

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

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

«Допущений до захисту»
В.о. завідувача кафедри
Гогоренко О. А.

« ____ » _____ 2022 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

ПРОЕКТУВАННЯ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ГОЛОВНОГО СУДНОВОГО ДВИГУНА ПОТУЖНІСТЮ 9480 КВТ

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття другого (магістерського) рівня вищої освіти

Керівник роботи

Ю. Л. Мошенцев

Здобувач освіти

С. І. Слободян

Миколаїв 2022

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

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

« » 20 року

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Слободяну Сергію Івановичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Проектування системи охолодження головного суднового
двигуна потужністю 9480 кВт

2. Керівник роботи к.т.н., професор Мошенцев Ю. Л.,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від “ ” 20 року №

3. Строк подання здобувачем роботи

4. Вихідні дані до роботи Потужність двигуна – 9480 кВт; частота обертання колінчатого валу – 127 хв⁻¹; температура оточуючого середовища – 45 °С; температура забортної води – 36 °С.

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): Вибір судна, комплектація та модернізація його ЕУ; Розробка та дослідження систем охолодження ЕУ судна; Проектування ВВО для схеми СО з одним теплообмінником води; Поліпшення системи охолодження збільшенням кількості ВВО; Техніка безпеки при обслуговуванні системи охолодження СЕУ

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Поперечний переріз двигуна; Схема системи охолодження; Охолоджувач води;

7. Консультанти розділів роботи

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

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка

Здобувач освіти

Керівник роботи

(підпис)

(підпис)

/С. І. Слободян/

(прізвище та ініціали)

/Ю. Л. Мошенцев/

(прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

Вступ.....	5
Розділ 1. Вибір судна, комплектація та модернізація його ЕУ	6
1.1 Загальна характеристика судна.....	7
1.2 Розміщення головного двигуна на судні	9
1.3 Основні характеристики обраного ГД.....	12
1.4 Особливості та насичення СЕУ для проведення дослідження	20
1.5 Визначення теплового балансу СЕУ.....	24
Розділ 2. Розробка та дослідження систем охолодження ЕУ судна	26
2.1 Система охолодження судна з одним охолоджувачем теплоносія внутрішнього контуру	27
2.2 Метод розрахунку й оптимізації схеми	31
2.3 Розрахунок та оптимізація системи охолодження з одним ВВО	33
2.4 Висновки з оптимізації схеми системи охолодження з одним ВВО...	44
Розділ 3. Проектування ВВО для схеми СО з одним теплообмінником води	45
3.1 Загальні відомості про ВВО.....	46
3.2 Конструювання ВВО.....	48
3.3 Інші теплообмінники системи.....	52
Розділ 4. Поліпшення системи охолодження збільшенням кількості ВВО ...	54
4.1 Загальні відомості.....	55
4.2 Можливі варіанти схем з збільшеною кількістю ВВО	55
4.3 Дослідження системи охолодження з трьома ВВО	56
4.4 Співставлення систем охолодження	60
4.5 Висновок з дослідження систем охолодження	64
Розділ 5. Техніка безпеки при обслуговуванні системи охолодження СЕУ..	65
5.1 Основні вимоги та заходи по експлуатації систем охолодження.....	66
5.2 Контроль параметрів в системах охолодження	67

5.3	Підготовка системи охолодження і попередній прогрів ГД перед пуском.....	69
5.4	Спостереження і технічний догляд за системою охолодження	69
5.5	Видалення накипу з системи охолодження.....	73
5.6	Обробка охолоджуючої води.....	75
5.7	Перевірка системи і аналізу води в експлуатації.....	77
5.8	Водообробка.....	78
	Висновок.....	84
	Список використаної літератури	85
	Додатки.....	87

ВСТУП

На сучасних морських судах для перевезення сухого (суховантажі) або рідкого (танкери) вантажу застосовуються різні системи охолодження для СЕУ. Переважно, це об'єднані системи, що охолоджують як головні, так і допоміжні двигуни. Ці системи мають досить велику вагу і габарити. Основні елементи цих систем, це теплообмінники, які на 90 % складаються з кольорових, коштовних і дефіцитних металів. Загальна вага цих металів у системі охолодження сучасного крупного судна складає близько 10 тон. Звичайно, рівень проектування таких систем у світі достатньо високий, тому роблять такі системи на базі сучасних поглядів на ефективність компактність таких схем.

Сьогодні застосовують схеми з так званим місцевим переохолодженням. Ще такі схеми звуть маловитратними за особливості витрат теплоносія внутрішнього контуру через теплообмінники таких схем. Ще одна назва таких систем – системи з повільною швидкістю теплоносія (*slow-flow system*). Знову ж таки, ця назва пов'язана з однією з особливостей таких систем. Відомо також, що такі системи можуть бути побудовані за дещо різними схемами, які, проте, відповідатимуть одним і тим же принципам побудови таких систем [5]. У такому разі ці системи матимуть майже однакову компактність та ефективність. Одна з можливостей подальшого покращення параметрів подібних систем – це збільшення кількості теплообмінників, що відводять тепло. Про таку можливість є інформація у [5].

Дана робота присвячена можливості подальшого покращення маловитратних систем за рахунок збільшення кількості теплообмінників, що відводять тепло. Проводиться дослідження даної проблеми з урахуванням практичної відсутності даних з цього питання.

					КРМ.142.6221м.07.ПЗ.	Лист
						5
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

					КРМ.142.6221м.07.01.ПЗ.		
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			
Студент		Слободян С.І.			Розділ 1 Вибір судна, комплектація та модернізація його ЕУ		
Консультант							
Керівник		Мошенцев Ю.Л.					
Зав. кафедри		Гогоренко О.А.					
					Лім.	Лист	Листів
						6	20
					НУК імені адмірала Макарова		

РОЗДІЛ 1

Вибір судна, комплектація та модернізація його ЕУ

1.1 Загальна характеристика судна

У якості судна, на якому можливе застосування досліджуваної системи охолодження, обирається танкер «Дмитрий Медведев» (проект № 15965) – це серійний середньотонажний танкер (рис. 1.1) побудований на Херсонському суднобудівному заводі, (проектант – ЦКБ «Изумруд», м. Херсон). Приймальний АКТ танкера № 1401, проект 15965. Закладка кіля – 30.12.1981 р., підписання здавально-приймального акту 30.06.1983 р. [19].



Рис. 1.1. Загальний вигляд судна типу «Дмитрий Медведев» (проект №15965)

Танкер типу «Дмитрий Медведев» – це судно призначене для одночасного перевезення до 4-ти сортів нафтопродуктів всіх розрядів, а також сирої нафти. Район плавання необмежений. Тип судна – одногвинтовий, однопалубний дизельний танкер із подвійним дном, подвійними бортами, однією поздовжньою перебіркою в танковій частині, із кормовим розташуванням машинного відділення, насосного відділення, жилих та службових приміщень, бульбовою формою носової коничності та транцевою кормою. Вантажна зона розділена гофрованими поперечними та поздовжніми перебірками на 14 вантажних танків та 2 відстійні.

					КРМ.142.6221м.07.01.ПЗ.	Лист
						7
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Форма корпусу судна і співвідношення головних розмірів забезпечує судну гарні ходові й морехідні якості судна, як у повному вантажу так і в баласті (рис. 1.2).

За своїми розмірами, при водотоннажності 38000 т, судно відноситься до категорії «MR – середньотоннажні танкери (25000-44999 т)».

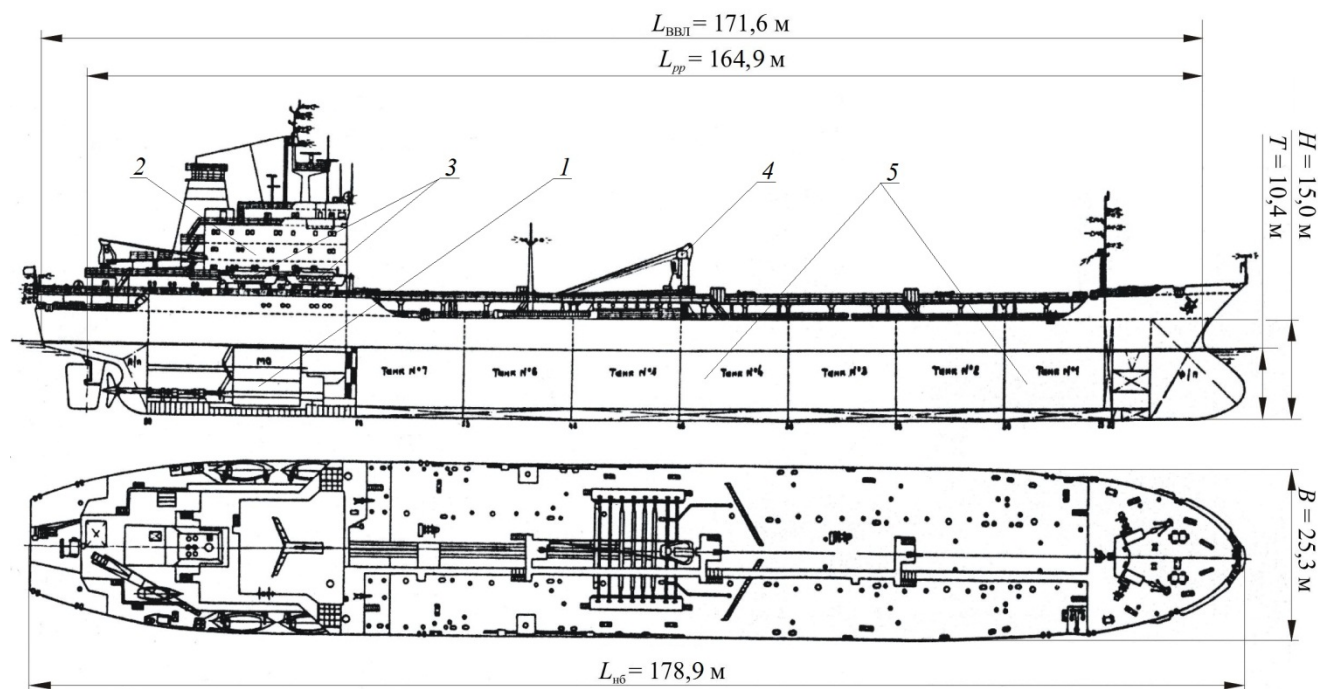


Рис. 1.2. Схема загального розташування танкера «Дмитрий Медведев»:

1 – головний двигун; 2 – надбудова; 3 – скидаючі шлюбки;

4 – допоміжний кран; 5 – вантажні танки

Таблиця 1.1. Основні показники та характеристики судна типу «Дмитрий Медведев»

Довжина найбільша $L_{\text{НБ}}$, м	178,9
Довжина між перпендикулярами $L_{\text{РР}}$, м	164,9
Ширина судна B , м	25,3
Висота борту H , м	15,0
Осадка (розрахункова) T , м	10,4
Осадка (максимальна) $T_{\text{ВВЛ}}$, м	11,0
Дедвейт (максимальний) DWT , т	28750
Водотоннажність D , т	38290
Вантажопідйомність M , т	26710
Енергетична установка	
Потужність головного двигуна N_e , кВт	1 x 7800

Потужність дизель-генераторів: - допоміжних $N_e^{ДГ}$, кВт	3 x 500
Швидкість ходу специфікацій на v_{sc} , вуз	15,1
Дальність плавання L , миль	12000

1.2 Розміщення головного двигуна на судні

Енергетична установка судна може бути укомплектована одним із двигунів фірми *MAN B&W* ряду *ME* різної модифікації.

Для проектної розробки СЕУ передбачається застосування двигуна фірми *MAN B&W 6S50ME-B9*, номінальна потужність якого (в точці L_1) $N_e = 10680$ кВт, при частоті обертання колінчастого валу 117 об/хв., що на 2880 кВт більша аналогічної потужності базового двигуна 6ДКРН74/160-3 (*MAN B&W 6K74EF*), $N_e = 7800$ кВт. Габаритні розміри двигуна 6S50ME-B9 приведено в табл. 1.2 та зображено на рис. 1.3 [20].

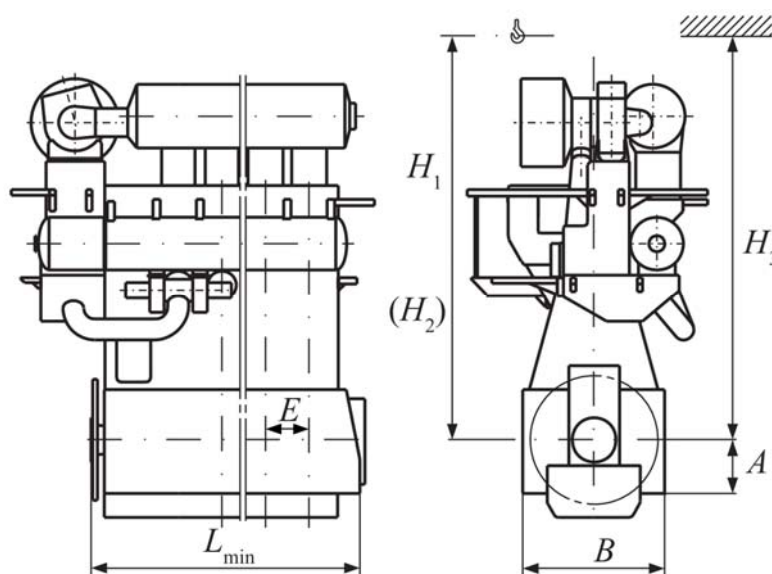


Рис. 1.3. Габаритні розміри для проектування ПУ з двигуном 6S50ME-B9

Таблиця 1.2. Габаритні розміри двигуна 6S50ME-B9

Параметри	A	B	E	H_1	H_2	H_3	L_{min}
Значення, мм	1085	3150	850	8950	8375	8150	6774

В табл.1.2 вказано: E – відстань між циліндрами; H_1 – для вертикального підйому; H_2 – для підйому під нахилом; H_3 – для підйому електрокраном *MAN B&W Double Jib Crane*.

При проектуванні розташування двигуна у МВ треба забезпечити:

- розміщення стічно-циркуляційної цистерни під двигуном;
- необхідну висоту МВ для виїмки поршня зі штоком з двигуна;
- можливість монтажу двигуна при кормовому розташуванні МВ;
- розміщення тяг верхнього кріплення головного двигуна.

Насамперед необхідно визначити положення осі колінчастого вала двигуна при встановленні валопроводу без ухилу, з урахуванням можливостей розміщення гребного гвинта в кормовому підзорі судна. На рис. 1.4 показана кормова кінцівка серійного судна з гребним гвинтом діаметром $D=5,5$ м і глибиною занурення осі $h_0=7,25$ м. Для даного судна мінімально допустимі такі значення величин: $A_{min} = 0,35$ м, $B_{min} = 1,02$ м. Максимальний діаметр гребного гвинта, який можливо встановити на судно, дорівнює 6,8 м.

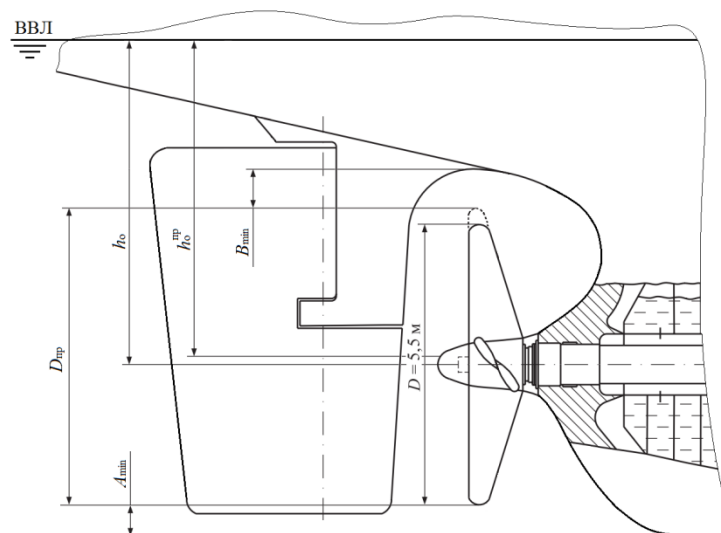


Рис. 1.4. Кормова кінцівка танкера типу "Дмитрий Медведев"

Для забезпечення виїмки поршня з двигуна на судні приймаємо звичайний кран з вертикальною виїмкою поршня (рис. 1.5). Цей кран, при висоті машинного відділення $H = 13900$ мм, забезпечує операцію виїмки поршня з

кормової кінцевої частини. Мінімальна висота встановлення складає $H_{\text{кр}}^{\text{кр}}_{\text{min}} = 8950$ мм.

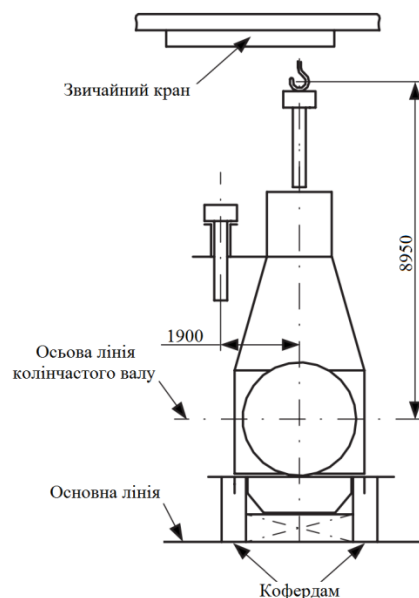


Рис. 1.5. Габаритні розміри щодо застосування крана в МВ

Попередні проектні проробки відносно розміщення двигуна 6S50ME-B9 у машинному відділенні (МВ) танкера (рис. 1.6) показали, що при установці цього двигуна забезпечуються зазначені вище вимоги щодо розташування ГД у МВ.

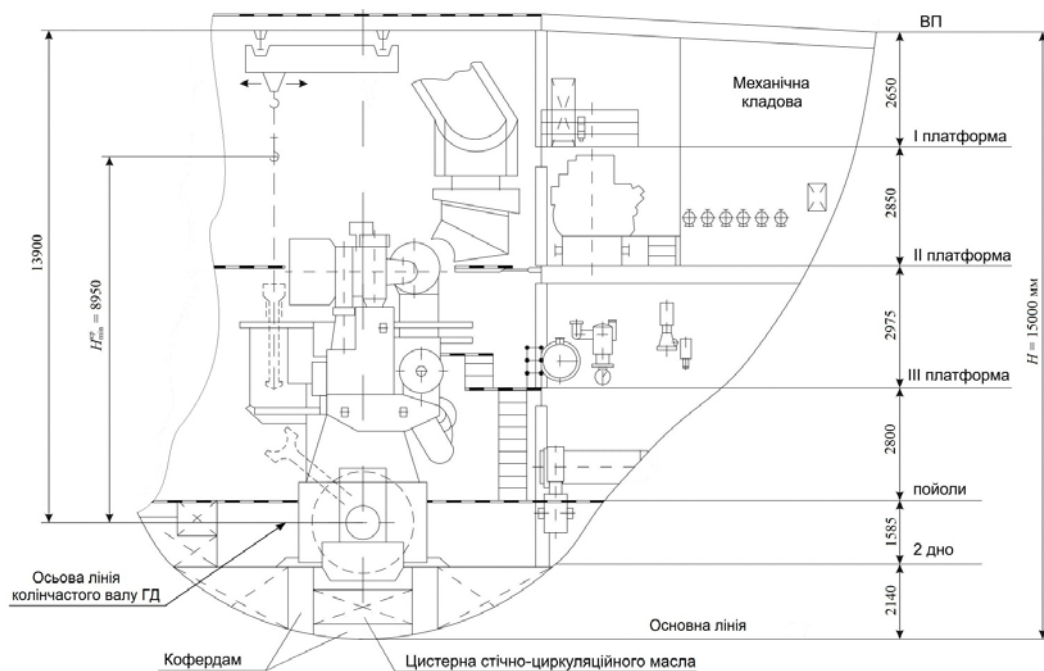


Рис. 1.6. Розміщення ГД на танкері типу "Дмитрий Медведев"
(поперечний перетин; розміри в мм)

1.3 Основні характеристики обраного ГД

Головний двигун 6S50ME-B9 має специфікаційну максимальну тривалу потужність 10253 кВт. Турбонагнітач, повітроохолоджувач і об'єм камери згоряння для нього визначаються точкою оптимізації, координати якої $N_e^o = 9612$ кВт і $n_o = 112$ хв⁻¹.

Витрата палива

Питома витрата палива для цього двигуна визначається за допомогою рис. 1.7 [1].

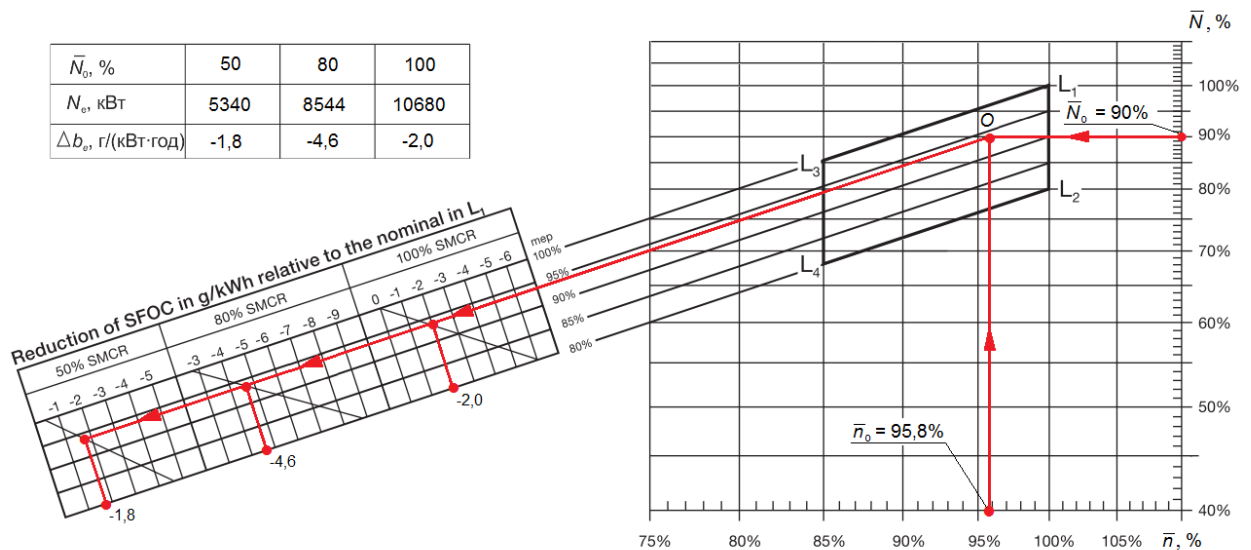


Рис. 1.7. Визначення зменшення питомої витрати палива Δb_e для двигуна 6S50ME-B9, оптимізованого в точці з $N_e^o = 9612$ кВт і $n_o = 112$ хв⁻¹.

Точка оптимізації наноситься на діаграму вибору робочих параметрів МОД. Прямка (паралельна до $L_1 - L_3$) проводиться через точку оптимізації. Точки перетину з лініями для навантажень 100, 80 і 50 % (від оптимізованої потужності) вказують на зниження питомої витрати палива щодо b_e^i у точці L_1 : $b_e = b_e^u + \Delta b_e$ ($b_e = 168$ (г/кВт·год)).

Ця витрата залежно від ступеня навантаження двигуна, показана на рис. 1.8, де також зазначена витрата палива при специфікаційній потужності.

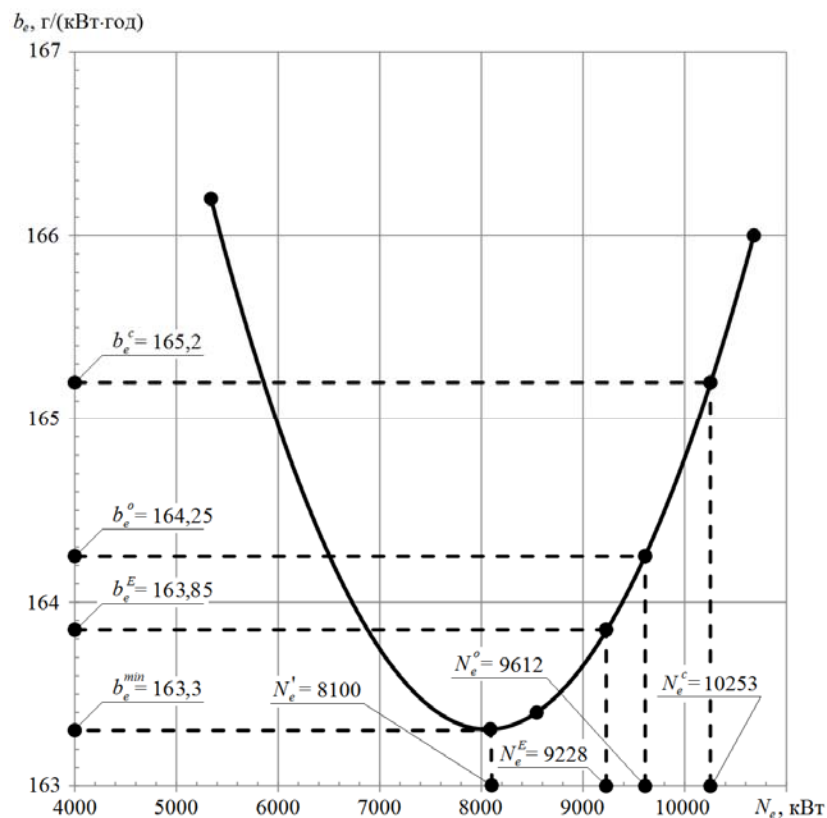


Рис. 1.8. Залежність питомої витрати палива b_e для встановленого на судні двигуна 6S50ME-B9 з $N_e^c = 10253$ кВт від ступеня його навантаження (по відношенню до потужності в точці оптимізації з $N_e^o = 9612$ кВт)

Таблиця 1.3. Питома витрата палива при різних режимах

Режим роботи	Параметри роботи двигуна	
	N_e , кВт	b_e , г/(кВт·год)
1. Номінальний	10680	168
2. Специфікаційний	10253	165,2
3. У точці оптимізації	9612	164,25
4. Тривалий експлуатаційний	9228	163,85
5. Мінімальної витрати	8100	163,3

Конструктивні особливості двигуна

На рис. 1.9 приведено поперечний перетин двигуна 6S50ME-B9 [21].

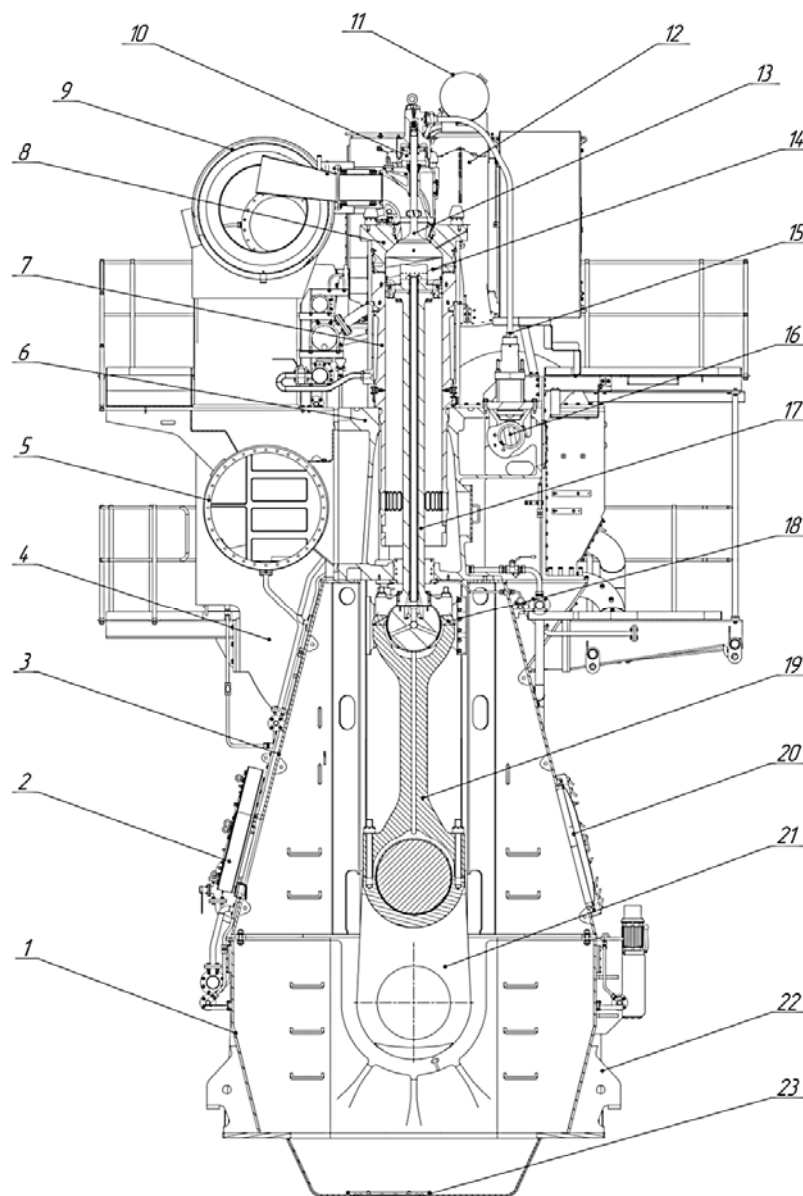


Рис. 1.9. Конструктивне виконання двигуна 6S50ME-B9:

1 – фундаментна рама; 2 – запобіжний клапан картерних газів; 3 – станина; 4 – корпус ОНП; 5 – повітряний ресивер; 6 – блок циліндровий; 7 – втулка циліндра; 8 – кришка циліндра; 9 – випускний колектор; 10 – гідропневматичний привід випускного клапану; 11 – цистерна змащення ТК; 12 – ТК; 13 – випускний клапан; 14 – поршень; 15 – плунжерний насос; 16 – розподільчий вал випускних клапанів; 17 – шток поршня; 18 – крейцкопф; 19 – шатун; 20 – картерний люк; 21 – колінчастий вал; 22 – лапи; 23 – масляний піддон із гор-

ЛОВИНОЮ

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

КРМ.142.6221м.07.01.ПЗ.

Лист

14

Цей двигун – двотактний, крейцкопфний, реверсивний із газотурбінним наддувом при постійному тиску газів перед турбіною, простої дії, із вбудованим головним опорним підшипником і рядним вертикальним розташуванням циліндрів.

Група деталей остова. Фундаментна рама 1 двигуна складається з високих поздовжніх балок, з'єднаних шляхом зварювання зі зварно-литими поперечними корпусними конструкціями, в яких розміщені рамові (розташовані у рамі) опорні підшипники. Рамові підшипники складаються зі сталевих вкладишів, залитих білим металом.

Блок циліндрів виготовлений із чавуна. Разом з циліндровими втулками він утворює порожнину продувного повітря і водяну охолоджуючу порожнину. На стороні розподілу двигуна блоки циліндрів обладнанні люками для очищення порожнини продувного повітря й огляду продувних вікон. На днищі блоку циліндрів розташовується сальник поршневого штока з ущільнювальними кільцями для продувного повітря і маслоз'ємними кільцями, що перешкоджають потраплянню масла в продувну порожнину. У верхній частині блоку циліндрів розташоване підведення охолоджуючої прісної води. Крім того, у ньому присутні зливи із сальників поршневих штоків.

Фундаментна рама, станина і циліндровий блок стягнуті між собою анкерними зв'язками. Станина 3 зварна, блок циліндровий 6 чавунний.

Втулки циліндрів відлиті з легованого чавуна і підвішені в блоках за допомогою низько розташованих фланців. Втулка циліндра 7 має продувні вікна і свердління для штуцерів циліндрового змащення та спирається на блок циліндрів 6, причому її верхня частина виведена з блока й охолоджується тонкою оболонкою, яка утворює порожнину охолодження. Штуцери для підведення циліндрового масла розташовані у верхній частині втулки.

Кришка циліндра виготовлена зі сталі, цільна, зі свердліннями для охолоджуючої води. Вона має центральний отвір для випускного клапана і каналу для двох форсунок, запобіжного і пускового клапанів і індикаторного крана. Кришка циліндра приєднується до блоку циліндра шпильками і гайками.

					КРМ.142.6221м.07.01.ПЗ.	Лист
						15
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

У кришці ж розташовуються один центральний випускний клапан 13, за допомогою якого здійснюється випуск газів із циліндра, дві форсунки, розташовані по боках випускного клапана, та запобіжні клапани.

Група деталей руху. Колінчастий вал 21 виконано зварним, причому зварювання здійснюється всередині рамових шийок. Упорний вал виконаний спільним з колінчастим валом. На кормовому кінці вал має фланець для маховика, фланець для роботи мультиплікатора, що забезпечує роботу блока живлення гідравлічної потужності (якщо він встановлений на двигуні) і з'єднання з проміжним валом, на носовому кінці – фланець для установки, при необхідності, додаткового маховика чи противаг. Фланець може бути також використаний для відбору потужності.

Розподільний вал 16 обертається від колінчастого вала ланцюговою передачею, він приводить у дію поршні гідравлічних приводів випускних клапанів.

Поршень складається з головки і спідниці. Голівка виготовлена з жаростійкої сталі і має чотири поршневі канавки, хромовані по верхній і нижній поверхнях. Спідниця поршня чавунна. Поршень 14, виготовлений з жаростійкої хромомолібденової сталі, охолоджується маслом, яке підводиться за допомогою телескопічного пристрою до штока поршня 17 у районі крейцкопфного з'єднання 18.

Шток поршня – сталевий кутий зі зміцненням робочої поверхні; він проходить через сальник, з'єднується з крейцкопфом чотирма болтами. У центральному свердлінні штока встановлена труба охолоджуючого масла, що утворює канали для його підведення і відведення.

Шатун 19 виготовлений з ковкої сталі та комплектується кришками підшипників з чавуна для крейцкопфних (головних) і мотильового підшипників.

Крейцкопф виготовлений із сталі і обладнаний башмаками з дрібнозернистого чавуна, робочі поверхні яких залиті білим металом. Кронштейн

крейцкопфу служить опорою для телескопічної труби, що подає мастильне й охолоджуюче масло до крейцкопфа, поршня і мотильового підшипника [18].

Випускна труба масла для охолодження поршня кріпиться до протилежного торця крейцкопфа. Кришки головних і мотильового підшипників кріпляться до шатуна шпильками і гайками. Головний підшипник складається з комплекту сталевих тонкостінних вкладишів, залитих антифрикційним сплавом. Кришка крейцкопфного підшипника – цільна, з вирізом для поршневого штока. Мотильовий підшипник має сталеві тонкостінні вкладиші, залиті фрикційним сплавом. Масло подається по каналах у крейцкопфі і шатуні.

Випускний клапан 13 складається з корпусу і шпинделя. Корпус – чавунний і має водяне охолодження. Нижня частина корпусу клапана виготовлена зі сталі з наплавленням твердого сплаву на сідло і охолоджується водою. Випускний клапан має гідропневматичний привід 10. Відкривається клапан гідравлічно маслом плунжерним насосом 15. У конструкції двигуна 6S50ME-B9 застосована кришка циліндра ковпачкового типу, тому при знаходженні поршня у ВМТ головка поршня розташовується вище від площини ущільнення кришки та втулки циліндра [20].

Шпиндель виготовлений з жаростійкої сталі, також; з наплавленої твердим сплавом тарілкою. У корпусі встановлена напрямна клапана.

Випускний клапан кріпиться до кришки циліндра на шпильках з гайками, відкривається гідравлічним приводом і закривається стисненим повітрям. При роботі під дією випускних газів шпиндель повертається завдяки закріплених на ньому невеликих лопаток.

Елементи газоповітряних систем

Повітря засмоктується турбокомпресором (ТК) безпосередньо з машинного відділення через фільтр-глушник. З ТК через патрубок нагнітання, охолоджувач надувного повітря (ОНП) і ресивер продувочного повітря воно надходить до продувних вікон втулок циліндрів. Нагнітальний патрубок між ТК і ОНП обладнано компенсатором.

Двигун оснащено турбокомпресором MAN TCA-55, який встановлено з

					КРМ.142.6221м.07.01.ПЗ.	Лист
						17
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

кормового кінця двигуна. ТК частково охолоджується прісною водою, обладнано електронним тахометром з датчиками, що знаходиться в ЦПУ.

Крім того, є охолоджувач надувного повітря 4 моноблочного типу для звичайного охолодження забортною водою робочим тиском 2,0...2,5 бар чи для центрального охолодження прісною водою робочим тиском не більше 4,5 бар; перепад температур між продувним повітрям і водою на вході не повинний перевищувати 12 °С.

Випускні гази з газового колектора 9 поступають до газотурбонагнітача (ГТН) 12. Циліндри продуваються повітрям з ресивера 5, у який воно нагнітається ГТН через охолодник 4.

На рис. 1.10 показано схему продувки циліндрів працюючого малообертового двигуна з боковим розташуванням турбокомпресору [21].

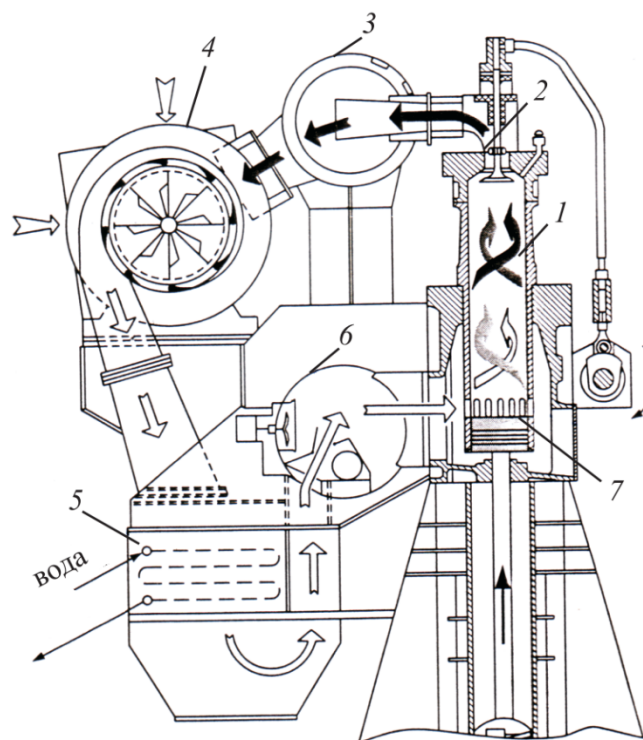


Рис. 1.10. Рух повітря і газів при продувці циліндра працюючого малообертового двигуна (з боковим розташуванням ТК):

1 – циліндр двигуна; 2 – випускний клапан; 3 – газовипускний колектор; 4 – турбокомпресор; 5 – охолодник наддувочного повітря; 6 – повітряний ресивер; 7 – продувальні вікна

Елементи паливної системи та системи змащення

Паливна система. Паливна система влаштована так, що може працювати як на дизельному, так і на високов'язких сортах палива. Від витратної цистерни паливо подається електропривідним насосом, який забезпечує тиск 4 бари в частині низького тиску циркуляційної паливної системи. Що дозволяє уникнути газифікації палива в коробці вентиляції цистерн при робочих температурах.

З паливної підсистеми низького тиску паливо прямує на циркуляційний електронасос, який подає його на обігрівач, а потім на фільтр тонкого очищення, який розташований безпосередньо перед двигуном.

Впорскування палива в кожен циліндр здійснюється індивідуальним електронним контрольованим бустерним насосом, який розташований на блоці гідравліки циліндрів. Блоки управління циліндрами системи управління двигуна розраховують час уприскування палива.

Щоб гарантувати достатнє наповнення блоку гідравліки циліндрів, продуктивність електропривідного циркуляційного насоса вище за необхідну. Надлишкове паливо прямує на перелив від двигуна через коробку вентиляції цистерн.

Щоб забезпечити постійний тиск палива перед насосом упорскування палива на всіх навантаженнях двигуна, в паливній системі двигуна передбачений переливний пружинний клапан.

Тиск палива, що подається на двигун, повинен бути 7...8 бар, а циркуляційний насос повинен забезпечувати тиск 10 бар.

Після зупинки двигуна, циркуляційний насос продовжує перекачувати нагріте важке паливо, таким чином тримаючи паливні насоси нагрітими і паливні клапана деаерованими.

Для здійснення упорскування палива в циліндр застосовується сервогідравлічна система. Їх робота контролюється електронною системою, номер контрольованих параметрів формується «Системою контролю двигуна».

Паливний плунжер на *ME* двигуні приводиться в рух поршнем, рух

					КРМ.142.6221м.07.01.ПЗ.	Лист
						19
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

якого здійснюється за рахунок підвищення або зниження тиску в сполученому з поршнем просторі, який забезпечується електронним керованим клапаном.

Система змащення. Змащувальне масло закачується з нижньої цистерни, за допомогою головного змащувального масляного насоса і подається до охолоджувача масла, термостатичного клапану і, через повнопоточковий фільтр, до входу двигуна.

Дистанційним блоком в двигуні змащуються головні підшипники, упорний підшипник, канали охолодження поршня, підшипник повзуна. Також подається масло на блок живлення гідравлічної потужності.

Циліндрове масло подається з цистерни запасу масла у витратну цистерну насосом, потім з витратної цистерни в двигун під дією гравітаційної сили.

Цистерна запасу і витратна цистерна, як альтернатива, може бути об'єднана в одну цистерну.

Тиск масла, яке прямує на інжектори, забезпечується Альфа-лубрикатором, кожен з яких розташований на індивідуальному циліндрі і обладнаний спеціальними міні-мульти поршневыми насосами.

Вся система контролюється блоком управління циліндрами (CCU), який враховує частоту вприскування залежно від сигналу, що отримується від тахометра вала двигуна і від об'єму палива, що подається.

Безпосередньо перед пуском циліндри можуть бути заздалегідь змащені і, під час пускового періоду, оператор може поступово збільшувати подачу масла до 100 % [21].

1.4 Особливості та насичення СЕУ для проведення дослідження

Прибуток – це найважливіший показник, який слід враховувати при виборі типу ГД. Прибуток складається з різниці доходів та витрат. Орієнтуючись на величину прибутку проектується не тільки головна енергетична установка, але і саме судно в цілому.

					КРМ.142.6221м.07.01.ПЗ.	Лист
						20
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Іншими, не менш важливими, є такі вихідні данні:

- тип і призначення судна;
- умови розміщення ГД;
- габаритні показники;
- вимоги Регістра до дизельних установок.

При цьому можна орієнтуватися на двигуни, які освоєні промисловістю і такі, що знаходяться в процесі розробки.

Обраний двигун оцінюється по потужності, обертам, надійності, габаритам, питомій масі, питомим витратам палива і масла, маневренним якостям, безпеці обслуговування, пристосованості до автоматизації.

Виходячи з досвіду будування суден даного типу та економічної доцільності (для збільшення об'єму перевози мого вантажу) головний двигун слід розташувати максимально до кормової частини судна. Це дозволить мінімізувати довжину валопроводу та збільшити об'єм вантажних трюмів. Вибір типу ГД повинний вироблятися всебічно, з урахуванням усіх переваг і недоліків, властивому даному типу двигунів.

Енергетичні установки з двигунами внутрішнього згоряння (ДВЗ) мають тепер домінуюче положення на морських транспортних судах. Таке широке застосування установок із ДВЗ на судах обумовлено такими позитивними якостями, як:

- висока економічність (ККД до 54 %);
- широкий діапазон агрегатних потужностей;
- великий ресурс;
- простота конструкції і порівняно невисока будівельна вартість;
- можливість роботи на різних сортах палива;
- підвищена ремонтпридатність та ін.

Енергетична установка з МОД по витратах на технічне обслуговування є більш рентабельною в експлуатації, ніж ЕУ із СОД. Витрати на паливо й масло суден з МОД менше на 10 %, ніж суден із СОД, а експлуатаційні витрати менше приблизно на 5 %. Для установки з МОД застосовується тради-

					КРМ.142.6221м.07.01.ПЗ.	Лист
						21
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ційний безпосередній привід ГФК, а для ЕУ із СОД, як правило, гвинт регульованого кроку (ГРК) із валогенератором та редукторною передачею. Отже, ЕУ з МОД мають більш просту конструкцію, більш високу надійність і ремонтпридатність, меншу первісну вартість і велику економічність.

Приймаємо двигун для установки на судні фірми *MAN B&W 6S50ME-B9*, номінальна потужність якого (в точці L_1) $N_e = 10680$ кВт, при частоті обертання колінчастого валу 117 об/хв., що на 2880 кВт більша аналогічної потужності базового двигуна 6ДКРН74/160-3 (*MAN B&W 6K74EF*), $N_e = 7800$ кВт. Двигун який встановлюємо буде більшої потужності, що дозволить збільшити швидкість судна та об'єм вантажу і так як ми використаємо двигун нового покоління, питома витрата палива буде значно меншою, $b_e^H = 168$ г/(кВт·год).

Малооборотні двигуни в порівнянні із СОД і ВОД мають набагато більший ресурс роботи. По конструктивному виконанню в СОД і ВОД широко застосовуються навісні допоміжні механізми. Досвід експлуатації показав, що такі механізми знижують надійність і ремонтпридатність.

З огляду на переваги і недоліки різних типів установок, а також з аналізу ЕУ, робимо висновок, що дизельна установка з МОД є найбільш прийнятним варіантом.

Формування й аналіз альтернативних варіантів складу суднової електростанції.

Так як на судні вже стоїть дизель-генераторна установка, то потрібно лише зробити аналіз і порівняти з альтернативними варіантами СЕС.

На судах електроенергію отримують за допомогою ДГ, ВГ та УТГ.

Альтернативними варіантами СЕС можуть бути:

- 1) Дизель-генераторна установка;
- 2) Валогенератор (ВГ) разом з декількома ДГ;
- 3) УТГ разом з декількома ДГ.

Переваги першого варіанту (ДГ):

- простота конструкції та монтажу СЕС;

- великий резерв одержання енергії;
- низька початкова вартість у порівнянні з третім варіантом.

Недоліки:

- простій декількох ДГ у ходовому режимі;
- ресурс приводних двигунів виробляється швидше.

Переваги другого варіанта (ВГ):

- низький рівень шуму;
- незначна вартість ВГ у порівнянні з ДГ та УТГ.

Недоліки:

- необхідність резервування декількох ДГ для забезпечення судна енергією на стоянках.

До переваг третього варіанту (УТГ) безумовно відносяться отримання енергії у ходовому режимі без затрат на ПЗМ для ДГ.

Недоліки наступні:

- складність конструкції;
- значна вартість УТГ;
- складні пристрої для синхронізації;
- відносно низька температура відхідних газів після ГД.

Проаналізував варіанти складу СЕС, віддаємо перевагу дизель-генераторній установці. Так як на судні буде встановлено в якості ГД МОД нового покоління, у якого температура відхідних газів значно нижче тих, що були на судні прототипі, то УТГ втратив свою актуальність.

Проаналізувавши варіанти складу СЕС, ще раз упевнилися у перевагах дизель-генераторної установки.

Висновок.

Таким чином, СЕУ обраного судна комплектується головним двотактовим малообертовим двигуном фірми *MAN B&W 6S50ME-B9*, та трьома дизель-генераторами. Для мінімізації питомої витрати пального головний двигун краще експлуатувати при потужності ≈ 8000 кВт (див. рис. 1.6). Обрані параметри відповідають тому, що судно і його СЕУ є типовими для торгіві-

					КРМ.142.6221м.07.01.ПЗ.	Лист
						23
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

льного флоту. Дослідження, яке проводиться за таких обставин, відповідає умові нормального розподілу результатів.

1.5 Визначення теплового балансу СЕУ

Для розрахунків системи охолодження треба знати температури теплоносіїв, які та має забезпечити при нормальній роботі СЕУ. Треба знати кількісні значення теплових потоків, які надходять до системи охолодження під час роботи СЕУ. Для цього потрібно розрахувати цикл ГД на режимі обраної потужності і, відповідно те ж саме треба зробити для дизель-генераторів (ДГ).

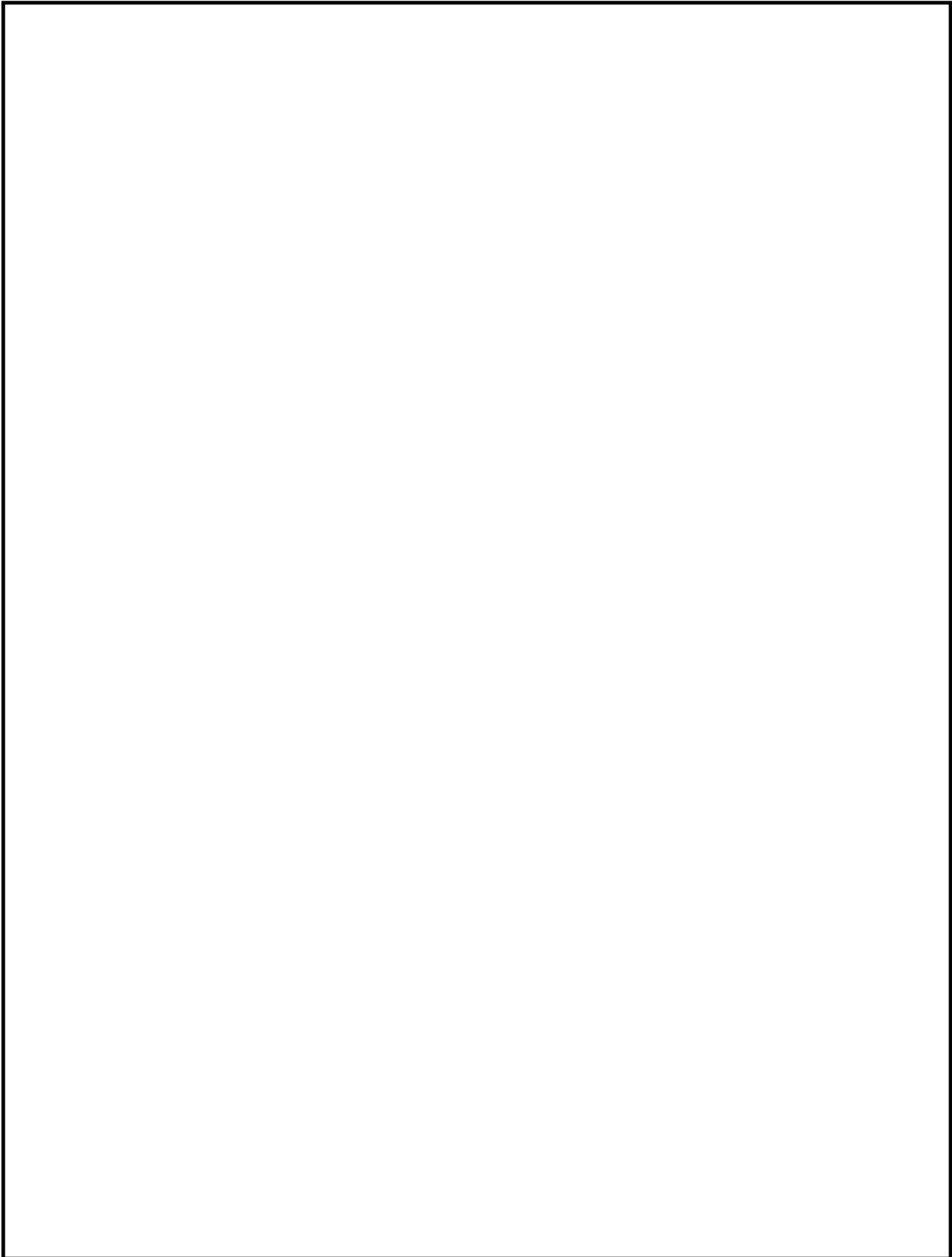
Взагалі, для розрахунків системи охолодження, потрібна інформація, зазначена у табл. 1.4. Ця інформація була отримана шляхом розрахунків ГД та ДГ при одночасному дотриманні інформації щодо судна з джерел [1, 2]. Для цього і подальших розрахунків було обрано потужність головного двигуна 9480 кВт, що дещо менше номінальної потужності цього двигуна, але більше його потужності при мінімальній питомій витраті палива. Така потужність була обрана з урахуванням економічної ефективності судна.

Таблиця 1.1. Результати розрахунків ГД та ДГ

№ З/П	Позначка	Розмірн.	Значення	Назва
1.	Ne	кВт	9480	Потужність головного двигуна
2.	n	об/хв	127	Оберти колінчастого валу ГД
3.	T_0	К	318	Температура оточуючого повітря
4.	P_0	Па	100000	Повітря перед компресором
5.	T_{ww1}	К	309	Вода забортна перед охолоджувачем
6.	$\eta_{ад1}$	°С	0,811	Адіабатний ККД турбокомпресора ГД
7.	p_k	Па	350000	Тиск повітря за компресором
8.	$T_{к1}$	К	486,952	Температура повітря за компресором
9.	T_s	К	314,000	Температура повітря у ресивері ГД
10.	$T_{гw2}$	Па	368	Температура води за ГД
11.	$T_{вw2}$	К	368	Температура води за ДГ

					КРМ.142.6221м.07.01.ПЗ.	Лист
						24
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

12.	$T_{ГГ1}$	К	324	Гідравлічне масло на виході з пристрою
13.	$T_{ГМ1}$	К	324	Масло циркуляційне на виході з ГД
14.	$Q_{ГW}$	кВт	1450,0	Відведення теплоти у засорочкові порожнини ГД
15.	$Q_{ГМ}$	кВт	790,0	Відведення теплоти у масло ГД
16.	$Q_{ГН}$	кВт	4501,9	Відведення теплоти від ОНП ГД
17.	Q_{BW}	кВт	239,0	Відведення теплоти у засорочкові порожнини ДГ
18.	$Q_{вм}$	кВт	117,0	Відведення теплоти у масло ДГ
19.	$Q_{вн}$	кВт	369,0	Відведення теплоти від ОНП ДГ
20.	$Q_{ГГ}$	кВт	40,0	Відведення теплоти від гідравліки
21.	$G_{ГW}$	кВт	23	Розхід води через насос ГД
22.	$G_{ГН}$	кВт	25,9	Розхід надувного повітря ГД
23.	$G_{ГМ}$	кВт	57	Розхід циркуляційного масла через ГД
24.	$G_{ГГ}$	кг/с	5	Розхід гідравлічного масла
25.	G_{ww}	кг/с	178	Розхід заб. Води через охолоджувач (ВВО)
26.	Z_B	шт.	3	Кількість ДГ



					КРМ.142.6221м.07.02.ПЗ.		
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			
Студент	Слободян С.І.				Розділ 2 Розробка та дослідження систем охолодження ЕУ судна	Лім.	Лист
Консультант							Листів
Керівник	Мошенцев Ю.Л.						
Зав. кафедри	Гогоренко О.А.					26	19
						НУК імені адмірала Макарова	

РОЗДІЛ 2

Розробка та дослідження систем охолодження ЕУ судна

Системи охолодження сучасних СЕУ повинні конструюватися за певними принципами [5]. Вони можуть бути з одним розсіювачем тепла (ВВО) або з більшою їх кількістю, проте всі вони мають бути мало розхідними і виконані на базі єдиних правил. У даній роботі досліджуються системи охолодження з різною кількістю ВВО, щоб мати кількісні значення тих параметрів, які можуть вплинути на те чи інше рішення щодо вибору схеми системи охолодження для виробника. Отже, розглянемо послідовно системи з різною кількістю ВВО.

2.1 Система охолодження судна з одним охолоджувачем теплоносія внутрішнього контуру

Будемо розглядати систему охолодження із двома і трьома охолоджувачами теплоносія внутрішнього контуру (ТВК, екстролу – прісної води з інгібіторами). Система з одним охолоджувачем ТВК виконана згідно з схемою на рис. 2.1.

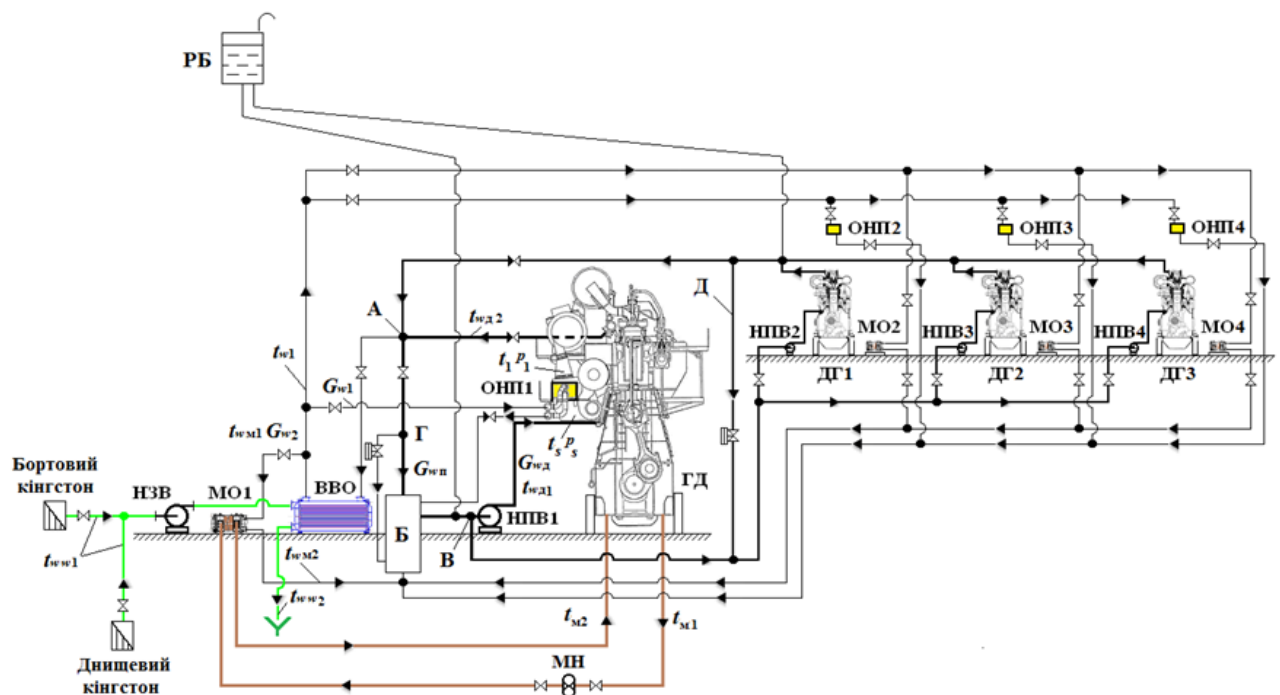


Рис. 2.1. Схема системи охолодження з одним охолоджувачем ТВК (ВВО), запропонованої у [4]: ГД – головний двигун; ДГ – дизельгенератор; ОНП – охолоджувач надувного повітря; МО – охолоджувач масла ГД; МН – масляний насос ГД; НПВ – насос прісної води (ТВК); НЗВ – насос заборотної води

Система охолодження типу 1В1НМ відноситься до маловитратних. Дана система охолодження має один єдиний водоводяний охолоджувач (ВВО). Має один циркуляційний контур охолодження прісною водою, один насос заборотної води (НЗВ) і два насоси прісної води (НПВ1,2). Витрата насоса НПВ1 рівна витраті через двигун. Після двигуна частина води йде в змішувальний бак через перепуск, де змішується з водою після маслоохолоджувача і ОНП, а інша частина йде до ВВО. В результаті змішування температура води знижується до необхідного значення. Після ВВО вода направляється паралельними потоками на ОНП головного двигуна, ОНП дизель-генераторів та на маслоохолоджувачі МО ГД і ДГ. Витрати води на кожний теплообмінник оптимізуються і забезпечуються дроселями перед кожним із них. Особливостями даної системи є те, що витрати теплоносіїв можна регулювати за допомогою дроселів перед кожним із теплообмінників. Принципову схему системи охолодження типу 1В1НМ представлено на рис. 2.2.

На рис. 2.2 наведено схему системи охолодження, яка близька до створеної виробником енергетичної установки [19]. Вона відповідає умові раціонального створення. Схема на рис. 2.1 може бути замінена на рівноєфективну схему (з такою ж масою серцевин теплообмінників) формалізована і зображена більш просто, з урахуванням всіх особливостей цієї схеми. Ця схема працює майже так само, як і зображена на рис. 2.1., але має переваги при оптимізації. Такий варіант схеми показано на рис. 2.2. Це, так би мовити, розрахунковий варіант схеми. На ній вказані у відповідних місцях відповідні температури теплоносіїв.

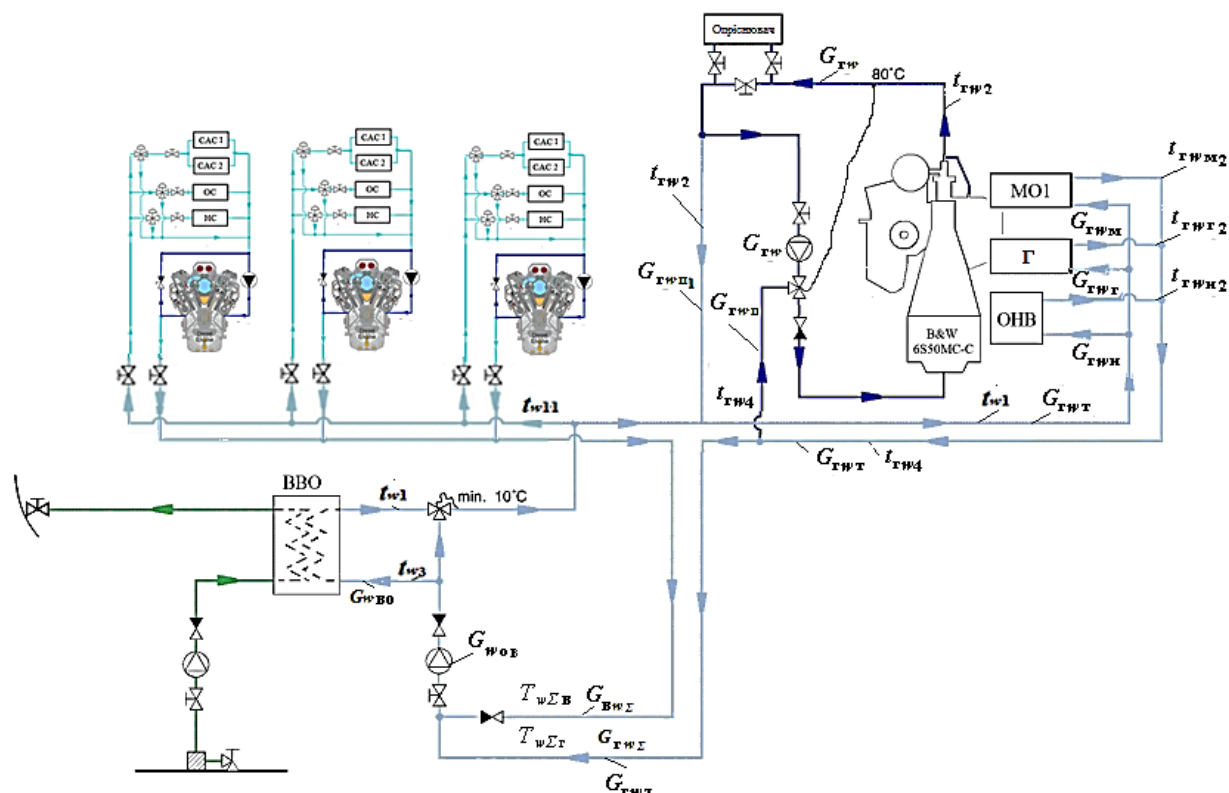


Рис. 2.2. Компактне зображення схеми СО з одним ВВО

Позначки на схемі відповідають позначкам у табл. 2.1, яка надає результати розрахунку й оптимізації схеми. У цій схемі перший, повнопоточковий циркуляційний контур двигуна, показаний темно-синім кольором. Насос головного двигуна має витрату, що дорівнює витраті ТВК через порожнини охолодження головного двигуна і заданий виробником двигуна. У другому, маловитратному контурі (показаний блакитним кольором) знаходяться всі теплообмінники, і в цей контур включені всі допоміжні двигуни. Кожен з них має свою систему охолодження, де ТВК охолоджується забортною водою в загальному ВВО. У принципі, системи охолодження допоміжних двигунів (ДГ) повинні бути організовані раціонально, так як це рекомендовано правилами формування раціональних систем охолодження. У цій роботі для спрощення не розглядається завдання раціоналізації систем допоміжних двигунів. При цьому всі вони підключені до загальної системи охолодження, як того вимагає пристрій на судні і виділяють в цю систему певну кількість тепла. Виділення певної кількості тепла є основною функцією цих двигунів у цьому розгляді. У першому циркуляційному контурі (рис. 2.2) більша частина ви-

трати ТВК, після проходження через охолоджувані порожнини ГД, надходить на вхід насоса головного двигуна.

Одночасно менша частина витрати ТВК, після сприйняття тепла двигуна, скидається в контур з водяним охолоджувачем ТВК (ВВО), теплообмінниками та допоміжними двигунами. Скидається після двигуна ТВК, змішується з потоком ТВК після теплообмінників, а потім змішаний потік надходить на охолодження ВВО. Охолоджений у ВВО ТВК частково йде на допоміжні двигуни, а частково на теплообмінники головного двигуна. Потік теплоносія після трьох теплообмінників ГД частково надходить на вхід насоса головного двигуна, де змішується з потоком після двигуна, в результаті чого забезпечується необхідна температура ТВК перед двигуном. Друга частина потоку після теплообмінників йде на ВВО, де охолоджується.

Опріснювач води (дистилятор) при розрахунках схеми не враховувався, оскільки він здатний відводити під час роботи значну кількість тепла, полегшуючи роботу ВВО. Приймалося, що ВВО повинен впоратися з охолодженням ТВК у системі без працюючого дистилятора, забезпечуючи належні температури. Таким чином, для системи створювалися найбільш складні (але можливі) умови експлуатації. У табл. 1 наведено основні дані системи охолодження даного судна відповідно до [20], які використовувалися під час розрахунків. Для всіх схем приймалося, що поверхні теплообміну і конструкції всіх теплообмінників однакові і відповідають типовим можливостям звичайного виробництва подібних виробів.

При непрацюючому головному двигуні працюють дизель-генератори, які здатні підтримувати високу температуру води у всій системі. Щоб розрахувати систему охолодження з усіма двигунами, необхідно знати особливості їх роботи і ступінь одночасності включення, щоб врахувати можливість теплорозсіювання максимально можливої кількості тепла в ВВО. Така можливість принципово вирішується, але через відсутність необхідних вихідних даних тут не розглядалася. В роботі система охолодження розрахована тільки на теплові потоки головного двигуна.

					КРМ.142.6221м.07.02.ПЗ.	Лист
						30
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Питання регулювання температур теплоносіїв зі зміною режимів і температур навколишнього середовища вирішуються установкою спеціальних дроселюючих і перепускних клапанів, регульованих залежно від зазначених параметрів, а також регулюванням насоса. Це окреме, значне за обсягом питання, в даній роботі не розглядалося як таке, що перевищує відповідні обсяги дипломного проектування.

2.2 Метод розрахунку й оптимізації схеми

Метод розрахунку й оптимізації такої схеми надано у [5].

Коротко задачу прямого розрахунку системи можна сформулювати в такий спосіб.

Дано:

температура заборотної води на вході T_{ww1} , температура повітря за компресором T_1 , температури води, масла та гідравлічної рідини за двигуном T_{wd2} , T_{m1} , T_{r1} . Дана температура повітря в ресивері двигуна T_s , витрата ТВК через двигун G_{wd} (рівна витраті через насос ТВК двигуна), витрата заборотної води через насос G_{ww} , витрата масла G_m , витрата гідравлічної рідини G_r і витрата наддувного повітря G_{nb} . Задані величини теплових потоків у воду, масло та гідравлічну рідину (значення Q_d , Q_m і Q_r). Задаються (стереотипні) основні конструктивні дані всіх теплообмінників та рівень ефективності використання мас серцевин. Задаються гранично допустимі опори всіх теплообмінників по всіх теплоносіях.

Визначити:

ККД всіх теплообмінників системи, витрати ТВК через усі її гілки, а також усі невідомі температури теплоносіїв у контрольних точках системи (див. рис. 2.2, де зазначені ці точки та температури). У прямому розрахунку також повинні бути знайдені маси теплообмінних елементів (серцевини) всіх теплообмінників системи M_i та сума всіх мас серцевини, M_Σ .

Основою для прямого теплового розрахунку принципової схеми системи охолодження є система рівнянь, що складається з:

					КРМ.142.6221м.07.02.ПЗ.	Лист
						31
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

- рівнянь теплових балансів для всіх теплообмінників та всієї системи охолодження в цілому;
- рівнянь для визначення теплових потоків у системі,
- рівняння теплового балансу у точці змішування потоків води на вході в насос;
- рівнянь матеріальних балансів у точках роз'єднання та злиття потоків ТНК та ТВК;
- виразів для ККД усіх теплообмінників,
- виразів зв'язку між ККД усіх теплообмінників та їх NTU ,
- виразів зв'язку між NTU та масами серцевини M_i всіх теплообмінників.

При прямих розрахунках таких систем кількість невідомих перевищує кількість рівнянь. Щоб отримати однозначне рішення, рядом невідомих необхідно задаватись. В даному випадку необхідно задати значення трьох невідомих (назвемо їх вільними невідомими) з переліку тих, які потрібно визначити. Інші визначаються в результаті розв'язання зазначеної системи рівнянь. При знаходженні оптимуму необхідно варіювати значення вільних невідомих, прагнучи отримати оптимум.

Якщо як вільні невідомі задати шукані витрати теплоносіїв, що, втім, цілком логічно, завдання буде вирішуваним, але при призначенні таких невідомих і при наступному знаходженні оптимуму виникнуть складності. Відносно складним буде і алгоритм вирішення.

Розв'язання задачі спрощується, якщо як трьома вільними невідомими задатися температурами ТНК за теплообмінниками – температурою за ОНП, t_{w2} , за МО, t_{wm2} , і за Г, t_{wt2} .

При варіюванні цими параметрами є сенс врахувати таке. Температури t_{wm2} , t_{wt2} можна прийняти однаковими (з урахуванням малої маси серцевини охолоджувача Г). Значення пари температур, t_{wm2} , t_{wt2} можуть бути різними. Вони визначають витрати ТВК за теплообмінниками і, таким чином, впливають на суму мас серцевини всіх теплообмінників. Діапазон зміни пари температур, t_{wm2} , t_{wt2} встановити досить легко. Очевидно, що максимум дорівнює

температурі ТВК за двигуном, а мінімум можна вибирати на 30...40 К менше. Аналогічно буде і з температурою ТВК за ОНП, t_{w2} .

2.3 Розрахунок та оптимізація системи охолодження з одним ВВО

Для знаходження раціональних розходів ТВК по гілках системи охолодження розглядалися залежності M_{Σ} (суми мас серцевин теплообмінників системи охолодження) від різних температур ТВК. У даному випадку вважалося, що раціональні розходи повинні забезпечити мінімум M_{Σ} і, відповідно, мінімум вартості та габаритів виробу. Задача вирішувалася методом спуску по координаті з ітераціями по певним параметрам.

В узгодженні з прийнятим методом вирішення задачі, перш за все встановлювалася залежність величини M_{Σ} від значень t_{w1} (температури ТВК за ВВО), при постійних температурах ТВК за МО, Г та ОНП ($t_{гwm2}$, $t_{гwh2}$, t_{wt2}), а також інших незмінних контрольних температурах теплоносіїв у системі охолодження (температурах наддувного повітря перед двигуном, ТВК, масла і гідравлічної рідини на виході з двигуна). Значення температур ТВК за МО та Г, t_{wm2} , а також за ОНП, $t_{гwh2}$, у цьому випадку приймалися орієнтовно, у першому наближенні.

Після встановлення значення t_{w1} , при якому був знайдений мінімум M_{Σ} , це значення t_{w1} приймалося постійним, і при ньому отримувалася залежність M_{Σ} від t_{wm2} . На основі цій залежності встановлювалося значення t_{wm2} , при якому знаходився мінімум M_{Σ} , а далі робилося наступне наближення пошуку величини M_{Σ} від значень t_{w1} при цьому, новому, встановленому з графіку, значенні t_{wm2} . Криві $M_{\Sigma} = f(t_{w1}, t_{wm2})$ будувалися при постійному значенні температури ТВК за ОНП, $t_{гwh2}$, яке було прийняте спочатку орієнтовно. Значення $t_{гwh2}$ було встановлене потім у другому наближенні з залежності виду $M_{\Sigma} = f(t_{гwh2})$, де температури t_{w1} і t_{wm2} приймалися постійними. Спочатку їх теж приймали орієнтовно, а потім приймали на підставі описаних вище побудов. Такі процедури повторювалися, поки не було досягнуто найменше значення M_{Σ} , приблизно однакове для усіх залежностей.

Для того, щоб побудувати такі залежності, проводилися розрахунки системи охолодження на підставі наданого розрахункового комплексу, де разом обчислюється і система, і всі її теплообмінники. Такий комплекс був розроблений на кафедрі ДВЗ НУК [5]. В результаті розрахунків були отримані таблиці 2.1...2.4, на підставі яких і були побудовані всі розглянуті залежності.

Таблиця 2.1. Параметри, отримані при розрахунках системи охолодження з одним ВВО

Параметри	Розм.	Назва
$Q_{ГВ}$	кВт	Тепловідведення у засорочкові порожнини ГД
$Q_{ГМ}$	кВт	Тепловідведення у масло ГД
$Q_{ГН}$	кВт	Тепловідведення від ОНП ГД
$Q_{ВВ}$	кВт	Тепловідведення у засорочкові порожнини ДГ
$Q_{ВМ}$	кВт	Тепловідведення у масло ДГ
$Q_{ВН}$	кВт	Тепловідведення від ОНП ДГ
$Q_{ГГ}$	кВт	Тепловідведення від гідравліки
$G_{ГВ}$	кг/с	Розхід води через головний двигун ГД
$G_{ГВМ}$	кг/с	Розхід води через МО
$G_{ГВГ}$	кг/с	Розхід води через Г
$G_{ГВН}$	кг/с	Розхід води через ОНВ
$G_{ГН}$	кг/с	Розхід наддувного повітря ГД
$G_{ГМ}$	кг/с	Розхід масла ГД
$G_{ГГ}$	кг/с	Розхід гідравлічного масла
$G_{ВОВ}$	кг/с	Розхід прісної води через ВВО
$G_{ВВВ}$	кг/с	Розхід забортної води через ВВО
$G_{ГВП}$	кг/с	Розхід прісної води через перепуск головного двигуна
$G_{ГВП1}$	кг/с	Перепуск після теплообмінників
$G_{ГВΣ}$	кг/с	Розхід охолодженої прісної води на ГД
$G_{ВВΣ}$	кг/с	Розхід охолодженої прісної води на ДГ
Z	шт	Число ОНП ГД
$ZВ$	шт	Число ДГ
T_0	оС	Повітря перед компресором
P_0	Па	Тиск повітря перед компресором
P_1	Па	Тиск повітря за компресором

T_{ww1}	°C	Забортна вода перед ВВО
T_{ww2}	°C	Забортна вода за ВВО
$T_1 (T_k)$	°C	T_1 або T_k , повітря за компресором
$T_2 (T_s)$	°C	T_2 або T_s , повітря за ОНП
$T_{Гw1}$	°C	Вода перед ГД
$T_{Гw2}$	°C	Температура води за ГД
T_{w1}	°C	Вода за ВВО і перед ОНП, МО, Г
$T_{ГwH2}$	°C	Вода за ОНВ
$T_{ГwГ2}$	°C	Вода за Г
$T_{ГwM2}$	°C	Вода після МО
$T_{Гw4}$	°C	Вода після усіх теплообмінників
T_{M1}	°C	Масло після ГД і на вході у МО
T_{M2}	°C	Масло за МО
$T_{Г1}$	°C	Гідравлічне масло перед Г
$T_{Г2}$	°C	Гідравлічне масло після Г
T_{w3}	°C	Вода перед ВВО
$T_{wΣГ}$	°C	Температура у гілці ГД перед ВВО
$T_{wΣВ}$	°C	Температура у гілці ДГ перед ВВО

Таблиця 2.2. Вплив температури за ВВО, t_{w1} при постійному значенні температур за МО та Г, $t_{ГwM2}$, $t_{ГwГ2}$

Параметри	Розм.	Вплив $t_{w1}, t_{ГwM2} = 45,5$ °C			
$Q_{Гw}$	кВт	1450,00	1450,00	1450,00	1450,00
$Q_{ГM}$	кВт	790,00	790,00	790,00	790,00
$Q_{ГH}$	кВт	4137,44	4137,44	4137,44	4137,44
Q_{Bw}	кВт	239,00	239,00	239,00	239,00
Q_{BM}	кВт	117,00	117,00	117,00	117,00
Q_{BH}	кВт	369,00	369,00	369,00	369,00
$Q_{ГГ}$	кВт	40,00	40,00	40,00	40,00
$G_{Гw}$	кг/с	23,00	23,00	23,00	23,00
$G_{ГwM}$	кг/с	25,14	29,01	34,28	41,90
$G_{ГwГ}$	кг/с	1,27	1,47	1,74	2,12
$G_{ГwH}$	кг/с	16,46	16,74	17,03	17,32
$G_{ГH}$	кг/с	25,90	25,90	25,90	25,90
$G_{ГM}$	кг/с	57,00	57,00	57,00	57,00
$G_{ГГ}$	кг/с	5,00	5,00	5,00	5,00

G_{wob}	кг/с	60,23	64,93	71,14	79,84
G_{ww}	кг/с	178,00	178,00	178,00	178,00
$G_{\text{гвп}}$	кг/с	8,25	8,45	8,66	8,88
$G_{\text{гвп1}}$	кг/с	8,25	8,45	8,66	8,88
$G_{\text{гв}\Sigma}$	кг/с	51,12	55,66	61,70	70,23
$G_{\text{бв}\Sigma}$	кг/с	9,11	9,27	9,44	9,61
Z	шт	1,00	1,00	1,00	1,00
$Z_{\text{Б}}$	шт	3,00	3,00	3,00	3,00
T_0	°C	45,00	45,00	45,00	45,00
P_0	кПа	100	100	100	100
P_1	кПа	350	350	350	350
T_{ww1}	°C	36,00	36,00	36,00	36,00
T_{ww2}	°C	56,00	57,19	58,80	61,12
$T_1 (T_{\kappa})$	°C	213,95	213,95	213,95	213,95
$T_2 (T_s)$	°C	55,00	55,00	55,00	55,00
$T_{\text{гв1}}$	°C	79,95	79,95	79,95	79,95
$T_{\text{гв2}}$	°C	95,00	95,00	95,00	95,00
T_{wl}	°C	38,00	39,00	40,00	41,00
$T_{\text{гвн2}}$	°C	98,00	98,00	98,00	98,00
$T_{\text{гвг2}}$	°C	45,50	45,50	45,50	45,50
$T_{\text{гвм2}}$	°C	45,50	45,50	45,50	45,50
$T_{\text{гв4}}$	°C	67,21	65,74	64,07	62,14
$T_{\text{м1}}$	°C	51,00	51,00	51,00	51,00
$T_{\text{м2}}$	°C	43,80	43,80	43,80	43,80
$T_{\text{г1}}$	°C	51,00	51,00	51,00	51,00
$T_{\text{г2}}$	°C	46,83	46,83	46,83	46,83
T_{w3}	°C	72,05	70,58	68,83	66,68
$T_{\text{w}\Sigma\Gamma}$	°C	67,96	66,52	64,82	62,81
$T_{\text{w}\Sigma\text{Б}}$	°C	95,00	95,00	95,00	95,00
$M_{\text{нв}}$	кг	380,3	388,5	397,8	408,9
$M_{\text{Б}}$	кг	5953,2	5199,9	5130,3	4804,5
$M_{\text{мо}}$	кг	2550,1	3158,0	3306,0	3882,9
M_{Γ}	кг	126,4	129,6	139,3	139,1
M_{Σ}	кг	9010,1	8876,1	8973,3	9235,5

Таблиця 2.3. Вплив температури за МО та Г, $t_{ГWM2}$, $t_{ГWT2}$ при постійному значенні температури за ВВО, t_{w1}

Параметри	Разом	Вплив $t_{ГWM2}$, $t_{w1}=39\text{ }^{\circ}\text{C}$; $t_{ГWH2} = 98\text{ }^{\circ}\text{C}$				
$Q_{ГW}$	кВт	1450,00	1450,00	1450,00	1450,00	1450,00
$Q_{ГМ}$	кВт	790,00	790,00	790,00	790,00	790,00
$Q_{ГН}$	кВт	4137,44	4137,44	4137,44	4137,44	4137,44
Q_{BW}	кВт	239,00	239,00	239,00	239,00	239,00
Q_{BM}	кВт	117,00	117,00	117,00	117,00	117,00
Q_{BH}	кВт	369,00	369,00	369,00	369,00	369,00
$Q_{ГГ}$	кВт	40,00	40,00	40,00	40,00	40,00
$G_{ГW}$	кг/с	23,00	23,00	23,00	23,00	23,00
$G_{ГWM}$	кг/с	37,71	31,42	29,01	26,93	23,57
$G_{ГWT}$	кг/с	1,91	1,59	1,47	1,36	1,19
$G_{ГWH}$	кг/с	16,74	16,74	16,74	16,74	16,74
$G_{ГН}$	кг/с	25,90	25,90	25,90	25,90	25,90
$G_{ГМ}$	кг/с	57,00	57,00	57,00	57,00	57,00
$G_{ГГ}$	кг/с	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00
G_{WOB}	кг/с	74,07	67,47	64,93	62,75	59,22
G_{WW}	кг/с	178,00	178,00	178,00	178,00	178,00
$G_{ГWП}$	кг/с	8,45	8,45	8,45	8,45	8,45
$G_{ГWП1}$	кг/с	8,45	8,45	8,45	8,45	8,45
$G_{ГW\Sigma}$	кг/с	64,80	58,20	55,66	53,49	49,95
$G_{BW\Sigma}$	кг/с	9,27	9,27	9,27	9,27	9,27
Z	ШТ	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
ZB	ШТ	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00
T_0	$^{\circ}\text{C}$	45,00	45,00	45,00	45,00	45,00
P_o	Па	100	100	100	100	100
P_1	Па	350	350	350	350	350
T_{ww1}	$^{\circ}\text{C}$	36,00	36,00	36,00	36,00	36,00
T_{ww2}	$^{\circ}\text{C}$	60,17	58,02	57,19	56,48	55,32
$T_l(T_k)$	$^{\circ}\text{C}$	213,95	213,95	213,95	213,95	213,95
$T_2(T_s)$	$^{\circ}\text{C}$	55,00	55,00	55,00	55,00	55,00
$T_{ГW1}$	$^{\circ}\text{C}$	79,95	79,95	79,95	79,95	79,95
$T_{ГW2}$	$^{\circ}\text{C}$	95,00	95,00	95,00	95,00	95,00
T_{wI}	$^{\circ}\text{C}$	39,00	39,00	39,00	39,00	39,00
$T_{ГWH2}$	$^{\circ}\text{C}$	98,00	98,00	98,00	98,00	98,00
$T_{ГWT2}$	$^{\circ}\text{C}$	44,00	45,00	45,50	46,00	47,00
$T_{ГWM2}$	$^{\circ}\text{C}$	44,00	45,00	45,50	46,00	47,00
$T_{ГW4}$	$^{\circ}\text{C}$	61,87	64,52	65,74	66,90	69,04
T_{M1}	$^{\circ}\text{C}$	51,00	51,00	51,00	51,00	51,00

T_{M2}	°C	43,80	43,80	43,80	43,80	43,80
$T_{Г1}$	°C	51,00	51,00	51,00	51,00	51,00
$T_{Г2}$	°C	46,83	46,83	46,83	46,83	46,83
T_{w3}	°C	66,68	69,39	70,58	71,68	73,63
$T_{w\Sigma Г}$	°C	62,63	65,32	66,52	67,64	69,66
$T_{w\Sigma B}$	°C	95,00	95,00	95,00	95,00	95,00
M_{HB}	кг	388,74	388,73	388,74	388,73	388,74
M_B	кг	6021,8	5311,9	5200,0	5214,0	4960,6
M_{MO}	кг	2695,3	3060,9	3118,2	3252,9	4017,7
$M_{Г}$	кг	107,3	123,2	129,6	139,2	163,8
M_{Σ}	кг	9213,1	8884,7	8836,5	8994,9	9530,8

Таблиця 2.4. Вплив температури за ОНП, $t_{ГWH2}$, при постійному значенні температур t_{w1} та $t_{ГWM2}$

Параметри	Разом	Вплив $t_{ГWH2}$, $t_{w1}=39\text{ °C}$; $t_{ГWM2}=45,5\text{ °C}$			
$Q_{ГW}$	кВт	1450,00	1450,00	1450,00	1450,00
$Q_{ГM}$	кВт	790,00	790,00	790,00	790,00
$Q_{ГH}$	кВт	4137,44	4137,44	4137,44	4137,44
Q_{BW}	кВт	239,00	239,00	239,00	239,00
Q_{BM}	кВт	117,00	117,00	117,00	117,00
Q_{BH}	кВт	369,00	369,00	369,00	369,00
$Q_{ГГ}$	кВт	40,00	40,00	40,00	40,00
$G_{ГW}$	кг/с	23,00	23,00	23,00	23,00
$G_{ГWM}$	кг/с	29,01	29,01	29,01	29,01
$G_{ГWG}$	кг/с	1,47	1,47	1,47	1,47
$G_{ГWH}$	кг/с	17,03	16,74	16,46	16,19
$G_{ГH}$	кг/с	25,90	25,90	25,90	25,90
$G_{ГM}$	кг/с	57,00	57,00	57,00	57,00
$G_{ГГ}$	кг/с	5,00	5,00	5,00	5,00
G_{WOB}	кг/с	65,22	64,93	64,65	64,38
G_{WW}	кг/с	178,00	178,00	178,00	178,00
$G_{ГWП}$	кг/с	8,45	8,45	8,45	8,45
$G_{ГWП1}$	кг/с	8,45	8,45	8,45	8,45
$G_{ГW\Sigma}$	кг/с	55,95	55,66	55,38	55,11
$G_{BW\Sigma}$	кг/с	9,27	9,27	9,27	9,27
Z	шт	1,00	1,00	1,00	1,00
Z_B	шт	3,00	3,00	3,00	3,00
T_0	оС	45,00	45,00	45,00	45,00
P_o	Па	100	100	100	100
P_1	Па	350	350	350	350

T_{ww1}	°C	36,00	36,00	36,00	36,00
T_{ww2}	°C	57,28	57,19	57,10	57,01
$T_l (T_k)$	°C	213,95	213,95	213,95	213,95
$T_2 (T_s)$	°C	55,00	55,00	55,00	55,00
$T_{Гw1}$	°C	79,95	79,95	79,95	79,95
$T_{Гw2}$	°C	95,00	95,00	95,00	95,00
T_{wl}	°C	39,00	39,00	39,00	39,00
$T_{ГwH2}$	°C	97,00	98,00	99,00	100,00
$T_{ГwГ2}$	°C	45,50	45,50	45,50	45,50
$T_{ГwM2}$	°C	45,50	45,50	45,50	45,50
$T_{Гw4}$	°C	65,55	65,74	65,93	66,12
T_{M1}	°C	51,00	51,00	51,00	51,00
T_{M2}	°C	43,80	43,80	43,80	43,80
$T_{Г1}$	°C	51,00	51,00	51,00	51,00
$T_{Г2}$	°C	46,83	46,83	46,83	46,83
T_{w3}	°C	70,44	70,58	70,72	70,85
$T_{w\Sigma Г}$	°C	66,37	66,52	66,65	66,79
$T_{w\Sigma B}$	°C	95,00	95,00	95,00	95,00
M_{HB}	кг	386,59	388,74	391,43	393,58
M_B	5450,9	5200,0	5303,7	5385,7	5450,9
M_{MO}	3081,7	3081,7	3081,7	3081,7	3081,7
$M_{Г}$	134,4	134,4	134,3977	134,3977	134,4
M_{Σ}	9053,5	8804,8	8911,2	8995,4	9053,5

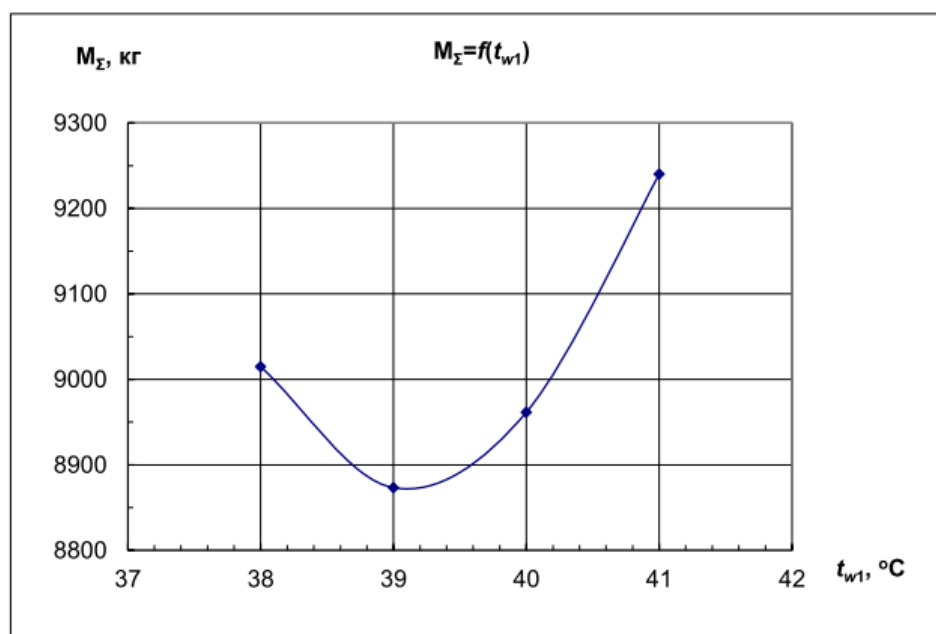


Рис. 2.1: $t_{ГwM2} = 45,5^\circ\text{C}$; $t_{ГwH2} = 98^\circ\text{C}$

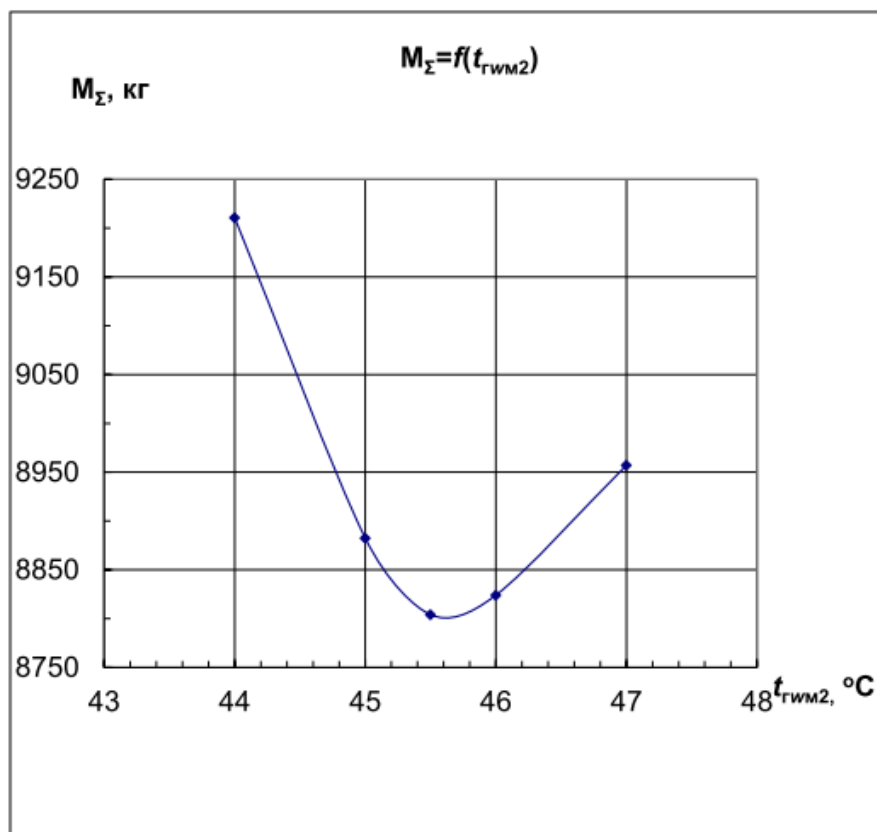


Рис. 2.2: $t_{w1} = 39^{\circ}\text{C}$; $t_{ГВМ2} = 98^{\circ}\text{C}$

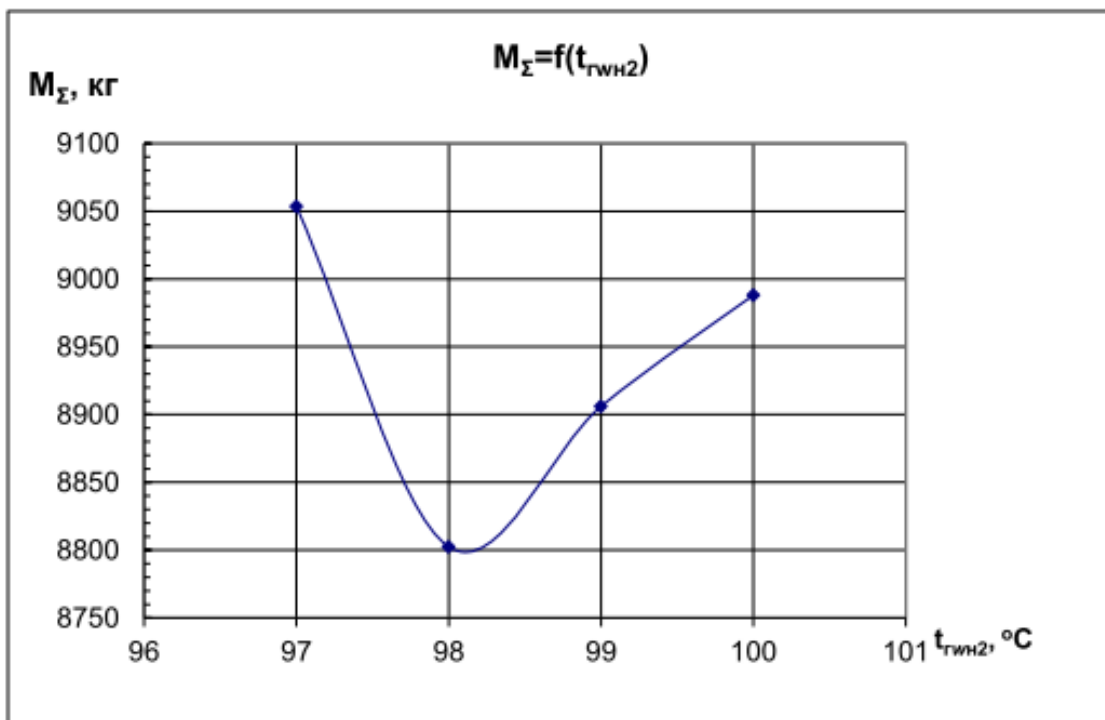


Рис. 2.3: $t_{w1} = 39^{\circ}\text{C}$; $t_{ГВМ2} = 45.5^{\circ}\text{C}$

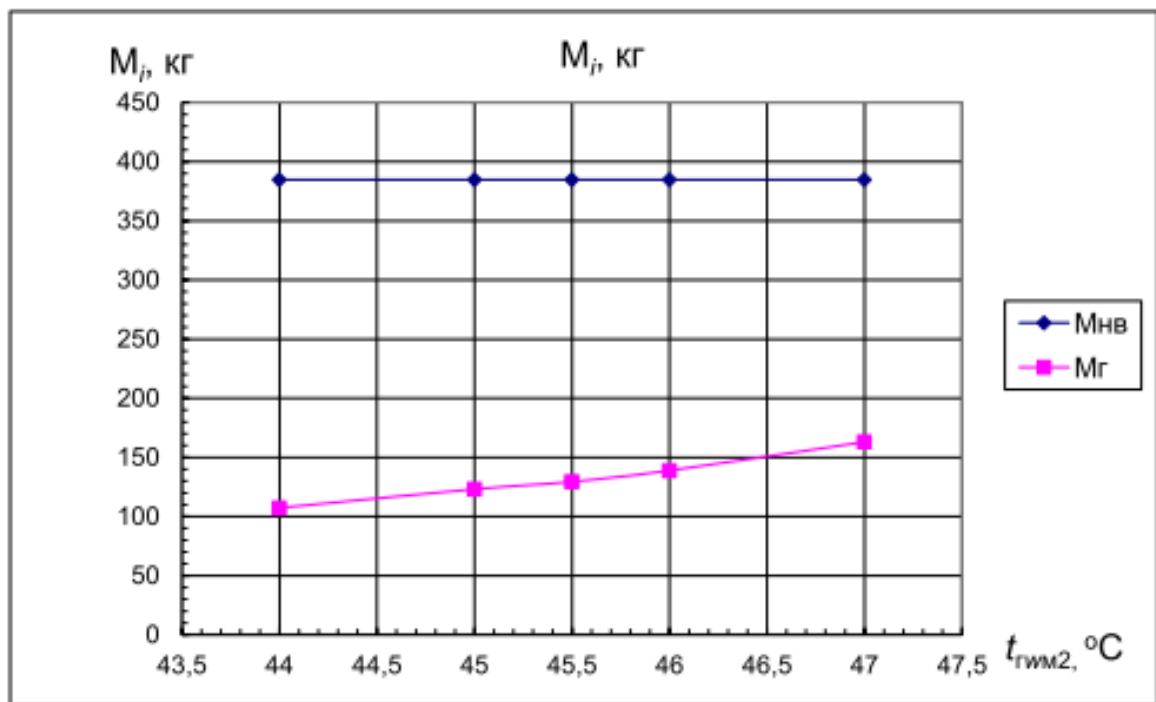


Рис. 2.4: $t_{w1} = 39^\circ\text{C}$; $t_{гwm2} = 98^\circ\text{C}$

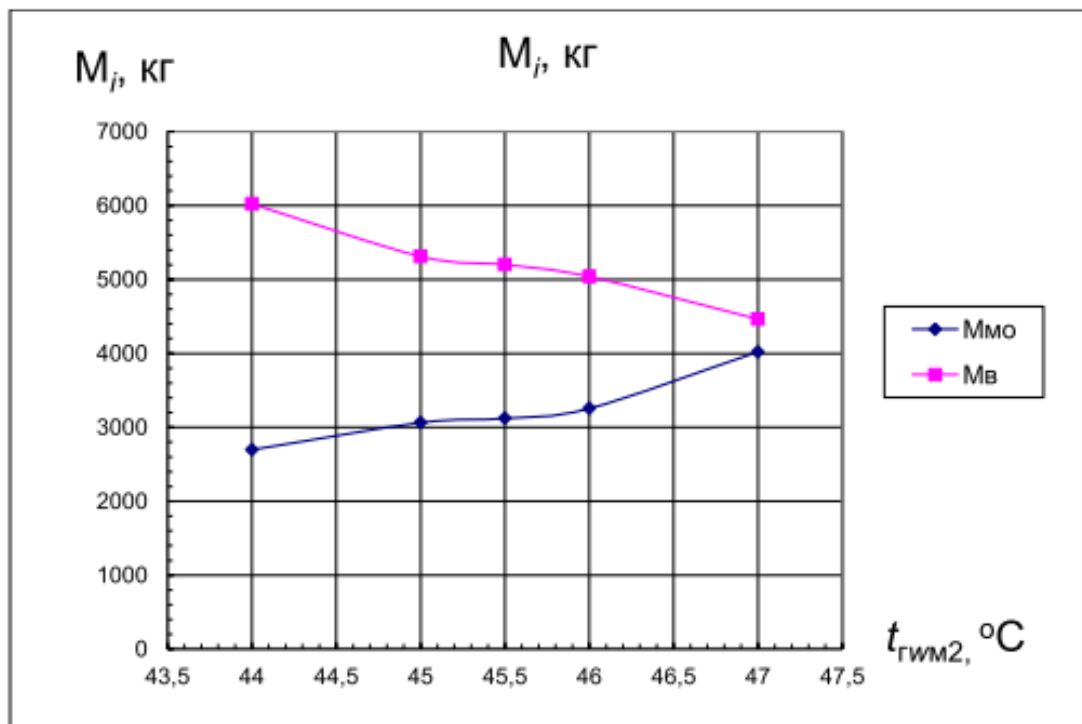


Рис. 2.5: $t_{w1} = 39^\circ\text{C}$; $t_{гwm2} = 98^\circ\text{C}$

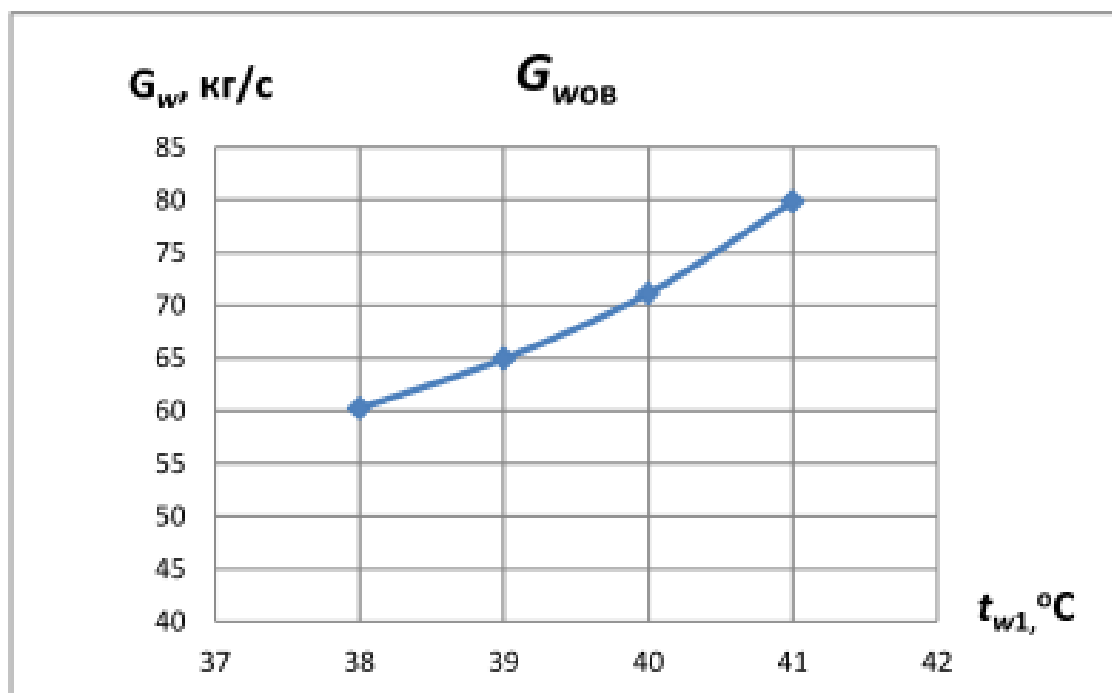


Рис. 2.6: $t_{ГWM2} = 45,5^\circ\text{C}$; $t_{ГWH2} = 98^\circ\text{C}$

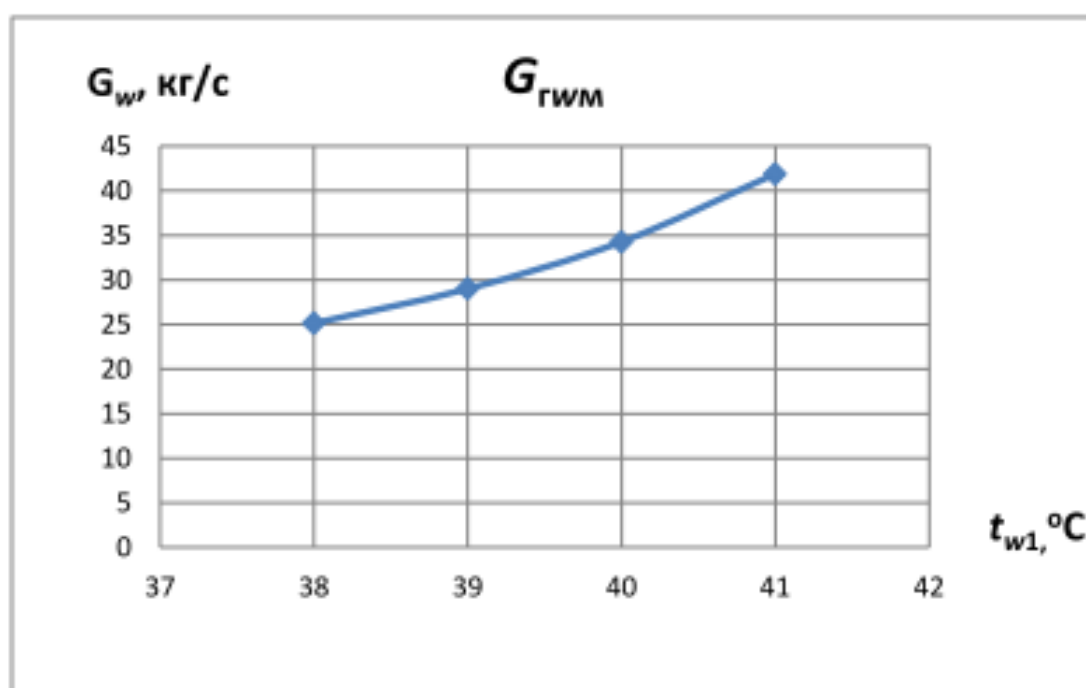


Рис. 2.7: $t_{ГWM2} = 45,5^\circ\text{C}$; $t_{ГWH2} = 98^\circ\text{C}$

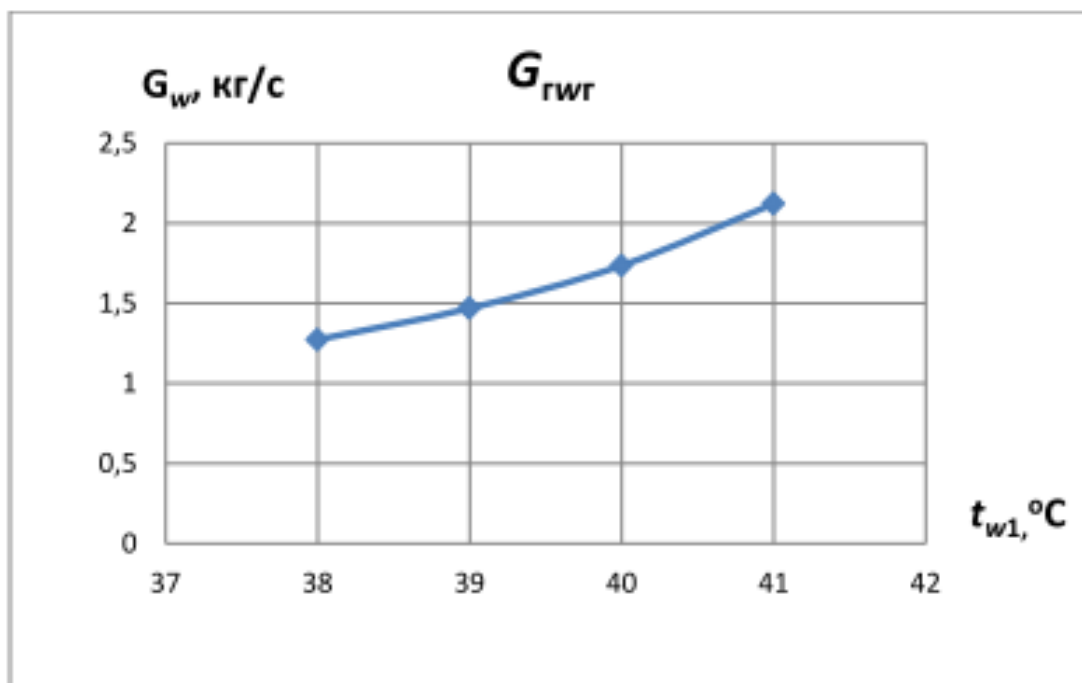


Рис. 2.8: $t_{\text{ГWM2}} = 45,5^\circ\text{C}$; $t_{\text{ГWN2}} = 98^\circ\text{C}$

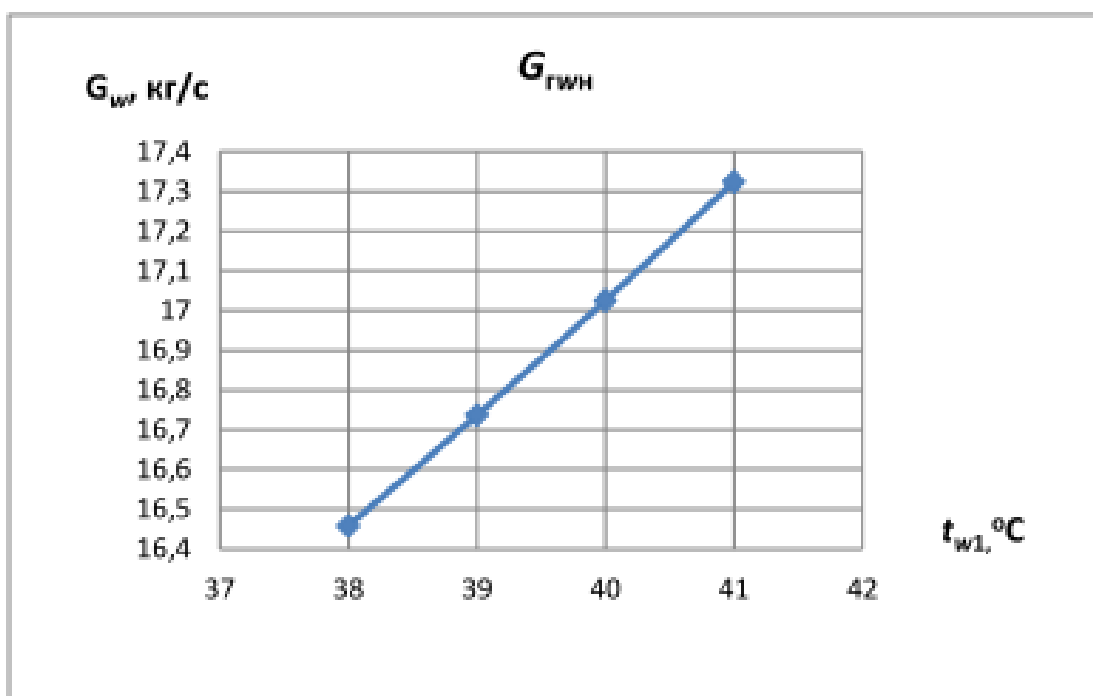


Рис. 2.9: $t_{\text{ГWM2}} = 45,5^\circ\text{C}$; $t_{\text{ГWN2}} = 98^\circ\text{C}$

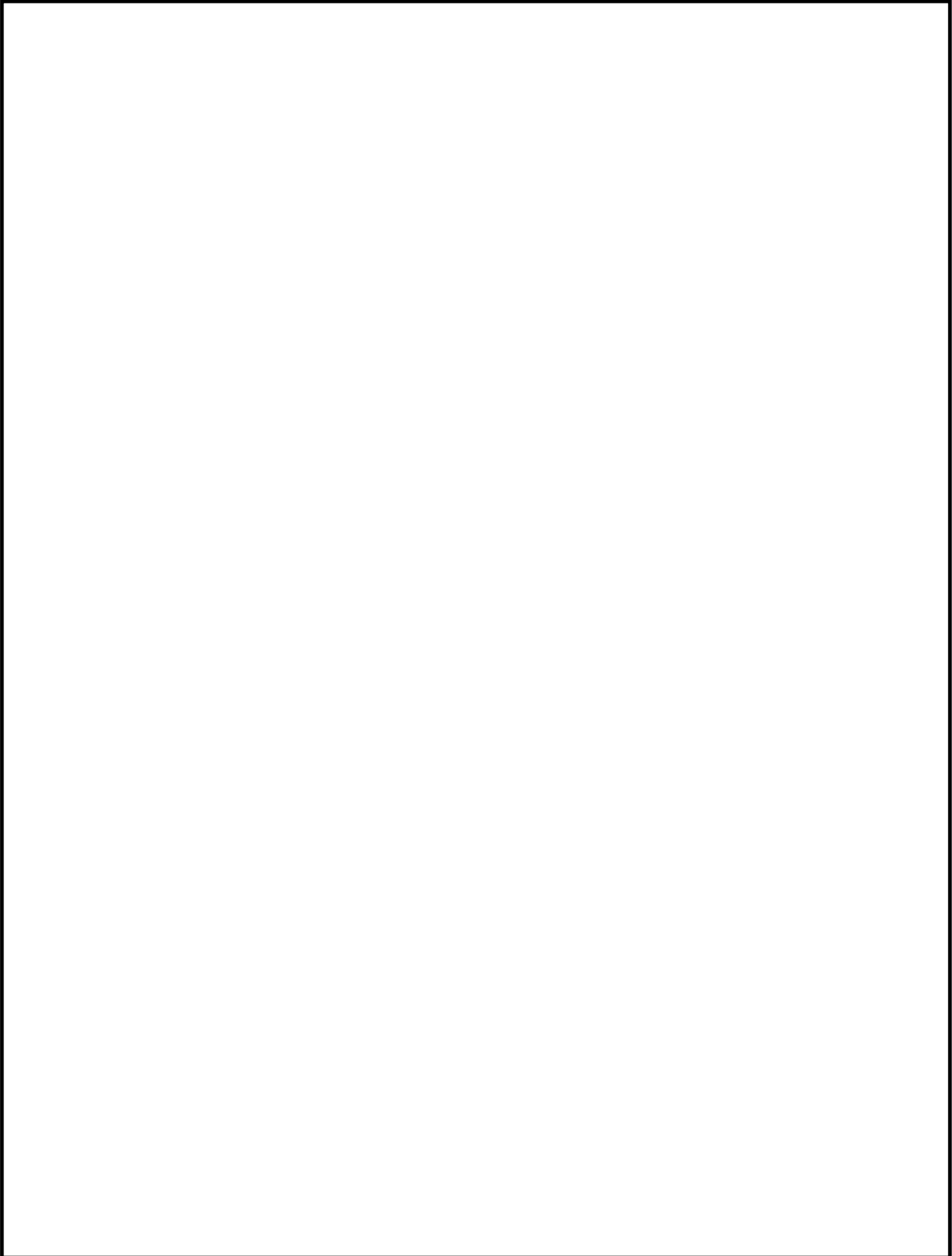
2.4 Висновки з оптимізації схеми системи охолодження з одним ВВО

Таким чином, приведені вище таблиці та графіки є тим матеріалом, на базі якого проводилося дослідження. Основні закономірності були встановлені на підставі приведених вище графіків, що дозволяє зробити зазначені нижче висновки.

1. На підставі графіків на рис. 2.1...2.3, де показані залежності для M_{Σ} , отримані у останньому наближенні, отримано мінімальне значення $M_{\Sigma} \approx 8800$ кг. Ця вага має місце при $t_{\text{ГВН}2} = 98^{\circ}\text{C}$, $t_{\text{w}1} = 39^{\circ}\text{C}$, $t_{\text{ГВМ}2}$, $t_{\text{WT}2} = 45,5^{\circ}\text{C}$. Значення температур, як і значення M_{Σ} , є приблизними, враховуючи особливості визначення функції цілі. Проте, можна сказати (теж приблизно, на підставі чисельних розрахунків, без строгих математичних висновків), що точність визначення M_{Σ} складає ± 40 кг, точність визначення температур $\pm 0,25^{\circ}\text{C}$.

2. Зміна вказаних температур ТВК впливає на маси серцевин теплообмінників по різному (рис. 2.4, 2.5). З зростанням температури $t_{\text{ГВМ}2}$ маса серцевини ОНП не змінюється, маси серцевин МО та Г зростають, маса серцевини ВОВ знижується. Це зниження, враховуючи абсолютну величину цієї маси, є вирішальним до певного значення $t_{\text{ГВМ}2}$. Завдяки цьому виникає зниження M_{Σ} до вказаних меж. Такий самий висновок можна отримати, якщо аналізувати залежність мас від $t_{\text{w}1}$, або від $t_{\text{ГВН}2}$ (тут такі залежності не побудовані і не розглядаються).

3. Залежності на рис. 2.6...2.9 дозволяють визначити розходи прісної води через теплообмінники на режимі мінімуму M_{Σ} . Як видно з залежностей, розходи води через усі теплообмінники з зростанням температури $t_{\text{w}1}$ зростають, але по різному. Найменший розхід води має місце для Г. Найбільший – для ВВО.



					КРМ.142.6221м.07.03.ПЗ.		
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			
Студент		Слободян С.І.			Розділ 3 Проектування ВВО для схеми СО з одні теплообмінником води		
Консультант							
Керівник		Мошенцев Ю.Л.					
Зав. кафедри		Гогоренко О.А.					
					Літ.	Лист	Листів
						45	9
					НУК імені адмірала Макарова		

РОЗДІЛ 3

Проектування ВВО для схеми СО з одним теплообмінником води

3.1 Загальні відомості про ВВО

ВВО у даній системі уявляє собою типову кожухотрубну конструкцію, схема якої зображена на рис. 3.1. Зовні такий теплообмінник виглядає так, як показано на рис. 3.2.

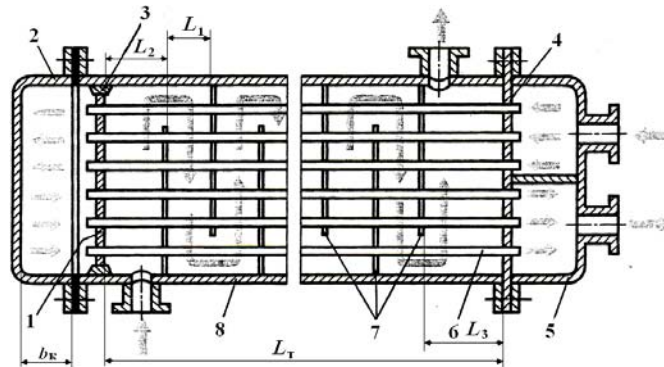


Рис. 3.1. Схема реверсивного кожухотрубного МО з сегментними діафрагмами: 1 – дошка трубна рухома; 2 – кришка водяна з поворотною камерою; 4 – дошка трубна нерухома; 5 – кришка водяна з прийомним і відвідним патрубками; 6 – трубка; 7 – діафрагми; 8 – кожух (трубчастий корпус); b_k – висота поворотної камери; L_T – довжина трубок між дошками; L_1 – відстань між діафрагмами в середині пучка; L_2 – відстань між діафрагмою і рухомою дошкою; L_3 – те ж для нерухомої дошки

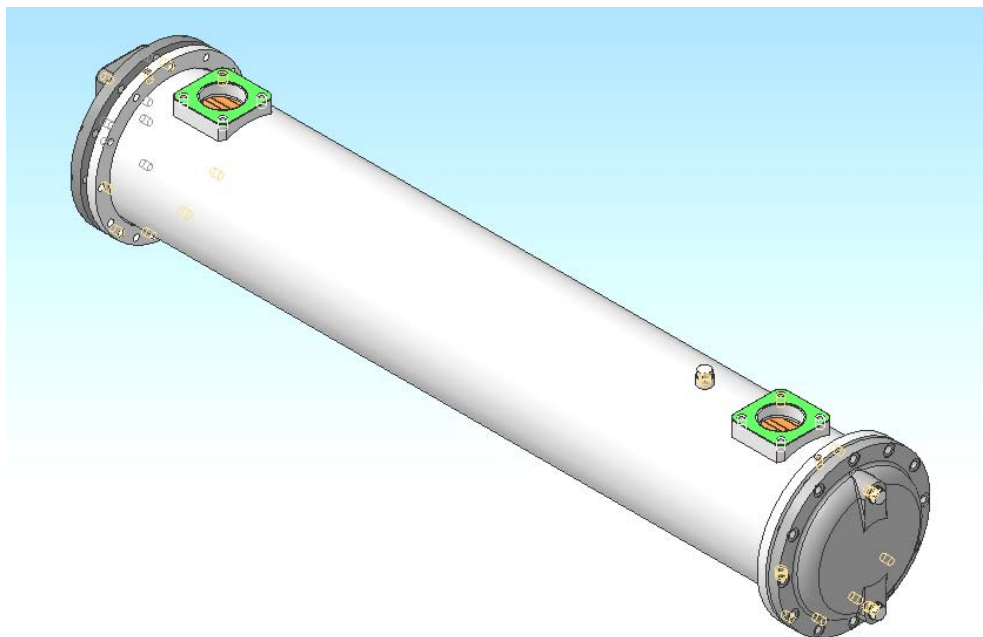


Рис. 3.2. Зовнішній вигляд ВВО

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

КРМ.142.6221м.07.03.ПЗ.

Лист

46

Охолоджуюча (забортна) вода підводиться (відводиться) до кришок, а прісна вода (ТВК) підводиться (відводиться) до квадратних фланців (патрубків), що розташовані на корпусі. Дійсне розміщення патрубків для забортної води залежить від кількості ходів по цій воді. Для парного числа ходів патрубки розміщуються з одного боку корпусу, для непарного – з двох боків. У нашому випадку число ходів три, тобто непарне. Відповідно патрубки мають бути з різних боків.

Трубний пучок виглядає так, як показано на рис. 3.3.

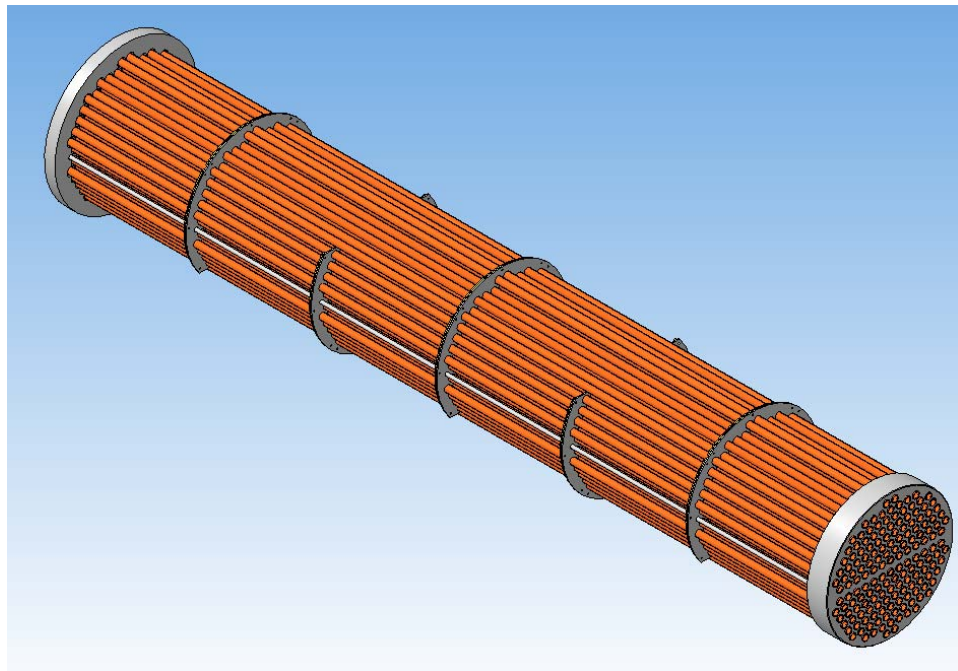


Рис. 3.3. Загальний вигляд трубного пучка з сегментними діафрагмами

На ньому видні сегментні діафрагми, які одягаються на трубки, та забезпечують многократне проходження трубного пучка потоком ТВК. Одна сторона трубок закріплюється у нерухомій трубній дошці (з більшим діаметром), а інша – у рухомій. Рухома трубна дошка забезпечує компенсацію термічних подовжень трубок. Діафрагми виглядають так, як зображено на рис. 3.4. Протічки між корпусом та діафрагмою (байпасний потік) ліквідуються завдяки пластмасовим гнучким ущільненням, які кріпляться до кожної діафрагми. На рис. 3.5 показана конструкція цих ущільнень.

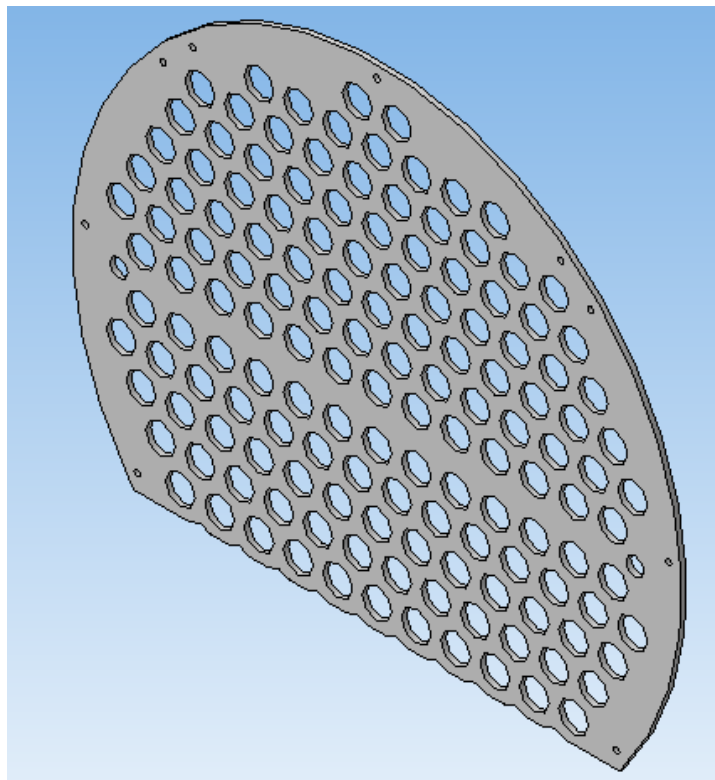
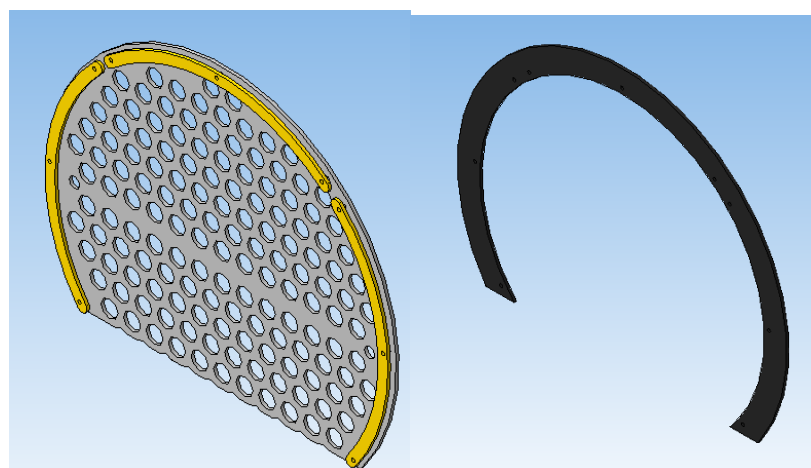


Рис. 3.4. Загальний вид діафрагми



а

б

Рис. 3.5. Діафрагма з накладками для кріплення пластикового ущільнення (*а*),
пластикове ущільнення (*б*)

3.2 Конструювання ВВО

У системі встановлений один ВВО. За схемою взаємної течії теплоносіїв він може бути зробленим згідно варіантам, вказаним на рис. 3.6. Ці варіанти встановлюються залежно від того, як проходить процес оптимізації сис-

теми СО та конструкції ВВО. Схема *в* як раз відповідає розрахованій конструкції.

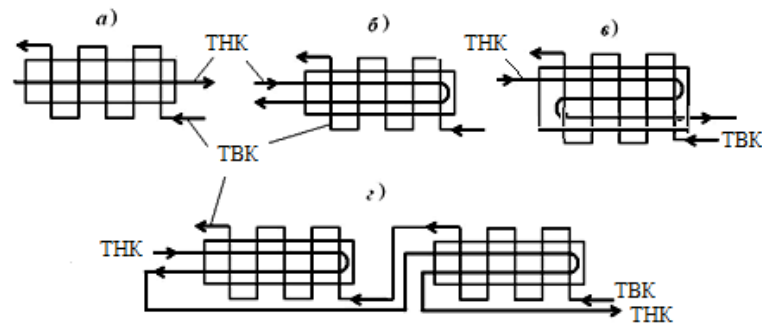


Рис. 3.6. Схеми взаємної течії теплоносіїв, можливі для ВВО: *а*) – багаторазовий перехресний тік при загальній протитечії (схема 1); *б*) – однократний реверсивний тік (схема 4); *в*) – однократний реверсивний тік (схема 4); *г*) – двократний реверсивний тік (схема 4)

Реверсивний тік термодинамічно однаковий для схем *б* і *в*, хоча ТНК проходить у схемі *б* двічі, а у схемі *в* тричі через пучок. Для обох схем він рахується як однократний реверсивний тік. Якщо ж теплообмінник виконати за схемою *г*, то термодинамічна ефективність такого теплообмінника стає вищою, і він рахується вже як двократний реверсивний тік при загальній протитечії теплоносіїв. Конструктивно такий теплообмінник можна створити у одному корпусі, а можна його розділити на два чи навіть більше корпусів.

При розрахунках системи, для точки оптимуму, отримані параметри ВВО, які надаються у табл. 3.1.

Таблиця 3.1. Розрахункові значення параметрів ВВО

№ з/П	Позначка	Назва		Значення
Параметри ВВО та теплоносіїв				
1.	G_w	кг/с	Розхід прісної води	64,93
2.	tw_1	°C	Температура прісної води на вході	70,6
3.	pw_1	кПа	Тиск прісної води на вході	200,0

4.	tw_2	°C	Температура прісної води за ВВО	39,00
5.	η	-	ККД ВВО	0,913
6.	w_w	м/с	Середня швидкість прісної води між трубками	0,83
7.	$w_{w\text{під}}$	м/с	Швидкість прісної води у патрубку, що підводить	1,00
8.	$w_{w\text{від}}$	м/с	Швидкість прісної води у патрубку, що відводить	1,00
9.	ΔP_w	кПа	Втрата тиску по прісній воді	55,91
10.	G_{ww}	кг/с	Розхід заборотної води	178,00
11.	t_{ww1}	°C	Температура заборотної води на вході	36,0
12.	t_{ww2}	°C	Температура заборотної води на виході	47,9
13.	P_{ww}	кПа	Тиск заборотної води на вході	200,0
14.	w_{ww}	м/с	Швидкість заборотної води у трубках	1,112
15.	$w_{ww\text{под}}$	м/с	Швидкість заборотної води у патрубку, що підводить	1,000
16.	$w_{ww\text{от}}$	м/с	Швидкість заборотної води у патрубку, що відводить	1,000
17.	Π	%	Солоність заборотної води	10
18.	ΔP_{ww}	кПа	Втрата тиску по заборотній воді	52,4
19.	R_Σ	$\text{м}^2 \cdot \text{К} / \text{В}_\text{т}$	Коефіцієнт опору забруднень	0,0004
20.	k_g	Вт/кгК	Коефіцієнт використання маси пучка труб	175,7
21.	Q	Вт	Кількість теплоти, переданої у ВВО	8592441,95
22.	Схема**	шт	Схема взаємної течії теплоносіїв	4
23.	b_w	шт	Число ходів прісної води	16
24.	b_{ww}	шт	Число ходів заборотної води	3
25.	b_p	шт	Число протитечійних реверсивних елементів	4
26.			Параметри трубки та трубної решітки	
27.	d_0	м	Несучий діаметр трубки	0,0120
28.	d_w	м	Внутрішній діаметр трубки	0,0100
29.	S_1	м	Шаг між трубками, перпендикулярний руху води	0,0160
30.	S_2	м	Шаг між трубками по глибині.	0,0139
31.	S_Π	м	Відстояння центрального ряду від осьової лінії	0,0069

32.	S_{Π}	м	Відстань між рядами труб	0,0019
33.	δ_d	м	Зазор між трубою та діафрагмою на сторону	0,0001
34.	h_{co}		Відносна висота вирізу діафрагми на діаметрі D_o	0,175
35.	k_D		Відносна величина відстані між діафрагмами	0,180
36.	S_d	м	Товщина діафрагми	0,006
37.	Z_d	шт.	Максимальне число труб у поперечному ряді	83
38.	Z_{cv}	шт.	Можливе число труб у вирізі сегмента	704
39.	Так/Ні		Наявність труб у вирізі	ні
40.	Z_2	шт.	Число поперечних рядів труб у відсіку	62
41.	$Z_{дійсн}$	шт.	Загальне число труб у пучку	4692
42.	Z	шт.	Число труб в пучку між вирізами діафрагм	4692
43.	φ_{ao}	град	Центральний кут сегментного вирізу на діаметрі D_o	98,8
44.	φ_{at}	град	Центральний кут сегментного вирізу на діаметрі D_t	99,8
45.	H_{co}	м	Висота сегментного вирізу на діаметрі D_o	0,231
46.	H_{ct}	м	Висота сегментного вирізу на діаметрі D_t	0,238
47.	D_o	м	Діаметр кола, описаного навколо пучка	1,324
48.	L_{Π}	м	Глибина одного відсіку по ходу води	0,859
49.	$Z_{дф}$		Загальна кількість діафрагм	15
50.	L_1	м	Відстань між діафрагмами	0,238
51.	L_2	м	Довжина трубок у відсіку, де підводять воду	0,238
52.	L_3	м	Довжина трубок у відсіку, де відводять воду	0,238
53.	L_t^*	м	Довжина трубок теплообмінника з урахуванням затінення частини довжини діафрагмами	3,903
54.	D_t	м	Внутрішній діаметр кожуху	1,337
55.	$D_{под}$	мм	Внутрішній діаметр патрубка прісної води, що підводить	289,6
56.	$D_{от}$	мм	Внутрішній діаметр патрубка прісної води, що відводить	289,63

57.	$D_{\text{под}}$	мм	Внутрішній діаметр патрубку заборотної води, що підводить	475,6
58.	$D_{\text{от}}$	мм	Внутрішній діаметр патрубку заборотної води, що відводить	475,6
59.	$M_{\text{п}}$	кг	Маса пучка труб	5263,1
60.	F	м ²	Повна площа поверхні теплообміну	690,4

* Надається для всього теплообмінника: при $b_p = 4$ довжина одного елемента дорівнює $L_T/4$.

** Число 4 – це умовне значення однократного реверсивного току.

У нашому випадку ВВО розділений на чотири (4) частини, і кожна частина стоїть протитечійно потоку ТНК. Завдяки цьому він рахується як чотирікратний реверсивний тік при загальній протитечії теплоносіїв. Кожна частина такого теплообмінника виглядає як окремий теплообмінник.

Таким чином, для системи з одним ВВО, для точки оптимуму маємо у якості ВВО 4-х секційний теплообмінник, у якого внутрішній діаметр корпусу $D_T = 1337$ мм, довжина трубок для однієї секції дорівнює $3,903/4 = 0,976$ м, загальна вага пучків для 4-х секцій складатиме 5263,1 кг.

3.3 Інші теплообмінники системи

Для точки оптимуму система з одним ВВО має інші теплообмінники з основними параметрами, наданими у табл. 3.2.

Таблиця 3.2. Основні параметри теплообмінників у системі з одним ВВО

№ з/п	Назва теплообмінника	Параметри	Розмірність	Значення
ОНП, охолоджувач наддувного повітря				
1.	Умовний індекс схеми	<i>схема</i>	-	3
2.	Число парал. роб. ОНП	Z	-	1
3.	Число термодинамічних ходів по воді	b_{WT}	-	5
4.	Число гідравлічних ходів по воді	b_{WT}	-	1
5.	Коефіцієнт використання маси пучка	k_{gHB}	Вт/кг·К	218,1
6.	ККД ОНП	η_{HB}		0,913
7.	Опір за повітрям	Δp_{HB}	кПа	142,5
8.	Опір по воді	Δp_{WHB}	кПа	24,7
9.	Відношення енергоємностей на ОНП	S_{HB}	-	0,365

10.	Маса 1 пучка ОНВ	$M_{\text{НВ}}$	кг	397,7
11.	Довжина по ходу повітря	L	м	0,430
12.	Ширина пучка	B	м	0,896
13.	Висота	H	м	0,879
МО, охолоджувач масла ГД				
14.	Довжина	$L_{\text{Т}}$	м	2,92
15.	Внутрішній діаметр	$D_{\text{Т}}$	м	0,339
16.	Умовний індекс схеми	<i>схема</i>	-	4
17.	Число ходів по маслу	$b_{\text{М}}$	-	12
18.	Число ходів прісною водою	b_{W}	-	3
19.	Число протиточних реверсивних елементів	$b_{\text{Р}}$	-	4
20.	Коефіцієнт використання маси пучка	$k_{\text{гМО}}$	Вт/кг·К	52,8
21.	ККД МО	$\eta_{\text{МО}}$	-	0,582
22.	Загальний опір по маслу всіх блоків	$\Delta p_{\text{М}}$	кПа	213,7
23.	Загальний опір по воді всіх блоків	Δp_{WM}	кПа	33,14
24.	Відношення енергоємностей на МО	$S_{\text{М}}$	-	0,959
25.	Маса пучка всіх блоків МО	$M_{\text{МО}}$	кг	2746,7
Г, охолоджувач гідравлічної рідини ГД				
26.	Довжина	$L_{\text{Т}}$	м	1,671
27.	Внутрішній діаметр	$D_{\text{Т}}$	м	0,265
28.	Умовний індекс схеми	<i>схема</i>	-	4
29.	Число ходів по маслу	$b_{\text{Г}}$	-	31
30.	Число ходів прісною водою	b_{W}	-	3
31.	Число протиточних реверсивних елементів	$b_{\text{Р}}$	-	4
32.	Коефіцієнт використання маси пучка	$k_{\text{гГ}}$	Вт/кг·К	47,1
33.	ККД Г	$\eta_{\text{Г}}$	-	0,5
34.	Загальний опір по маслу всіх блоків	$\Delta p_{\text{Г}}$	кПа	173
35.	Загальний опір по воді всіх блоків	Δp_{WT}	кПа	34
36.	Відношення енергоємностей на МО	$S_{\text{Г}}$	-	0,757
37.	Маса пучка всіх блоків Г	$M_{\text{Г}}$	кг	139,3

					КРМ.142.6221м.07.04.ПЗ.		
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			
Студент		Слободян С.І.			Розділ 4 Поліпшення системи охолодження збільшенням кількості ВВО	Літ.	Лист
Консультант							Листів
Керівник		Мошенцев Ю.Л.					
Зав. кафедри		Гогоренко О.А.				54	11
						НУК імені адмірала Макарова	

РОЗДІЛ 4

Поліпшення системи охолодження збільшенням кількості ВВО

4.1 Загальні відомості

Для поліпшення системи охолодження збільшимо кількість ВВО. Для цього буде потрібно внести певні корективи у схем системи. При всьому цьому вона залишатиметься маловитратною, а принцип дії систем буде таким самим, який був для системи з одним ВВО. Основні зміни мають бути пов'язаними з тим, що кожен новий ВВО буде повинен використовуватися переважно для охолодження рідини після певних теплоджерел. Додаткові зміни виникають як слідство використання додаткових тепло розсіювачів. При цьому розподіл виділення потоків тепла має бути таким, щоб кожен ВВО, по можливості, працював би приблизно на однакових потоках тепла.

4.2 Можливі варіанти схем з збільшеною кількістю ВВО

Схема СО з двома ВВО може бути такою, яка представлена на рис. 4.1, а схема з трьома ВВО – на рис. 4.2.

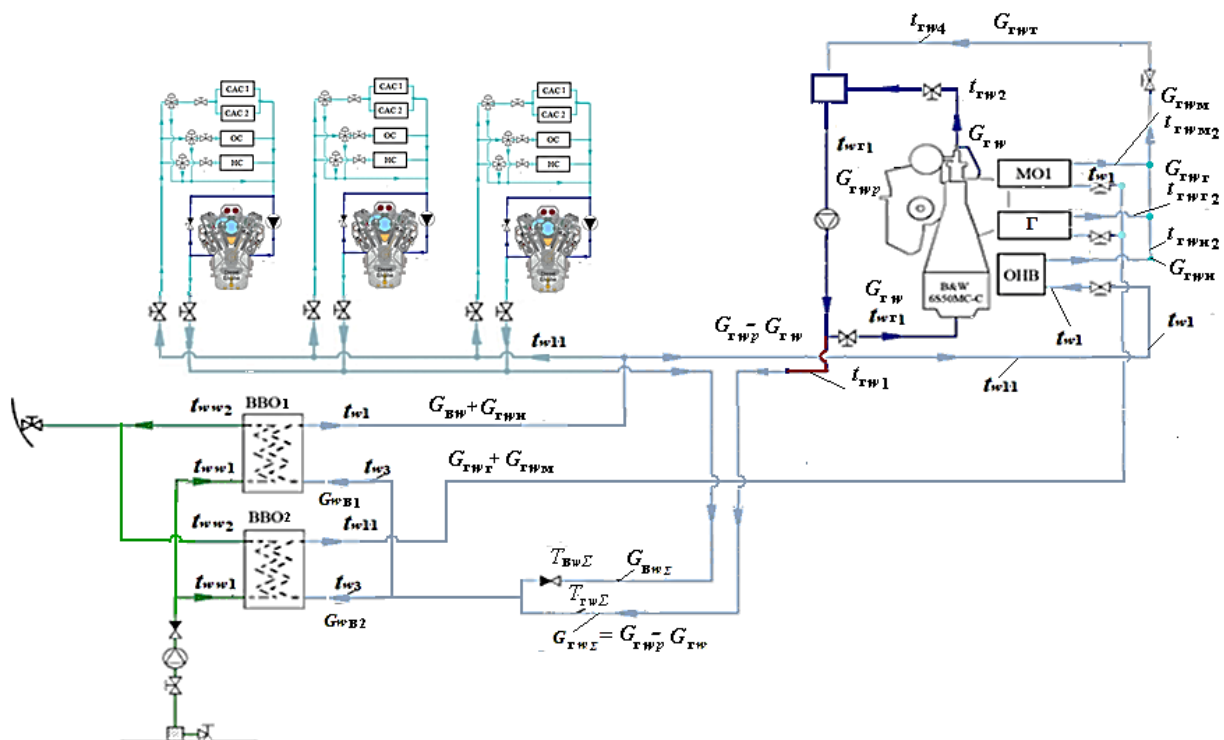


Рис. 4.1 Система охолодження з двома ВВО: в ОПВ та ДГ охолоджений ТВК надходить з ВВО1; в МО і Г охолоджений ТВК надходить з ВВО2

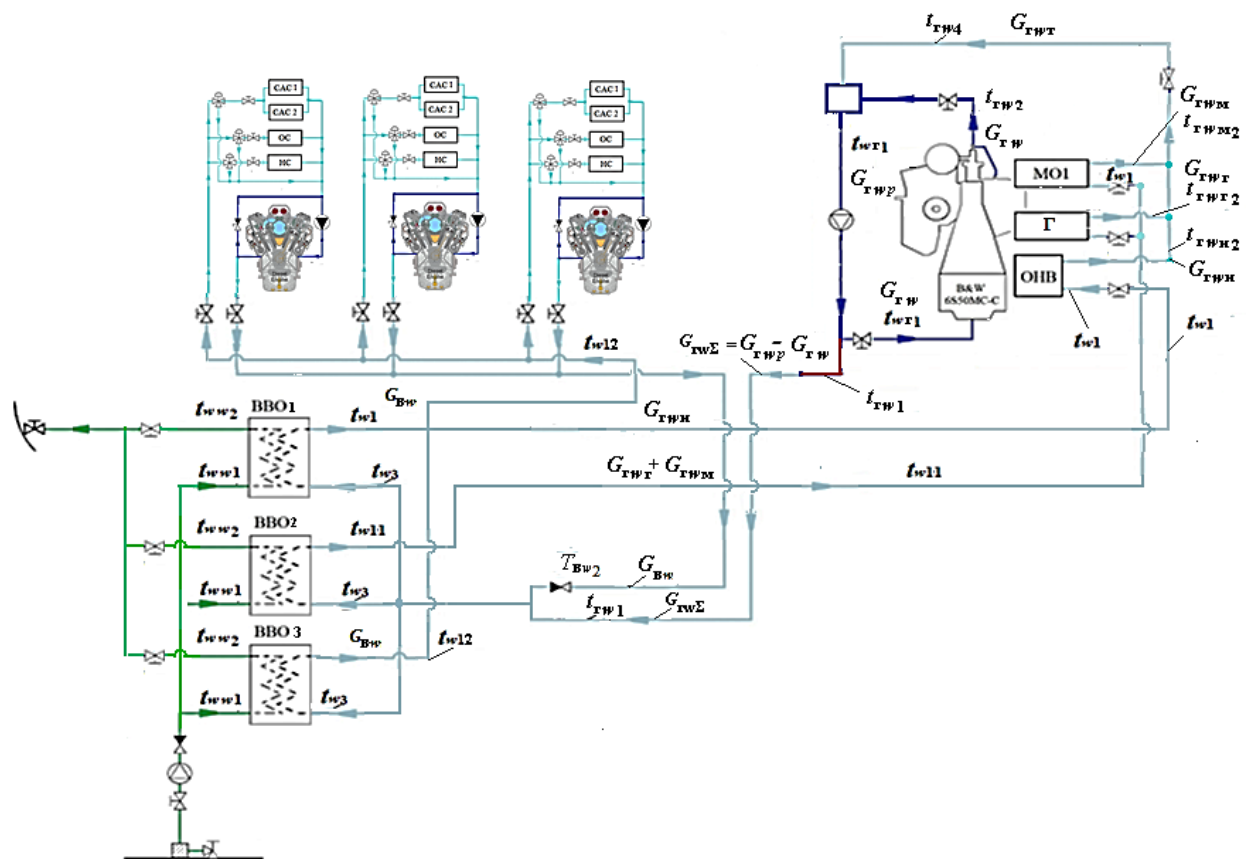


Рис. 4.2. Система охолодження з трьома ВВО (система е): в ОНП охолоджений ТВК надходить з ВВО1; в МО і Г охолоджений ТВК надходить з ВВО2, в ДГ охолоджений ТВК надходить з ВВО3

Як показали результати розрахунків, схема з двома ВВО є проміжною. Схема з трьома ВВО може бути такою, що її буде запропоновано у якості найкращої. Відповідно доречно зосередитися далі на дослідженнях системи з трьома ВВО.

4.3 Дослідження системи охолодження з трьома ВВО

З розрахунків системи з чотирма ВВО були отримані залежності, аналогічні представленим для системи з одним ВВО. Залежності отримувалися і будувалися багаторазово, з урахуванням параметрів, одержуваних при локальних мінімумах M_{Σ} для кожної залежності (отриманих при постійних інших параметрах). При такому підході відбувалося поступове наближення до можливого абсолютного мінімуму M_{Σ} залежно від усіх величин, що варіюються.

Підхід до пошуку оптимуму тут використовується шляхом спуску по координаті. Для скорочення об'єму у ДП не приводяться таблиці для побудови вказаних залежностей. Вони у всьому подібні до таблиць системи з одним ВВО. Нижче приведено вказані залежності.

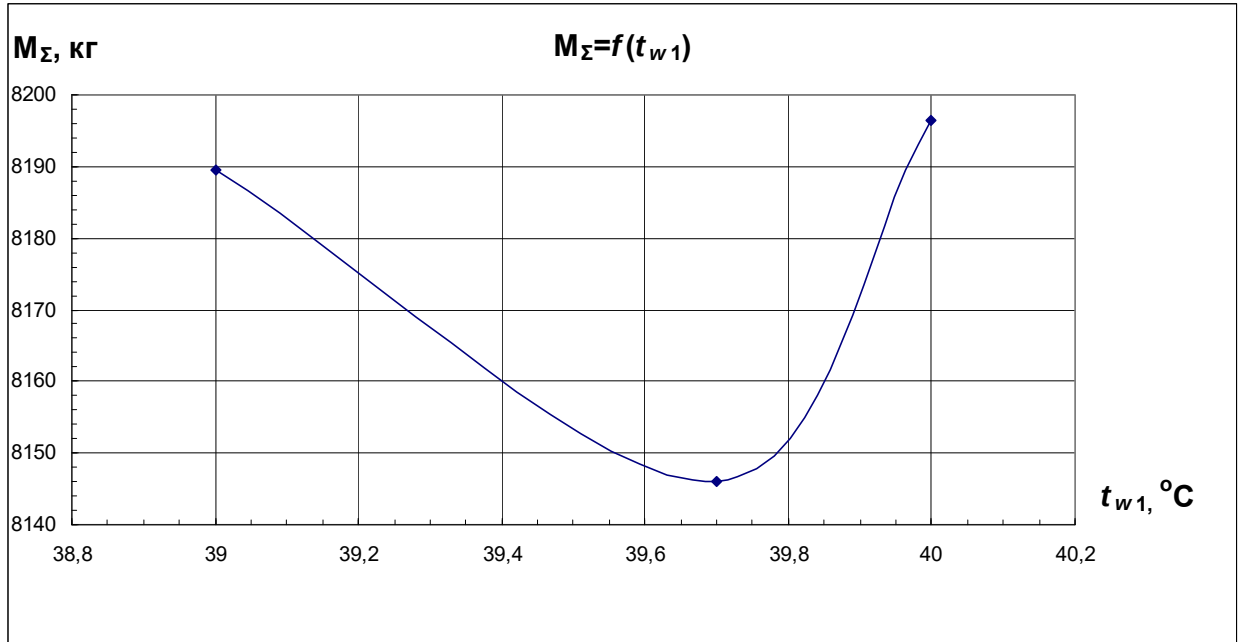


Рис. 4.3. Залежність M_{Σ} від температури ТВК за ВВО1, t_{w1} , при $t_{w11} = 37,3^\circ\text{C}$ та $t_{w12} = 55,2^\circ\text{C}$; $G_{ww1}/G_{ww} = 0,34$; $G_{ww2}/G_{ww} = 0,52$

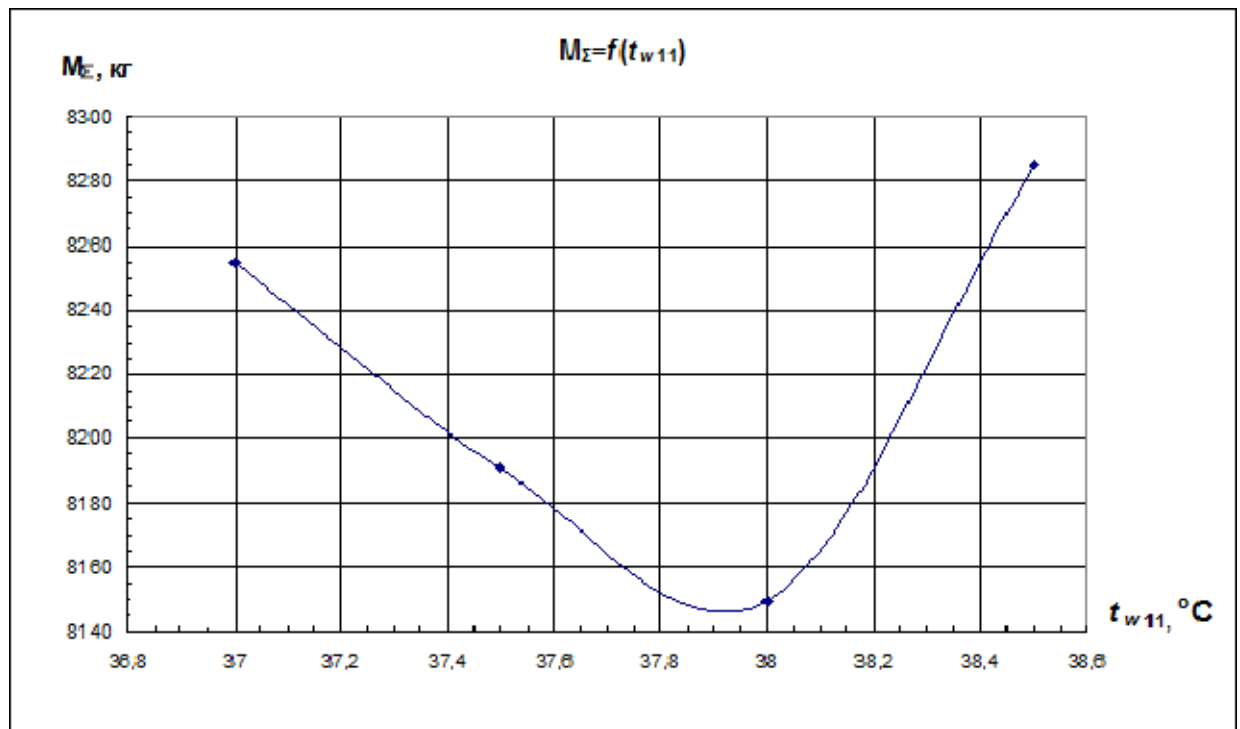


Рис. 4.4. Залежність M_{Σ} від температури ТВК за ВВО2, t_{w11} , при; $t_{w1} = 39,7^\circ\text{C}$; $t_{w12} = 55,2^\circ\text{C}$, $G_{ww1}/G_{ww} = 0,34$; $G_{ww2}/G_{ww} = 0,52$

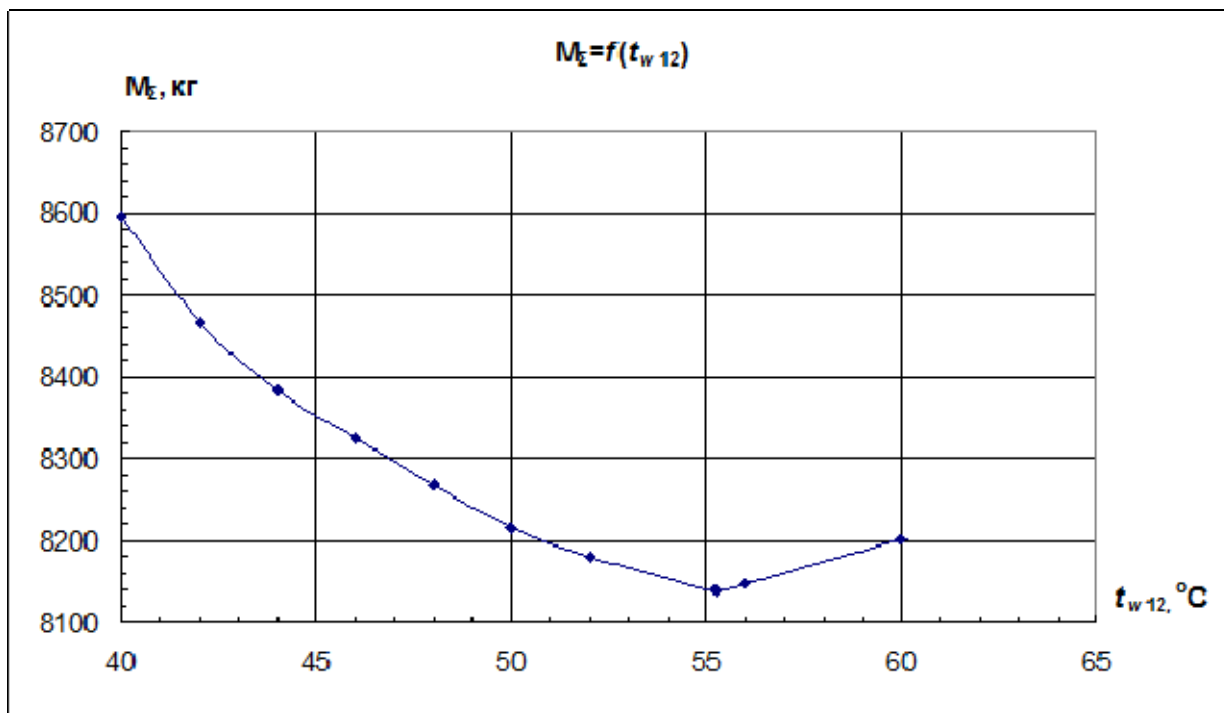


Рис. 4.5. Залежність M_{Σ} від температури ТВК за ВВО3, t_{w12} , при; $t_{w1} = 39,7^\circ\text{C}$;
 $t_{w12} = 37,3^\circ\text{C}$, $G_{ww1}/G_{ww} = 0,34$; $G_{ww2}/G_{ww} = 0,52$

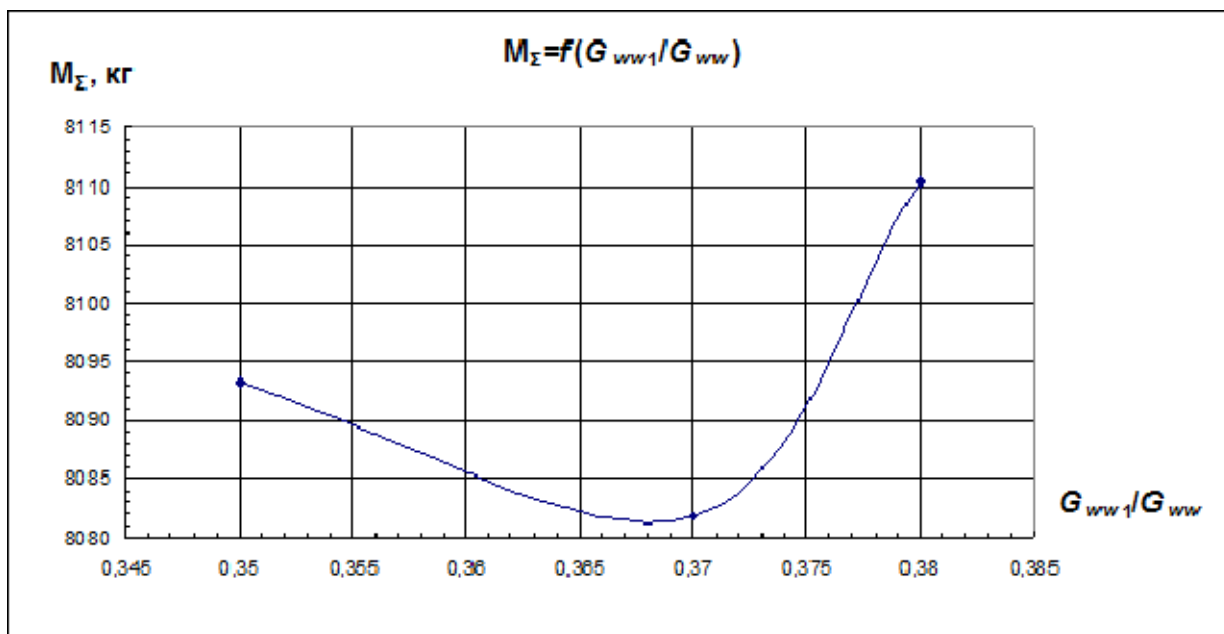


Рис. 4.6 Залежність M_{Σ} від співвідношення G_{ww1}/G_{ww} (розхід заборотної води через ВВО1 до розходу заборотної води через насос); при: $t_{w1} = 39,7^\circ\text{C}$; $t_{w11} = 38^\circ\text{C}$; $t_{w12} = 55,2^\circ\text{C}$, $G_{ww2}/G_{ww} = 0,52$

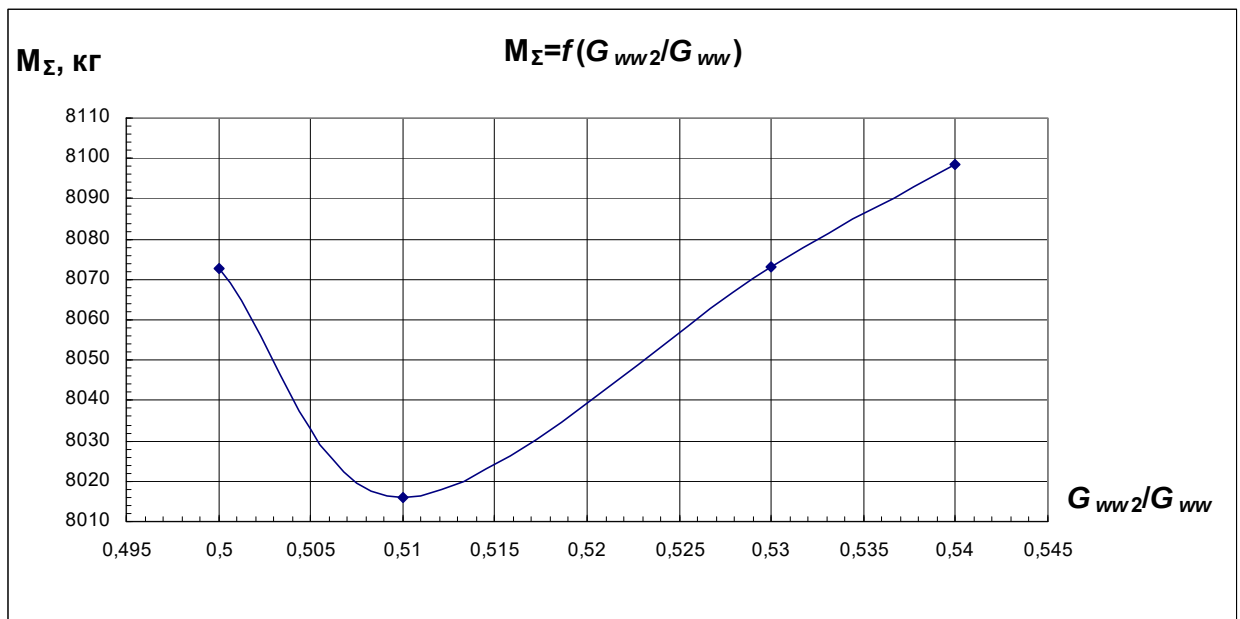


Рис. 4.7. Залежність M_{Σ} від співвідношення G_{ww2}/G_{ww} (розхід заборотної води через ВВО2 до розходу заборотної води через насос); при: $t_{w1} = 39,7^{\circ}\text{C}$;
 $t_{w11} = 38^{\circ}\text{C}$; $t_{w12} = 55,2^{\circ}\text{C}$, $G_{ww1}/G_{ww} = 0,37$

Треба сказати, що наведені залежності не є кінцевими. Вони були отримані досить ретельно і підходять для зразку і розуміння справи. Вже після них були отримані наступні, такі ж самі залежності, з урахуванням того, що оптимальні температури мають весь час коригуватися. До того ж мінімальна маса кожухотрубних теплообмінників досягається складним шляхом, і повертаючись до досягнутих результатів багаторазово, кожен раз можна знайти можливість для поліпшення. З урахуванням сказаного, зважаючи на складність пошуків та обмаль часу, кінцеві залежності робилися спрощено, тож для зразку і розуміння справи їх не приведено. Втім, після всіх наближень можна сказати, що шуканий мінімум досягається при поєднанні $t_{w1} = 39,7^{\circ}\text{C}$; $t_{w11} = 38^{\circ}\text{C}$; $t_{w12} = 55,2^{\circ}\text{C}$; $G_{ww1}/G_{ww} = 0,37$; $G_{ww2}/G_{ww} = 0,51$. У цьому випадку забезпечується $M_{\Sigma} \approx 7808\text{кг}$, дещо менша, ніж показано на залежностях.

Зазначені залежності є основою для отримання найбільш раціональних параметрів системи охолодження, у тому числі для раціонального розподілу витрат теплоносіїв по гілках системи. Параметри, при яких було досягнуто

мінімальну суму мас серцевин, використовуються для визначення всіх конструктивних даних теплообмінників.

Таким чином, при переході до схем з збільшеною кількістю ВВО було встановлено, що передбачене зниження сумарної маси серцевин теплообмінників системи можливе. Це забезпечується за рахунок утворення більш незалежних, ніж в системі з одним ВВО, ланцюжків із теплогерел і теплорозсіювачів та підбору раціональних витрат ТВК через них.

4.4 Співставлення систем охолодження

Для детального співставлення систем були побудовано табл. 4.1 та 4.2. У табл. 4.1. приведено всі основні параметри систем і охолоджувачів. У табл. 4.2. дані тільки маси теплообмінників і витрати насосів (основні відмінні параметри). Отже, для системи з трьома ВВО було отримано мінімальне значення $M_{\Sigma} = 7808$ кг. Порівняно з системою, де використовується один ВВО, сумарна маса серцевин теплообмінників зменшилася приблизно на 700 кг. У системі з трьома ВВО можна використовувати один насос ТВК. Загальна продуктивність насосів ТВК у системі з одним ВВО становить 76,7 кг/с ($53,7 + 23$), у системі з трьома ВВО вона знижена до 67,5 кг/с.

Основні параметри двох систем зведені в табл. 4.1. З неї видно, що в системі з трьома ВВО маса серцевин ВВО зменшилася з 4703 кг до 4240 кг, маса серцевин МО зменшилася з 2888,1 кг до 2460,1 кг (менше). Маса серцевин ОНП зросла на 201,2 кг. Разом: виграш у масі серцевини становив 688 кг, тобто більше, ніж 8 %.

Таблиця 4.1. Розрахункові значення параметрів двох систем охолодження:
стовпець 3 – з трьома ВВО, 4 – з одним ВВО

Позначення	Розмірність	Значення		Найменування
1	2	3	4	5
$G_{гвр}$	кг/с	67,5		Розхід насосу ТВК для схеми з трьома ВВО(схема <i>b</i>)
G_{wov}	кг/с		53,7	Розхід насосу ТВК через ВВО в схемі з одним ВВО (схема <i>a</i>)
$G_{гw}$	кг/с		23	Продуктивність насоса ТВК через ГД в схемі <i>a</i>
$G_{гw\Sigma}$	кг/с	44,5	48,2	Розхід ТВК от ГД на ВВО
$G_{гwm}$	кг/с	24,8	25,1	Розхід ТВК через МО
$G_{гwг}$	кг/с	1,25	1,3	Розхід ТВК через Г
$G_{гwh}$	кг/с	18,4	18,1	Розхід ТВК через ОНВ
$G_{гwt}$	кг/с	44,5	44,5	Розхід ТВК через все теплообмінники
G_{wb1}	кг/с	18,42	53,7	Розхід ТВК через ВВО1
G_{ww1}	кг/с	65,86		Розхід забортної води через ВВО1
G_{ww2}/G_{ww}		0,37		Відношення розходу заб. води через ВВО1 до розходу заб. води через насос
G_{wb2}	кг/с	26,06		Розхід ТВК через ВВО2
G_{ww2}	кг/с	90,78		Розхід забортної води через ВВО2
G_{ww2}/G_{ww}		0,51		Відношення розходів заб. води через ВВО2 до розходу заб. води через насос
G_{wb3}	кг/с	13,04		Розхід ТВК через ВВО3
G_{ww3}	кг/с	21,36		Розхід забортної води через ВВО3
G_{ww}	кг/с	178,0	178,0	Розхід забортної води через ВВО
Z	шт	1	1	Число ОНВ ГД
$Zв$	шт	3	3	Число ДГ
T_0	оС	45	45	Повітря перед компресором
P_0	Па	100000	100000	Тиск повітря перед компресором
P_1	Па	350000	350000	Тиск повітря після компресору
T_{ww1}	°С	36,0	36,0	Заб. вода перед ВВО
T_{ww2}	°С	48,67		Заб. вода за ВВО1
T_{ww22}	°С	93,41		Заб. вода за ВВО2
T_{ww23}	°С	53,8		Заб. вода за ВВО3
T_{ww2}	°С		53,7	Заб. вода за ВВО (для одного ВВО)
T_o	°С	45,0	45,0	Повітря перед компресором
$T_1 (T_k)$	°С	214,0	214,0	T_1 або T_k , повітря за компресором
$T_2 (T_s)$	°С	41,0	41,0	T_2 або T_s , повітря за ОНВ
$T_{гw1}$	°С	80,0	80,0	Повітря перед дизелем
$T_{гw2}$	°С	95,0	95,0	Температура води за головним двигу-

				НОМ
T_{BW2}	°C	95,0	95,0	Температура води за ДГ
T_{w1}	°C	39,7	38	Вода за ВВО1 (за ВВО для одного ВВО)
T_{w11}	°C	38,0		Вода за ВВО2
T_{w12}	°C	55,2		Вода за ВВО3
$T_{ГWH2}$	°C	98,0	98,0	Вода за ОНВ
$T_{ГWT2}$	°C	45,6	46,0	Вода за Г
$T_{ГWM2}$	°C	45,6	46,0	Вода після МО
$T_{ГW4}$	°C	68,78	68,6	Вода після усіх теплообмінників
T_{M1}	°C	51,0	51,0	Масло на виході з ГД та на вході в МО
T_{M2}	°C	43,8	43,8	Масло за МО
$T_{Г1}$	°C	51,0	51,0	Гідравліч. масло перед Г
$T_{Г2}$	°C	46,8	46,8	Гідравліч. масло після Г
T_{w3}	°C	83,4	78,3	Вода перед всіма ВВО
$T_{ГW1}$	°C	80	74,9	Температура у гілці ГД перед ВВО
T_{BW2}	°C	95,0	95,0	Температура у гілці ДГ перед ВВО
ОНП				Охолоджувач наддувного повітря
<i>схема</i>		3	3	Умовний індекс схеми
Z		1	1	Число паралл. прац. ОНВ
b_{WT}		6	7	Число термодинамічних ходів по воді
b_{WT}		1	1	Число гідравлічних ходів по воді
$k_{ГНВ}$	Вт/кг·К	185,6	195,1	Коефіцієнт використання маси пучка
$\eta_{НВ}$		0,993	0,985	ККД ОНП
$\Delta p_{НВ}$	мм.в.ст.	128,6	140,9	Опір по повітрю
$\Delta p_{WНВ}$	кПа	48,4	40,1	Опір по воді
$S_{НВ}$		0,337	0,34	Відношення енерговмістів потоків на ОНВ
$M_{НВ}$	кг	999,6	798,4	Маса 1 пучка ОНП
ВВО1				Водяной охолоджувач ТВК №1
<i>схема</i>		1		Умовний індекс схеми
b_w		40		Число ходів по прісній воді
b_{ww}		1		Число ходів по забортній воді
bp		4		Число протиточних реверсивних елементів
k_{GB}	Вт/кг·К	182,3		Коефіцієнт використання маси пучка
η_{B1}		0,922		ККД ВВО
Δp_{WB}	кПа	56,4		Опір по ТВК
Δp_{WWB}	кПа	51,1		Опір по забортній воді
S_{B1}		0,290		Відношення енерговмістів потоків на ВВО
k_D		0,51		Відношення діаметра корпусу до довжини середнього відсіку
M_{B1}	кг	1335,8		Маса пучка ВВО

ВВО2				Водяной охладжувач ТВК №2 (рис.4.2)
<i>схема</i>		4		Умовний індекс схеми
b_w		25		Число ходів по прісній воді
b_{ww}		3		Число ходів по забортній воді
b_p		4		Число протиточних реверсивних елементів
k_{gB}	Вт/кг·К	180,5		Коефіцієнт використання маси пучка
η_{B2}		0,958		ККД ВВО
Δp_{WB}	кПа	46,2		Опір по ТВК
Δp_{wWB}	кПа	60,2		Опір по забортній воді
S_{B2}		0,298		Відношення енерговмістів потоків на ВВО
k_D		0,175		Відношення діаметра корпусу до довжини середнього відсіку
M_{B2}	кг	2576,8		Маса пучка ВВО
ВВО3				Водяной охладжувач ТВК №3 (рис.4.2)
<i>схема</i>		4		Умовний індекс схеми
b_w		2		Число ходів по прісній воді
b_{ww}		2		Число ходів по забортній воді
b_p		4		Число протиточних реверсивних елементів
k_{gB}		197,4		Коефіцієнт використання маси пучка
η_{B2}		0,958		ККД ВВО
Δp_{WB}		47,8		Опір по ТВК
Δp_{wWB}		51,1		Опір по забортній воді
S_{B3}		0,633		Відношення енерговмістів потоків на ВВО
k_D		0,54		Відношення діаметра корпусу до довжини середнього відсіку
M_{B3}		328,0		Маса пучка ВВО
МО				Охладжувач масла
<i>схема</i>		4	4	Умовний індекс схеми
b_M		22	16	Число ходів по маслу
b_w		4	4	Число ходів по воді
b_p		4	4	Число протиточних реверсивних елементів
k_{gMO}	Вт/кг·К	58,45	54,3	Коефіцієнт використання маси пучка
η_{MO}		0,58	0,600	ККД МО
Δp_M	кПа	203,3	230,6	Опір по маслу
Δp_{wM}	кПа	57,6	58,3	Опір по забортній воді
S_M		0,947	0,960	Відношення енерговмістів потоків на МО
k_D		0,1	0,15	Відношення діаметра корпусу до довжини середнього відсіку
M_{MO}	кг	2460	2888,1	Маса пучка МО

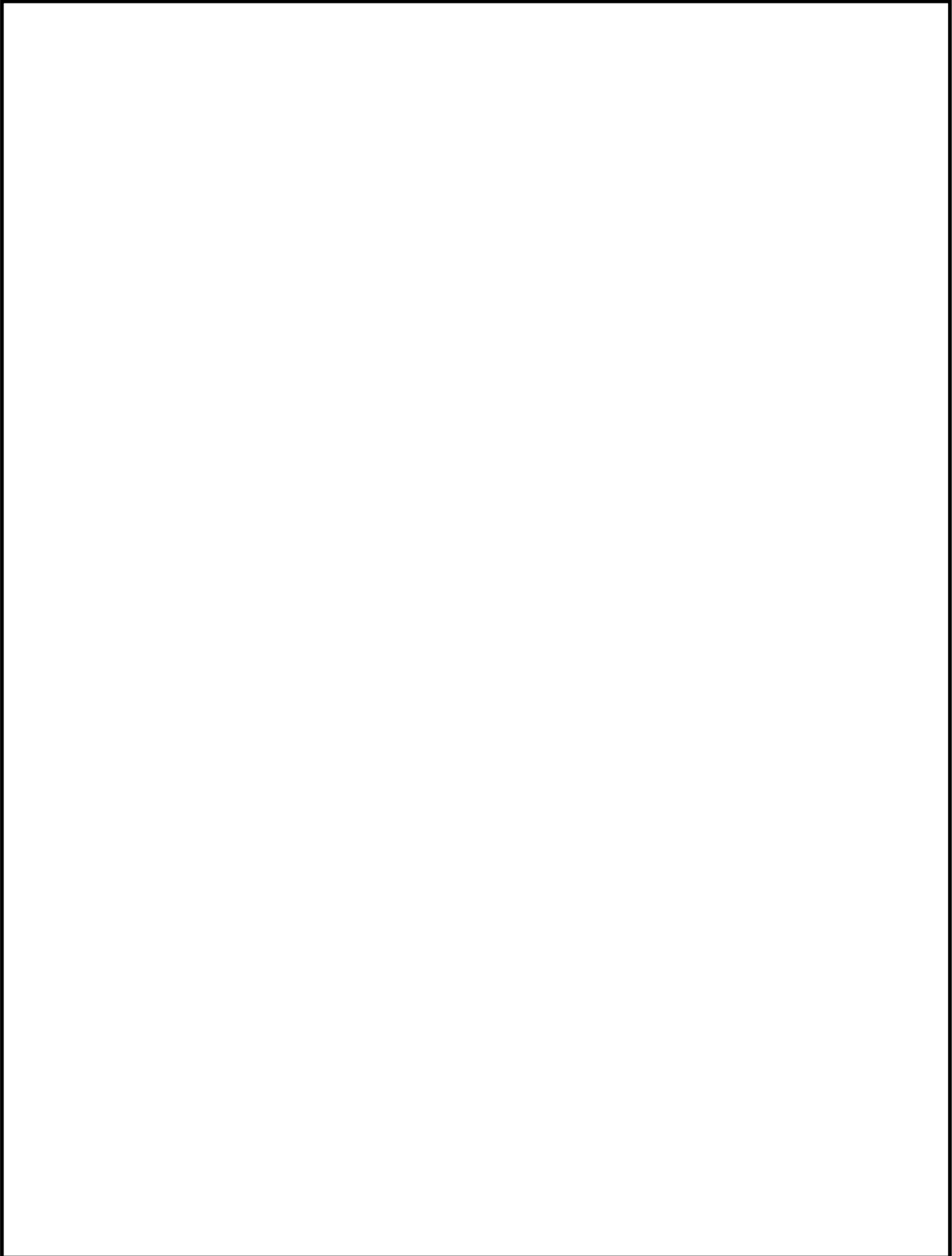
Г				Охолоджувач гідравлічної рідини
<i>схема</i>		4	4	Умовний індекс схеми
b_{Γ}		17	23	Число ходів по рідині
b_w		4	5	Число ходів по воді
b_p		2	2	Число протиточних реверсивних елементів
$k_{g\Gamma}$	Вт/кг·К	54,4	59,9	Коефіцієнт використання маси пучка
η_{Γ}		0,585	0,602	ККД Г
Δp_{Γ}	кПа	138,0	161,9	Опір по рідині
$\Delta p_{w\Gamma}$	кПа	27,0	54,8	Опір по воді
S_{Γ}		0,548	0,554	Відношення енерговмістів потоків на Г
k_D		0,39	0,32	Відношення діаметра корпусу до довжини середнього відсіку
M_{Γ}	кг	106,5	106,2	Маса пучка Г
η_o		0,972	0,972	ККД системи по охолодженню повітря
M_{Σ}	кг	7808,6	8496,3	Загальна маса системи

Таблиця 4.2. Аналіз результатів

Позначення	Розмірність	Три ВВО	Один ВВО
ВВО	кг	4240,6	4703
МО	кг	2460,1	2888,1
Г	кг	108,30	106,2
ОНП	кг	999,6	798,4
$G_{гвр}$	кг/с	67,5	
$G_{вов}$	кг/с		53,7
$G_{гw}$	кг/с		23
G_{ww}	кг/с	178	178

4.5 Висновок з дослідження систем охолодження

Таким чином, можна сказати, що система з трьома ВВО при раціональному розподілі витрат теплоносіїв по гілках системи може мати зменшену суму мас серцевини теплообмінників у порівнянні з системою, де використовується один ВВО, відповідно може мати меншу вартість. Крім того, зменшується кількість насосів та знижуються експлуатаційні витрати на прокачування ТВК. Результати дають виробнику системи можливість робити вибір з урахуванням як зміни конструктивної схеми, так і виграшу від зниження маси серцевини теплообмінників.



					КРМ.142.6221м.07.05.ПЗ.		
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			
Студент		Слободян С.І.			Розділ 5 Техніка безпеки при обслуговування системи охолодження СЕУ		
Консультант							
Керівник		Мошенцев Ю.Л.					
Зав. кафедри		Гогоренко О.А.					
					Літ.	Лист	Листів
						65	19
					НУК імені адмірала Макарова		

РОЗДІЛ 5

Техніка безпеки при обслуговування системи охолодження СЕУ

5.1 Основні вимоги та заходи по експлуатації систем охолодження

Основні вимоги, що пред'являються Правилами Регістру до систем охолодження прісної води:

- установка розширювальних цистерн вище рівня води в системах і під'єднання до прийомних труб насосів;
- відведення охолоджуючої води від двигунів з точок, розташованих вище верхнього рівня охолоджуваних порожнин;
- відведення повітря від циркуляційних систем;
- незалежність системи водяного охолодження форсунок від інших систем і обслуговування двома насосами;
- роздільні системи охолодження циліндрів і поршнів;
- прогрів головних дизелів перед пуском;
- обладнання системи охолодження оглядовими вікнами, термометрами, манометрами, терморегуляторами і вимірювачами рівня, що забезпечують автоматичну підтримку заданої температури охолоджуючої води і захист двигуна при падінні тиску [11].

Основні заходи по експлуатації системи охолодження зводяться до підтримки необхідної якості охолоджуючої води, введення в неї присадок, забезпечення необхідного рівня в розширювальній цистерні і контролю за параметрами, котрі характеризують роботу системи (тиском і температурою).

Особливу обережність слід проявляти в ситуації, коли температура води на виході з дизеля або його окремих циліндрів з тих чи інших причин збільшується до 90...100 °С. Перш за все відкриттям крана на зливній трубі необхідно перевірити, чи не виходить з нього пар. Поява пара означає відсутність води у верхній частині циліндра і викликаний цим його місцевий перегрів. Дизель необхідно зупинити і після закриття запірного клапана на злив-

ному патрубку системи охолодження циліндра забезпечити йому можливість повільно охолонути.

Будь-яка інтенсифікація охолодження може викликати появу високих температурних напружень в металі кришки, втулки і корпусі випускного клапана, що в свою чергу може стати причиною з'явлення в них тріщин. Через 15...20 хв. можна трохи відкрити клапан так, щоб вода, піднімаючись, могла поступово заповнити порожнину охолодження – ту її частину, де вона була витіснена паром. Просування води перевіряють за допомогою вентиляційного крану [17].

5.2 Контроль параметрів в системах охолодження

Контроль параметрів в системах охолодження автоматизованих СЕУ, здійснюваний засобами централізованого контролю (ЗЦК), забезпечує:

- постійну індикацію тиску прісної води, що охолоджує на вході в циліндри, поршні, форсунки і тиску забортної води на виході із теплообмінників;
- індикацію за викликом температури води на виході з кожного циліндра, кожного поршня і форсунок;
- спрацювання аварійно-попереджувальної сигналізації (АПС) і включення сигналу про несправності по нижньому тиску води на вході в циліндри, форсунки, тиску забортної води на виході; зниження рівня охолоджуючої води нижче уставки в розширювальних цистернах охолодження циліндрів і форсунок, стічній цистерні охолодження поршнів; по верхньому рівню температури води на виході з кожного циліндра, поршня, форсунки; зменшення потоку охолоджуючої води через кожен поршень; автоматичний пуск відповідних резервних насосів за сигналом нижнього тиску охолоджувальної води на вході в циліндри, поршні, форсунки і тиску забортної води на виході.

Крім контрольованих ЗЦК параметрів, в типових системах охолодження передбачено наявність штатних і вимірювальних приладів, що дозволяють: в системі забортної води, що охолоджує контролювати тиск на вході і виході забортної води і температуру на вході і виході повітроохолоджувача

					КРМ.142.6221м.07.05.ПЗ.	Лист
						67
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

наддувного повітря; в системі охолодження циліндрів вимірювати тиск води на вході і виході, контролювати в розширювальній цистерні поточний рівень води і нижній аварійний рівень, при досягненні якого необхідно поповнити розширювальну цистерну водою; вимірювати поточний і нижній аварійний рівні води в стічному танку.

До особливостей контролю параметрів в системах охолодження слід віднести необхідність підтримки надлишкового тиску в системі охолоджуючої прісної води по відношенню до тиску в системі заборотної води. Надлишок тиску (близько 0,05 МПа) необхідний для запобігання попадання в разі протікання заборотної води в систему охолоджувальної води.

Рівні тисків контролюють за відповідними манометрам на виході з насосів заборотної і прісної води.

У конструкцію систем охолоджуючої прісної води закладено автоматичний принцип видалення газоутворення через розширювальну цистерну. Проте необхідно постійно контролювати рівень води в розширювальній цистерні, який є важливим діагностичним показником нормальної роботи систем охолодження. Зменшення рівня можливо при наявності протікання в системі (тріщини в холодильниках, сполучних фланцях, трубопроводах та ін.), збільшення – при наявності тріщин в кришках, циліндрових втулках або блоці циліндрів, що призводять до суттєвого проникнення газів в систему охолодження і неможливості їх видалення через розширювальну цистерну із-за високої інтенсивності надходження.

Також необхідно постійно контролювати тиск води на виході з насосів, щоб в разі потрапляння газів в систему запобігти зриву насосів і порушення стабільності потоку охолодження деталей ЦПГ. Для підвищення стабілізації потоку охолоджуючої прісної води системи охолодження циліндрів і поршнів додатково комплектуються стабілізаторами потоку води, повітряними сепараторами, діафрагмами і демпферами коливань тиску.

5.3 Підготовка системи охолодження і попередній прогрів ГД перед пуском

Підготовка системи охолодження і попередній прогрів ГД перед пуском – відповідальна операція. Для скорочення часу прогріву зазвичай передбачається прокачування головного дизеля на стоянці водою, що виходить із системи охолодження допоміжних дизелів (ДГ). Однак такого прогріву недостатньо. Додатково включають підігрівач води в контурі циркуляції системи охолодження головного дизеля, і при робочому тиску температуру води на виході поступово протягом 1-ої години підвищують до робочого значення.

В процесі прогрівання через повітряні крани на фільтрах, водоохолоджувачах, трубопроводах з системи видаляють повітря. При робочих тиску і температурі дизель прокачують водою також протягом всього часу підготовки до пуску. При температурі води на виході 60 °С пуск дизеля і наступні маневрові режими зазвичай протікають без ускладнень. У виняткових випадках пуск дизеля допускається і при більш низькій температурі (до 20 °С). Капітан повинен бути попереджений про обмежені можливості навантаження дизеля, прогрів якого триватиме в режимі малого ходу.

Паралельно з роботою системи охолодження головного дизеля перевіряють готовність системи заборотної води (роботу насосів, повітроохолоджувачів, систем терморегулювання води, масла, повітря). Після перевірки насос заборотної води зупиняють і пускають знову безпосередньо перед пуском дизеля [21].

5.4 Спостереження і технічний догляд за системою охолодження

Технічний догляд за системою охолодження здійснюється в терміни, зазначені в інструкції з експлуатації двигуна, і складається головним чином з періодичного очищення від накипу водяних порожнин блоку, кришок циліндрів, масляних і водоводяних холодильників.

Температура охолоджуючої води, контрольована за допомогою термометрів, встановлених на відливних патрубках циліндрових кришок, повинна

					КРМ.142.6221м.07.05.ПЗ.	Лист
						69
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

бути приблизно однаковою для всіх циліндрів і відповідати вказівкам інструкції з обслуговування двигуна. При охолодженні морською водою температура її по виході з системи повинна бути не вище 50 °С щоб уникнути інтенсивного відкладення накипу. Якщо охолодження проводиться прісною водою, то температура води після виходу з двигуна підтримується в межах 80...85 °С. Різниця температур води, що виходить з кришок різних циліндрів, не повинна перевищувати 5 °С.

Для регулювання температури води на виході з кожного циліндру є регулювальні крани, встановлені на відливних патрубках циліндрових кришок.

Підвищення, або зниження температури води в окремих циліндрах при однаковій величині відкриття регулювальних кранів вказує або на нерівномірність розподілу навантаження по циліндрах, або на порушення режиму охолодження через наявність відкладень. При сильному підвищенні температури води на виході з будь-якої кришки циліндра, збільшують охолодження відповідного циліндра, перевіряють рівномірність розподілу навантаження між циліндрами, а також температуру відпрацьованих газів.

Швидке підвищення або пониження температури води, що охолоджує двигун, не допускається, так як це може привести до появи температурних напружень і деформацій деталей і, як наслідок, задирів поршнів або виникнення тріщин в кришках циліндрів. Температура води одночасно в усіх циліндрах регулюється кількістю води, що надходить в систему охолодження.

Низька температура охолоджуючої води може викликати деформацію циліндрових втулок, поршнів, збільшує теплові втрати, знижує економічність двигуна.

При температурі води, що надходить в дизель нижче 15 °С її підігрівують до температури не нижче 25 °С. Для цього частина нагрітої води із зливного трубопроводу через спеціальний трубопровід з регулювальним клапаном (останній відкривають) перепускають в приймальний трубопровід насоса і змішують з холодною водою, в наслідок чого температура води, що надходить в систему охолодження двигуна, підвищується.

					КРМ.142.6221м.07.05.ПЗ.	Лист
						70
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Для зниження теплових напружень в охолоджуванних деталях двигуна, поліпшення процесу горіння палива і зменшення закоксування поршневих кілець прагнуть до того, щоб різниця температур вхідної та вихідної з двигуна води була невеликою (7...15 °С для замкнутих систем і 10...20 °С для проточних систем). Інтенсивність охолодження підвищується за рахунок збільшення швидкості протікання води в водяних сорочках двигуна. Якщо тиск води в системі охолодження нижче 0,75 кгс/см², швидкість протікання стає дуже малою, що викликає утворення накипу і парових подушок в застійних місцях порожнин охолодження.

Підвищене нагрівання охолоджуючої води при нормальній температурі відпрацьованих газів і рівномірне навантаження по циліндрах може відбуватися внаслідок значного відкладення солей і опадів в водяних порожнинах. Якщо при повному відкритті регулювального крана температура води не знижується до норми, то навантаження перегрітого циліндра повинно бути знижено і при першій нагоді повинні бути очищені водяні порожнини дизеля.

Повітря, що потрапляє в систему охолодження двигуна, погіршує охолодження, і його випускають через повітряні крани, встановлені у верхніх частинах трубопроводів водяного холодильника.

Вода або масло після охолодження поршнів повинні стікати в оглядову воронку безперервними струменями, без бульбашок і з однаковою температурою для всіх поршнів, яка вимірюється в кожній зливній трубі за допомогою термометра. При погіршенні умов охолодження поршнів двигун зупиняють, з'ясовують несправність і усувають її.

Тиск в системі охолодження циліндрів складає 0,75...2 кгс/см²; контролюється воно за показаннями манометра і регулюється клапанами, встановленими на трубопроводах системи охолодження.

При замкнутій системі охолодження двигуна перепад температури прісної води в водо-водяному холодильнику регулюється кількістю заборотної води, що прокачується через нього, і повинен бути в межах, зазначених в заводській інструкції.

					КРМ.142.6221м.07.05.ПЗ.	Лист
						71
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

При виході з ладу водяного насоса охолодження двигуна може бути забезпечено резервним насосом або переключенням двигуна на аварійне охолодження від пожежного насоса. Останній має велику продуктивність і сильний напір. Щоб вода з пожежного насоса не пошкодила систему охолодження двигуна, її необхідно дроселювати роз'єднувальним клапаном.

При заповненні системи охолодження двигунів водою звертають особливу увагу на її хімічний склад, який грає важливу роль в забезпеченні нормальної роботи. Вода добре розчиняє солі, луги, кислоти і такі гази, як кисень, азот та ін.

Солі кальцію і магнію, що знаходяться в розчиненому стані в воді, надають їй особливу властивість, яке прийнято називати жорсткістю. За одиницю жорсткості прийнятий міліграм-еквівалент солей на 1 л води. Один міліграм-еквівалент відповідає змісту в 1 л води 20,04 мг *Ca* або 12,16 мг *Mg*.

Тимчасова, або переборна, жорсткість залежить від вмісту у воді бікарбонату кальцію *Ca (HCO₃)₂* і бікарбонату магнію *Mg(HCO₃)₂*. При кип'ятінні води ці солі розпадаються на карбонати, які випадають в осад, і вуглекислий газ, який іде в атмосферу. Таким чином, бікарбонати кальцію і магнію знаходяться в воді в розчиненому стані тільки до її кип'ятіння. Постійна жорсткість визначається присутністю у воді солей, які при концентрації менше межі насичення не випадають в осад навіть при нагріванні. До таких солей можна віднести *CaSO₄*, *CaCl₂*, *MgSO₄* та ін. Загальна жорсткість води складається з тимчасової і постійної жорсткості. Показники жорсткості води наведені нижче (табл. 5.1).

Таблиця 5.1. Стан води

Стан	Жорсткість, мг·екв/л
М'яка	не більше 3
Середня	від 3 до 6
Жорстка	більше 6

Найбільш м'якою є атмосферна (дощова) і дистильована вода.

Гази, розчинені у воді, викликають корозію металів, а солі кальцію і магнію утворюють в системі охолодження накип, який має малу теплопровідність. Тому накип викликає перегрів двигуна, перевитрата палива і масла, зменшення потужності, підвищений знос деталей і поява в них тріщин внаслідок нерівномірного розширення і значних внутрішніх напружень.

Присутність у воді нафтопродуктів дуже шкідливо впливає на роботу двигуна, так як вони погіршують теплопровідність накипу, при роботі двигуна можуть викликати спінення води, викид її і перегрів двигуна.

Якщо немає дистильованої або атмосферної води, то рекомендується застосовувати для заповнення замкнутої системи охолодження річкову або озерну воду. Воду для замкнутої системи охолодження можна пом'якшити додаванням до неї хімічних реагентів або пропусканням її через спеціальні фільтри. Найбільш простий спосіб пом'якшення води – кип'ятіння її протягом не менше 30 хв. з подальшим, пропусканням через щільний фільтр. Якщо немає можливості отримати пом'якшену воду, то в неї додають спеціальні присадки – антинакипін. В якості антинакипінів використовують емульсоли (застосовувані при механічній обробці металів), мильну воду, ВНІНП-117/119, емульсол Е-2, ІНК-8, «Шелл Дромус Ойл В» та ін. Антинакипини не тільки зменшують процес накипоформування, але і гальмують процеси корозії і кавітаційних руйнувань.

5.5 Видалення накипу з системи охолодження

Накип з системи охолодження двигуна періодично видаляють, застосовуючи розчин соляної кислоти. При цьому виділяється вуглекислота, яка розпушує накип і відокремлює її від стінок деталей двигуна, частина накипу переходить в розчин і видаляється з системи охолодження наступним промиванням. Соляна кислота руйнує деталі двигуна, тому до кислотного розчину додають спеціальну присадку – пасиватор («Антра», КС, Ж-1, і ін.), яка, не впливаючи на видалення накипу, послаблює дію соляної кислоти на метал,

					КРМ.142.6221м.07.05.ПЗ.	Лист
						73
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

зменшує виділення шкідливого для здоров'я кислотного туману і вибухонебезпечного водню.

Терміни очищення накипу залежать від жорсткості води і температурного режиму двигуна. Очищення проводять, коли шар накипу досягає 1 мм.

При охолодженні двигуна прісною водою (замкнута система) також відкладається накип, хоча і в меншій кількості, ніж при охолодженні забортної водою.

Для видалення накипу з водяних порожнин замкнутої системи охолодження застосовують лужний розчин, для приготування якого до 10 л води додають 1 кг кальцинованої соди і 0,5 л гасу. Розчин готують в кількості, необхідній для заповнення всієї системи охолодження. Заповнивши розчином всю систему охолодження, запускають двигун і дають йому можливість попрацювати на малих обертах 10...15 хв.

Потім двигун зупиняють і розчин залишають в системі охолодження на 10...12 год. Після закінчення цього часу двигун знову запускають, змушують його працювати на малих обертах 5...10 хв, зупиняють і негайно зливають розчин з системи.

Для промивання системи охолодження її заповнюють прісною водою, пускають двигун на 15...20 хв, потім зупиняють його і зливають воду. Після видалення накипу і промивання систему охолодження заповнюють прісною водою з додаванням присадки відповідно до інструкції з експлуатації двигуна.

Водяні холодильники промивають таким же розчином, як і порожнини замкнутої системи охолодження. Після розбирання холодильника пакет трубок тримають в розчині 10...15 хв, а потім, видаливши бруд і накип, промивають у прісній воді. Після складання холодильника перевіряють методом опресування, чи не проникає забортна вода в замкнуту систему охолодження.

5.6 Обробка охолоджуючої води

Зниження труднощів в експлуатації

Для зведення до мінімуму труднощів в експлуатації настійно рекомендується:

- забезпечити ефективний захист від корозії системи охолоджуючої води шляхом добавок хімічних корозійних інгібіторів (утримувачів);
- використовувати належну якість охолоджуючої води;
- ефективно вентилувати систему;
- здійснювати перевірку води і системи під час роботи;
- використовувати правильні процедури очищення та інгібації.

Види пошкоджень

Якщо перераховані вище заходи не приймаються, то це може призвести до таких пошкоджень:

- корозію, яка видаляє матеріал, впливаючи на поверхню хімічною реакцією;
- корозійну втому, яка може викликати тріщини при динамічних напруженнях;
- кавітацію, яка видаляє матеріал при локальних пароутвореннях і подальшої конденсації від охолоджуючої води, створюючи високе прискорення води або вібрацію;
- утворення накипу, яка знижує теплопровідність, в більшості своїх вапняних відкладень.

Корозія і кавітація можуть знизити термін служби і фактори безпеки деталей. Відкладення впливатимуть на теплопередачу, викликаючи термічні перевантаження компонентів при охолодженні.

Корозійні інгібітори

Є різні типи інгібіторів, однак в основному тільки азотнокислий борат рекомендується застосовувати в якості інгібітору.

Обробка охолоджуючої води з використанням інгібіторів масла не рекомендується, оскільки такі сповільнювачі вносять ризик некерованих відк-

					КРМ.142.6221м.07.05.ПЗ.	Лист
						75
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ладень, які формують на опуклих поверхнях і, більш того, викликають проблеми щодо навколишнього середовища.

Законодавство щодо розміщення стічних вод, включаючи охолоджуючу воду, забороняє використання хроматів для обробки охолоджувальної води. Хроматні інгібітори не повинні використовуватися в установках, з'єднаних з опріснювальними генераторами [12, 13].

Якість охолоджуючої води

Дуже важливо використовувати охолоджуючу воду належної якості. Рекомендується в якості охолоджуючої використовувати деіонізовану або дистильовану воду (наприклад, вироблену опріснювальною установкою). Це запобігає при широкому розповсюдженні утворенню вапняних каменів на циліндрових втулках і кришках циліндрів, що впливає на теплопередачу і призводить в результаті до неприйнятно високих температур матеріалів. Перед застосуванням необхідно перевірити, щоб такі величини не перевищували значень зазначених у табл. 5.2. Перевірити, щоб там не було вмісту сульфідів, хлорину і амонію.

Таблиця 5.2. Хімічний склад охолоджуючої води

Величина	Вміст, мг/л (ppm)
pH	6,5...8,0
Хлориди	50
Сульфати	50
Силікати	25

Якщо не можна отримати деіонізовану або дистильовану воду, то у виняткових випадках може бути використана нормальна питна вода. Дощову воду не можна використовувати, оскільки вона може містити важкі компоненти [11].

5.7 Перевірка системи і аналізу води в експлуатації

Рекомендується тримати записи всіх перевірок охолоджуючої води на її стан і тенденцію зміни.

Регулярно

Практично щоразу перевіряти систему водяного охолодження на забруднення або відкладення. Перевірити труби охолодження, отвори охолодження, верх циліндра і кришки, а також донні частини випускних клапанів. Бруд і відкладення можуть бути через забруднення системи охолодження і гальванізацію цинкового покриття в системі охолодження.

Практика показує, що гальванізація цинкового покриття в системі прісної води дуже часто призводить до корозії, яка проявляється утворенням важкого бруду навіть, якщо система охолодження правильно інгібована. Тому рекомендується не використовувати в системі охолодження прісної води гальванізовані труби.

Раз на тиждень

Взяти пробу води з працюючої системи. При цьому пробу брати з системи циркуляції, а не з розширювального бака або труб, що ведуть до баку.

Перевірити стан охолоджувальної води. Перевірити на відповідність інгібіторні набори від постачальника:

- концентрація інгібітору не повинна впасти нижче величини, рекомендованої постачальником, оскільки в іншому випадку буде підвищено ризик корозії. Якщо постачальник зазначає діапазон концентрації, то рекомендується витримувати концентрацію на верхній межі.

- рН значення має бути в межах 8,5...10 при 20 °С. Зниження значення рН (або збільшення вмісту сірки, якщо можна виміряти) може проявлятися забрудненням вихлопними газами (підтікання). рН може бути збільшена шляхом додавання інгібітору, однак при необхідності в великих кількостях рекомендується замінити воду.

- вміст хлориду не повинен перевищувати 50 ppm (мг/літр). У виняткових випадках може бути типово максимум 100 ppm, проте верхня межа, за-

					КРМ.142.6221м.07.05.ПЗ.	Лист
						77
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

значена постачальником, повинна бути достовірною. Збільшення вмісту хлориду може свідчити про попадання соленої води. Необхідно виявити і усунути будь-які протікання.

Кожен третій місяць

Брати пробу води з системи під час роботи, як описано в "Раз на тиждень". Направити пробу в лабораторію для з'ясування вмісту інгібітору, сульфату, заліза, загальної солоності.

Один раз на рік

Спорожнити, промити і перенаповнити систему водяного охолодження. Додати інгібітор.

Кожен 4-й, 5-й рік і після тривалого виведення із експлуатації

Базуючись на регулярних перевірках, прочистити систему охолоджуючої води від маслянистих забруднень та іншого. Знову заповнити, і додати інгібітор, як описано в пунктах нижче.

Втрати води і перебирання

Замінити охолоджуючу воду, що випарувалася водою без інгібітору. Замінити воду, що протікала водою з інгібітором. Після перебирання окремих циліндрів по завершенню робіт додати негайно нову порцію інгібітору. Всякий раз перевіряти концентрацію інгібітору відповідно до доданої або заміненої водою [16].

5.8 Вододобробка

Виконати очищення перед інгібуванням системи охолодження для першого разу. Це забезпечить рівномірний інгібіторний захист поверхонь і поліпшить теплопередачу. Протягом терміну служби необхідно робити очищення кожні 4...5 років і після тривалого виведення з експлуатації. Це передбачає знежирення при видаленні промасленого бруду і знесолення при видаленні бруду і вапняних відкладень.

Чистячі агенти

Спеціально приготовлена суміш чистячих агентів може бути отримана від компаній, що спеціалізуються на обробці охолоджуючої води, або постачальників інгібіторів. Ці компанії пропонують обробку, допомогу і проведення аналізів води. Слід зазначити, що необхідно дотримуватися директив, що надходять від компаній. Упаковка, печатки тощо чистячих агентів не повинні бути пошкодженими. Повинно бути також посвідчення, що чистячі агенти сумісні з усіма частинами системи охолодження щоб уникнути будь-яких пошкоджень. Чистячі агенти не повинні прямо підмішуватися, їх необхідно попередньо розчинити у воді і, потім додати до води системи охолодження. Для знесолення можуть бути використані як емульсійні агенти, так і легкі лужні агенти.

Особливо рекомендуються для очищення агенти, що базуються на аміносульфатних кислотах, цитратної кислоти та винної кислоти. Ці кислоти є зазвичай твердими речовинами, які легко розчиняються у воді і не емітують шкідливі випари. Зазвичай чистка може здійснюватися без будь-якого розбирання двигуна. Під час чистки можуть проявлятися підтікання (в пустотах вузлів збірки або частково дефектних прокладках), тому під час очищення повинна проводитися інспекція.

Підготовка до знежирення

Якщо охолоджуюча вода містить інгібітор, то необхідно спорожнити систему і заповнити її чистою водою з крана, якщо ж немає інгібітора в системі, то воду не зливати. Далі воду в заповненій системі підігріти до 60 °C і прокачати її тривало. Після цього злити воду до самого нижнього рівня оглядового скла розширювального бака.

Додавання знежирюючого агента

Обезжирюючий агент потрібно вводити на всмоктуючій стороні працюючого насоса системи охолодження. Порційна кількість агента вказується постачальником. Перевірити і усунути будь-які протікання.

					КРМ.142.6221м.07.05.ПЗ.	Лист
						79
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Спорожнення і промивання системи

Спорожнити систему повністю. Це буде також служити промиванням від замаслювання і видалення бруду в розширювальному танку. Після цього заповнити систему чистою крановою водою і прокачати протягом двох годин. Потім повністю спорожнити систему і перейти до процедури видалення накипу згідно з пунктом нижче.

Видалення накипу

Щоб уникнути забруднення моря кислотами рекомендується по можливості збирати всю зливу воду, яка містить кислоти, в танк, де вона може бути нейтралізована, наприклад, за допомогою соди, перед тим як злити за борт.

Підготовка до дискалінгу

Заповнити чистою крановою водою. Прогріти воду максимум до 70°C і тривало прокачати її.

Додавання кислотного розчину

Розчинити потрібну кількість кислотного компаунда в чистому залізовому баку, наполовину заповненому гарячою водою. Розмішати енергійно, використовуючи паровий шланг. Для двигунів, які були оброблені перед ходовими випробуваннями, буде зазвичай достатньою найменша доза, рекомендована постачальником.

Для необроблених двигунів буде необхідною в залежності від стану системи охолодження найвища доза. Розчинність кислот у воді є часто обмеженою. Це може викликати необхідність проведення дискалінгу в два етапи, з новим розчином і чистою водою. Зазвичай постачальник зазначає максимальний коефіцієнт розчинення. Далі заповнити повністю бак гарячою водою для подальшого перемішування. Повільно додавати кислотний компаунд на стороні всмоктування насоса води зарубашкового охолодження. При необхідності злити деяку кількість води.

					КРМ.142.6221м.07.05.ПЗ.	Лист
						80
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Прокачування кислотного розчину

Необхідно підтримувати температуру води на рівні встановленого значення і постійно її прокачувати. Тривалість обробки буде залежати від ступеня забруднення і накипу. Зазвичай для двигунів, які оброблялися перед ходовими випробуваннями найменшого часу, рекомендованого постачальником, буде достатньо. Для необроблених двигунів більш тривалий час має бути погоджено.

Необхідно щогодини перевіряти за допомогою лакмусового рН-паперу, що кислотність НЕ нейтралізувалася. Ряд дискалінгових препаратів містить кольорові індикатори, які показують стан розчину. Якщо зміст кислотності вичерпався, то може бути додана нова доза добавки, у якій повинна бути використана слабша рекомендована концентрація.

Нейтралізація будь-яких кислотних залишків

Після завершення дискалінга спорожнити систему і промити водою. Промивання необхідно для видалення будь-яких осадків, які можуть утворитися промивним очищенням. Промити необхідно до тих пір, поки вода не стане нейтральною ($\text{pH} \sim 7$). Кислотні залишки можуть бути нейтралізовані чистою крановою водою з вмістом соди 10 кг на 1 тону води. Як альтернативу соді, можна використовувати карбонат соди або фосфат соди в певних концентраціях. Прокачування продовжувати до тих пір поки вода не стане нейтральною ($\text{pH} \sim 7$).

Перевірити зміст кислотності масляної системи відразу після дискалінга, а потім знову, через 24 години.

Для запобігання утворенню забруднення на очищених поверхнях, відразу ж після прочищення заповнити систему водою. Заповнити необхідно деіонізованою або дистильованою водою до самого нижчого рівня в розширювальному танку.

Внаслідок недостатньої жорсткості деіонізована вода або дистильована вода є порівняно корозійною. Тому після заповнення системи необхідно негайно додати корозійний інгібітор, схил його в кількості, зазначеній постача-

					КРМ.142.6221м.07.05.ПЗ.	Лист
						81
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

льником. Рекомендується використовувати максимальну кількість, вказану виробником, розчинивши інгібітор в гарячій деіонізованій або дистильованій воді з використанням чистого залізного бака. Додавати розчин необхідно із всмоктуючої сторони насоса зарубашкового охолодження або в іншому місці, де є потік. Інгібіторна рідина може вводитися прямо в систему обладнання, яке поставляється виробником. При цьому необхідно керуватися інструкцією виробника.

Після цього заповнити систему водою до нормального рівня, використовуючи деіонізовану або дистильовану воду і прокачати воду протягом часу не менше 24 годин. Це забезпечить формування стійкого захисту поверхонь охолодження. Далі перевірити охолоджуючу воду пробником (отриманим від постачальника інгібітору), щоб переконатися в тому, що досягнута достатня концентрація інгібітору.

Таблиця 5.3. Нітрит-боратні інгібітори корозії для обробки охолоджуючої прісної води

Фірма-виробник	Назва інгібітора	Форма постав- чання	Мін. дозування по рекомендації постачальника (*)
Castrol Ltd. Swindon Wiltshire, England	Castrol Solvex WT4 Castrol Solvex WT2	порошок рідина	3 кг / 1000 л 20 л / 1000 л
Drew Ameriod Marine Boonton, N.J./USA	DEWT NC Liquidewt Maxiguard	порошок рідина рідина	3,2 кг / 1000 л 8 л / 1000л 16 л / 1000 л
Nalfoc Ltd. Northwich, Cheshire, England	NALFEET 9-121 NALFEET 9-108	порошок рідина	2,5 кг / 1000 л 2,25 кг / 1000 л
Rohm & Haas (ex Duolite) Paris, France	RD11 DIA PROSIM RD25 DIA PROSIM	порошок рідина	3 кг / 1000 л 50 л / 1000 л
Unitor Rochem Marine Chemicals Oslo, Norway	Dieselguard NB Rocor NB Liquid	порошок рідина	3 кг / 1000 л 10 л / 1000 л
Vecom Maassluis, Holland	CWT Diesel QC2	рідина	12 л / 1000 л

Таблиця 5.4. Безнітрит-боратні інгібітори для обробки охолоджуючої прісної води

Фірма-виробник	Назва інгібітора	Форма постачання	Мін. дозування по рекомендації постачальника (*)
FAMM, Houston, USA	Havoline XLI Havoline XLC	рідина рідина	50 л / 1000 л 350 л / 1000 л

(*) первісна доза може бути більшою.

Ці переліки даються тільки для рекомендації і не повинні розглядатися як остаточні. Двигунобудівний завод не несе відповідальність за будь-які труднощі, які можуть виникнути від застосування цих або інших інгібіторів. Постачальники названі в алфавітному порядку. Цим фірмам можуть також поставлятися зручні очисники (клінери) [12].

В порядку забезпечення гарної тепловіддачі і мінімізації ризику блокування холодильника, дуже важливо для належного функціонування центральної системи видалити існуючі вапняні відкладення, іржу і промаслений бруд. Тобто, безумовно, повинно бути проведено інгібування.

Для центральних систем водяного охолодження, які обладнані роздільними контурами низької і високої температури охолоджуючої води, ретельні, регулярні перевірки, які є необхідними для зарубашкової охолоджуючої води (високотемпературний контур прісної води), не є необхідними для низькотемпературного контуру охолодження прісної води [12].

ВИСНОВОК

Кваліфікаційна робота виконана на 86 аркушах РПЗ та 6 аркушах креслень формату А1. У роботі розглянута можливість застосування на суховантажному судні проекту 15965 більш потужного двигуна. Це дає можливість поліпшити економічні показники експлуатації судна.

Відповідно до завдання, СЕУ з двигуном MAN B&W 6S50ME-B9 може бути обладнана новою системою охолодження, запропонованою у цій роботі. Варіанти системи охолодження досліджувалися у роботі, в результаті чого було доведено, що система з збільшеною кількістю водоводяних охолоджувачів може бути більш компактною. Отримані графіки і таблиці змін параметрів порівнюваних варіантів систем дають змогу підтвердити виказані припущення. У роботі також розглянута можливість застосування ВВО певної конструкції і розроблено загальний вигляд такого ВВО.

Робота виконана у повній відповідності завданню кафедри ДВЗ, У та ТЕ, вона містить дослідну частину, як це пасує магістерській роботі.

					КРМ.142.6221м.07.ПЗ.	Лист
						84
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Дьяченко Н. Х. Теория двигателей внутреннего сгорания / Н. Х. Дьяченко. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение, 1974. – 552 с.
2. Фомин Ю. Я., Горбань А. И. и др. Судовые двигатели внутреннего сгорания. Л.: Судостроение, 1989. – 344 с.
3. Розен Б. Энергетический анализ замкнутых теплоаккумулирующих систем / Б. Розен, С. Хупер, К. Барбарис // Современное машиностроение. Серия А. 1998. – № 7. – С. 123-131.
4. Хоблер Т. Теплопередача и теплообменники / Т. Хоблер. Пер. с польского А. В. Плисса, под ред. П. Г. Романова. – Л.: ГНТИХЛ, 1961. – 821 с.
5. Мошенцев Ю. Л. Системы охлаждения и теплообменные аппараты двигателей внутреннего сгорания : Учебное пособие / Ю. Л. Мошенцев, А. А. Гогоренко, Д. С. Минчев. – Николаев: издатель Торубара В. В., 2020. – 234 с.
6. Артемов, Г. А. Суднові енергетичні установки [Текст]: навчальний посібник / Г. А. Артемов, В. М. Горбов. – Миколаїв: УДМТУ, 2002. – 356 с.
7. Жуков В. А. Влияние параметров охлаждения на надежность комбинированных двигателей: монография / В. А. Жуков. – Рыбинск: РГАТУ им. П.А. Соловьева, 2012. – 172 с.
8. Безюков О. К. Совершенствование регулирования теплового состояния судовых ДВС / О. К. Безюков, В. А. Жуков, М. А. Тарасов // Тр. II-го Междунар. науч.-техн. семинара «Исследование, проектирование и эксплуатация судовых ДВС». – СПб.: СПб. ГУВК, 2008. – С. 58-63.
9. Безюков О. К. Комплексная оптимизация параметров охлаждения судовых энергетических установок / О. К. Безюков, В. А. Жуков // Журнал университета водных коммуникаций. – 2012. – № 1. – С. 51-60.
10. Безюков О. К. Охлаждающие жидкости транспортных ДВС: монография / О. К. Безюков, В. А. Жуков. – СПб.: Изд-во Санкт-Петербургского гос. ун-та водных коммуникаций, 2009. – 262 с.

					КРМ.142.6221м.07.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		85

11. Жуков В. А. Зависимость эксплуатационных показателей транспортных ДВС от свойств охлаждающих жидкостей / В. А. Жуков // Вестник машиностроения. – 2010. – № 12. – С. 58-62.

12. Безюков О. К. Требования к присадкам к охлаждающей воде судовых дизелей: материалы Всероссийской научно-методической конференции: сб. тезисов. – СПб.: СПГУВК, 1994. – С. 121-123.

13. Тузов Л. В. Исследование влияния присадок к охлаждающей жидкости дизелей на процессы теплоотдачи / Л. В. Тузов, О. К. Безюков, В. А. Жуков, В. А. Ларин // Двигателестроение. – 1996. – № 1. – С. 55-59.

14. Тузов Л. В., Безюков О. К., Жуков В. А. Разработка и опытная эксплуатация многофункциональных присадок к охлаждающей воде судовых дизелей // Моделирование и оптимизация сложных систем: сб. науч. трудов. – Н. Новгород: ВГАВТ, 1997. – Вып. 273. – С.121-129.

15. Возницкий И. В. Судовые двигатели внутреннего сгорания. Том 2. / И. В. Возницкий, А. С. Пунда. – М.: МОРКНИГА, 2010. – 382 с.

16. Эксплуатация судовых дизельных энергетических установок: Учеб. для вузов / С. В. Камкин, И. В. Возницкий, В. Ф. Большков и др. – М.: Транспорт, 1996. – 432с.

17. Енциклопедія суднової енергетики: підручник / В.М.Горбов. – Миколаїв: НУК, 2010. – 624 с.

18. Пахомов Ю.А. Судовые энергетические установки с двигателями внутреннего сгорания. Учебник – М.: Транс Лит, 2007. – 528 с.

19. Проектна технічна документація по судну "Дмитрий Медведев".

20. Electronically Controlled Two-stroke Engines with Camshaft Controlled Exhaust Valves. MAN B&W S50ME-B9.3-TII. Project Guide. Status: Edition 0.5, May 2014. – 302 p.

21. Пипченко А. Н. Эксплуатация, обслуживание и ремонт двигателей MAN B&W-ME: Учебное пособие / А. Н. Пипченко, В. В. Пономаренко, В. А. Шевченко; ин-т последипломного образования «Одесский морской тренажерн. центр». – Одесса: ТЭС, 2014. – 325 с.

					КРМ.142.6221м.07.ПЗ.	Лист
						86
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Ім'я користувача:
Oleksiy Gogorenko

ID перевірки:
1013034549

Дата перевірки:
27.11.2022 11:31:30 EET

Тип перевірки:
Doc vs Internet

Дата звіту:
27.11.2022 11:35:02 EET

ID користувача:
100009552

Назва документа: Слободян_6221м

Кількість сторінок: 87 Кількість слів: 17793 Кількість символів: 117293 Розмір файлу: 2.67 MB ID файлу: 1012812455

4.95% Схожість

Найбільша схожість: 2.82% з Інтернет-джерелом (<https://helpiks.org/3-743.html>)

4.95% Джерела з Інтернету

80

Сторінка 89

Пошук збігів з Бібліотекою не проводився

0% Цитат

Вилучення цитат вимкнене

Вилучення списку бібліографічних посилань вимкнене

0% Вилучень

Немає вилучених джерел

Модифікації

Виявлено модифікації тексту. Детальна інформація доступна в онлайн-звіті.

Замінені символи

584