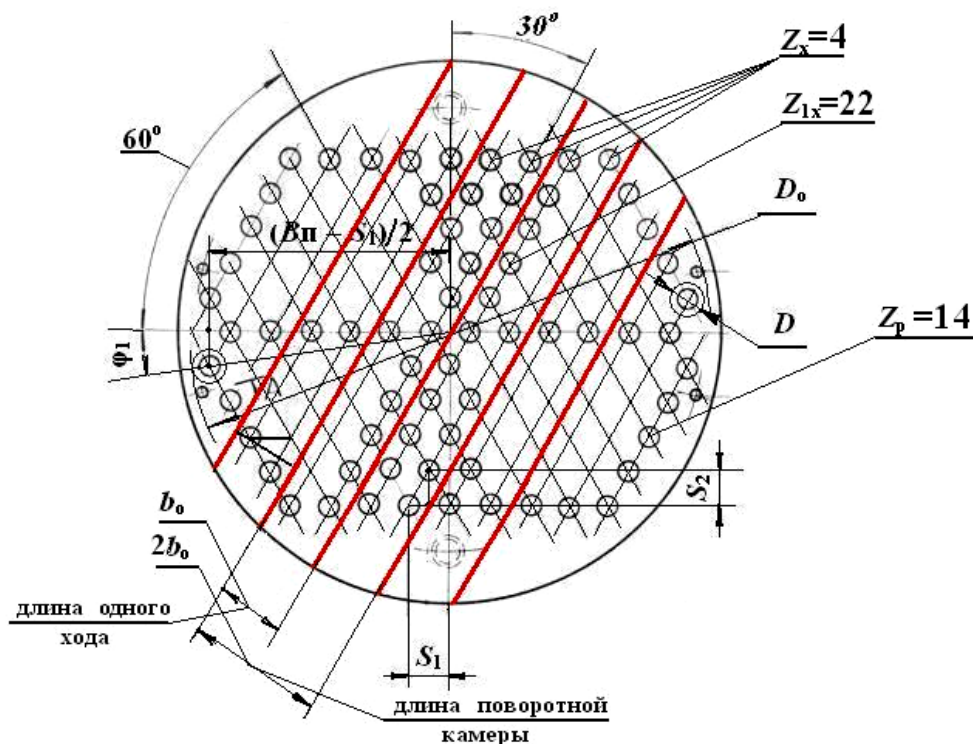


Рис. 3.15. Схема розбивки трубної дошки при утворенні ходів і поворотних камер

На схемі, що на рис. 3.15 утворено шість ходів і три поворотних камери: $2b_0$ - довжина поворотної камери по русі потоку; b_0 - довжина одного ходу по русі потоку води; Z_p - загальне число діагональних рядів, виділюваних під розбивку ходів води; Z_x - число діагональних рядів, що знаходяться в одній поворотній камері; Z_{lx} - число трубок в одному ході води.

МО повністю відповідає технічним вимогам за величиною ККД та опору течії масла та води. В МО співставленні габарити та ефективність, тобто він компактний в порівнянні з прототипом. По ефективності прототипи не гірші, але потреби спроектованого двигуна він задовольняє, а більше і не потрібно. Таким чином за рахунок втілення сучасних методів та методик забезпечується необхідний перепад по теплоносіям та компактність пов'язана з обмеженням МВ, а більшого і не потрібно від МО.

3.7 Висновки по розділу

В даному розділі проводилась заміна застарілої системи охолодження на більш сучасну малорозхідну. Назва «малорозхідна» достатньо умовна. Вона виникла з співставлення розходів води, що пропускаються через теплообмінники в повнопоточних системах, з розходами води в спеціально організованих контурах систем охолодження. У малорозхідних системах застосовуються принципово такі ж теплообмінники, як і в повнопоточних, але зменшені витрати охолоджуючих теплоносіїв примушують робити їх з порівняно великими числами ходів по цих теплоносіях для підтримки достатніх значень швидкостей теплоносіїв. В магістерській роботі радіатори системи були замінені на водо-водяні охолоджувачі. Крім цього теплообмінника у роботі зроблено креслення ОНП та МО. ОНП раніше застосовувався на інших двигунах, принципові особливості його конструкції, зокрема габаритні розмір змінилися із-за умов компонування його на двигуні який я модернізую, а також в ньому замінені поверхня теплообміну на більш ефективну. Відповідно проведена модернізація водяного тракту. У такий засіб це теплообмінник отримав більший ККД. МО раніше застосовувався на двигунах такого типу, але його габаритні розміри були набагато більшими порівняно з спроектованим, а все пов'язане з його ефективною роботою поверхні теплообміну, а не габаритів. Тому за параметрами двигуна у мене вийшов такий МО.

Спроектована система охолодження забезпечує такі можливості:

- відведення необхідної кількості тепла від масла і водяного контура дизеля на номінальному режимі його роботи в умовах літньої спеки;
- значне зниження температури наддувочного повітря, більше, ніж у аналогів, до 50 °C;
- зменшення емісії NO_x порівняно з можливими аналогами, що відповідно задовольняє вимогам по нормам токсичності;
- зниження температури наддувочного повітря сприяє зменшенню термічного навантаження на деталі циліндро-поршньової групи, на випускні клапани; на деталі газової турбіни; все це підвищує ресурс двигуна;

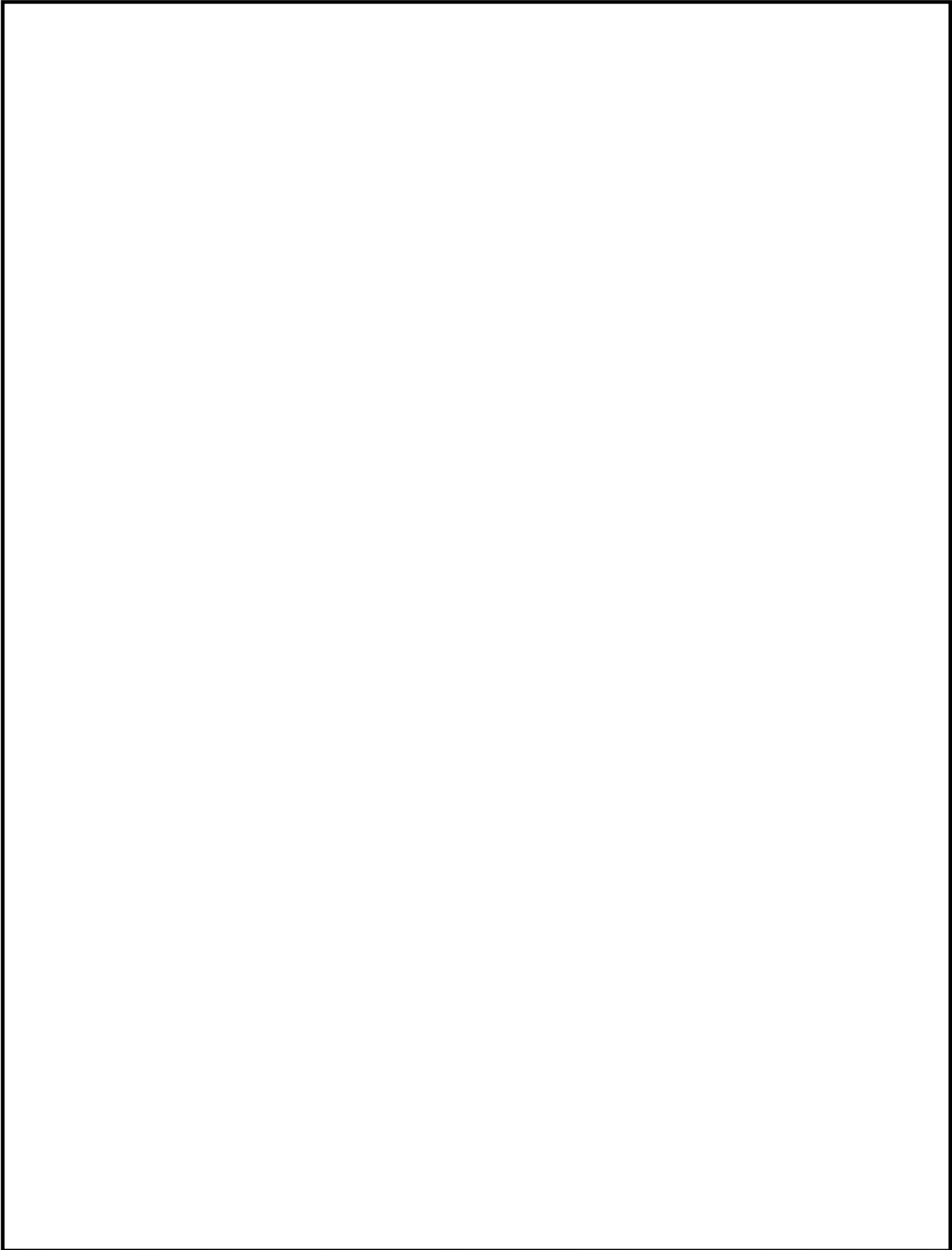
					ПФ НУК.131.61.20.03.ПЗ	Лист
						110
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

- за рахунок підтримування високої температури теплоносія внутрішнього контуру і високої температури масла зменшуються недоцільні витрати тепла у робочому циклі двигуна, що сприяє максимальному підвищенню ККД.

Звертає на себе увагу той факт, що теплообмінники нової системи мають більшу кількість ходів по теплоносіях, що обумовлюється вимогою підтримки у водяних каналах оптимальної швидкості руху води. Дана обставина вимагає виготовлення специфічних кришок з виконаними в них додатковими поворотними камерами.

При цьому система задовольняє всім обмеженням на умови проектування, а саме: габарити ОНП жорстко фіксовані так як по висоті МВ обмежене; значення кількостей тепла, які необхідно відвести від охолоджуючої води від дизеля та масла мають лишитися незмінними.

					ПФ НУК.131.61.20.03.ПЗ	Лист
						111
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		



					ПФ НУК.131.61.20.03.ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Магістрант		Буханець А.О.			Розділ 4 Економічне обґрунтування улучшення системи охолодження		Літ.	Аркуш
Керівник		Гогоренко О.А.						Аркушів
Консультант								
Зав. каф.		Нестеренко В.В.					112	6
							ПФ НУК	

4. Економічне обґрунтування удосконалення системи охолодження

Метою виконання даного розділу є економічне обґрунтування доцільності модернізації схеми системи охолодження та впровадження в експлуатацію двигуна типу 12ЧН 18/20 з новою системою.

При визначенні економічного ефекту від модернізації схеми системи охолодження порівнюються параметри базової моделі двигуна і двигуна з модернізованою системою охолодження.

В табл. 4.1 приведені техніко-економічні показники базового двигуна 12ЧН 18/20 і аналогічного двигуна з модернізованою системою охолодження модернізованою системою охолодження.

Таблиця 4.1. Порівняння двигунів

Найменування показників	Позначення	Базовий двигун	Спроектований двигун
Потужність, кВт	N_e	882	900
Частота обертання КВ, хв^{-1}	n	1850	1850
Діаметр циліндра, м	D	0,18	0,18
Хід поршня, м	S	0,20	0,20
Питома витрата палива, $\text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год.})$	g_e	0,262	0,195
Механічний ККД	η_m	0,86	0,90
Питома витрата масла, $\text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год.})$	g_m	0,0136	0,0136
Вага, кг	G	1400	1700
Габарити, м	L	2,68	2,68
	B	1,22	1,22
	H	1,25	1,25
Ціна двигуна, грн.	Π	500000	500000
Ціна палива, грн/т	Π_p	26400	26400
Ціна масла, грн/т	Π_m	66500	66500
Час роботи за рік, г	t	2000	2000
Число контрольних ремонтів	η	1	1
Сумарний коефіцієнт по капітальних ремонтах	$\epsilon_{\min}$	1,1	1,1

Найменування показників	Позначення	Базовий двигун	Спроектований двигун
Коефіцієнт частини вартості роботи	b	0,05	0,05
Коефіцієнт використання потужності	K _п	0,95	0,95
Коефіцієнт частини вартості капітального ремонту	K _{к.р}	0,3	0,3
Ресурс двигуна до першого перебирання, г	t _{пер}	2000	10000
Ресурс двигуна до капітального ремонту, г	t _{к.р}	6000	40000
Нормативний коефіцієнт порівняння економічної ефективності	E	0,15	0,15

Вихідні дані вибрані із технічної характеристики дизеля, розрахунків робочого циклу та системи охолодження двигуна типу 12ЧН 18/20, а також по даним заводу виробника. Ціна палива та масла обрана за відповідним рівнем цін в Україні станом на 01.11.2020 року. Вартість серійної установки отримана з даними офіційного Інтернет сайту заводу-виробника. Величина подорожчання модернізованої установки визначена згідно до середньостатистичних значень, що отримані з різних джерел.

Як видно з табл. 4.1 вага спроектованого двигуна більша на 300 кг ніж базового, це пов'язане з заміною системи повітропостачання, а саме установка системи комбінованого наддуву з кінцевим охолодженням повітря. Установка комбінованого наддуву знизилу питому витрату палива. Крім цього заміна застарілої повнопоточної системи охолодження на більш сучасну малорозхідну призвело до зменшення перепаду по температурам в циклі. Високі температури теплоносія в порожнинах охолодження деталей остова двигуна і малі перепади температур між входом теплоносія і його виходом із двигуна сприяють максимальному підвищенню ККД двигуна і забезпечують прийнятні умови його довговічності. Для максимального збільшення довговічності двигуна в системі змазки використовуємо більш сучасні мастила. Тому ре-

курс спроектованого двигуна як до першого перебирання, так і до капітального ремонту більший ніж у базового.

Економічна ефективність від застосування модернізованої системи охолодження визначається за методичними вказівками «Методика використання в народному господарстві нової техніки, винаходів і раціоналізаторських пропозицій».

Метод призначений для:

1. Техніко-економічного обґрунтування вибору найкращих варіантів виготовлення і впровадження нової техніки.
2. Відображення показників економічності й ефективності в нормах і нормативах.
3. Розрахунку фактичної ефективності впровадження нової техніки.

4.1 Розрахунок економічної ефективності

Річна продуктивність.

$$N = K_n \cdot N_e \cdot t, \text{ кВт за рік}$$

$$N_{\delta} = 0.95 \cdot 882 \cdot 2000 = 1675800 \text{ кВт за рік}$$

$$N_c = 0.95 \cdot 900 \cdot 2000 = 1710000 \text{ кВт за рік}$$

Термін служби.

$$T = \frac{t_{кр}}{t}, \text{ рік}$$

$$T_{\delta} = \frac{6000}{2000} = 3 \text{ років}$$

$$T_c = \frac{40000}{2000} = 20 \text{ років}$$

Річні поточні витрати на паливо.

$$Z_n = N \cdot \Pi_n, \text{ грн}$$

$$Z_n^{\delta} = 26400 \cdot 1675800 = 1040001,48 \text{ грн}$$

$$Z_n^c = 26400 \cdot 1710000 = 1061226 \text{ грн}$$

Річні поточні витрати на масло.

$$Z_m = g_m \cdot N \cdot \Pi_m \cdot 10^{-3}, \text{ грн}$$

					ПФ НУК.131.61.20.03.ПЗ	Лист
						115
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$З_{\text{м}}^{\delta} = 0,0136 \cdot 1675800 \cdot 66500 \cdot 10^{-3} = 148140,72 \text{ грн}$$

$$З_{\text{м}}^{\delta} = 0,0150 \cdot 1710000 \cdot 66500 \cdot 10^{-3} = 166725 \text{ грн}$$

Річні витрати на поточний ремонт.

$$З_{\text{n.p}} = \frac{b \cdot t \cdot Ц}{t_{\text{пер}}}, \text{ грн}$$

$$З_{\text{n.p}}^{\delta} = \frac{0,05 \cdot 2000 \cdot 500000}{2000} = 25000 \text{ грн}$$

$$З_{\text{n.p}}^{\text{с}} = \frac{0,05 \cdot 2000 \cdot 500000}{10000} = 5000 \text{ грн}$$

Річні поточні витрати на капітальний ремонт.

$$З_{\text{к.p}} = \frac{K_{\text{к.p}} \cdot t \cdot Ц}{t_{\text{к.p}} \cdot \varepsilon_{\text{min}}}, \text{ грн}$$

$$З_{\text{к.p}}^{\delta} = \frac{0,3 \cdot 2000 \cdot 500000}{6000 \cdot 1,1} = 45454,54 \text{ грн}$$

$$З_{\text{к.p}}^{\text{с}} = \frac{0,3 \cdot 2000 \cdot 500000}{40000 \cdot 1,1} = 6818,18 \text{ грн}$$

Річний економічний ефект у споживача.

$$U_I = З_n + З_{\text{м}} + З_{\text{к.p}} + З_{\text{n.p}}, \text{ грн}$$

$$U_I^{\delta} = 1040001,48 + 148140,72 + 25000 + 45454,54 = 1258596,74 \text{ грн}$$

$$U_I^{\text{с}} = 1061226 + 166725 + 5000 + 6818,18 = 1239769,18 \text{ грн}$$

Річний економічний ефект у споживача від використання двигуна з модернізованою системою охолодження.

$$E_{\text{к}} = \left[Ц_{\delta} \cdot \frac{N_{\text{с}}}{N_{\delta}} \cdot \left(\frac{\frac{1}{T_{\delta}} + E_{\delta}}{\frac{1}{T_{\text{с}}} + E_{\text{с}}} \right) + \frac{U_1^{\delta} - U_1^{\text{с}}}{\frac{1}{T_{\text{с}}} + E_{\text{с}}} \right] - Ц_{\text{с}}, \text{ грн}$$

$$\text{де } U_1^{\delta} = \frac{N_{\text{с}}}{N_{\delta}} \cdot U_1^{\text{с}} = \frac{1710000}{1675800} \cdot 1258596,74 = 1284282,39 \text{ грн}$$

$$E_{\text{к}} = \left[500000 \cdot \frac{1710000}{1675800} \cdot \left(\frac{\frac{1}{3} + 0,15}{\frac{1}{20} + 0,15} \right) + \frac{1284282,39 - 1239769,18}{\frac{1}{20} + 0,15} \right] - 500000 = 2192607,76 \text{ грн}$$

Час окупності двигуна з модернізованою системою охолодження.

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

де ΔK – додаткові одноразові витрати на модернізацію системи охолодження,

ΔS – річна економія при експлуатації модернізованого двигуна

$$U^{\delta}_I = 1040001,48 + 148140,72 + 25000 + 45454,54 = 1258596,74 \text{ грн}$$

$$U^c_I = 1061226 + 166725 + 5000 + 6818,18 = 1239769,18 \text{ грн}$$

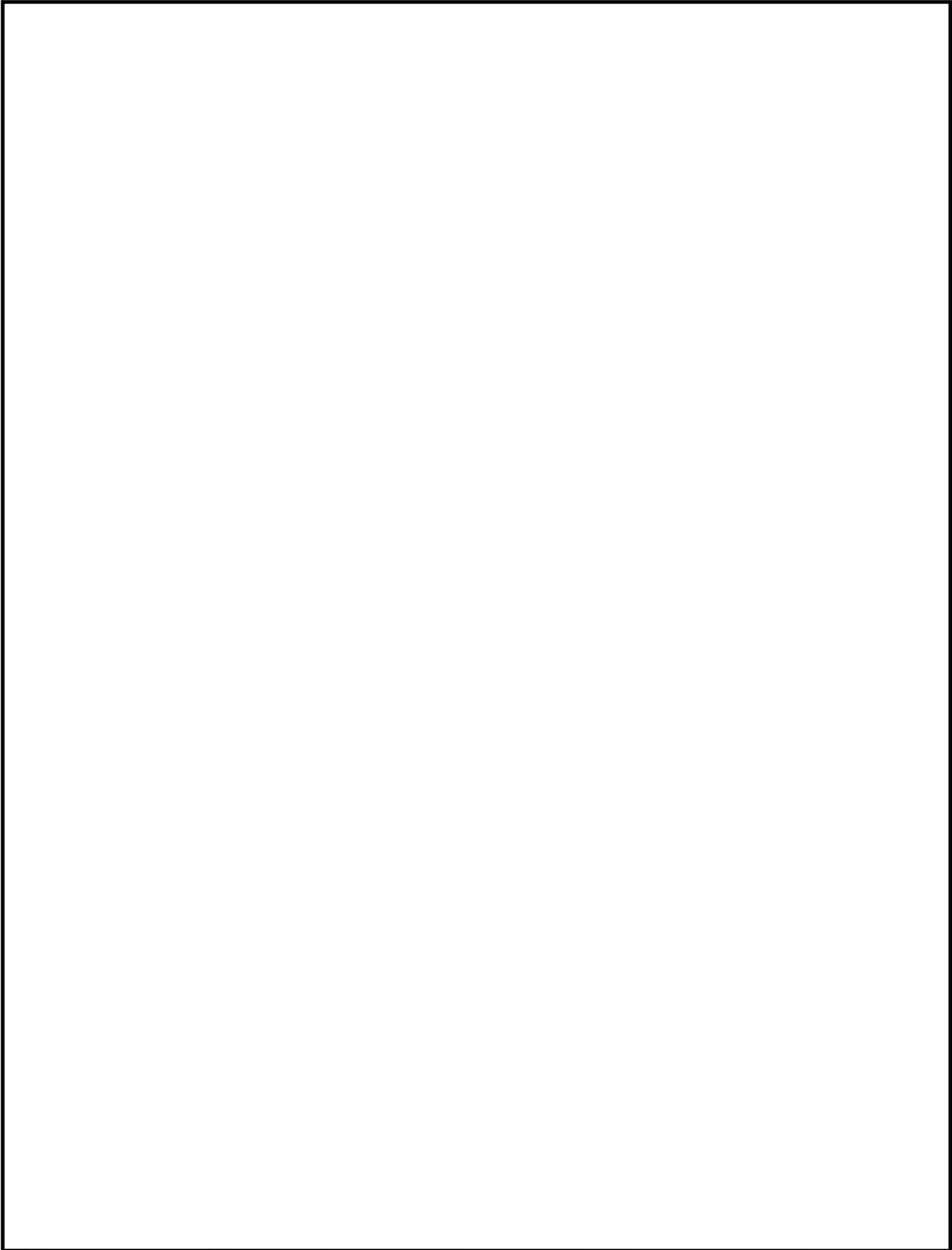
$$\Delta S = 3^{\delta}_n - 3^c_n + 3^{\delta}_m - 3^c_m + 3^{\delta}_{n.p} - 3^c_{n.p} + 3^{\delta}_{к.p} - 3^c_{к.p}, \text{ грн}$$

$$\Delta S = 1040001,48 - 1061226 + 148140,72 - 166725 + 25000 - 5000 + 45454,54 - 6818,18 = 18827,56 \text{ грн}$$

$$T_{\text{окуп}} = \frac{50000}{18827,56} = 2,6 \text{ року.}$$

4.2 Висновки по розділу

Річний економічний ефект обумовлений зниженням річних поточних витрат споживача в порівнянні з базовим двигуном за рахунок зниження витрат на паливо визначений у розмірі близько 2,2 млн. грн. Модернізація системи охолодження базового двигуна окупиться за 2,6 року з урахуванням того, що двигун використовується на катері спеціального призначення.



					ПФ НУК.131.61.20.03.ПЗ								
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата									
Магістрант		Буханець А.О.			Розділ 5 Організація охорони праці та навколишнього середовища при експлуатації двигунів внутрішнього згоряння				Літ.	Аркуш	Аркушів		
Керівник		Гогоренко О.А.									118	15	
Консультант									ПФ НУК				
Зав. каф.		Нестеренко В.В.											

5. Організація охорони праці та навколишнього середовища при експлуатації двигунів внутрішнього згоряння

5.1 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал по обслуговуванні дизеля

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

Пари палива та мастила.

Пари палива та мастила проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань легких і дихальних шляхів.

За ДСТ 12.1.005 – 88 установлені припустимі границі концентрації пар дизельного палива – 100 мг/м^3 – у повітрі виробничих приміщень.

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

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

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

Пожежна безпека.

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

Електробезпечність.

Проходячи через тіло, струм впливає:

					ПФ НУК.131.61.20.03.ПЗ	Лист
						119
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

1. Термічно. Виражається в опіках, нагріванні кровоносних судин, нервів і інших тканин, гіперскорочення м'язових тканин.

2. Електрично. Виражається в зміні фізико – хімічного складу крові й інших рідин.

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

Освітлення.

Велику роль у виробничому процесі грає система освітлення. Система призначена для забезпечення освітлення машинного відділення.

Освітлювальне електроустаткування машинного відділення складається з наступних елементів:

- щит освітлення з автоматичними вимикачами. Він споживає напругу 380 В з частотою 50 Гц;
- світильники з лампами накаливання потужністю 100 Вт;
- світильники з двома люмінесцентними лампами потужністю по 40 Вт;
- світильники аварійного освітлення;
- пробки освітлення;
- вимикачі.

Вентиляція.

У результаті порушення герметичності з'єднань деталей двигуна в приміщенні машинного відділення можуть з'являтися токсичні сполуки (СО; SO₂; СН). Щоб запобігти підвищення концентрації шкідливих речовин, необхідна система вентиляції.

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

Система вентиляції розроблена відповідно до вимог і норм СНіП.

Вентиляції, що застосовуються в машинному відділенні: штучна, точна і природна. Витяжна вентиляція з машинного відділення здійснюється природним шляхом через газонепроникні перегородки і жалюзі, установлені

на кожухах димарів. Притічна вентиляція машинного відділення забезпечується вентилятором.

Для ефективної роботи систем вентиляції важливо щоб були виконані наступні технічні і санітарно – гігієнічні вимоги:

1. Кількість притічного повітря повинне відповідати кількості вилученого, різниця між ними повинна бути мінімальною.
2. Система вентиляції не повинна створювати шум на робочих місцях, що перевищує припустимі норми.
3. Система вентиляції повинна бути електробезпечна, пожежобезпечна і вибухобезпечна, проста в пристрої, надійна в експлуатації й ефективна.

Шум.

Шум значно погіршує продуктивність праці. Впливає на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається втома слухового апарату, що може привести до часткового чи навіть до повної втрати слуху. Санітарні норми шуму приведені в табл. 5.1.

Таблиця 5.1. Санітарні норми шуму

ν, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
α _о , дБ	103	96	91	88	85	83	81	80

Вібрація.

Вібрація виникає через динамічну невідновленість мас кривошипно-шатунного механізму ДВЗ. Локальна вібрація викликає спазми судин і погіршує кровообіг. Загальна вібрація з частотою 0,7 Гц викликає морську хворобу, з частотою 4...30 Гц може викликати ушкодження плечового пояса, більшої внутрішніх органів через резонансні явища. Стандартні норми вібрації приведені в табл. 5.2.

Таблиця 5.2. Санітарні норми вібрації

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

5.2 Розрахунок рівня шуму і вібрації в приміщенні машинного відділення

Рівень шуму вироблений двигуном 12ЧН 18/20 визначається по формулі:

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

де n_n – номінальна частота обертання, $n_n = 1850$ об/хв;

n – робоча частота обертання, $n = 1850$ об/хв;

N_e – номінальна потужність двигуна, $N_e = 900$ кВт.

$$L = \left[54 + 10 \lg(1850 + 900^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{1850}{1850}\right) \right] = 86,7 \text{ дБ}$$

Рівень шуму має припустимі значення. Для зниження аеродинамічного шуму, створеного двигуном, використовуються глушники різних конструкцій. Використання глушників дозволяє знизити загальний рівень шуму на 10...12 дБ.

Для зниження повітряного шуму, випромінюваного зовнішніми поверхнями двигуна, використовуються звукоізолюючі чи кожухи бокси, що дозволяють знизити загальний рівень шуму на 10...15 дБ, а додатково на 20 дБ і вище.

Для зниження механічного шуму необхідно зменшити зазори між деталями і вузлами, виготовляти конструкції з матеріалів з великим внутрішнім тертям і шумопоглинальними покриттями.

Рівень вібрації для двигуна 12ЧН 18/20 визначається по формулі:

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

де m – маса двигуна, $m = 1700$ кг;

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{1850 \cdot 900^{0.55} \cdot \left(\frac{1+900}{1700} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{1700}{900}} \right) + 30 \lg \left(\frac{1850}{1850} \right) = 90 \text{ дБ}$$

Рівень вібрації не перевищує норм.

5.3 Заходи щодо зниження рівня шуму і вібрації

Шум і вібрація, присутня на двигунах внутрішнього згоряння впливають на здоров'я працюючих у машинному відділенні, зменшує продуктивність праці, притупляється увага. Двигуни відносяться до найбільш гучних механізмів, у більшості випадків є основними джерелами шуму і вібрації. Найбільш ефективним і, у той же час, найбільш складним є метод боротьби із шумом самого двигуна. Суть методу – у спеціальній організації робочого місця і конструктивному оформленні двигуна і його вузлів, у поліпшеній технології виготовлення й обробки деталей двигуна (підвищена точність нарізування зубів шестірни, загальне доведення і притирання деталей, вибір малогучних підшипників).

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

Ефективним способом зменшення шуму і вібрації є установлення віброгасників у місцях підвищеної вібрації, а також закріплення дверей та люків з метою зменшення тремтіння.

Дуже ефективним і важливим способом зменшення шкідливого впливу шуму на людський організм є використання індивідуальних способів захисту

від шуму: пробок і навушників, гермошоломів і касок у сукупності з пробками, звукоізолюючих кабін з який провадиться управління двигуном. Способи індивідуального захисту в залежності від їхньої конструкції і частоти шуму дозволяє зменшити сприйнятий людиною звук на 15...20 дБ.

5.4 Розробка заходів щодо зменшення впливу небезпечних і шкідливих виробничих факторів що впливають на персонал

До роботи на дизелі допускаються люди, що пройшли спеціальну технічну підготовку і мають посвідчення по техніці безпеки з правил експлуатації ДВЗ.

Перед пуском дизеля необхідно дотримувати наступні правила:

- перевірити колінчастий вал дизеля з відкритими газовими клапанами не менше двох обертів;
- попередити присутніх про запуск дизеля;
- за допомогою приладів визначити загазованість машинного відділення;
- при роботі в нічний час забезпечити нормальне освітлення машинного відділення;
- при роботі дизеля відкривати індикаторні крани без приєднаних до них вимірювальних пристосувань забороняється.

5.5 Забруднення навколишнього середовища, які виникають при експлуатації дизеля

У процесі експлуатації дизель знаходиться у взаємозв'язку з навколишнім середовищем: для роботи споживається повітря і вода, викидаються в атмосферу вихлопні гази.

Розглянемо характер впливу компонентів, що містяться в ВГ двигунів на організм людини. За цією ознакою вони поділяються гігієністами на 6 груп.

У першу групу входять речовини, що не роблять безпосереднього шкідливого впливу на людину і біосферу в цілому: це азот N_2 , кисень O_2 , водень H_2 , водяна пара H_2O , а також вуглекислий газ CO_2 .

До другої групи відноситься CO – окис вуглецю чи чадний газ – безбарвний газ, без запаху і смаку, легше повітря (щільність складає 0,97 стосовно повітря). Практично нерозчинний у воді. Горючий (утворює з повітрям вибухові суміші). Потрапляючи в легені людини, а відтіля в кров, витісняє з крові кисень, оскільки має в 200 разів більшу, ніж кисень, розчинність у ній (зниження змісту кисню в крові приводить до удушся). Шкідливий вплив окису вуглецю на організм людини пояснюють також тим, що червоні кров'яні тільца – еритроцити, захоплюють CO і втрачають здатність брати участь у газообміні організму. У результаті в людини настає кисневе голодування, зв'язаний з ним розлад центральної нервової системи, а у важких випадках смерть. При невеликих концентраціях у повітрі приведе до запаморочення і нудоти. Оскільки оксид вуглецю практично має ту ж щільність, що і повітря (28 проти 28,7), то самостійно випаровується з приміщень дуже погано.

Вплив окису вуглецю залежить від його концентрації в атмосфері. До 0,0016 % по обсязі концентрація нешкідлива, при 0,01 – хронічне отруєння при тривалому перебуванні, 0,05 – легке отруєння через 1 годину, 1,0 % – утрата свідомості після декількох вдихів і смерть, якщо людини не винести з повітряного обсягу з такою концентрацією окису вуглецю і не надати йому необхідну допомогу.

У третю групу входять окисли азоту, головним чином окис (оксид) NO і двоокис (диоксид) азоту NO_2 . Оксид азоту NO – безбарвний газ, погано розчинний у воді, на повітрі окисляється до NO_2 . Диоксид азоту NO_2 – газ червонясто – бурого кольору з характерним різким запахом, важчий за повітря. При рівних кількостях окисли азоту значно токсичніші, ніж CO . Потрапляючи в організм людини і вступаючи в реакцію з водою, вони утворюють у дихальних шляхах азотну й азотисту кислоти і їхні з'єднання, що руйнують легеневу тканину, викликаючи хронічні захворювання, необоротні зміни в серде-

чно – судинній системі. Вони також викликають захворювання слизоватих оболонок верхніх дихальних шляхів, хронічні бронхіти, нервові розлади. У з'єднанні з вуглеводнями утворюють токсичні *нитроолефіни*. Наслідки отруєння мають схований період, коли отруєний почуває себе добре, але потім важко занедужує.

У залежності від об'ємної концентрації в повітрі (у %) вплив NO_2 на людський організм наступне: 0,00001 – абсолютний поріг впливу; до 0,0003 – поріг сприйняття запаху; 0,0013 – поріг роздратування слизоватих; до 0,002 – утворення *метагемоглобіна*; 0,004 – 0,008 – набряк легень. Крім того, окисли азоту беруть участь у фотохімічних реакціях утворення смогу.

До *четвертої групи*, самої численної, відносяться різні вуглеводні (з'єднання типу C_nH_m), що є представниками всіх гомологічних рядів: алкенів, алкадиєнів, цикланів, а також ароматичних з'єднань, у тому числі канцерогенів. Мають неприємний запах, викликають багато хронічних захворювань, роблять загально токсичний і дратівний вплив.

У *п'яту групу* входять альдегіди. Вони мають різкий запах (особливо – формальдегід). При визначених дозах викликають роздратування дихальних шляхів і слизоватих оболонок носа й око. Дія на організм людини характеризується дратівним і загально токсичним ефектом на центральну нервову систему, поразкою внутрішніх органів. У газах, що відробили, присутні в основному формальдегід і акролеїн.

У *шосту групу* виділяють сажу. Сажа являє собою дрібні частки вуглецю - від часток мікрона до десятків мікронів; самі дрібні (не більш 10 мкм) здатні по кілька діб витати в повітрі. Як всякий аерозоль, сажа забруднює повітря, погіршує видимість і може дратувати дихальні шляхи. Вуглець як хімічна речовина не представляє безпосередньої небезпеки для організму людини. Головна небезпека сажі полягає в тім, що вона є переносником канцерогенних речовин, причому бензпирен, адсорбований поверхнею сажі, діє на живі клітки сильніше, ніж у чистому виді. Бензпирен виявлений не тільки в сажі дизелів, але й у сажі бензинових двигунів, що містить у 200 разів бі-

льше цієї речовини. Однак самої сажі в газах дизелів, що відробили, міститься значно більше, ніж у газах бензинових двигунів.

До складу газів дизелів, що відробили, при використанні сірчистих палив входять також неорганічні гази, що представляють собою з'єднання сірки. Вони мають різкий запах, викликають роздратування верхніх дихальних шляхів, порушення білкового обміну в організмі. В основному це сірчистий ангідрид SO_2 і сірководень H_2S . Сірчистий ангідрид – безбарвний газ з гострим запахом, важче повітря (питома вага по повітрю 2,264), добре розчиняється у воді, утворює сірчисту кислоту. Вплив SO_2 на організм людини в залежності від об'ємного змісту його в повітрі, %, викликає такі наслідки: 0,0007 – 0,001 – роздратування в горлі; 0,0017 – роздратування очей, кашель; 0,04 – отруєння через 3 хв; 0,01 – отруєння через 1 хв.

Склад газів двигунів, що відробили, на 99,0...99,9 % складається з продуктів повного згоряння (углерода вуглецю і пари води), залишкового кисню й азоту повітря. Але саме частина ВГ, що залишилася (не більш 1% від загальної витрати ВГ, практично рівного витраті повітря) визначає екологічний рівень двигунів, тобто ступінь шкідливого впливу на навколишнє середовище: рослинний і тваринний світ, людину, архітектурні будівлі.

Основними шкідливими компонентами вихлопних газів дизельних двигунів є *окисли азоту, сажа, а також сірчисті з'єднання*.

Для бензинових двигунів такими є *окис вуглецю, вуглеводні, окисли азоту, а також з'єднання свинцю (для етильованих бензинів)*. Вуглеводні, виділювані в повітря бензиновими двигунами, попадають туди як з вихлопними газами так і з картерними газами, а також у виді випарів з карбюратора і бензобака. Для дизелів виділення вуглеводнів звичайно зв'язують тільки з виходом що відробили (вихлопних) газів. У бензинових двигунах загальна кількість токсинів в ВГ у середньому більш високе, чим у дизельних двигунах. При цьому має місце й інша пропорція між основними токсинами в ВГ бензинових двигунів і дизелів.

Крім шкідливих речовин до складу ВГ входить азот як баласт, що міститься у вихідних і відповідно в кінцевих продуктах згоряння, і вуглекислий газ CO_2 . Щодо азоту можна відзначити, що при власній нешкідливості для людини, він є джерелом утворення шкідливих окислів у циліндрі двигуна.

Диоксид вуглецю не створює відчутної шкоди людині в умовах відкритих провітрюваних приміщень. Він до останнього часу не вважався шкідливим компонентом ВГ двигунів. У той же час утворення вуглекислого газу з викопних вуглецевих палив веде до збільшення кількості цього газу в атмосфері. Вуглекислий газ входить у число так званих парникових газів атмосфери. Парникові гази здатні уловлювати довгохвильове теплове випромінювання Землі, що не затримується іншими компонентами атмосфери. До парникових газів відносяться водяна пара, метан, фреони і деякі інші з'єднання. Молекули парникових газів сприймають кванти енергії довгохвильового випромінювання, збуджуються, і самі випромінюють. Це випромінювання спрямоване в усі сторони, у результаті половина енергії направляється в космос, а половина повертається на Землю. Дія парникових газів забезпечує підтримка в атмосфері Землі і на її поверхні визначених рівноважних температур (для атмосфери середня річна температура приземного шару $+14\text{ }^{\circ}\text{C}$), що є результатом теплового балансу в системі Сонце – Земля – Космос. Збільшення кількості вуглекислого газу веде до збільшення так названого парникового ефекту, що може вплинути на зміну клімату планети. При існуючому темпі зростання кількості цього газу в атмосфері (а його масова частка зросла від 0,00012 у 1912р. до 0,00038 до початку нового століття) можливе підвищення середньої річної температури приземних шарів атмосфери на 2...4 К в найближчі 100 – 200 років. Це грозить інтенсивним таненням льодовиків планети, підвищенням рівня світового океану на 6...16 м і поруч супутніх катаклізмів кліматичного характеру.

Одним із проявів негативного впливу транспорту на навколишнє середовище є *смог*. Цей термін широко використовується для позначення видимого забруднення повітря будь-якого характеру (не тільки від транспорту).

					ПФ НУК.131.61.20.03.ПЗ	Лист
						128
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Розрізняють три основних типи смогу:

- смог *крижаний (аляскинського типу)* – сполучення газоподібних забруднювачів, пилових часток і кристалів льоду, що виникають при замерзанні крапель тумана і пари опалювальних систем;
- просто смог (*лондонського типу*) – сполучення газоподібних забруднювачів (в основному сірчистого ангідриду), пилових часток і крапель тумана;
- смог *фотохімічний (лос – анжельського типу, сухий)* – вторинне забруднення повітря, що виникає в результаті розкладання забруднюючих речовин під впливом сонячних променів, особливо ультрафіолетових.

Головний отрутний компонент смогу – озон (O_3). Додатковими складовими смогу служать чадний газ (оксид вуглецю), оксиди азоту, перекис ацетилнитрата, азотна кислота і деякі інші. Основним джерелом смогу цього типу є транспорт.

Усі зазначені речовини (крім сажі) при досягненні визначеної концентрації в повітрі можуть привести до смертельного результату. Хоча, звичайно, ступінь шкідливості цих речовин різна і відповідно різна припустима концентрація їх у повітрі. Їхній постійний вплив на людину, тварин і рослини може привести до мутацій на генетичному рівні і до різкої спадкоємної зміни організмів, що змінює їхні морфологічні (зовнішня і внутрішня будівля) і (чи) фізіологічні – поведінкові ознаки.

Вплив газів ДВЗ, що відробили, на рослинність обумовлено влученням ВГ як на поверхню рослин, так і в клітки (із ґрунтовими водами). Особливо рослини чутливі до оксидів сірки, оксидів азоту, а також до з'єднань оксидів азоту з вуглеводнями.

Вплив газів двигунів, що відробили, на будинки, пам'ятники та інші будівлі також визначається осадженням на поверхнях будівельних елементів з'єднань оксидів азоту і сірки з парами води, а також осадженням маслянистих часток сажі.

5.6 Основні способи зниження токсичності і димності ВГ

Удосконалювання робочих процесів і сумішоутворення.

Підвищують інтенсивність турбулентності суміші в камері згоряння, збільшують тривалість і потужність електричного розряду, особливо при роботі на бідних сумішах. Це зменшує викид CO на багатих сумішах, але може збільшити викид NO_x при роботі на номінальних навантаженнях і на бідних сумішах.

Поліпшують розпилювання палива на всіх режимах роботи, включаючи холостий хід, примусовий холостий хід, часткові і перехідні режими.

Поліпшують рівномірність надходження палива по циліндрах двигуна. Для цього застосовують багатоканальні карбюратори, системи уприскування палива в повітряний ресивер, впускні патрубки і безпосередньо в циліндри двигуна.

Зменшення кутів, що визначають момент запалення, зменшує викид NO_x , але погіршує економічність двигуна, а також сприяє росту викиду вуглеводнів і CO .

Рециркуляція ВГ.

Невелику кількість ВГ (10...12 %) подають у впускний трубопровід після карбюратора на номінальному режимі роботи (по іншим даним до 20%). Це дозволяє знизити викиди NO_x приблизно вдвічі за рахунок зниження максимальної температури згоряння (по іншим даним на 40...50 %). Зниження відбувається за рахунок зменшення швидкості протікання реакції згоряння внаслідок розведення пальної суміші нейтральними газами і зменшення маси свіжого заряду, що, відповідно, зменшує підведену теплоту згоряння палива. Одночасно трохи знижується потужність і зменшується економічність двигуна. Викид CO і CH у цьому випадку може небагато зростати через погіршення процесу згоряння. Вважають, що рециркуляція вигідніше на неномінальних режимах, хоча тут і так викиди NO_x невеликі. Рециркуляція ВГ більш ефективна для двигунів з камерою в поршні, чим для двигунів з розділеними камерами.

					ПФ НУК.131.61.20.03.ПЗ	Лист
						130
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Паливо і присадки.

Підвищення цетанового числа палива поліпшує процес згоряння, знижує період затримки запалення, зменшує динамічність циклу, жорсткість роботи машини. Викид NO_x при цьому знижується, але можуть зрости димність і викид вуглеводнів. Збільшення легких фракцій у паливі підвищує його випаровуваність, а виходить, поліпшує рівномірність розподілу палива по об'ємі камери згоряння. Це знижує усі види викидів. Добавки до дизельного палива органічно – металевих присадок на основі барію, марганцю і тетраетілсвинця, дозволяють на великих навантаженнях у кілька разів понизити димність вихлопу і зміст у ньому альдегідів і бензоперенів. Димність дизеля з нерозділеною камерою згоряння зменшується на 40...90 %. На викид оксидів азоту присадки не впливають. Велика частина барію з'єднується із сіркою, що міститься в паливі, і попадає атмосферу у виді порівняно нешкідливого сульфїду барію. Запропоновано дві гіпотези дії присадок: відповідно до першого відбувається гальмування утворення часток сажі в процесі згоряння, відповідно до другого зниження димності пояснюється каталітичною дією присадок при окислюванні часток сажі в процесі дифузійного згоряння, розширення і випуску.

Застосування бензинів з малим змістом тетраетілсвинця дозволяє впливати на викид сполук свинцю, а також підвищити в кілька разів термін служби каталітичних нейтралізаторів.

Переведення двигуна на газоподібне паливо дозволяє знизити викид NO_x приблизно в два рази, а також трохи знижує викид CO . Це зв'язано з тим, що при роботі на газі можливо ефективне використання більш бідних сумішей, що згоряють при знижених температурах, крім того, знижується нерівномірність складу суміші по циліндрах двигуна.

Нейтралізація ВГ.

Зниження рівня викиду токсичних речовин в ВГ можна досягти за рахунок нейтралізації газів, що відходять, у спеціальних пристроях – нейтралізаторах. Нейтралізатори встановлюються на виході газів з циліндрів двигунів

і призначаються для перетворення токсичних речовин у нетоксичні чи для затримки (поглинання) токсичних речовин. Відповідно існують термічні, каталітичні і механічні нейтралізатори. У термічних і каталітичних нейтралізаторах відбуваються хімічні реакції, у результаті яких зменшується концентрація газових компонентів токсичних речовин. У механічних нейтралізаторах відбувається відділення часток сажі і крапель рідини (масло, паливо, вода, кислоти). Останні нейтралізатори застосовуються порівняно рідко і здебільшого для стаціонарних установок.

					ПФ НУК.131.61.20.03.ПЗ	Лист
						132
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Висновок

Дана магістерська робота включила у себе ряд розрахунків, розробок і рішень, що технічно виправдані і можуть бути використані на практиці.

Розрахунок проведений у спеціальній частині магістерської роботи показав, що при удосконаленні схеми системи охолодження та її агрегатів двигуна типу 12ЧН 18/20 вдалося знизити температуру наддувочного повітря в ресивері двигуна з 90 °С до 50 °С при температурі навколишнього середовища 40 °С. Таке зниження температури повітря дає економію витрати палива в розмірі 6 г/(кВт·год), та зменшення викидів в атмосферу з вихлопними газами шкідливих сполук, зокрема NO_x, на 40 %. Маса теплообмінних апаратів залишилися майже незмінними, що забезпечить компоновку спроектованих охолоджувачів на старі місця.

Розрахунок робочого циклу двигуна показав, що в ході модернізації максимальний тиск згоряння залишився незмінним, і це є гарантом того, що сили, які діють на деталі остова і КШМ дизеля не змінилися і деталі піддаються тим же навантаженням і зусиллям.

В розділі охорони праці та охорони навколишнього середовища проведені розрахунки та викладені заходи при виконанні яких забезпечується надійна та безпечна робота двигуна та об'єкта в цілому.

Економічний розрахунок показує, що економічний ефект обумовлений зниженням річних поточних витрат споживача в порівнянні з базовим двигуном за рахунок зниження витрат на паливо визначений у розмірі близько 2,2 млн. грн. Удосконалення системи охолодження і всіх її теплообмінних апаратів базового двигуна окупиться за 2 роки і 7 місяців.

Література

1. Ключов В. Ю., Хайленко Е. Д., Буханець А. О., Кумарянський О. М., Мірошник М. Д. Застосування високоефективних систем охолодження – як дієвий шлях поліпшення параметрів паливної економічності і токсичних вихлопних газів суднових двигунів // Збірник наукових праць НУК. – Миколаїв: НУК, 2020. – С. 102-103.
2. Тепловозные двигатели внутреннего сгорания: Учебник для вузов / А. Э. Симон, А. З. Хомич, А. А. Куриц и др. – 2-е изд., перераб. и доп. М.: Транспорт, 1987. – 536 с.
3. Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебник / Ю. Я. Фомин, А. И. Горбань, В. В. Добровольский, А. И. Лукин и др. – Л.: Судостроение, 1989. – 344 с.: ил.
4. Тепловозные дизели и их мощностные ряды / А. А. Куриц. М.: Машиностроение, 1967. – 252 с.
5. Дизели. Справочник. Под ред. В. А. Ваншейдта, Н. Н. Иванченко, Л. К. Коллерова – 3-е изд., перераб. и доп. Л.: Машиностроение, 1977, 480с.
6. Режимы работы судовых дизелей / Брук А. М., Рихтер А. А.: Судпромгиз, 1963. – 480 с.
7. Правила Российского морского регистра судоходства.
8. Расчет экономической эффективности новой техники на машиностроительных предприятиях / В. А. Корчагин. К.: Техника, 1980. – 104 с.
9. Охрана труда, техника безопасности и пожарная профилактика, В. А. Шнацкий, Л.: Судостроение, 1976.

[illegible]

Позиція	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітка	
		Документація			
	ПФ НУК.131.61.20.03.06	Складальне креслення			
		Складальні одиниці			
1		Корпус	1		
2		Верхня кришка	1		
3		Нижня кришка	1		
4		Секція охолоджуюча	1		
		Деталі			
5		Прокладка	2		
6		Прокладка	2		
7		Патрубок	2		
8		Патрубок	2		
		Стандартні вироби			
9		Шпилька	64		
10		Шайба 12.65Г	64		
		ГОСТ 6402 – 70			
11		Гайка М12 – 6Н.6.05	64		
		ГОСТ 5915 – 70			
12		Пробка	2		
			ПФ НУК.131.61.20.03.06		
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата	
Студент	Буханець А.О.				
Керівник	Гогоренко О.А.				
Зав. кафедр.	Нестеренко В.В.				
Охолоджувач надувочного повітря			Лім.	Лист	Листів
			ПФ НУК		

Позиція		Позначення		Найменування		Кіл.	Примітка			
				<u>Документація</u>						
		ПФ НУК.131.61.20.03.07		Складальне креслення						
				<u>Складальні одиниці</u>						
1				Корпус		1				
2				Кришка права		1				
3				Кришка ліва		1				
4				Секція охолоджуюча		1				
				<u>Деталі</u>						
5				Прокладка		2				
6				Фланець		2				
7				Фланець		2				
8				Сальник		2				
9				Кільце проміжне		1				
10				Заповнювач						
11				Пробка		2				
12				Пробка		1				
13				Прокладка		3				
14				Діафрагма		1				
				<u>Стандартні вироби</u>						
15				Болт М12 – 6dх18.68.05		16				
				ГОСТ 7805 – 70						
					ПФ НУК.131.61.20.03.07					
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата	Охолоджувач водомасляний		Лім.	Лист	Листів	
									1	2
Студент	Буханець А.О.						ПФ НУК			
Керівник	Гогоренко О.А.									
Зав. кафедр.	Нестеренко В.В.									

Позиція		Позначення		Найменування		Кіл.	Примітка
16				Шаїда 12.65Г		16	
				ГОСТ 6402 - 70			
17				Гаїка М12 - 6Н.6.05		16	
				ГОСТ 5915 - 70			

Позиція	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітка
		<u>Документація</u>		
	ПФ НУК.131.61.20.03.08	Складальне креслення		
		<u>Складальні одиниці</u>		
1		Корпус	1	
2		Секція охолодження	1	
3		Кришка	1	
4		Кришка	1	
5		Заповнювач	2	
		<u>Деталі</u>		
6		Прокладка	2	
7		Кільце сальника	2	
8		Кільце проміжне	1	
9		Фланець	2	
10		Фланець	2	
		<u>Стандартні вироби</u>		
11		Болт М12-6g х30.56.09	24	
		ГОСТ 7798-70		
12		Шайба 12.65Г.09	24	
		ГОСТ6402-70		
13		Пробка	5	
14		Прокладка 16 ГОСТ23358-78	5	
			ПФ НУК.131.61.20.03.08	
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата
Студент	Буханець А.О.			
Керівник	Гогоренко О.А.			
Зав. кафедр.	Нестеренко В.В.			
Водо-водяний охолоджувач			Лім.	Лист
ПФ НУК ім. адм. Макарова				