

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

«__» _____ 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Підвищення економічності суднового двигуна шляхом модернізації системи охолодження.

Виконав:

студент групи 61-ТЕМмаг-22

Колесніков О.В.

(підпис)

Керівник роботи:

доцент кафедри ІМ та ТМ, к.т.н., доцент

(посада, науковий ступень, вчене звання)

Познанський А.С.

(підпис)

Первомайськ - 2023 р.

АНОТАЦІЯ

Магістерська робота присвячена проектуванню системи охолодження двигуна типу 6ЧН40/46, який встановлюється у якості основного дизель-генератора на плавучий напівзанурювальній буровий установці (ПНБУ) типу «Шельф-6».

У магістерській роботі приведена загальна характеристика ПНБУ і основні режими роботи двигунів. Представлена порівняльна характеристика двигунів – прототипів. Проведене моделювання робочого циклу двигуна для отримання значень параметрів, які використовуються в подальших розрахунках. Розрахована та оптимізована обрана схема охолодження, яка задовольняє усім вимогам розташуванню в машинному відділенні ПНБУ. Проведено комплекс детальних розрахунків всіх теплообмінників які входять у систему. У магістерській роботі проведений аналіз рівня шуму і вібрації в приміщенні машинного відділення ПНБУ, запропоновані заходи щодо зниження небезпечних і шкідливих факторів, які впливають на персонал по обслуговуванню дизеля. Розглянуті питання охорони навколишнього середовища та забруднення, які виникають при експлуатації ПНБУ та дизеля. Проведено дослідження шкідливих факторів, які впливають на роботу ПНБУ.

Магістерська робота викладена українською мовою на 97 сторінках розрахунково – пояснювальної записки, використано 11 літературних джерел. Графічна частина представлена на 5 кресленнях формату А1.

ABSTRACT

The master's thesis is devoted to the design of the cooling system of a four-stroke supercharged 6-cylinder engine 40/46, which is installed as the main diesel generator on a floating semi-submersible drilling rig (FSSD) of the type «Shelf-6».

In the master's thesis, the general characteristics of FSSD and the main modes of operation of engines are given. The comparative characteristics of prototype engines are presented. Modeling of the engine operating cycle was carried out to obtain parameter values used in further calculations. The selected cooling scheme is calculated and optimized, which meets all the requirements for placement in the engine compartment of the FSSD. A complex of detailed calculations of all heat exchangers included in the system was carried out. In the master's thesis, an analysis of the level of noise and vibration in the engine room of the FSSD was carried out, and measures were proposed to reduce dangerous and harmful factors that affect diesel service personnel. Issues of environmental protection and pollution that arise during the operation of FSSD and diesel are considered. A study of harmful factors affecting the work of FSSD was conducted.

The master's thesis is written in Ukrainian on 97 pages of an explanatory note, 11 literary sources are used. The graphic part is presented on 5 drawings of A1 format.

ЗМІСТ

ВСТУП	6
РОЗДІЛ 1. ЗАСТОСУВАННЯ ДВИГУНА 6 ЧН 40/46 НА ПЛАВУЧІЙ НАПІВЗАНУРЮВАЛЬНІЙ БУРОВІЙ УСТАНОВЦІ «ШЕЛЬФ-6»	8
1.1 Загальна характеристика ПНБУ «Шельф-6»	8
1.2 Особливості використання двигунів 6ЧН40/46 на ПНБУ	12
1.3 Обґрунтування доцільності створення нової системи охолодження для основного дизель-генератора та основні вимоги до параметрів системи	15
РОЗДІЛ 2. МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА ТИПУ 6ЧН40/46	18
2.1 Порівняння двигунів – прототипів	18
2.2 Методика розрахунку робочого циклу двигуна	19
2.3 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна	19
2.4 Розрахунок робочого циклу	21
2.5 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми	29
2.6 Розрахунок теплового балансу двигуна	31
2.7 Розрахунок витрати води, масла та повітря	33
РОЗДІЛ 3. ПРОЕКТУВАННЯ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ДВИГУНА ТИПУ 6ЧН40/46	36
3.1 Склад та особливість системи	36
3.2 Вибір схеми системи охолодження двигуна	36
3.3 Розрахунок системи охолодження	47
3.4 Проект ОНП для охолодження наддувочного повітря двигуна типу 6ЧН40/46	51
3.5 Проект радіатора для охолодження води внутрішнього контуру двигуна	67

					ПІННІ НУК 131.61.23.12. ПЗ						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							
Розробив		Колесніков О.В.			Пояснювальна записка			Літ.	Арк.	Аркушів	
Перевірив		Познанський А.С								4	97
Н. контр.		Познанський А.С						61-ТЕМмаг-22			
Затвердив		Нестеренко В.В.									

3.6 Проект МО для охолодження масла двигуна типу 6ЧН40/46	71
3.7 Висновки	77
РОЗДІЛ 4. АНАЛІЗ І РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ В ГАЛУЗІ ТА ОХОРОНИ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	78
4.1 Охорона навколишнього середовища	78
4.2 Розрахунок рівня шуму і вібрації в приміщенні машинного відділення ПНБУ	81
ВИСНОВКИ	87
ЛІТЕРАТУРА	89
ДОДАТКИ	90
1. Машинне відділення ПНБУ Ф-А1	
2. Поперечний переріз двигуна 6ЧН40/46 Ф-А1	
3. Система охолодження двигуна Ф-А1	
4. Охолоджувач надувочного повітря Ф-А1	
5. Водомасляний охолоджувач Ф-А1	

					ПННІ НУК 131.61.23.12. ПЗ	Аркуш
						5
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Відповідно до завдання кафедри представлена магістерська робота по модернізації системи охолодження головного суднового двигуна типу 6ЧН 40/46. Два такі двигуни застосовані у складі дизель-генераторів на плавучій напівзанурювальній буровій установці (ПНБУ) типу «Шельф-6». Мета роботи полягає в проектуванні сучасної системи охолодження двигуна, яка повинна забезпечувати його роботу на номінальному режимі роботи (в процесі тривалого буріння свердловини) за будь-яких кліматичних умов, а також на всіх інших можливих режимах експлуатації. Середньообертовий двигун типу 6ЧН 40/46 за час свого існування поступово форсувався по потужності від 1470 до 2500 кВт. В ході такого форсування двигуна його система охолодження зазнала мало змін. Це спричинило до виникнення цілого ряду проблем. Зокрема, через збільшення тиску наддувочного повітря значно збільшилася температура повітря за компресором. Стара система охолодження за таких умов не може понизити температуру повітря в ресивері нижче 110...120 °С в літній період. Відповідно показники економічності і екологічності двигуна знаходяться на межі допустимих значень. Для збільшення глибини охолодження наддувочного повітря необхідна розробка нової системи охолодження, придатної для застосування на головних суднових двигунах. Для створення такої системи необхідно змінити її принципову схему і конструкцію всіх її теплообмінників. В цьому випадку можливо понизити температуру повітря в ресивері до 50...60°С. Як відомо, зниження температури на кожні 10°С дає зниження питомої витрати палива приблизно на 2...2,5г/(кВт·г) і зниження викидів NO_x приблизно на 10% [1].

У роботі задача вдосконалення системи охолодження вирішена на основі використання так званого ефекту «маловитратності», який дозволяє за інших рівних умов поліпшити параметри системи приблизно на 15...20%. Розрахунки таких систем вимагають використання розвиненої

					ПННІ НУК 131.61.23.12. ПЗ	Аркуш
						6
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

методичної бази. Така база є на кафедрі ДВЗ НУК і використовується в даній магістерській роботі.

Розрахунки теплообмінників базувалися на застосуванні конструкцій теплообмінних апаратів, що випускаються Бериславським машинобудівним заводом.

В магістерській роботі виконано розрахунок всієї системи охолодження з аналізом вибраної схеми і розрахунками всіх теплообмінників, що входять в систему. Виконані креслення основних теплообмінників системи, розроблене креслення розміщення даних двигунів з новою системою охолодження в машинному відділенні ПНБУ.

Запропонована система охолодження, здатна забезпечити зниження температури повітря в ресивері до 46°C , що на 69°C нижче існуючої температури. Відповідно питома витрата палива зменшиться на 12,6 г/(кВт·г) і становитиме 0,202 кг/(кВт·г), викиди NO_x – на 64%. Система повністю придатна для розміщення її у машинному відділенні на плавучій напівзанурювальній буровій установці.

					ПННІ НУК 131.61.23.12. ПЗ	Аркуш
						7
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. ЗАСТОСУВАННЯ ДВИГУНА 6 ЧН 40/46 НА ПЛАВУЧІЙ НАПІВЗАНУРЮВАЛЬНІЙ БУРОВІЙ УСТАНОВЦІ «ШЕЛЬФ-6»

1.1. Загальна характеристика ПНБУ «Шельф-6»

Плавуча напівзанурювальна бурова установка (ПНБУ) призначена для розвідувального буріння з метою визначення району розташування і потужності нафтогазоносних ділянок на шельфі з глибиною 180...200м за будь-яких ґрунтових умов. Глибина буріння свердловини досягає 6...7 тис. м. Здобич нафти і газу не передбачається. Експлуатація ПНБУ передбачається в будь-яких районах, за виключенням буріння свердловин в льодових умовах [2].

Плавуча напівзанурювальна бурова установка несамохідна, з двома паралельними водотоннажними понтонами, які мають форму близьку до суднової, шістьма стабілізуючими колонами і буровою вежею, розташованою в середній частині, дещо зсунутій від міделі шпангоута (див. рис.1.1). Машинне відділення ПНБУ розташоване в кормовій частині платформи. Розташування житлових приміщень в носовій частині дозволяє видалити їх від основних джерел шуму і вібрації і забезпечити якнайкраще умови населеності. Між носовою надбудовою і буровою вежею розташовується механізовані стелажі для зберігання і подачі на підвищечний портал свічок з бурильних труб. У носовому краю знаходиться вертолітний майданчик і комплекс для обслуговування гелікоптера. Архітектурно – конструктивний тип бурової установки забезпечує сприятливі умови для роботи бурового устаткування при качанні, а також комфортні умови для екіпажу.

					ПННІ НУК 131.61.23.12. ПЗ	Аркуш
						8
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

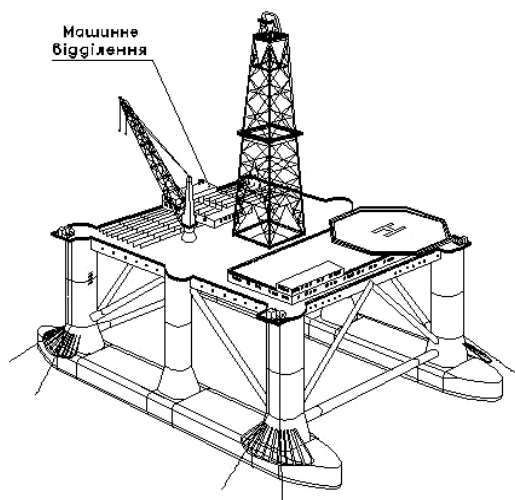


Рис.1.1. Плавуча напівзанурювальна бурова установка «Шельф-6»

Таблиця 1.1. Основні характеристики ПНБУ «Шельф-6»

Габаритні розміри:	
- довжина (з вертолітним майданчиком), м	98,0
- ширина (без кронштейнів для якорів), м	64,2
- ширина (з кронштейнами для якорів), м	72,0
- висота (з буровою вежею), м	94,0
Піднесення головної палуби над основною, м	24,5
Осідання експлуатаційне, м	14,3
Водотоннажність при експлуатаційному осіданні, т	19800
Осідання при буксируванні, м	5,6
Водотоннажність при буксируванні, т	13612,2
Водотоннажність «порожньому», т	11602,4
Запаси (суднові/технологічні), т	
- на переході	700/965
- при експлуатації	1370/2085
Чисельність екіпажу, чол.	81
Автономність, діб.	30

У буровій установці використана якірна система утримання на точці буріння, обладнана 8 якірними ланцюгами, розташованими по кутах

установки. Якірні лебідки розміщені на головній палубі. Маса якорів 20т кожен, довжина якірного ланцюга 1300м, розривне зусилля 5200кН.

Засоби контролю положення бурової установки, які показують її відхилення від осі свердловини, складаються з гідроакустичних пристроїв. Установка утримується в заданих межах за допомогою зміни довжини ланцюгів і їх натягнень.

Устаткування бурової установки

Бурова установка включає буровий верстат, бурову вежу, енергетичну установку, силовий привід, технологічне устаткування, механізми для спуску і підйому бурового інструменту, бурильної колони і обсадних труб.

Технологічне устаткування забезпечує безперервну циркуляцію бурового розчину при бурінні і подачу цементного розчину при цементації затрубного простору в свердловині. Воно включає бункери для зберігання порошкоподібних компонент (бариту, бетоніту, цементу), пневматичну систему подачі матеріалів до пристроїв для приготування, систему очищення і регенерації бурового розчину. До технологічного устаткування також відноситься компресорна станція, система натягнення направляючих канатів і морського стояка, система управління підводно-гирловим устаткуванням, водлазна станція, насосна станція, система хімічної обробки і очищення від породи і газу.

Рятувальні засоби на буровій установці передбачені відповідно до вимог Правил Морського Регістра. На установці знаходиться 6 танкерних рятувальних шлюпок місткістю по 30 чоловік кожна. Спуск і підйом рятувальних шлюпок виробляється шлюпбалками за допомогою електричних шлюпочних лебідок. Крім того, на буровій установці встановлено 4 рятувальні плоти типа ПСН-10 місткістю по 10 чоловік в кожному. По-похідному плоти зберігаються в контейнерах і закріплені гідростатами, які забезпечують самоспливання плотів.

					ПННІ НУК 131.61.23.12. ПЗ	Аркуш
						10
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Машинне відділення та енергетична установка

Енергетична установка та її устаткування розташовуються у машинному відділенні (МО) в кормовій частині буровий установки. Установка відповідає вимогам Морського Регістру.

Загальне розташування машинного відділення представлено на кресленні ДП 7.090210.6221з.17.01. На цьому виді зображено 2 головних двигуни, три допоміжних та один аварійний. Всі вони знаходяться у одному приміщенні. Головні двигуни та допоміжні механізми розташовані в МО таким чином, щоб з постів їх обслуговування забезпечувалися безперешкодні проходи до вихідних шляхів шириною не менше 0,6 м. МО має три виходи, розташовані у протилежних кінцях МО. Вони ведуть на палубу та до рятувальних засобів. У таблиці 1.2 наведено перелік усіх дизель-генераторів ПНБУ, їх потужність та потреби ПНБУ у електроенергії на найбільш навантажених режимах роботи.

Таблиця 1.2. Склад та потужність енергетичної установки

Склад енергетичної установки:	Кількість, шт.	Марка двигуна	Потужність, кВт
- основний дизель-генератор	2	6ЧН 40/46	2600
- допоміжний дизель-генератор	3	12ЧН 15/18	300
- аварійний дизель-генератор	1	6ЧСП 9,5/11-2	55
Сумарна потужність основних споживачів в режимі буріння:			4500
Сумарна потужність споживачів на буровій установці:			6600
Ефективна потужність генераторів головних двигунів	2		4725
Ефективна потужність генераторів допоміжних двигунів	3		750

З таблиці видно, що два головні дизель-генератори 6ЧН40/46 забезпечують з 5% запасом потребу основних споживачів на буровій установці в режимі буріння. Допоміжні дизель-генератори забезпечують

					ПННІ НУК 131.61.23.12. ПЗ	Аркуш
						11
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

роботу всіх суднових засобів, механізмів, пристроїв, систем, а також освітлення з запасом 7%.

1.2. Особливості використання двигунів 6ЧН40/46 на ПНБУ

ПНБУ може працювати в чотирьох режимах: перегону, буріння, штормового відстою і специфічного для ПНБУ режиму виживання.

Режим буріння на ПНБУ є найважчим з точки зору енергоспоживання. Це пов'язано з тим, що на буровій установці необхідно забезпечити безперервну роботу всього основного і технологічного устаткування. Режим буріння повинен забезпечуватися роботою основної енергетичної установки, що складається з двох дизель-генераторів на базі двигунів 6ЧН 40/46.

Причинами вибору двигуна типу 6ЧН 40/46 як головного на установці є його техніко-економічні параметри, вартість, відносно низька ціна обслуговування і ремонту, які не поступаються двигунам цього класу виробництва країн дальнього зарубіжжя.

Двигун 6ЧН 40/46 є рядним шестициліндровим дизелем, що має газотурбінний наддув і охолодження наддувочного повітря. Номінальна потужність дизеля 2600кВт при частоті обертання колінчастого валу 520 об/хв; питома витрата палива при номінальній потужності 208...217г/(кВт·год). Маса дизеля з електрогенератором 45000кг. Регулювання потужності дизеля здійснює об'єднаний регулятор, що дозволяє використовувати всю потужність дизеля для покриття сумарної потужності всіх основних споживачів на буровій установці.

На буровій платформі використовується перемінний струм, який виробляє генератор, встановлений на загальний рамі з двигуном. Генератор, що спроектований і виготовлений Харківським заводом «Електротяжмаш», є синхронною двонадцятиполюсною машиною з примусовою вентиляцією.

					ПННІ НУК 131.61.23.12. ПЗ	Аркуш
						12
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Його номінальна потужність 2365кВт; напруга 273/153В, струм 2х1520/2х2700А; частота обертання ротора 1000об/хв; коефіцієнт корисної дії 94,5%. Обмотка статора генератора виконана по схемі двох зірок. Вал генератора сполучений з валом дизеля пластинчастою муфтою.

Для забезпечення постійної частоти електричного струму двигун має працювати при постійній частоті обертання колінчастого валу, яка відповідає номінальній частоті. Параметрами, визначаючі такий режим роботи двигуна при постійній частоті обертання колінчастого валу є функцією ефективної потужності.

Характеристика при якій змінюється навантаження (ефективна потужність), а частота обертання двигуна залишається постійною називається *навантажувальною характеристикою*.

Така характеристика роботи двигуна на графіку залежності ефективної потужності від частоти обертання зображена вертикальною лінією 1 на рис.1.2.

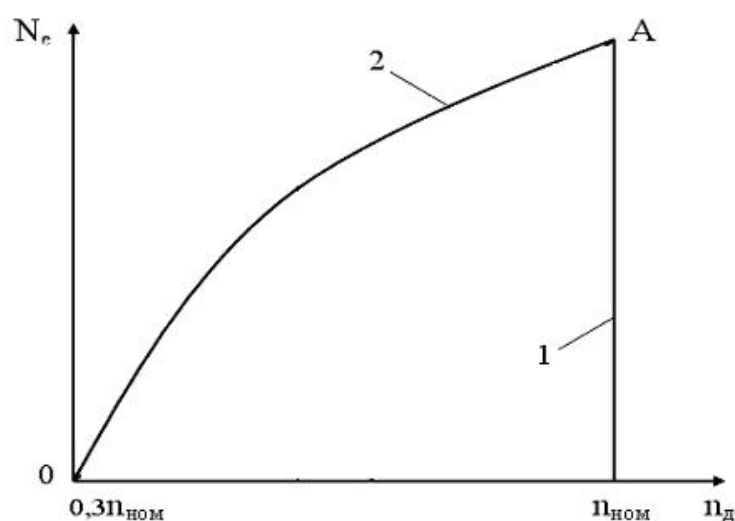


Рис.1.2. Характеристики роботи дизель – генератора:

1 – навантаження; 2 – зовнішня.

Робота по цій характеристиці підтримується регулятором, який автоматично підтримує постійну частоту обертання колінчастого валу з високою точністю (відхилення по частоті не більше $\pm 5\%$) шляхом зміни положення рейки паливного насоса.

					ПННІ НУК 131.61.23.12. ПЗ	Аркуш
						13
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Вимоги, які пред'являються до дизелів, що використовуються ПНБУ

Висока паливна ефективність на всіх експлуатаційних режимах – найважливіша вимога до дизеля (витрата палива 200...205 г/(кВт·год) і масла 1,4...1,8 г/(кВт·год) на номінальному режимі, збільшення питомої витрати пального не більше, ніж на 10% на малих навантаженнях та перехідних режимах без викиду палива, розрідження масла паливом, підвищеного коксування та інше). Бажана можливість роботи на різних сортах палива широкого фракційного складу, у тому числі з підвищеним вмістом сірки, на природному газі, синтетичних паливах та ін.

Рівень автоматизації управління, захисту і регулювання повинен відповідати четвертому ступеню (ГОСТ 14228 – 80). Тепловий стан дизеля (по воді і маслу) на всіх режимах експлуатації повинен бути стабільним, а рівень діагностуємо у відповідності з ГОСТ 2041 – 75 як для дизеля в цілому, так і основних змінних агрегатів і деталей.

Дизель повинен надійно працювати в різних умовах при температурах навколишнього повітря $\pm 40^{\circ}\text{C}$, вогкості до 70% та температурі заборотної води від 0°C до 32°C . При тривалих зупинках основного бурильного устаткування, характерних для умов роботи дизель-генераторів на бурових установках, слід забезпечувати: скорочення до мінімуму роботи дизеля на холостому ходу для підтримки його теплового режиму. Для цього забезпечити можливість незалежності і одночасної роботи підігрівача і дизеля. Дизель повинен мати дистанційне керування; безвідмовний пуск в хід з будь-якого положення, як в гарячому, так і холодному стані.

Для зниження рівня шуму і вібрації у відповідності з ГОСТ 12.1.003 – 83 необхідно забезпечити максимально можливе врівноваження всіх мас, що обертаються і поступально рухаються. Для дизеля слід забезпечити відсутність заборонених критичних зон частоти обертання на експлуатаційних режимах роботи шляхом застосування демпфуючих

					ПННІ НУК 131.61.23.12. ПЗ	Аркуш
						14
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

пристроїв, а також установки дизеля на віброізолюючих амортизаторах. У зв'язку з проблемою захисту навколишнього середовища важливе значення матимуть вимоги до мінімізації токсичності (ГОСТ 24585 – 81) і димності випускних газів (ГОСТ 24028 – 80).

1.3. Обґрунтування доцільності створення нової системи охолодження для основного дизель-генератора та основні вимоги до параметрів системи

Для плавучої напівзанурювальної бурової установки режим буріння є тривалим, оскільки необхідна глибина буріння свердловини може досягати 6...7 тис. метрів. На цьому режимі дизель-генератор працює на режимах номінальних потужностей або близьких до них. А при роботі бурової установки в тропічних районах для системи охолодження такі режими роботи є критичними, оскільки температура заборотної води в таких районах може досягати 32°C, а температура навколишнього повітря 40°C.

При використуванні двигуна 6ЧН 40/46 в таких умовах можливість його роботи при номінальній потужності, що відповідає останньому рівню форсування наддувом ($N_e=2600\text{кВт}$) при використуванні повнопотічних систем охолодження стає проблематичною, оскільки виникає проблема високих температур за охолоджувачем наддувочного повітря (у ресивері двигуна), які влітку можуть досягати 110...120°C.

Зниження температури в ресивері до 50...70°C можна досягти на підставі застосування принципово нової системи охолодження. У роботі запропонована нова схема системи. Це так звана маловитратна система охолодження. Назва «маловитратна» достатньо умовна. Вона виникла з співставлення розходів води, що пропускаються через теплообмінники в повнопотічних системах, з розходами води в спеціально організованих контурах систем охолодження. У повнопотічних системах охолодження вибір розходів води через всі теплообмінники диктується умовами

					ПННІ НУК 131.61.23.12. ПЗ	Аркуш
						15
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

охолодження зарубашкового простору двигуна і забезпечення порівняльно малого перепаду температур води між входом і виходом самого двигуна.

Якщо порівнювати повнопотічну схему системи охолодження з маловитратною, то порівняння неможливо провести при достатньо еквівалентних параметрах обох систем, оскільки повнопотічна система ні за яких умов не в змозі забезпечити такі ж температури наддувочного повітря в ресивері двигуна, як маловитратна. По цьому параметру повнопотічна система беззастережно програє. Якщо ж провести таке порівняння при однакових ККД охолоджувачів наддувочного повітря в обох системах, то для одного і того ж двигуна, сумарна маса серцевин всіх теплообмінників оптимізованої маловитратної системи виявляється приблизно на 6% менше, ніж у повнопотічній за інших рівних умов.

У маловитратних системах застосовуються принципово такі ж теплообмінники, як і в повнопотічних, але зменшені витрати охолоджуючих теплоносіїв примушують робити їх з порівняно великими числами ходів по цих теплоносіях для підтримки достатніх значень швидкостей теплоносіїв.

На двигуні може застосовуватися тільки замкнена система охолодження. Основні її переваги: високий температурний режим роботи (до 100 °C і вище), що підвищує економічність двигуна і дозволяє зменшити зношування деталей циліндро – поршневої групи; спеціальна підготовка охолоджуючої води для зменшення накипоутворення і корозії.

Охолодження дизелів звичайно здійснюється водою. Кількість води, необхідної для поглинання тепла, що відводиться:

$$G_B = \frac{Q}{(t_2 - t_1) \cdot c},$$

де Q – кількість тепла, що відводиться у воду, МДж/кг;

$t_2 - t_1$ – різниця температури води на вході і виході з двигуна (температурний перепад), °C;

c – теплоємність води, кДж/(кг · °C); зазвичай приймається рівній 1.

					ПННІ НУК 131.61.23.12. ПЗ	Аркуш
						16
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

З цього виразу видно, що кількість води залежить від температурного перепаду. Великий температурний перепад пов'язаний з подачею малої кількості води і, отже, з малою швидкістю її руху. Як наслідок, виникають статичні температурні напруги в деталях дизеля і можливо утворення парових мішків і пробок.

Тому бажано мати таку систему охолодження, в якій би забезпечувалися майже постійна швидкість води і мінімальна різниця її температур на виході і вході ($2...7^{\circ}\text{C}$), підтримувалася температура води на виході з дизеля $95...105^{\circ}\text{C}$ незалежно від навантаження і зовнішніх чинників.

Слід зазначити, що в системі охолодження також повинні бути закладені певні особливості при роботі двигуна на холостих ходах і малих навантаженнях, тобто при зменшенні витрати палива необхідно досягти підвищення температур води і масла, які на цих режимах звичайно занижені.

Зниження годинної витрати палива із збільшенням температури води на 30°C складає $5...10\%$. При цьому приблизно на таку ж величину зменшуються втрати теплоти у воду. Зменшення годинної витрати палива пояснюється зниженням втрат на тертя і деяким поліпшенням індикаторного к.к.д. за рахунок підвищення якості процесу згоряння [8].

У зв'язку з прагненням підтримувати допустимо високу температуру води і масла у всьому діапазоні роботи за будь – яких умов у водяну і масляну системи доцільно вводити додаткові пристрої для автоматичної підтримки постійних температур, відповідних номінальному режиму.

Таким чином, нова система охолодження повинна забезпечувати такі температури теплоносіїв на номінальному режимі роботи, при температурі навколишнього повітря 40°C і забортної води 32°C :

- води на виході з двигуна $95...100^{\circ}\text{C}$;
- масла 92°C на вході, та 100°C на виході;
- повітря у ресивері до $50...70^{\circ}\text{C}$.

					ПННІ НУК 131.61.23.12. ПЗ	Аркуш
						17
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2. МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА ТИПУ 6ЧН40/46

2.1. Порівняння двигунів – прототипів

Порівняння модифікацій дизеля типу 6ЧН40/46 з зарубіжними дизелями однакової бистрохідності та рівня форсування (табл.2.1) показує, що дизелі типу 6ЧН40/46 не поступаються кращим зразкам зарубіжних за економічністю, витратою металу та габаритним розмірам [4].

Таблиця 2.1. Порівняльна таблиця двигунів прототипів

Марка, фірма та розмірність двигуна	Потужність дизеля, кВт	Частота обертання колінчастого валу, об/хв	Середня швидкість поршня, м/с	Середній ефективний тиск, МПа	Питома витрата палива, г/(кВт ч)	Маса питома дизеля, кг/кВт	Габаритні розміри дизеля, м		
							Довжина	Ширина	Висота
6ЧН40/46	2000	520	7,8	17,2	218	6,8	6,85	1,84	3,51
6ЧН40/46-6	2200	520	8	14,2	216	7,1	7,2	2,14	4,4
Дженерал – Моторс G45E3, 16ДН 23,2/25,4	2455	900	7,62	0,97	240	7,58	5,37	1,72	2,47
Дженерал – Електрик FDL, 16ЧН22,9/26,7	2868	1050	9,35	1,91	214	6,47	4,9	1,73	2,18
Інгліш – Електрик РКСТ, 16ЧН25,4/30,5	2580	900	9,2	1,38	224	8,57	6,31	1,83	2,32
МАК 12М282, 12ЧН24/28	1765	1000	9,35	1,39	214	6,8	2,83	1,65	2,20
Пільстик 18РА6, 18ЧН28/29	4632	1050	10,15	1,65	224	-	5,05	1,78	2,48
Зульцер 16LVA, 16ЧН24/28	2940	1100	10,3	1,65	218	-	5,34	1,8	3,10
Купер – Бессемер FVDL16T, 16ЧН22,9/26,7	2242	1050	9,35	1,49	220	-	4,57	1,66	2,13
Алко 16.251С, 16ЧН22,8/26,7	2242	1050	9,35	1,49	220	-	5,34	1,52	2,43

Порівняння показників дизелів типу 6ЧН40/46 з дизелями, що застосовуються у вітчизняному двигунобудуванні, також вказує на їхню перевагу по витратах мастила, металоємкості і підтверджує економічну доцільність та ефективність їх використання.

2.2. Методика розрахунку робочого циклу двигуна

Основною метою розрахунку робочого циклу є визначення основних параметрів і показників робочого процесу, що характеризують ефективність і економічність роботи дизеля.

Розрахунки робочого циклу, як правило, виконуються для номінального режиму. Для перемінних режимів схема розрахунку залишається тією ж, однак вибір вихідних даних повинен бути зроблений відповідно до особливостей розрахункового режиму [9].

Розрахунковий цикл ДВЗ складається з п'яти процесів, які послідовно протікають: наповнення, стиск, згоряння палива, розширення та випуск. Розрахунковий цикл двигуна 6ЧН40/46 проведено на комп'ютері за методикою, яка основана на методі теплового розрахунку Гринивецького В.І.

2.3. Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 313 \text{ K}$ (за даними заводу – виробника)

Тиск навколишнього повітря P_0 . В усіх випадках варто приймати $P_0 = 0,103 \text{ МПа}$ (стандартні атмосферні умови).

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. При нерозділеній камері згоряння для СОД $\varepsilon = 10 - 16$. Приймаємо $\varepsilon = 11,5$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. Приймаємо $\alpha = 3,028$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. Приймаємо $\gamma_r = 0,04$.

					ПННІ НУК 131.61.23.12. ПЗ	Аркуш
						19
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b).

Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначати після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проектного. Для СОД нових моделей ці коефіцієнти лежать у межах: $\xi_z = 0,85 - 0,97$; $\xi_b = 0,90 - 0,98$.

Приймаємо $\xi_z = 0,95$; $\xi_b = 0,97$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Для високо форсованих двигунів $\lambda = (1,2 - 1,6)$. Приймаємо $\lambda = 1,05$.

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Ця величина складає: $(5 - 15) \text{ К}$ – для ДВЗ з наддувом та $(10 - 20) \text{ К}$ – для ДВЗ без наддуву. Приймаємо $\Delta T_a = 30 \text{ К}$.

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

Механічний ККД двигуна η_m . Для СОД з $D_{ц} < 300 \text{ мм}$. та $\rho_k > 0,2$; η_m знаходиться у межах $0,84 - 0,88$. Приймаємо $\eta_m = 0,84$.

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі $\Delta P_{ох}$. Повітроохолоджувач являє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. У числовому виразі $\Delta P_{ох} = 0,005 \text{ МПа}$.

Температура залишкових газів T_r . Для двигунів такого типу T_r знаходиться у межах $600 - 900 \text{ К}$. Приймаємо $T_r = 800 \text{ К}$.

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

$H = 0,126 \text{ кг}$ – кількість водню;

$S = 0 \text{ кг}$ – кількість сірки;

$O = 0,004 \text{ кг}$ – кількість кисню.

					ПННІ НУК 131.61.23.12. ПЗ	Аркуш
						20
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

Ступінь підвищення тиску в компресорі Π_k . Для даного типу компресора приймаємо $\Pi_k = 4,7$.

Частка ходу поршня втраченого на продувку ϕ_n . Для 4 – тактних двигунів ця величина дорівнює нулю.

2.4. Розрахунок робочого циклу

Розрахунок робочого циклу та побудова індикаторної діаграми проводяться на комп'ютері з використанням розрахункових програм наявних на кафедрі ДВЗ. Результати розрахунків приведені на роздруківці.

Данні необхідні для побудови індикаторної діаграми розраховані та наведені у таблиці 2.2., а індикаторна діаграма зображена на малюнку 2.1.

					ПННІ НУК 131.61.23.12. ПЗ	Аркуш
						21
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

1. Вихідні дані

- 1.1 Ефективна потужність, кВт $N'_e = 2600$
- 1.2 Частота обертання, хв-1 $n = 520$
- 1.3 Тиск навколишнього середовища, МПа $P_0 = 0.10$
- 1.4 Температура навколишнього середовища, К $T_0 = 313$
- 1.4.1 Температура стінки, К $T_w = 311$
- 1.5 Тиск наддуву, МПа $P_k = 0.47$
- 1.6 Коефіцієнт продувки $\phi_a = 1.05$
- 1.7 Коефіцієнт залишкових газів $\gamma_r = 0.04$
- 1.8 Коефіцієнт використання тепла у точці Z $\xi_z = 0.95$
- 1.9 Коефіцієнт використання тепла у точці b $\xi_b = 0.97$
- 1.10 Ступінь стиснення $\varepsilon_{\text{кв}} = 11.5$
- 1.11 Ступінь підвищення тиску при згорянні $\lambda = 1.05$
- 1.12 Підігрів заряду від стінок циліндра, К $\Delta T_a = 30$
- 1.13 Частка ходу поршня втрачена на продувку $\phi_n = 0$
- 1.14 Коефіцієнт заокруглення індикаторної діаграми $\zeta = 0.96$
- 1.15 Механічний ККД двигуна $\eta_m = 0.84$
- 1.16 Адіабатний ККД компресора $\eta_{k.ad} = 0.84$
- 1.17 Втрата тиску в охолоджувачі повітря, МПа $\Delta P_{ox.} = 0.005$
- 1.18 ККД повітроохолоджувача $\eta_o = 0.96$
- 1.19 Температура залишкових газів, К $T_r = 800$

- 1.20 Масовий склад палива (кг/кг): $C = 0.87$
 $H = 0.126$
 $S = 0$
 $O = 0.004$
- 1.21 Нижча теплота згоряння палива (кДж/кг) $Q_H = 42664.4$
- 1.23 Кількість циліндрів $i = 6$
- 1.24 Діаметр циліндра, м $D_c = 0.40$
- 1.25 Хід поршня, м $S_c = 0.46$
- 1.26 Коефіцієнт тактності $z = 0.5$
- 1.27 Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння $\alpha = 3.028$
- 1.28 Показник адіабати повітря $k_B = 1.4$
 $\eta_{t.m} = 0.96$
- 1.30 Адіабатний ККД турбіни $\eta_{t.ad} = 0.81$
- 1.29 механічний ККД турбіни

2. Розрахунок процесу наповнення

- 2.1 Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] \quad T_k = 520.457$$

- 2.2 Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_0 \cdot (T_k - T_w) \quad T_s = 319.378$$

- 2.3 Температура заряду до кінця процесу заповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad T_a = 366.71$$

- 2.4 Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox.} \quad P_s = 0.465$$

					ПННІ НУК 131.61.23.12. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		23

2.5 Тиск заряду до кінця процесу заповнення, МПа

$$P_a = 0.97 \cdot P_s$$

$$P_a = 0.451$$

2.6 Коефіцієнт наповнення

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

$$\eta_n = 0.89$$

3. Розрахунок процесу стиснення

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

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

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

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

3.3 Теплоємність суміші повітря та залишкових газів під час стиснення кДж/(моль*К)

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

$$b_c = 0.002514$$

$$a_{vc} = 19.275$$

3.4 Середній показник політропи стиснення

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

$$n_1 = 1.362$$

3.5 Тиск у кінці стиснення, МПа

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

$$P_c = 12.571$$

3.6 Температура в кінці стиснення, К

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

$$T_c = 888.708$$

					ПННІ НУК 131.61.23.12. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		24

4. Розрахунок процесу згоряння

4.1 Дійсна кількість повітря для згоряння

кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad L = 1.498$$

4.2 Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L} \quad \beta_0 = 1.0211$$

4.3 Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \beta = 1.0203$$

4.4 Частка палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} \quad x_z = 0.979$$

4.5 Коефіцієнт молекулярної зміни у точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z \quad \beta_z = 1.02$$

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

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

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

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

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

$$a_{vz} = 19.66762$$

$$b_z = 0.00287$$

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

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

$$a_{vb} = 19.67572$$

$$b_b = 0.002878$$

					ПННІ НУК 131.61.23.12. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		25

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

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

откуда: $T_z = 1593.921$

4.9 Максимальний тиск згоряння МПа

$$P_z = \lambda \cdot P_c \quad P_z = 13.199$$

5. Розрахунок процесу розширення

5.1 Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta_z \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} \quad \rho = 1.742$$

5.2 Ступінь подальшого розширення

$$\delta_{vv} = \frac{\varepsilon}{\rho} \quad \delta = 6.601$$

5.3 Середній показник політропи розширення та температуру в кінці процесу розширення К (знаходимо з наступної системи рівнянь, методом послідовних наближень):

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

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

$$n_2 = 1.301$$

$$T_b = 902.655$$

5.4 Тиск у кінці процесу розширення МПа

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} \quad P_b = 1.132$$

					ПННІ НУК 131.61.23.12. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		26

6. Визначення індикаторних показників

6.1 Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$P'_i = 2.145$$

6.2 Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$P_i = 2.059$$

6.3 Індикаторна питома витрата палива кг/(кВт*год)

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

$$b_i = 0.182$$

6.4 Індикаторний ККД

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

$$\eta_i = 0.464$$

7. Визначення ефективних показників

7.1 Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \cdot \eta_m$$

$$P_e = 1.73$$

7.2 Ефективний ККД двигуна

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

$$\eta_e = 0.39$$

7.3 Питома ефективна витрата палива кг/(кВт*год)

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

$$b_e = 0.2163$$

7.4 Ефективна потужність двигуна, кВт

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

$$N_e = 2601.569$$

7.5 Порівняння заданої та отриманої ефективної потужності двигуна

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

$$\Delta N = 0.06 \cdot \%$$

					ПННІ НУК 131.61.23.12. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		27

8. Визначення дійсного P_k компресора на даному режимі роботи двигуна

8.1 Витрата повітря через компресор, кг/с

- Універсальна газова постійна для повітря $\frac{Дж}{кг \cdot K}$

$$R = 287$$

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

$$G = 7.122$$

8.2 Витрати газів через турбіну, кг/с

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

$$G_t = 7.279$$

8.3 Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = 0.95 \cdot P_k$$

$$P_r = 0.446$$

8.4 Температура газу перед турбіною, К

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

$$T_t = 727.693$$

8.5 Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

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

$$M_s = 1.53$$

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

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

$$R_t = 287.613$$

8.6 Показник аддіабати розширення газу в турбіні

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

$$k_t = 1.382$$

8.9 Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі

$$P_k = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{0.99 \cdot P_k}{P_0} \right)^{\frac{k_t}{k_t - 1}}} \right] \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_B}{k_B - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0.286}}$$

$$P_k = 4.698$$

8.10 Дійсний тиск наддуву, МПа

$$P_{kd} = P_k \cdot P_0$$

$$P_{kd} = 0.4698$$

8.11 Порівняння заданого та отриманого тиску наддуву

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}}$$

$$\Delta P_k = -0.035 \cdot \%$$

2.5. Розрахунок та побудова індикаторної діаграми

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами:

– для процесу стиснення:

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

– для процесу розширення:

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

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

Дані для розрахунку та побудови індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,362
Показник політропи розширення n_2	1,301
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	12,571
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	13,199
Ступінь попереднього розширення ρ	1,742
Ступінь стиснення ϵ	11,5

Таблиця 2.2.

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	13,20	
1,00	12,57	13,20
1,74	5,90	13,20
2,23	4,22	9,57
2,72	3,22	7,40
3,21	2,57	5,97
3,69	2,12	4,96
4,18	1,79	4,22
4,67	1,54	3,66
5,16	1,35	3,22
5,65	1,19	2,86
6,13	1,06	2,57
6,62	0,96	2,32
7,11	0,87	2,12
7,60	0,79	1,94
8,08	0,73	1,79
8,57	0,67	1,66
9,06	0,62	1,54
9,55	0,58	1,44
10,04	0,54	1,35
10,52	0,51	1,27
11,01	0,48	1,20
11,50	0,45	1,13
11,50		0,45

P, МПа

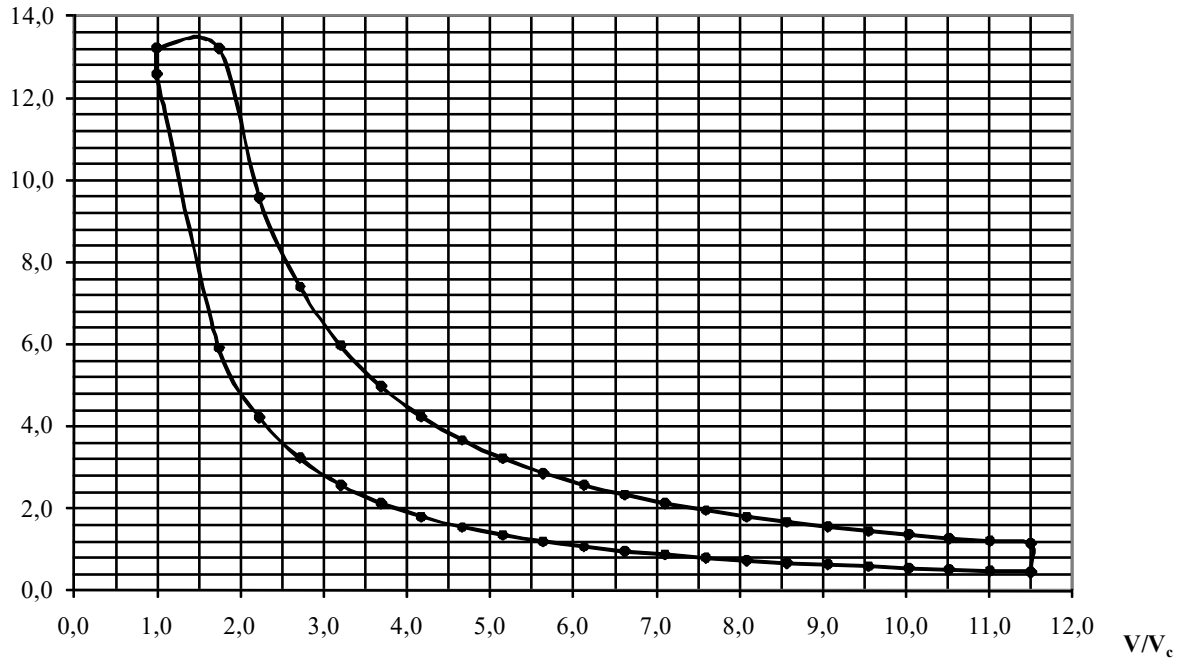


Рис. 2.1. Індикаторна діаграма

2.6. Розрахунок теплового балансу двигуна

Рівняння теплового балансу:

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

Q_{Σ} - теплота згоряння введенного у циліндр палива, кВт;

Q_{Γ} - теплота випускних газів, кВт;

Q_{Ne} - теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна, кВт;

Q_W - теплота, що відводиться від двигуна охолоджуючою водою, кВт;

Q_M - теплота, що відводиться від двигуна маслом, кВт;

$Q_{H.Б}$ - теплота неврахованих втрат, кВт;

1. Визначимо загальну кількість теплоти (теплову потужність циклу), що виділяється у циліндрі [5]:

$$Q_{\Sigma} = \frac{Ne}{\eta_e} = \frac{2600}{0,39} = 6666,67 \text{ кВт}$$

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

$$Q_{\Gamma} = G_{\Gamma} C_{p_{\Gamma}} (T_{3T} - T_o) = 1,13 \cdot 1059,807 \cdot (547,27 - 313) = 1774,59 \text{ кВт}$$

де ізобарна теплоємність газів обчислюється згідно з рівнянням Майєра:

$$C_{p_{\Gamma}} = \frac{K_{\Gamma}}{K_{\Gamma} - 1} R_{\Gamma} = \frac{1,372}{1,372 - 1} \cdot 287,357 = 1059,807 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}$$

Температура газів за турбіною обчислюється на підставі виразу ККД турбіни:

$$T_{3T}^{ad} = T_T \left(\frac{1}{0,91 \frac{P_a}{P_o}} \right)^{\frac{K_T - 1}{K_T}} = 727 \cdot \left(\frac{1}{0,91 \cdot \frac{0,451}{0,103}} \right)^{\frac{1,372 - 1}{1,372}} = 487,99 \text{ К}$$

$$T_{3T} = T_T - \eta_{ad} (T_T - T_{3T}^{ad}) = 727 - 0,84 \cdot (727 - 487,99) = 547,27 \text{ К}$$

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

$$Q_W = \frac{0,98 Q_{\Sigma} - Q_{\Gamma} - Ne}{1,1} = \frac{0,98 \cdot 6666,67 - 1774,59 - 2600}{1,1} = 2158,74 \text{ кВт}$$

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

$$Q_M \approx 0,2 Q_W \approx 0,2 \cdot 2158,74 = 431,75 \text{ кВт}$$

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

$$Q_{H.B} \approx 0,02 \cdot Q_{\Sigma} = 0,02 \cdot 6666,67 = 133,33 \text{ кВт}$$

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

					ПННІ НУК 131.61.23.12. ПЗ	Аркуш
						32
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q_{\Sigma} = Q_{\Gamma} + Q_w + Q_M + Q_{H.B.} + Ne = 1774,59 + 2158,74 + 431,75 + 133,33 + 2600 = 6666,67 \text{ кВт}$$

Т

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

2.7. Розрахунок витрати води, масла та повітря

1. Розрахунок витрати води.

Згідно з рівнянням теплового балансу

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

З нього

$$G_w = \frac{Q_w}{C_{p_w} \Delta T} = \frac{2158,74}{4,187 \cdot 10,7} = 48,19 \text{ кг/с}$$

де Q_w – теплота, відводима від двигуна охолоджуючою водою, кВт,

C_{p_w} – теплоємність води, кДж/кг·К,

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

Перепад температур води на двигуні обирається у межах 1,5 ...15 К з урахуванням статистичних даних з розходів води по двигунах наближеної потужності та класу. Згідно з статистичними даними розхід води повинен бути рівним

$$G_{w0} = N_e g_w / 1000, \text{ т/Г}$$

де g_w – питома витрата води, кг/кВт·год.

Для двигунів підвищеної оборотності (ДПО) $g_w = 35...100 \text{ кг/кВт·год.}$

Відтоді

$$G_w = 91...260 \text{ т/Г.}$$

Таким чином, обчислене значення витрати, яке дорівнює 173,484 т/Г, задовольняє всім відомим умовам визначення витрати.

2. Розрахунок витрати масла.

Згідно з рівнянням теплового балансу

					ПННІ НУК 131.61.23.12. ПЗ	Аркуш
						33
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

З нього $G_M = \frac{Q_M}{C_{p_M} \Delta T} = \frac{431,75}{2,2 \cdot 8} = 24,53 \text{ кг/с}$

де Q_M - теплота, що відводиться від двигуна мастилом, кВт

C_{p_M} – теплоємність мастила, кДж/кг·К

$\Delta T = T_2 - T_1$ - температурний перепад води на вході та виході з маслоохолоджувача, К

Перепад температур масла на двигуні обирається у межах 1,58 К.

3. Розхід повітря визначений у розрахунку циклу. Згідно з ним

$$G_B = 7,122 \text{ кг/с}$$

Згідно з вимог ПНБУ була збільшена потужність двигуна у порівнянні з прототипом на 400 кВт. Питома ефективна витрата палива майже не змінилася.

Дана методика розрахункового циклу не відображає зв'язку між питомою ефективною витратою палива та зниженням температури наддувочного повітря в ресивері двигуна, оскільки вони пов'язані між собою складними залежностями і розкриття яких може бути темою іншої магістерської роботи. Тому про зміну питомої ефективної витрати палива можна говорити лише на підставі емпіричних даних, які свідчать про те, що при зниженні температури в ресивері двигуна на кожні 10°C – витрата палива зменшується на 2...2,5г/(кВт·год). Це означає, що при температурі наддувочного повітря 46°C в ресивері двигуна проти 115°C (при температурі навколишнього середовища 40°C) ми матимемо питому ефективну витрату палива на рівні $b_e = 0,202 \text{ кг/(кВт·год)}$. Поліпшені ефективні показники двигуна дозволили одержати більш високий механічний ККД двигуна. У зв'язку з тим, що температура в ресивері знизилася до 46°C, то і вміст шкідливих домішок у вихлопних газах теж зменшився, зокрема вмісту NO_x стало менше приблизно на 54%.

					ПННІ НУК 131.61.23.12. ПЗ	Аркуш
						34
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Така витрата палива і показники екологічності роблять двигун конкурентним на вітчизняних ринках і за кордоном, а також таким, що відповідає міжнародним стандартам екологічності.

В результаті проведеного розрахунку ми отримали важливі показники робочого циклу нашого двигуна, які нам знадобляться для подальших розрахунків. Усі показники наведені у таблиці 2.4.

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

№ п/п	Параметри	Значення	Найменування
1	T_0, K	313	Температура навколишнього середовища
2	T_k, K	520,457	Температура повітря за компресором
3	T_s, K	319,378	Температура повітря перед двигуном
4	T_z, K	1593	Максимальна температура згорання
5	$P_z, \text{МПа}$	13,199	Максимальний тиск згорання
6	$G_v, \text{кг/с}$	7,122	Витрата повітря
7	$G_m, \text{кг/с}$	24,53	Витрата мастила
8	$G_w, \text{кг/с}$	48,19	Витрата води
9	$Q_m, \text{кВт}$	431,75	Кількість теплоти, що надходить у масло
10	$Q_w, \text{кВт}$	2158,74	Кількість теплоти, що надходить у воду

РОЗДІЛ 3. ПРОЕКТУВАННЯ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ДВИГУНА ТИПУ 6ЧН40/46

3.1. Склад та особливість системи

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

3.2. Вибір схеми системи охолодження двигуна

Сучасні системи охолодження ДВЗ мають дуже різноманітні схеми. Вони можуть відрізнятися числом теплообмінників, кількістю насосів, регуляторів температурного рівня, послідовністю з'єднання теплообмінників та інше. Усі сучасні системи охолодження ДВЗ, незалежно від типу, є двоконтурними. У них засорочковий простір двигуна і ряд теплообмінників

					ПННІ НУК 131.61.23.12. ПЗ	Аркуш
						36
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

охладжуються теплоносієм внутрішнього контуру (ТВК), найчастіше прісною водою, або водою з інгібіторними добавками, або спеціальними рідинами типу тосолів і антифризів. Відвід теплоти з цього контуру здійснюється теплоносієм зовнішнього контуру (ТЗК). Для суднових двигунів це в основному забортна вода, для транспортних і стаціонарних машин це навколишній повітря. Ще однією особливістю систем охолодження являється організація охолодження наддувочного повітря та масла. Ці елементи системи можуть бути асимільованими в єдину схему або можуть бути автономними. В останньому випадку для цих елементів можливе застосування як двоконтурних, так і одноконтурних схем.

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

					ПННІ НУК 131.61.23.12. ПЗ	Аркуш
						37
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

блокується, і він направляється без охолодження через другий канал терморегулятора на вхід ОНП і МО, чим забезпечує оптимальний температурний режим роботи двигуна в цих умовах.

На рис 3.1 цифрами зазначені значення температур теплоносіїв ($^{\circ}\text{C}$), характерні для високооборотного двигуна, що працює при ступені підвищення тиску наддувочного повітря, рівної 2. Там же зазначені витрати теплоносіїв у кг/с поруч з їхніми позначеннями (G_i). Температурний режим роботи системи охолодження визначається в основному вимогами до режиму охолодження двигуна. Для сучасного ВОД з водяним охолодженням характерна максимально наближена до температури кипіння (але гарантоване не допускання такої можливості) температура води на виході. Різниця температур між входом і виходом для багатоциліндрової машин повинна бути в межах 2...6, порівняно рідко досягає 15...20 К, що можна визнати припустимим, але не слід вважати бажаним. Високі температури теплоносія в порожнинах охолодження деталей остова двигуна і малі перепади температур між входом теплоносія і його виходом із двигуна сприяють максимальному підвищенню ККД двигуна і забезпечують прийнятні умови його довговічності. Як очевидно з розгляду схеми, бажана величина температури на вході в двигун залежить від роботи ланцюжка всіх теплообмінників, кожен з яких додає свій перепад температур у послідовний ланцюг. Величина кожної добавки не може бути довільною. Вона обумовлюється вищезгаданим обмеженням і залежить від теплового ККД кожного теплообмінника, а також співвідношення витрат теплоносіїв для кожного з них [7].

					ПННІ НУК 131.61.23.12. ПЗ	Аркуш
						38
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

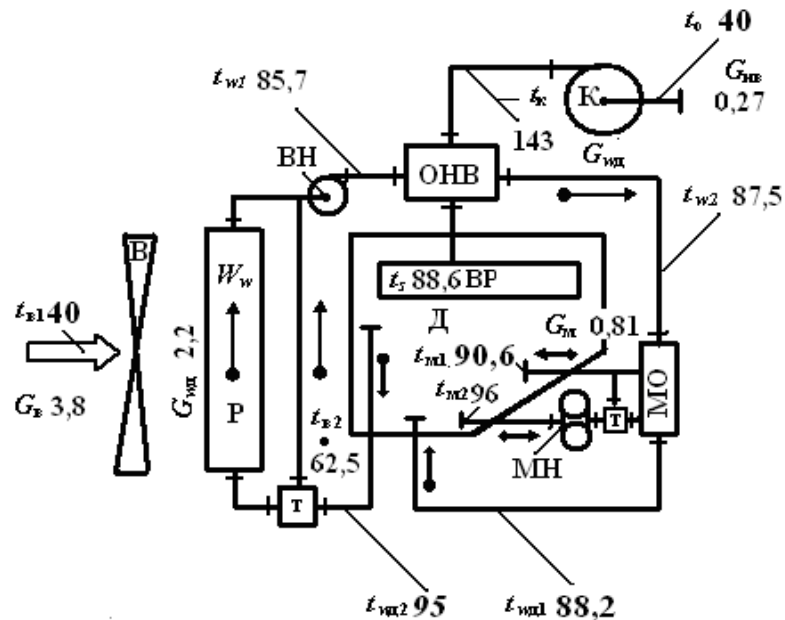


Рис. 3.1 Принципова схема повнопоточної системи охолодження:

Д - двигун; ВР - повітряний ресивер; В - вентилятор; Р - радіатор; ВН - водяний насос; ОНП - охолоджувач наддувочного повітря; К- компресор, МО - маслоохолоджувач; МН - масляний насос; Т - терморегулятор

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

$$t_s = t_k - \eta_{\text{НВ}}(t_k - t_{w1}) = 147 - 0,95(143 - 85,7) = 88,6 \text{ } ^\circ\text{C},$$

Для більш низьких температур ТВК перед двигуном (що не сучасно) можливо більш низькі температури повітря в ресивері, але в будь-яких випадках не нижче 65...70 $^\circ\text{C}$.

Для того, щоб знизити температуру наддувочного повітря за ОНП у порівнянні з розглянутою системою, необхідно забезпечити можливість подальшого зниження температури води перед ОНП. Це можна забезпечити або в системах з автономними контурами охолодження наддувочного повітря, або в системах з об'єднаними контурами, але виконаними з

використанням інших принципів побудови схем і роботи. Саме такими особливостями і володіють так названі маловитратні системи.

Маловитратні системи дозволяють знизити температуру повітря в ресивері до 50...60°C при температурі навколишнього повітря 40°C і найвищих температур води перед двигуном. У таких системах може бути забезпечена менша, чим у повнопоточних системах, сумарна маса серцевин теплообмінників при рівних ККД охолоджувачів наддувочного повітря. Сама назва «маловитратні» досить умовно. Воно виникло з зіставлення витрат води, що пропускаються через теплообмінники в повнопоточних системах, з витратами води в спеціально організованих контурах систем охолодження. У повнопоточних системах охолодження кількості витрати води через усі теплообмінники диктується умовами охолодження засорочкового простору двигуна і забезпечення порівняно малого перепаду температур води між входом і виходом самого двигуна. Якщо організувати найпростіший контур охолодження, незалежний від умов охолодження засорочкового простору двигуна, то в ньому можуть бути закладені інші принципи вибору витрати внутрішнього теплоносія.

Зокрема, для охолодження наддувочного повітря можна використовувати автономний контур. Робота такого контуру аналізувалася поруч авторитетних джерел, у яких сформульований принцип вибору витрати теплоносія внутрішнього контуру (звичайно прісної води) для такої системи. Вибір витрати ТВК тут доцільно виконувати у функції досягнення мінімально можливої температури повітря за ОНП за інших рівних умов. Задача не має аналітичного рішення, але отримані чисельним шляхом рекомендації свідчать про два важливі моменти. Перший момент: оптимальна витрата ТВК не може бути встановлений шляхом простого чи підвищення зниження цієї величини до гранично можливих (і навіть поза межних) значень - він визначається за спеціальною методикою у функції витрати зовнішнього теплоносія і прийнятих розмірів

					ПННІ НУК 131.61.23.12. ПЗ	Аркуш
						40
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

теплопередаючих площ теплообмінників у системі. Другий момент: встановлений у такий спосіб витрата ТВК звичайно виявляється приблизно на порядок менше тієї витрати, що є оптимальним для прокачування засорочкового простору двигуна, для якого придатний розглянутий ОНП. Власне, другий момент і визначає походження терміну «маловитратна». Не приводячи тут відомих, але досить складних і громіздких доказів, можна спрощено пояснити причину того, чому оптимальна витрата ТВК повинна визначатися у функції призначеної мети розрахунковим шляхом і не може бути просто встановлений із принципу граничного чи збільшення зменшення витрати ТВК. Проводячи такий доказ, домовимося допускати необмежений ріст витрати ТВК чи ж його необмежене (аж до 0) зменшення. Отже, температура повітря за ОНП визначається по формулі , і при фіксованій температурі повітря перед ОНП залежить від ККД ОНП і температури води перед ним. При незмінних розмірах площ теплопередаючих поверхонь радіатора й ОНП, ККД останнього росте з ростом витрати води. Одночасно ріст витрати води знижує ККД радіатора. Зниження ККД радіатора підвищує температуру води перед ОНП. Таким чином, знижуючи витрату ТВК, ми знижуємо ККД ОНП, що негативно для нашої задачі, але одночасно знижуємо температуру води перед ОНП, що позитивно. Підвищуючи витрату ТВК, ми підвищуємо температуру води перед ОНП, що негативно, але одночасно підвищуємо його ККД, що позитивно.

Сюди досить очевидно і цілком відповідає теорії теплотехніки те, що граничне збільшення витрати ТВК приведе в кінцевому рахунку до зростання температури повітря за ОНП за рахунок росту температури води перед ОНП, а граничне зменшення витрати приведе до того ж результату, але за рахунок падіння ККД ОНП. Таким чином, можливість одержання зменшених значень температури повітря за ОНП повинна лежати в межах неграничних значень витрати ТВК, коли і ККД ОНП, і температура води

					ПННІ НУК 131.61.23.12. ПЗ	Аркуш
						41
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

перед ним досягнуть раціональних меж, при яких температура повітря досягне екстремально низького значення. Автономний контур охолодження наддувочного повітря, подібний розглянутому, застосовувався і застосовується для деяких схем системи охолодження.

Сформульований вище висновок про можливість і доцільність оптимізації витрати ТВК справедливий не тільки для замкнутої в кільце системи з двох теплообмінників, один із яких є ОНП, а другий радіатор. Цей висновок справедливий для визначення оптимальної витрати для двох теплообмінників і в тому випадку, якщо два такі різнонаправлені діючі теплообмінники будуть встановлені послідовно один за одним в одному ланцюзі по ходу плину ТВК у будь-якій складній системі. Тільки для забезпечення можливості такої оптимізації конструкція складної системи повинна допускати відносно вільне і незалежне регулювання витрат ТВК у таких ланцюгах, що складаються з пар «ОНП-радіатор». У повнопоточних системах ця можливість не забезпечується. На рис. 3.2 приведений приклад схеми однієї з найбільш простих маловитратних систем з асимільованим контуром охолодження наддувочного повітря. У ній забезпечується не тільки зазначена можливість, але і додаткова можливість становлення гранично низьких температур ТВК перед охолоджувачами повітря і масла незалежно від значення температури ТВК перед двигуном. Зокрема, забезпечена можливість того, щоб гранично можливе переохолодження ТВК перед ОНП і перед МО не мало негативних наслідків для забезпечення оптимального температурного режиму роботи самого двигуна, охолодження його циліндрів. Це досягається за рахунок перепуску частини гарячої води після двигуна безпосередньо на вхід у двигун, де ця гаряча вода змішується з більш холодними потоками для забезпечення бажаної температури на вході. Відзначена особливість реалізується в системах з асимільованими контурами охолодження масла і наддувочного повітря й у деяких джерелах виділяється як визначальна ознака систем, які називаються системами з

					ПННІ НУК 131.61.23.12. ПЗ	Аркуш
						42
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

місцевими переохолодженнями теплоносіїв. Практично можливість переохолодження теплоносіїв завжди повинна сполучатися з використанням принципу маловитратності, тому ця особливість системи спеціально в назві нами не виділяється. У розглянутій системі радіатор поділяється на два блоки, послідовно встановлюваних у повітряному потоці за вентилятором. Конструктивно ці блоки можуть бути об'єднані в єдиний радіаторний елемент із розділеними потоками ТВК у ньому. Потік ТВК із двигуна підводиться паралельно до цих двох блокам і одночасно частина потоку направляється без охолодження через перепуск на усмоктування насоса і відтіля на вхід двигуна. Потік ТВК після радіаторів направляється на ОНП і МО. У секції Р1 здійснюється охолодження ТВК, близьке до гранично можливого. Це відповідає для розглянутого випадку тепловому ККД радіатора, рівним 0,9. Глибоке охолодження ТВК у сполученні з високим ККД ОНП (рівним 0,95) дозволяють забезпечити в ресивері двигуна температуру повітря, рівну 50 °С. При роботі системи в умовах низьких температур навколишнього середовища при дробових навантаженнях двигуна в системі працює терморегулятор, що для цих умов закриває прохід ТВК через радіатори і направляє неохолоджений теплоносій на вхід в ОНП і МО, забезпечуючи підтримку оптимального температурного режиму наддувочного повітря і масла в цих умовах.

Для роботи на розрахунковому режимі ККД маслоохолоджувача і другого радіаторного блоку можуть бути підібрані в різних сполученнях при тім умові, щоб у всіх випадках забезпечити на вході двигуна бажану температуру масла (на прикладі 90,6 °С). Потоки ТВК із перепуску, після ОНП і МО змішуються і після змішання забезпечують необхідну температуру перед двигуном (на прикладі 88.2 °С).

					ПННІ НУК 131.61.23.12. ПЗ	Аркуш
						43
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

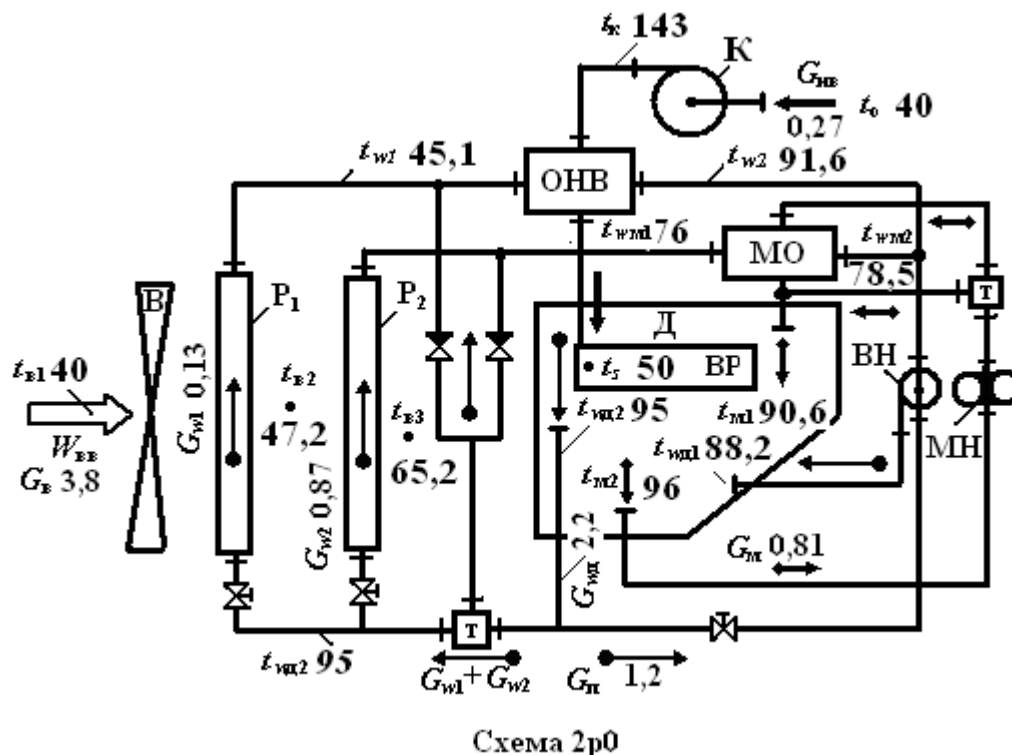


Рис.3.2 Принципова схема дворадіаторної маловитратної системи охолодження з асимільованим контуром охолодження наддувочного повітря

Схема може забезпечувати зазначені температури повітря в ресивері, води і масла перед двигуном при різних сполученнях розходів ТВК по галузях, а також при різних значеннях ККД теплообмінників, включених у ці галузі. Від вибору названих параметрів будуть залежати маса, габарити, гідравлічні опори, а також конструктивні особливості системи і її елементів. Відповідно при проектуванні такої системи необхідно проводити спрямований перебір можливих сполучень її вільно змінюваних параметрів для того, щоб отримати у підсумку оптимальний результат. Зокрема, для запропонованого приклада зміна витрати ТВК (води) через перепуск від 0 до 1,2 кг/з дозволила змінити сумарну масу серцевин усіх теплообмінників системи від 63 до 47 кг. Одночасно змінювалась витрата через гілку системи з МО і значення ККД МО і другого радіатора. Оптимальні витрати води в галузях системи (у кг/с) зазначені на схемі поруч з позначеннями витрат (G_{wi}). Крім того, на схемі зазначені значення температур теплоносіїв ($^{\circ}\text{C}$) у характерних

крапках системи для оптимального рішення. Якщо порівнювати повнопоточну схему системи охолодження з маловитратною, то порівняння неможливе провести при досить еквівалентних параметрах обох систем, оскільки повнопоточна система ні при яких умовах не в змозі забезпечити такі ж температури наддувочного повітря в ресивері двигуна, як маловитратна. По цьому параметрі повнопоточна система беззастережно програє. Якщо ж провести таке порівняння при однакових ККД охолоджувачів наддувочного повітря в обох системах, то для того самого двигуна, обраного для приклада, сумарна маса серцевин усіх теплообмінників оптимізованої маловитратної системи виявляється приблизно на 6% менше, ніж у повнопоточної при інших рівних умовах. У маловитратній системі застосовуються принципово такі ж теплообмінники, як і в повнопоточних, але зменшені витрати теплоносіїв, що охолоджують, змушують робити їх з порівняно більшими числами ходів по цих теплоносіях для підтримки достатніх значень швидкостей теплоносія. Варто також мати на увазі, що велике число ходів за інших рівних умов веде до збільшення гідравлічних втрат. Щоб зберігати ці втрати в прийнятних межах, швидкості охолодного теплоносія в каналах теплообмінників для маловитратних систем знижують у порівнянні зі швидкостями в повнопоточних системах. Через це маловитратні системи також називають повільнопоточними (приблизно так можна перевести їхня англійська назва - slow flow system). Таке зниження трохи погіршує інтенсивність процесу теплопередачі в теплообмінниках системи, але це погіршення компенсується створенням оптимальних умов роботи всіх теплообмінників у маловитратній системі на основі застосування розглянутих вище принципів. Основні параметри теплообмінників у маловитратній системі істотно змінюються в порівнянні з повнопоточною системою. ККД охолоджувача наддувочного повітря лежить приблизно в тих же межах, але S_{HV} зростає до 0,2...0,4. У зв'язку з цим на ОНП сильно

					ПННІ НУК 131.61.23.12. ПЗ	Аркуш
						45
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

зростає перепад температур по воді. Він може доходити приблизно до 50 °С. Щоб виключити можливість скипання води за ОНП, необхідно обмежувати ріст S_{nv} у залежності від значення температури води за ОНП при оптимізації такої системи. ККД охолоджувача масла трохи знижується, до 0,2..0,4, а S_{mo} зростає до 0,4..0,6. При цьому перепад температур води на охолоджувачі залишається приблизно тим же - 1...3 К. Радіатори в маловитратній системі мають параметри, відмінні від повнопоточної схеми. Перший радіатор має ККД близько 0,9 при $S_p = 0,15...0,25$. Відповідно перепад температур води на ньому може доходити до 50 ДО. ККД другого радіатора 0,3...0,5 при S_p близько 0,9. Падіння температури води на ньому складає 20...30 К. Значення параметрів представлених вище взяті з літератури у вигляді порівняння та прикладу.

Слід зазначити, що при роботі на неномінальних режимах змінюється витрати теплоносіїв, що проходять через теплообмінники. Це зв'язано як зі зміною роботи самого двигуна, так і з утручанням системи терморегулювання, що може змінювати гідравлічні опори окремих каналів, а також змінювати режим роботи чи вентилятора насоса ТНК. У цих умовах змінюються температури теплоносіїв і відносно енергоємностей теплоносіїв. Теплоносій з більшою енергоємністю може стати теплоносієм з меншою енергоємністю і навпаки. Охолоджувачі наддувочного повітря і масла з режиму охолодження повітря і масла в цих умовах можуть перейти в режим їхнього підігріву. Усе це приводить до змін на цих режимах у чисельних значеннях ККД теплообмінників, відхиленням цих значень від середніх меж, а також до переходу на інші формули для розрахунків зазначених ККД. Проблема розрахунків теплообмінників на неномінальних режимах заслуговує окремого розгляду.

					ПННІ НУК 131.61.23.12. ПЗ	Аркуш
						46
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

3.3. Розрахунок системи охолодження

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

Вибір та обґрунтування початкових даних.

Дано						
1.1	T_0	K	°C	313	40	Воздух перед компрессором
1.2	$T_{в1}$	K	°C	313	40	Воздух перед радиатором
1.3	T_1	K	°C	520	247	T_1 или T_k , воздух за компрессором
	P_1	Па		470000		Давление воздуха после компрессора
1.4	T_{wd2}	K	°C	381	108	Температура воды за двигателем
1.5	$T_{м1}$	K	°C	373	100	Масло на выходе из двигателя или входе в МО
1.6	Q_d	кВт	Заданы для контроля	2236		Теплоотвод в зарубашечную воду
1.7	Q_m	кВт		446		Теплоотвод в масло
1.8	G_b	кг/с		130		Расход вентиляционного воздуха
1.9	G_w	кг/с		48,2		Расход воды через дизель
1.11	$G_{нв}$	кг/с		7,13		Расход наддувочного воздуха
1.12	G_m	кг/с		24,53		Расход масла
1.13	Z_c	шт		52		Число секций радиатора общее
1.14	Z_r	шт		1		Число секций радиатора на гидравлику
	M_c	кг		24,500		Масса одной радиаторной секции

Принимаем						
2.1	ОНВ					
2.2	схема			3		Вероятна схема 3
2.3	b			16	16	1
2.4	$k_{gнв}$	Вт/кг·К		77,27	77,269	
2.5	P1					Под ОНВ
2.6	схема			3		Вероятна схема 3
2.7	b			11	11	
2.8	k_{gp}	Вт/кг·К		138,44	138,44	
2.9	P2					Под МО
2.10	схема			3		Вероятна схема 3
2.11	b			5	5	
2.12	k_{gp}	Вт/кг·К		142,29	142,29	
2.13	МО					
2.14	схема			4		Вероятна схема 4
2.15	b			2		
2.16	$k_{gмо}$	Вт/кг·К		77,72	77,72	

	G_{w1}	кг/с	Автоматически подбирается из условия обеспечения заданного Q_d	5,776		Расход воды через ОНВ
	G_{w2}	кг/с		15,000		Расход воды через МО
	Z_1	шт.		28		Число секций радиатора P1
2.17	$\eta_{нв}$		Задаётся по условиям возможного обеспечения	0,9700	0,9739	КПД ОНВ из прямого расчета ОНВ
2.19	$\eta_{мо}$		Автоматически подбирается из условия обеспечения заданного Q_m	0,2679	0,2679	КПД МО из прямого расчёта для контроля

Определить						
1	Температуры воды и воздуха в расчётных точках системы (см. схему): $T_{w1}; T_{w2}; T_{w3}; T_{e21}; T_{e22}$					
2	КПД радиаторов P_1 и P_2 : η_{p1}, η_{p2}					
3	Установить соответствие заданных и достижимых тепловых мощностей Q_d и Q_m . Соответствие Q_d может быть обеспечено выбором числа секций Z_1 . Соответствие Q_m может быть обеспечено подбором соответствующего КПД маслоохладителя η_m					
4	Определить сумму масс теплообменников системы					

Опис роботи програми та отримані результати

Z_2	шт		$Z_2 = Z_c - Z_1 - Z_r$	23
G_{B1}	кг/с		$G_{B1} = \frac{G_B}{Z_c} Z_1$	70,00
G_{B2}	кг/с		$G_{B2} = \frac{G_B}{Z_c} Z_2$	57,50
W	Вт/К		$W = G_w C_{pw}$	201958,00
W_1	Вт/К		$W_1 = G_{w1} C_{pw}$	24203,14
W_2	Вт/К		$W_2 = G_{w2} C_{pw}$	62850,00
W_{Π}	Вт/К		$W_{\Pi} = W - W_1 - W_2$	114904,86
$G_{w\Pi}$	кг/с		$G_{w\Pi} = W_{\Pi} / 4190$	27,42
W_{HB}	Вт/К		$W_{HB} = G_{HB} C_p$	7165,65
W_{B1}	Вт/К		$W_{B1} = G_{B1} C_p$	70350,0
W_{B2}	Вт/К		$W_{B2} = G_{B2} C_p$	57787,5
W_M	Вт/К		$W_M = G_M C_{pM}$	50531,8
W_{minHB}	Вт/К		min из W_{HB} и W_1	7165,65
W_{minM}	Вт/К		min из W_M и W_2	50531,8
W_{minp1}	Вт/К		min из W_{B1} и W_1	24203,1
W_{minp2}	Вт/К		min из W_{B2} и W_2	57787,5
S_{HB}				0,296
S_M				0,804
S_{p1}				0,344
S_{p2}				0,919
M_{p1}	кг		$M_{p1} = M_{c1} Z_1$	686,006

M_{p2}	кг		$M_{p2} = M_{c1} Z_2$	563,505
N_{p1}			$N_{p1} = M_{p1} \frac{k_{gp1}}{W_{p1min}}$	3,924
N_{p2}			$N_{p2} = M_{p2} \frac{k_{gp2}}{W_{p2min}}$	1,387
η_{p1}			за додатком, $f(N, b_w)$	0,946
η_{p2}			за додатком, $f(N, b_w)$	0,581
T_{w1}	K	°C	$T_{w1} = T_{wd2} - \eta_{p1} (T_{wd2} - T_{b1}) \frac{W_{min p1}}{W_1}$	316,7
T_2	K	°C	$T_2 = T_1 - \eta_{HB} (T_1 - T_{w1})$	322,8
T_{w2}	K	°C	$T_{w2} = T_{w1} + (T_1 - T_2) \frac{W_{HB}}{W_1}$	375,1
T_{wm1}	K	°C	$T_{wm1} = T_{wd2} - \eta_{p2} (T_{wd2} - T_{b1}) \frac{W_{min p2}}{W_2}$	344,7
T_{m2}	K	°C	$T_{m2} = T_{m1} - \eta_m (T_{m1} - T_{wm1}) \frac{W_{min m1}}{W_{m1}}$	365,4
T_{wm2}	K	°C	$T_{wm2} = T_{wm1} + (T_{m1} - T_{m2}) \frac{W_m}{W_2}$	350,8
Q_m	кВт		$Q_m = W_m (T_{m1} - T_{m2}) / 1000$	383,2
T_{wd1}	K	°C	$T_{wd1} = (T_{w2} W_1 + T_{wm2} W_2 + W_{п} T_{wd2}) / W$	370,9
Q_d	кВт		$Q_d = W (T_{wd2} - T_{wd1}) / 1000$	2042,0
$T_{б21}$	K	°C	$T_{б21} = T_{b1} + (T_{wd2} - T_{w1}) \frac{W_1}{W_{b1}}$	335,1

$T_{\text{в22}}$	K	$^{\circ}\text{C}$	$T_{\text{в22}} = T_{\text{в1}} + (T_{\text{вд2}} - T_{\text{вм1}}) \frac{W_2}{W_{\text{в2}}}$	352,5
$\Delta T_{\text{м}}$	K	$^{\circ}\text{C}$	$\Delta T_{\text{м}} = Q_{\text{м}} / W_{\text{м}}$	7,6
$N_{\text{нв}}$			за додатком, $f(\eta, b_w)$	4,580
$N_{\text{м}}$			за додатком, $f(\eta, b_w)$	0,355
$M_{\text{нв}}$	кг		$M_{\text{нв}} = N_{\text{нв}} \frac{W_{\text{нвmin}}}{k_{\text{гнв}}}$	424,70

Таким чином, для вибраної схеми системи охолодження маємо параметри, які надані у таблиці 3.1 Значення розрахованих температур у контрольних точках системи показані на рис.3.3.

Таблиця 3.1. Результати розрахунків

№	Параметри	Значення	
		K	$^{\circ}\text{C}$
1	$T_{\text{вд1}}$	370,9	97,9
2	$T_{\text{м1}}$	373,0	100,0
3	$T_{\text{в1}}$	316,7	43,7
4	$T_{\text{в2}}$	375,1	102,1
5	$T_{\text{вм1}}$	344,7	71,7
6	$T_{\text{вм2}}$	350,8	77,8
7	$T_{\text{в21}}$	335,1	62,1
8	$T_{\text{в22}}$	352,5	79,5

Вибрана та розрахована маловитратна система охолодження дає температуру наддувочного повітря нижчу, а саме 49,8 $^{\circ}\text{C}$. Це неможливо у повнопоточній системі. Ця система має теплообмінники, які цілком можливо встановити на об'єкті. До того ж вони будуть менші за сумарною вагою, ніж теплообмінники повнопоточної системи, як це виходить з теорії розрахунків СО.

3.4. Проект ОНП для охолодження наддувочного повітря двигуна типу 6ЧН 40/46

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

Вибір ОНП для охолодження наддувочного повітря двигуна

У системах ДВЗ використовуються різні теплообмінники. Усі вони, як правило, є рекуперативними. До рекуперативних відносять теплообмінники, у яких теплопередача відбувається через стінку, що розділяє теплоносії. Охолоджувачі наддувочного повітря можуть бути повітряно-повітряні чи повітряно-водяними. Розглянемо повітряно-водяні охолоджувачі наддувочного повітря (ОНП). Їх можна назвати кожухокоробчаті, з теплообмінним елементом у виді трубного пучка (пакета) ребристих чи труб пакета пластин, чи трубчасто-пластинчастого пакета. Теплообмінний елемент розміщується в корпусі (кожусі) коробчатої форми. Корпус має патрубки для підведення і відводу повітря. Вода підводиться і приділяється

					ПННІ НУК 131.61.23.12. ПЗ	Аркуш
						51
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

через кришки, які прикріплюються до теплообмінного елемента. З'єднання пучка і корпуси може бути розбірним і нерозбірної. В останньому випадку елементи корпусу, що доповнюють теплообмінний елемент у загальній конструкції ОНП, зведені до мінімуму. ОНП із трубчастим теплообмінним елементом звичайно має одну чи дві трубні дошки, у яких прикріплюються кінці труб. Такий елемент вставляється в кожух по напрямку осей труб через отвір в одній із граней кожуха і кріпиться до неї за трубну дошку по периметру цього отвору. Друга сторона теплообмінного елемента при цьому може вільно переміщатися під дією теплових деформацій. Для теплообмінників не дуже великих розмірів можливо тверде кріплення до кожуха за обох трубних дошок з обліком щодо невеликих температурних деформацій. При великих розмірах можливість компенсації температурних деформацій вільним переміщенням одного з кінців теплообмінного елемента може бути необхідністю. Можливі схеми таких конструкцій представлені на рис. 3.4.

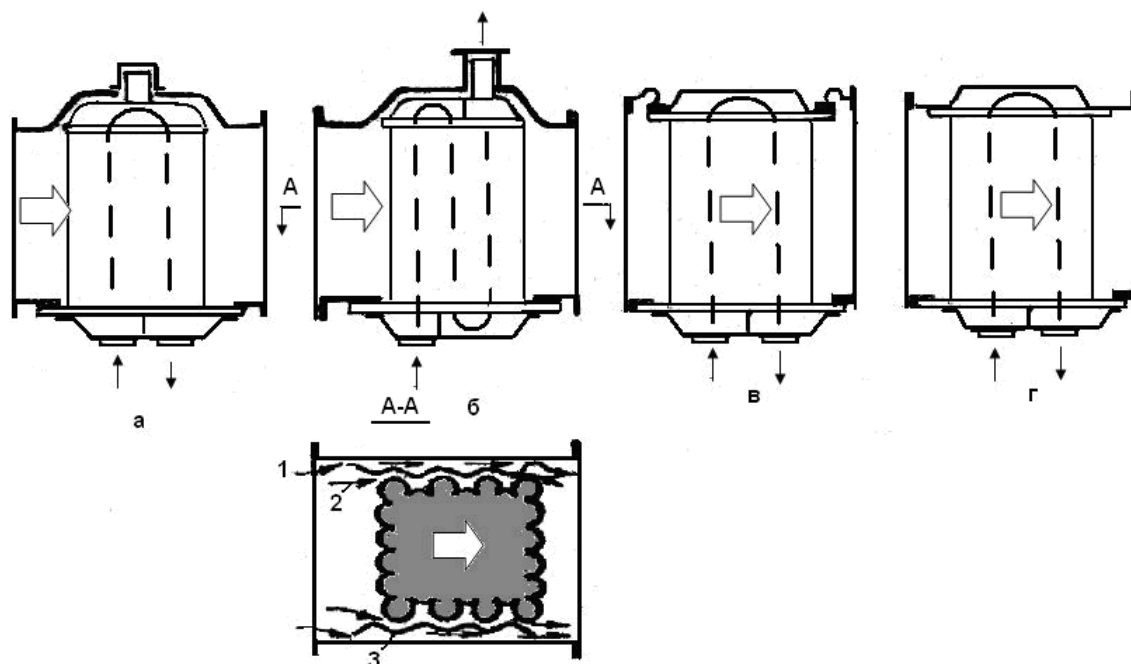


Рис.3.4.Схеми розміщення трубного пучка ОНП у кожусі:

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

					ПННІ НУК 131.61.23.12. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		52

Опис програм розрахунку ОНП

Розрахунок ОНП проводиться на готових програмах представлених кафедрою. Програми дозволяють одержати результати прямого і зворотного розрахунків ОНП.

Алгоритм рішення прямої задачі

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

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

Визначити: Розміри пучка ОНП L_p, B_p, H_p .

Рішення.

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

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

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

4. Обчислити значення КПД ОНП η .

5. Обчислити значення водяних еквівалентів теплоносіїв і визначити їхнє відношення S .

6. Прийняти можливу схему взаємного плину теплоносіїв через ОНВ і задатися числом ходів по воді b_w .

7. Обчислити значення $N=f(\eta, S, b_w)$.

					ПННІ НУК 131.61.23.12. ПЗ	Аркуш
						53
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

8. Визначити середні температури теплоносіїв і знайти значення коефіцієнтів в'язкості і теплопровідності теплоносіїв.

9. Обчислити значення С-комплексів і вирішити це рівняння щодо числа Re .

10. Знайти теоретичні розміри пучка .

11. На підставі отриманих розмірів визначити значення числа подовжніх і поперечних рядів пучка Z_1 і Z_2 відповідно. Округлити отримані значення до цілих чисел.

12. За округленим значенням Z_1 і Z_2 визначити конструктивні розміри пучка.

13. Для конструктивних розмірів пучка сформулювати умова зворотної (перевірочної) задачі і вирішити її, уточнивши теплотехнічні параметри спроектованого ОНП. При великому відхиленні параметрів від заданих величин робити корекцію розмірів і повторювати зворотні розрахунки до одержання прийнятного рішення.

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

					ПННІ НУК 131.61.23.12. ПЗ	Аркуш
						54
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

**Розрахунок ОНВ для охолодження наддувального повітря на
підставі комп'ютерної програми.**

Розрахунок проводимо для випадку прямої (конструктивної) задачі
ОНП.

Вибір та обґрунтування початкових даних

G_B	кг/с		1,10	Р повітря
G_w	кг/с		1,56	Витрата води
t_{B1}	С		229,0	Температура повітря на вході
T_{B1}	К		502,0	
t_{B2}	С		48,5	Температура повітря на виході
T_{B2}	К		321,5477872	
t_{w1}	С		41,88	Температура води на вході
T_{w1}	К		314,88	
P_1	Па		397000	Тиск повітря на вході
ΔP	мм.в.ст		250	Опір повітря ОНВ
ΔP	Па	ΔP , мм.в.ст * 9,8	2450	
w_w	м/с		0,9	Швидкість води в трубах

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

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

Розрахунок параметрів трубки та трубної решітки

1.1	Класс ПТ		Принимается неизменным		Трубчато-пластинчатая с плоскими пластинами, снабжёнными регулярными выступами (ТПв)
1.2	Тип ПТ				Коридорный пучок плоскоовальных труб с групповым оребрением плоскими пластинами с регулярными выступами (ТПКв)
1.3	Конструктивные параметры трубки				
1.4	d_w	м	См. Рис. 1	0,0038	Высота поперечного сечения трубки
1.5	S_3	м		0,017	Наибольший габарит поперечного сечения трубки
1.6	S_2	м	См. Рис. 1	0,023	Шаг между поперечными рядами трубок
1.7	S_4	м	См. Рис. 1	0,00205	Шаг между рёбрами
1.8	$\delta_{ст}$	м	См. Рис. 1	0,0004	Толщина стенки трубки
1.9	$\delta_{пл}$	м	См. Рис. 1	0,00008	Толщина пластины оребрения
1.10	e	м		0,005	Ширина гофра
1.11	$h_{г}$	м		0,0015	Высота гофра от поверхности
1.12	$Z_{2'г}$			2	Число поперечных рядов гофров на длине S2
1.15	S_1	м		0,01	Расстояние между трубками в поперечном ряду

1.18	S	m	$S = \frac{S_2}{(Z'_{2r} - 1)}$	0,023	Шаг между гофрами по ходу воздуха в одном ряду
1.22	Параметры поверхности теплообмена				
1.23	φ		$\varphi = \frac{(S_1 - d_w) \cdot (S_4 - \delta_{ин})}{S_1 S_4}$	0,5958	Коэффициент стеснения воздушного потока
1.24	φ_w		$\varphi_w = \frac{(S_3 - d_w) \cdot (d_w - 2\delta_{ин}) + \frac{\pi}{4}(d_w - 2\delta_{ин})^2}{S_1 S_2}$	0,2029	Коэффициент стеснения потока воды
	b	m	$b = \sqrt{\frac{e^2}{4} + h^2}$	0,002915	Гипотенуза выштамповки
1.28	F_p	m^2	$F_p = 2[(S_1 - d_w)[S_2 - (Z'_{2r} - 1)e + 2b(Z'_{2r} - 2)] + 2bS_1]$	0,0003398	Площадь рёбер в единичном элементе
1.29	$F_{тр}$	m^2	$F_{тр} = (S_4 - \delta_{нл})[\pi d_w + 2(S_3 - d_w)]$	0,0000755	Площадь трубки в единичном элементе
1.30	F_1	m^2	$F_1 = F_p + F_{тр}$	0,0004153	Полная площадь поверхности со стороны воздуха в единичном элементе
1.31	f_v	m^2/m^3	$f_v = \frac{F_1}{S_1 S_2 S_4}$	880,8999	Коэффициент объёмной компактности
1.32	σ		$\sigma = \frac{F_1}{S_4 [\pi(d_w - \delta_{см}) + 2(S_3 - d_w)]}$	5,4638	Коэффициент оребрения
1.33	G_m	$кг$	$\begin{aligned} & (S_1 \delta_p [(Z'_{2r} - 1)(2b - e) + S_2] \\ & + (S_3 d_w - d_w^2 \left(1 - \frac{\pi}{4}\right) - (S_3 - 2\delta_{см})(d_w - 2\delta_{см}) + \\ & + (d_w - 2\delta_{см})^2 \left(1 - \frac{\pi}{4}\right) S_4) \cdot \rho_m \end{aligned}$	0,000454	Масса единичного элемента пучка
1.34	f_g	$m^2/кг$	$f_g = f_v \frac{S_1 S_2 S_4}{G_m}$	0,9150	Коэффициент массовой компактности пучка
1.35	$d_{эв}$	m	$d_{эв} = \frac{4((S_3 - d_w)(d_w - 2\delta_{см}) + \frac{\pi}{4}(d_w - 2\delta_{см})^2)}{\pi(d_w - 2\delta_{см}) + 2(S_3 - d_w)}$	0,00521	Эквивалентный диаметр для водяных каналов
1.36	$d_{э2}$	m	$d_{э2} = \frac{4\varphi}{f_v}$	0,00271	Эквивалентный диаметр ПТ по воздуху
1.37	Материал ПТ		Выбирается на основе освоенных материалов	Медь	Материал трубы и рёбер
1.38	λ_m	$Вт/м \cdot К$	Практически постоянная	384	Коэффициент теплопроводности материала трубы и рёбер
1.39	μ_k		Зависит от способа пайки	1	Коэффициент контакта рёбер и несущей трубки
1.40	Состояние ПТ		Чистая или загрязнённая(да/нет)	нет	Оценка степени загрязнённости
1.41	$\sigma R_{ст}$	$m^2 \cdot К/Вт$	$\sigma R_{ст} = \sigma \frac{\delta_{см}}{\lambda_m}$	5,69E-06	Термическое сопротивление чистой монометаллической стенки
1.42	k_3		принимается по выбору конструктора	1	коэффициент уменьшения к стандартному загрязнению
1.43	R_3	$m^2 \cdot К/Вт$	по стандартам ТЕМА	1,76E-04	Термическое сопротивление слоя загрязнения со стороны воздуха

1.44	k_w		принимается по выбору конструктора	1	коэффициент уменьшения к стандартному загрязнению
1.45	R_w	$m^2 \cdot K/Вт$	по стандартам ТЕМА	1,76E-04	Термическое сопротивление слоя загрязнения со стороны воды
1.46	R_Σ	$m^2 \cdot K/Вт$		1,15E-03	Действительное термическое сопротивление монометаллической стенки
1.47	R_Σ	$m^2 \cdot K/Вт$	$R_\Sigma = R_3 \frac{1}{E_n} + \sigma R_{ct} + \sigma R_w$	1,15E-03	Суммарное термическое сопротивление монометаллической стенки со слоем загрязнения
1.49	Конструктивные параметры радиатора				
1.50	b_w		Задаётся на основе предполагаемой схемы рассчитываемого охладителя	16	Число термодинамических ходов по воде
1.51	b_{wt}		Задаётся на основе предполагаемой схемы рассчитываемого охладителя	1	Число гидравлических ходов в одном термодинамическом ходе
1.52	b_{wH}		$b_{w\Sigma} = b_w b_{wH}$	16	Число конструктивных ходов по воде
1.53	Схема		Задаётся на основе предполагаемой схемы рассчитываемого охладителя	3	Схема течения теплоносителей

Розрахунок констант критеріальних рівнянь

3.1	Re_{dw1}		Выбирается как нижний предел возможного диапазона применимости по теплообмену при одновременном согласовании с диапазоном для сопротивления	2809,2	по сопротивлению I диапазон Re_{da} 400...2000
3.2	Re_{dw2}		Выбирается как верхний предел возможного диапазона применимости по теплообмену при одновременном согласовании с диапазоном для сопротивления	14045,8	по сопротивлению II диапазон Re_{da} 2000...10000
3.3	T_{bf}	K	$T_{bf} = \frac{T_{B2} + T_{B1}}{2}$	388,56	Средняя температура воздуха в ОНВ
3.4	λ	Вт/мК	$\lambda = (7,53422E-03t_f + 2,44441)/100$	0,033150	
3.5	μ	Па·с	$\mu = (-3,320004E-05t_f^2 + 5,149414E-02t_f + 1,712197E+01)E-06$	0,0000226	
3.6	Pr		$Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda}$	0,68603	
3.7	N_{u1}		$0,0512 \left(\frac{d_w}{S_4}\right)^{-0,54} \left(\frac{S_2 - S_3}{S_4}\right)^{-0,14} Re^{0,73} Pr^{0,33} \left(1 + 1,9 \frac{h_{te}}{S^2}\right)$	9,4240	
3.8	N_{u2}			30,5130	
3.9	α_{k1}		$\frac{N_u \lambda}{d_{\phi 2}}$	82,21	
3.10	α_{k2}			266,19	
3.11	α_{n1}		$\alpha_{ni} = \alpha_{ki} \left(\frac{f_p}{f_n} E \mu_k + \frac{f_{tp}}{f_n} \right)$	81,083	
3.12	α_{n2}			254,853	
3.13	h_p	м	$h_p = (S_1 - d_w)/2$	0,003100	Высота ребра
3.14	$\beta_1 h'_p$		$\beta_i h_p = h_p \sqrt{\frac{2\alpha_{ki}}{\delta_i \lambda_m}}$	0,226797	Параметр ребра
3.15	$\beta_2 h'_p$			0,408094	
3.16	N_{u1}		$N_u = \frac{\alpha_n d_w}{\lambda}$	9,294500	
3.17	N_{u2}			29,213619	

3.18	E_1		$\frac{e^{2\beta_i h_p \sqrt{\psi_i}} - 1}{e^{2\beta_i h_p \sqrt{\psi_i}} + 1} \cdot \frac{1}{\beta_i h_p}$	0,983199995	КПД ребра
3.19	E_2			0,947950896	
3.20	n		$n = \frac{\lg Nu_2 - \lg Nu_1}{\lg Re_2 - \lg Re_1}$	0,7116	Константа граничных условий для ПТ по теплообмену в воздухе
3.21	θ		$\theta = 10^{(\lg Nu_2 - n \lg Re_2)}$	0,03269	Константа граничных условий ПТ по теплообмену в воздухе
3.22	Φ		$\Phi = 5,508 \left(\frac{dw}{ds} \right)^{0,3} \left(\frac{dw}{ds} \right)^{-(m-2)} \left(\frac{S_2 - d_w}{S_1 - d_w} \right)^{0,68} \epsilon_\lambda; \text{ Re} = 400 \dots 2000$ $\Phi = 0,0845 \left(\frac{dw}{ds} \right)^{0,3} \left(\frac{dw}{ds} \right)^{-(m-2)} \left(\frac{S_2 - d_w}{S_1 - d_w} \right)^{0,68} \epsilon_\lambda; \text{ Re} = 2000 \dots 10000$	0,3206	
3.23	Re_{dw}		$Re_{dw} = Re_{ds} \frac{d_w}{d_s}$	3313,28	
3.24	Re_{ds}			2358,92	
3.25	ϵ_λ		$\epsilon_\lambda = (1 + 1,9 h_e / S^2) 1,65^{Lg(Re_{dw} \frac{d_s}{d_w} - 2,53)}; \text{ Re}_{ds} < 2000$ $\epsilon_\lambda = (1 + 1,9 h_e / S^2) 1,47; \text{ Re}_{ds} > 2000$	1,510	
3.26	m		$m = 1,3; \text{ Re} < 2000$ $m = 1,85; \text{ Re} > 2000$	1,850	

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

Розрахунок основних теплотехнічних параметрів охолоджувача

$T_{w\text{ cтf}}$	К	Выбирается приближённо и уточняется итерациями	428,30	Средняя интегральная температура стенки труб со стороны воды
H_{Π}	м	Выбирается приближённо и уточняется итерациями	0,919	Конструктивная высота пучка
Z_2	шт	Выбирается приближённо и уточняется итерациями	33	Число поперечных рядов труб в пучке
S'		$S' = \frac{G_{\delta} c_p}{G_w c_w}$	0,2961	Отношение энергоемкости потока воздуха к энергоемкости потока воды
S		$S = \frac{G_w c_w}{G_{\delta} c_p}$	3,377661	Отношение энергоемкости потока воды к энергоемкости потока воздуха
S			0,296063	Действующее отношение энергоемкостей потока
η'		$\eta' = \frac{T_{B2} - T_{B1}}{T_{w1} - T_{B1}}$	0,970000	Исходное значение КПД радиатора
η		$\eta = \frac{T_{B2} - T_{B1}}{S(T_{w1} - T_{B1})}$	0,287181	
η			0,9700	Действующее исходное значение КПД радиатора
T_{w2}	К	$T_{w2} = T_{w1} - \eta(T_{w1} - T_{B1})$	513,901	Температура воды за ОНВ
T'_{w2}	К	$T'_{w2} = T_{w1} - \eta S'(T_{w1} - T_{B1})$	375,088	
T_{w2}	К		375,09	Действующая температура воды за радиатором
T_{wf}	К	$T_{wf} = (T_{w1} + T_{w2}) / 2$	345,897	Средняя температура воды в радиаторе
Q	Вт	$Q = G_w c_{pw} (T_{w1} - T_{w2})$	1413034,9	
α	Вт/м ² К	$\alpha = \frac{C_z}{C_{z4}} \theta \text{Re}^n \frac{\lambda}{d_w}$	97,46	Коэффициент теплоотдачи от воздуха к стенке
$\mu_{\text{в}}$	Па·с	$\mu = (-3,320004\text{E-}05 t_f^2 + 5,149414\text{E-}02 t_f + 1,712197\text{E+}01)\text{E-}06$	2,263E-05	Коэффициент динамической вязкости воздуха
μ_w	Па·с	$\mu_w = \frac{0,0001882}{[(1+0,0337(T_{wf}-273,2)+0,000221(T_{wf}-273,2)^2)]}$	0,000408	Коэффициент динамической вязкости воды при средней температуре воды
$\mu_{\text{ст}}$	Па·с	$\mu_{\text{ст}} = \frac{0,0001882}{[(1+0,0337(T_{\text{сrf}}-273,2)+0,000221(T_{\text{сrf}}-273,2)^2)]}$	0,000163	Коэффициент динамической вязкости воды при температуре стенки
$\lambda_{\text{ст}}$	Вт/м·К	$\lambda_{\text{ст}} = 0,02867 c_{pw}^{1,55} / \mu_{\text{ст}}^{0,12}$	0,7523	Коэффициент теплопроводности воды при средней температуре стенки труб со стороны воды

λ_w	Вт/м ² К	$\lambda_w = 0,02867 c_{pw}^{1,55} / \mu_w^{0,12}$	0,6740	Коэффициент теплопроводности воды при средней температуре воды
Re_w		$Re_w = \frac{w_w d_{3w} \rho_w}{\mu_w}$	11507,0	Число Рейнольдса по воде
$\frac{H_n}{d_w}$		$\frac{H_n}{d_w}$	241,83	Относительная длина трубки
ϵ_L		$\epsilon_L = f(\frac{H_n}{d_w}; Re_w)$	1,000	Поправка на относительную длину трубки
Pr_{ct}		$Pr_{ct} = \frac{\mu_{ct} c_{pw}}{\lambda_{ct}}$	0,91	Число Прандтля по воде при средней температуре стенки трубок со стороны воды
Pr_w		$Pr_w = \frac{\mu_w c_{pw}}{\lambda_w}$	2,53	Число Прандтля по воде при средней температуре воды
α_w	Вт/м ² К	$\alpha_w = 0,02 E_f Re_w^{0,8} Pr_w^{0,43} \frac{\lambda_w}{d_{3w}} (\frac{Pr_w}{Pr_{ct}})^{0,25}, (1)$ $\alpha_w = 0,116 (Re_w^{\frac{2}{3}} - 125) Pr_w^{\frac{1}{3}} [1 + (\frac{d_{3w}}{H_n})^{\frac{2}{3}}] (\frac{\mu_w}{\mu_{ct}})^{0,14} \frac{\lambda_w}{d_{3w}}, (2)$	9284,43	Коэффициент теплоотдачи от стенки к воде.
α_k		$0,0512 (\frac{d_w}{S_4})^{-0,54} (\frac{S_2 - S_3}{S_4})^{-0,14} Re^{0,73} Pr^{0,33} (1 + 1,9 \frac{h_r e}{s^2}) \frac{\lambda}{d_3}$	101,65	
βh_p		$\beta h_p = h_p \sqrt{\frac{2\alpha_{ki}}{\delta_i \lambda_m}}$	0,25	
E_p		$\frac{e^{2\beta_i h_p} - 1}{e^{2\beta_i h_p} + 1} \cdot \frac{1}{\beta_i h_p}$	0,98	
E_H		$E_H = E_p + \frac{1 - E_p}{\frac{F}{F_{тр}}}$	0,9831	КПД поверхности оребрения
C_1		$C_1 = \frac{\Delta P (2P_1 - \Delta P) d_{32} d_w^2}{2R\Phi T_f \mu_B^2}$	2450942,56	С-комплексы характеристики радиатора
C_2		$C_2 = \frac{\phi Pr}{\theta f_v C_z}$	0,013282834	
C_3		$C_3 = \frac{Pr \lambda \phi}{d_w f_v}$	0,004047875	
C_4		$C_4 = \sigma C_3 \frac{1}{\alpha_w}$	2,382E-06	
N		$N = f(\eta, b_w, \text{схемы})$	4,6226	Число N

$f(Re)$		$\frac{1}{N} - \frac{Re_{dw}^{m+1}}{C_1} (C_2 Re_{dw}^{-n} + C_3 R_{ct} + C_4)$	0,003	Функция для нахождения числа Рейнольдса
$f(Re)$		$\frac{1}{NS} - \frac{Re_{dw}^{m+1}}{C_1} (C_2 Re_{dw}^{-n} + C_3 R_{ct} + C_4)$	0,517	
$f(Re)$			0,003	Действующее значение функции для нахождения числа Рейнольдса
Re_{dw}			3313,28	Число Рейнольдса по воздуху
Re_{d_3}			2358,92	
Z_2	шт	$Z_2 = Окpвверх [C_1 Re^{-m} \frac{1}{S_2}]$	33	Число поперечных рядов трубок
Z_1	шт	$Z_1 = Окpвверх [\frac{G_b b_{\text{нз}}}{Z_2 S_2 \phi_w \rho_w \gamma_w}]$	66	Наибольшее возможное число трубок в поперечном ряду
Z	шт	$Z = Z_2 Z_1$	2178	Действительное число трубок (выбранное)
$H_{\text{п}}$	м	$H_{\text{п}} = \frac{G_b d_w}{\mu_b \phi Re Z_1 S_1}$	0,919	высота пучка
$L_{\text{п}}$	м	$L_{\text{п}} = S_2 Z_2$	0,759	длина пучка
$B_{\text{п}}$	м	$B_{\text{п}} = S_1 Z_1$	0,6600	ширина пучка
F	м ²	$F = LB f_v$	405,5196	Площадь поверхности со стороны оребрения
$T_{\text{всrf}}$	К	$T_{\text{всrf}} = T_{Bf} + \frac{Q}{F} (\frac{1}{\alpha} + R_{ct})$	428,30	Средняя интегральная температура стенки трубок со стороны воды
T_{Bf}	К	$T_f = T_{wf} + \frac{T_1 - T_2}{N} \frac{W}{W_{\min}}$	388,56	
$M_{\text{пл}}$	кг	$M_{\text{пл}} = (B_{\text{п}} L_{\text{п}} - Z f_o) \delta_{\text{пл}} \rho_{\text{м}} \left(\frac{H_{\text{п}}}{S_4} - 1 \right)$	120,2	
f_o	м ²	$f_o = (S_3 - d_w) d_w + \frac{\pi d_w^2}{4}$	0,000062	

f_i	м^2	$f_i = (S_{3i} - d_{wi})d_{wi} + \frac{\pi d_{wi}^2}{4}$	0,000047	
S_{3i}	м	$S_{3i} = S_3 - 2\delta_{\text{тр}}$	0,01620	
d_{wi}	м	$d_{wi} = d_w - 2\delta_{\text{тр}}$	0,00300	
M_B	кг	$M_B = Z[2(S_3 - d_w) + \pi d_w] \frac{d_w}{2} \delta_{\text{пл}} \rho_{\text{пл}}$	0,5807	
$g_{\text{пл}}$	кг/П.м	$g_{\text{пл}} = (f_o - f_i)l\rho_{\text{тр}}$	0,13572	
$M_{\text{тр}}$	кг	$M_{\text{тр}} = ZH_{\text{п}}g_{\text{п.м}}$	271,64	
$M_{\text{п}}$	кг	$M_{\text{п}} = M_{\text{тр}} + M_{\text{пл}} + M_B$	392,38	
k	$\text{Вт/(\text{м}^2 \cdot \text{К})}$	$k = N \frac{G_B C_p}{F}$	81,68	Коэффициент теплопередачи
K_g	Вт/кгК	$K_g = N \frac{G C_p}{M_{\text{п}}}$	84,42	Коэффициент использования массы пучка

Таблиця 3.2 Результати розрахунків

5.1	G_B	кг/с		7,13
5.2	G_W	кг/с		5,78
5.3	T_{B1}	К		520,00
5.4	T_{B2}	К		322,02
5.5	$t_{\theta 1}$	°C		247,00
5.6	$t_{\theta 2}$	°C		49,02
5.7	T_{W1}	К		316,71
5.8	T_{W2}	К		375,32
5.9	t_{W1}	°C		43,71
5.10	t_{W2}	°C		102,32
5.11	P_1	Па		470000
5.12	L_{Π}	м		0,759
5.13	B_{Π}	м		0,660
5.14	H_{Π}	м		0,919
5.15	b_{WT}			16
5.16	b_{WT}			1
5.17	d_W	м		0,0038
5.18	S_1	м		0,0100
5.19	S_2	м		0,0230

					ПННІ НУК 131.61.23.12. ПЗ	Аркуш
						64
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

5.20	S_3	М		0,017
5.21	S_4	М		0,002
5.22	$\delta_{ст}$	М		0,00040
5.23	$\delta_{пл}$	М		0,00008
5.24	$h_{г}$	М		0,002
5.25	e	М		0,0050
	S	М		0,0230
5.26	$Z_2'_{г}$	ШГ		2
5.27	$Z_{г}$	ШГ		32
5.31	Z_I	ШГ		66
5.32	Z_2	ШГ		33
5.33	Z	ШГ		2178
5.34	Схема		1-Поток воздуха перемешивается, поток воды не перемешивается; 2-Поток воздуха не перемешивается, поток воды перемешивается; 3-Оба потока не перемешиваются.	3
5.35	F	м ²		405,52
5.36	$M_{п}$	кг		442,65
5.37	T_{wf}	К		346,01
5.38	T_{bf}	К		405,34
5.39	w_w	м/с		0,909
5.40	Re_w			11645,0
5.41	Re			3210,3
5.42	ΔP	Па		2581,3
5.43	ΔP	мм.в.ст		263,4
5.44	$8P_w$	кПа		13,0
5.45	k	Вт/(м ² К)		84,5
5.46	Kg	Вт/кгК		77,3
5.47	K_v	Вт/м ³ К		74392,5
5.48	$\overline{\rho}$			1,6061
5.49	η			0,9739

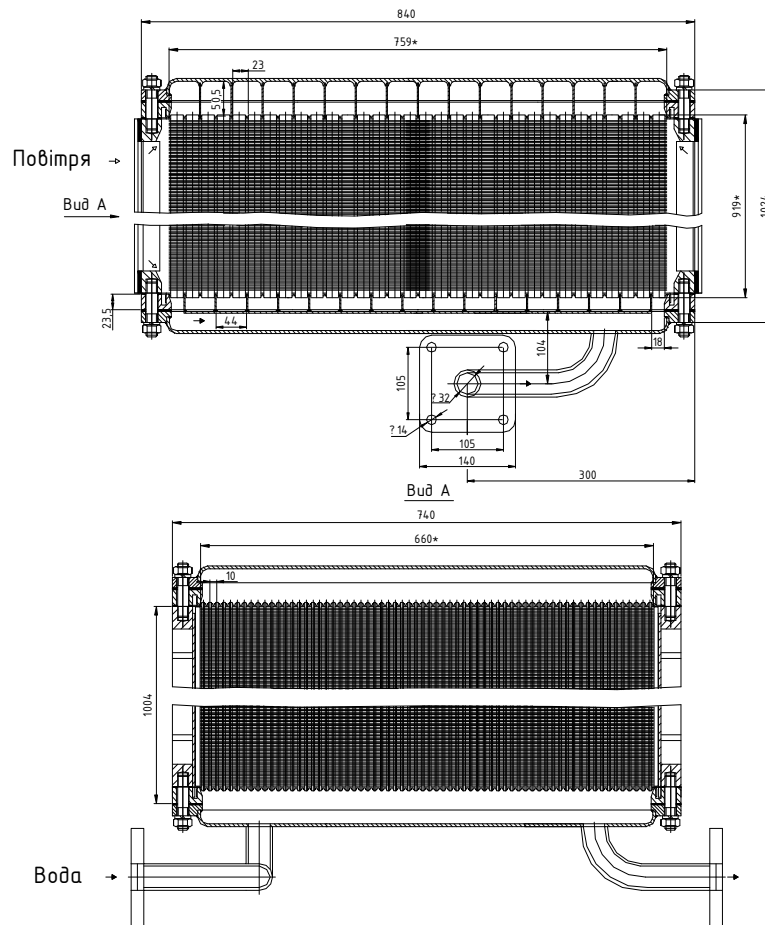


Рис. 3.5 Спроектований охолоджувач наддувочного повітря

В результаті розрахунків отримуємо ОНП кожухокоробчатої конструкції див. рис. 3.5. Поверхня теплообміну ОНП коридорний пучок з плоскоовальних трубок з груповими заребренням плоскою пластиною з проштампованими виступами. Параметри трубок та пучка вказані в таблиці 3.2. За схемою течії теплоносіїв: загальний протиток при багаторазовому перехресному току. За рухом повітря одноходовий, за рухом води 16 ходовий. Розміри пучка L, B, H, див. рис. 3.5, а їх значення представлені в табл. 3.2. Конструктивні та габаритні розміри надаються на кресленні ПННІ

НУК 131.61.23.12.04. та на рис. 3.5. Вага пучка з трубними дошками становить 442,65 кг.

Охолоджувач наддувочного повітря повністю відповідає теплотехнічним вимогам за величиною ККД та опору течії повітря та води. Габарити теплообмінника дозволяють розмістити його на двигуні таким чином, що загальні габарити конструкції двигуна не тільки не збільшуються, а й зменшуються по висоті.

Таким чином, за рахунок втілення сучасних методів та методик забезпечується зменшення температури повітря у ресивері від 115 до 49,8 при одночасному зменшенню габаритів двигуна.

3.5. Проект радіатора для охолодження води внутрішнього контуру двигуна

Теоретична основа виконання розрахунків.

Розрахунки радіатора базуються на загальних основах розрахунків ТО, а також на вже розглянутих методиках розрахунків ОНВ.

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

Опис роботи програми та отримані результати.

Розрахунки проводимо для радіатора №1 та радіатора №2 за допомогою програми прямого розрахунку. Ця програма дуже велика по об'єму і містить

					ПННІ НУК 131.61.23.12. ПЗ	Аркуш
						67
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

в собі цілий ряд підпрограм та по структурі ця програма схожі з програмами розрахунку ОНП та МО.

Результат розрахунку радіатора №1 програмою прямої задачі.

Параметр	Одиниця вимірювання	Значення
G_B	кг/с	2,500
G_W	кг/с	0,206
T_{B1}	К	313,0
T_{B2}	К	335,1
$t_{\theta 1}$	°C	40,0
t_2	°C	62,1
T_{w1}	К	381,00
T_{w2}	К	316,71
T_{w1}	°C	108,00
T_{w2}	°C	43,7
P_1	Па	100000
L_{Π}	м	0,209
B_{Π}	м	0,1474
H_{Π}	м	1,206
$b_{w\Sigma}$		11
b_{wT}		11
b_w		1
d_w	м	0,0025
S_1	м	0,0134
S_2	м	0,019
S_3	м	0,017
S_4	м	0,0023
δ_{CT}	м	0,00025
$\delta_{\Pi\Gamma}$	м	0,0001
h_{Γ}	м	0,0005
e	м	0,0015
$Z_{2\Gamma}$	шт	5
$Z_{1\Gamma}$	шт	2

$S_{Г1}$	м	0,0079
$S_{Г2}$	м	0,0039
i	шт	8
Z_1	шт	11
Z_2	шт	11
Z	шт	116
Схема руху теплоносіїв		3
F	м ²	33,1
$M_{п}$	кг	24,500
T_{wf}	К	348,9
T_{bf}	К	321,00
w_w	м/с	0,61
Re_w		5673,5
Re		2358,6
R_{Σ}	(м ² К)/Вт	1,29E-03
ΔP	мм.в.ст	0,0
ΔP_w	кПа	29,7
k	Вт/(м ² К)	102,4
K_g	Вт/кгК	138,441
K_v	Вт/м ³ К	91294,53
η		0,9455
ΔLr_c	Дж/кг	774,36
ρ_2	кг/м ³	1,0310

Результат розрахунку радіатора №2 програмою прямої задачі.

Параметр	Одиниця вимірювання	Значення
G_B	кг/с	2,500
G_w	кг/с	0,652
T_{B1}	К	313,0
T_{B2}	К	352,5
t_{el}	°C	40,0

t_2	°C	79,5
T_{w1}	K	381,00
T_{w2}	K	344,69
T_{w1}	°C	108,00
T_{w2}	°C	71,7
P_1	Па	100000
L_{II}	м	0,209
B_{II}	м	0,1474
H_{II}	м	1,206
$b_{w\Sigma}$		5
b_{wT}		5
b_w		1
d_w	м	0,0025
S_l	м	0,0134
S_2	м	0,019
S_3	м	0,017
S_4	м	0,0023
δ_{CT}	м	0,00025
$\delta_{пл}$	м	0,0001
h_{Γ}	м	0,0005
e	м	0,0015
$Z_{2\Gamma}$	шт	5
$Z_{1\Gamma}$	шт	2
$S_{\Gamma 1}$	м	0,0079
$S_{\Gamma 2}$	м	0,0039
i	шт	8
Z_l	шт	11
Z_2	шт	11
Z	шт	116
Схема руху теплоносіїв		3
F	м ²	33,1
M_{II}	кг	24,500
T_{wf}	K	362,8
T_{Bf}	K	313,90
w_w	м/с	0,87

					ПННІ НУК 131.61.23.12. ПЗ	Аркуш
						70
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Re_w		9816,5
Re		2400,9
$R_{ст}$	(м ² К)/Вт	1,29E-03
ΔP	мм.в.ст	0,0
ΔP_w	кПа	24,7
k	Вт/(м ² К)	105,3
K_g	Вт/кгК	142,285
K_v	Вт/м ³ К	93829,42
η		0,5808
ΔLr_c	Дж/кг	749,68
ρ_2	кг/м ³	0,9803

Радіатори повністю відповідають технічним вимогам, за величиною ККД та опорами по прісній воді та повітрю. Габарити теплообмінників дозволяють розмістити їх в МВ в здовж борту чи двигуна в залежності від компонування системи охолодження. За рахунок розміру секцій охолодження повністю задовольняють і виконують потреби системи охолодження. Таким чином за рахунок втілення сучасних методів та методик забезпечується необхідний перепад по теплоносіям та компактність пов'язана з обмеженням МВ.

3.6. Проект МО для охолодження масла двигуна типу 6ЧН 40/46

За завданням кафедри для вибраної системи охолодження проектуємо агрегати охолодження до яких відноситься МО.

Вибір типу МО

Охолоджувачі масла судових і стаціонарних ДВЗ частіше виконують водомасляними (рідинно-масляними чи РМТ). Конструктивно РМТ дуже близькі до водо-водяних охолоджувачів. Відповідно їх виконують або кожухотрубними, або пластинчастими. Основна відмінність РМТ від ВВО

					ПННІ НУК 131.61.23.12. ПЗ	Аркуш
						71
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

полягає в тому, що ПТ із боку масла виконується ребристою. Вид ребер близький до застосовуваного для охолоджувачів наддувочного повітря.

Теоретична основа виконання розрахунків

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

Прямий чи конструктивний розрахунок масла охолоджувача.

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

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

Постановка задачі відповідає можливостям організації розрахункового алгоритму прийнятної складності, але не відповідає канонам класичної прямої задачі, у якій повинні задаватися всі параметри теплоносіїв на вході і виході - і температури, і тиску, а визначатися повинні тільки конструктивні дані. Відповідно пропоновану задачу варто називати умовно прямою. Аналогічна постановка задачі для ОНП була ближче до класичного, оскільки в ній у вихідних даних задавався кінцевий тиск повітря, хоча

					ПННІ НУК 131.61.23.12. ПЗ	Аркуш
						72
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

Опис роботи програми та отримані результати

Таблиця 3.3 Результати розрахунку

№ п/п	Позначення	Розмірність	Найменування	Значення
Параметри МО та теплоносіїв				
1	G	кг/с	Витрата масла	24,53
2	t_{m1}	°C	Температура масла на вході	100,00
3	p_{m1}	кПа	Тиск масла на вході	439,00
4	t_{m2}	°C	Температура масла за охолоджувачем	92,42
5	η		ККД ОМ	0,2679
6	w_m	м/с	Швидкість масла в стислому перерізі пучка	1,66
7	ΔP_m	кПа	Опір по маслу	55,00
8	G_w	кг/с	Витрата води	15,00
9	t_{w1}	°C	Температура води на вході	71,69
10	t_{w2}	°C	Температура води на виході	77,92
11	P_w	кПа	Тиск води на вході	180,0
12	w_w	м/с	Швидкість води в трубах	1,7
13	ΔP_w	кПа	Опір по воді	26,81
14	$R_{ст}$	м ² ·К/Вт	Термічний опір матеріалу трубки із шаром забруднення або без нього	2,44E-03
15	k_g	Вт/кгК	Коефіцієнт використання маси пучка труб	77,72
16	Q	кВт	Кількість теплоти, переданої в МО	391,67

					ПННІ НУК 131.61.23.12. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		73

Параметри трубки та трубної решітки				
17	Тип ПТ			монометал
18	D	м	Зовнішній діаметр оребрення	0,0245
19	d_o	м	Несучий діаметр трубки	0,0125
20	d_1	м	Зовнішній діаметр внутрішньої трубки та внутрішній діаметр оребреної сорочки (для біметалічної трубки)	0,0118
21	d_w	м	Внутрішній діаметр трубки	0,01
22	u	м	Крок між ребрами	0,002
23	δ_1	м	Товщина ребра в основі	0,00055
24	δ_2	м	Товщина ребра у вершини	0,0002
25	S_1	м	Крок між трубками, перпендикулярний до руху масла	0,027
26	S_2	м	Крок між трубками по глибині	0,0234
27	схема			4
28	b_p		Так само послідовно включених реверсивних елементів, протиточно встановлених у водяному потоці	2
29	b_m		Число ходів масла за будь-якої схеми	12
30	b_w		Число ходів теплообмінника по воді	2
31	S_d	м	Товщина діафрагми	0,005
32	Z_d		Дійсна кількість труб у поперечному ряду в центрі перерізу	17
33	Z_2		Число поперечних рядів труб у відсіку	11
34	Z_{cv}		Число труб в вирізі сегменту	34
35	Z		Загальна кількість труб у пучку	234
36	$H_{ст}$	м	Висота сегментного вирізу на діаметрі D_t	0,119
37	D_o	м	Діаметр кола, описаного навколо пучка	0,4590
38	D_t	м	Внутрішній діаметр кожуха	0,496
39	$D_{ду}$	м	Діаметр діафрагмового ущільнення	0,496
40	δ_d	м	Зазор на бік між трубкою та діафрагмою	0,0005
41	L_p	м	Довжина одного відсіку по ходу масла	0,259
42	$Z_{дф}$		Загальна кількість діафрагм	11
	k_D			0,200
43	L_1	м	Відстань між діафрагмами	0,086
44	L_2	м	Відстань між діафрагмою та	0,095

			трубною дошкою у приймальному відсіку	
45	L_3	м	Відстань між діафрагмою та трубною дошкою у вихідному відсіку	0,095
46	L_T	м	Довжина трубок теплообмінника з урахуванням затінення частини довжини діафрагмами	1,109
47	$D_{пw}$	мм	Внутрішній діаметр патрубка, що підводить воду	83
48	$D_{опw}$	мм	Внутрішній діаметр патрубка, що відводить воду	83
49	$D_{п}$	мм	Внутрішній діаметр патрубка, що підводить масло	100
50	$D_{оп}$	мм	Внутрішній діаметр масловідвідного патрубка	100
51	$M_{п}$	кг	Маса пучка труб	253,02
52	F	m^2	Повна площа поверхні теплообміну з боку ребра	99,96

На базі отриманих розрахунків виконуємо креслення апарата МО по схемі (див. рис. 3.7).

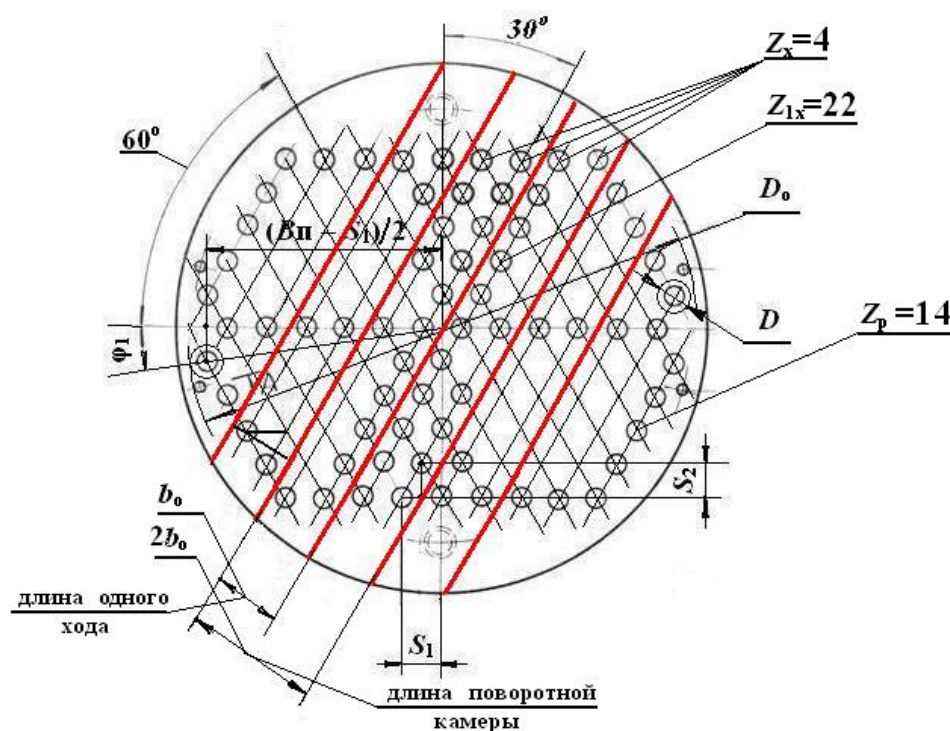


Рис.3.6.Схема розбивки трубно́ї дошки при утворенні ходів і поворотних камер. На малюнку утворено шість ходів і три поворотних камери: $2b_0$ - довжина поворотної камери по русі потоку; b_0 - довжина одного ходу по русі потоку води; Z_r - загальне число діагональних рядів, виділюваних під розбивку ходів води (на малюнку дорівнює 14); Z_x -

число діагональних рядів, що знаходяться в одній поворотній камері ; $Z1x$ - число трубок в одному ході води

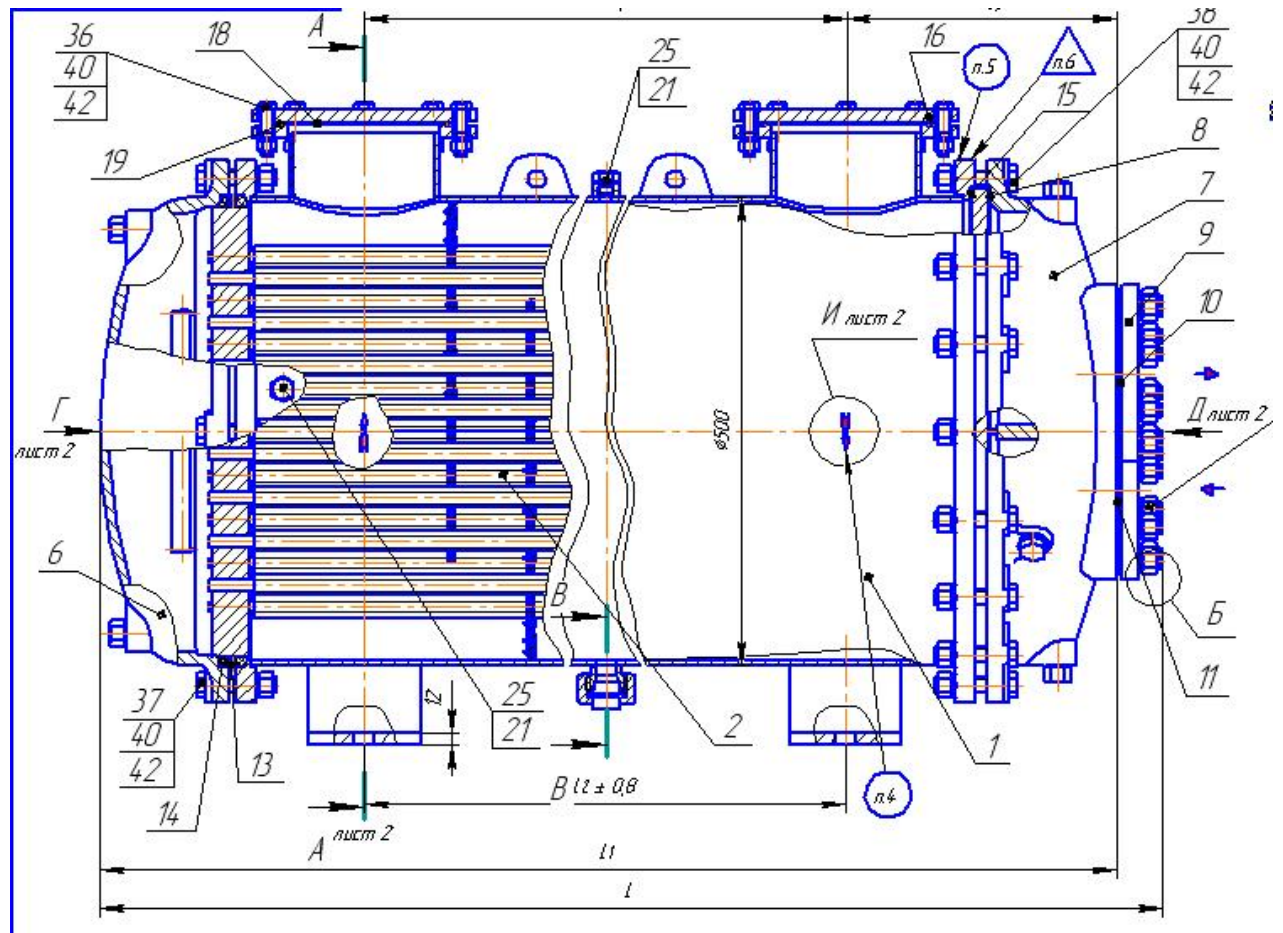


Рис. 3.7. Охолоджувач водомасляний

Спроекований МО рекуперативного типу, має кожухотрубну конструкцію. Поверхня теплообміну МО шаховий пучок з монометалічних трубок з накатними ребрами див. рис. 3.7. Трубки запресованні в трубні дошки див. рис. 3.6. Масло рухається зовні пучка здійснює реверсивний тік. Кількість ходів по маслу 12. Вода рухається в середині трубок і робить 2 ходи. Загальна схема взаємної течії теплоносіїв однократний реверсивний тік. Внутрішній діаметр корпусу МО 496 мм. Загальні габаритні розміри зображенні на кресленні ПНІ НУК 131.61.23.12.05 та рис. 3.7. Основні параметри МО та розміри приведенні в таблиці 3.3.

					ПНІ НУК 131.61.23.12. ПЗ		Аркуш
							76
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата			

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

3.7. Висновки

В даному розділі проводилась заміна застарілої системи охолодження на більш сучасну маловитратну. У маловитратних системах застосовуються принципово такі ж теплообмінники, як і в повнопоточних, але зменшені витрати охолоджуючих теплоносіїв примушують робити їх з порівняно великими числами ходів по цих теплоносіях для підтримки достатніх значень швидкостей теплоносіїв. Замінили ОНП, що дозволило в порівнянні з двигуном прототипом зменшити його габаритну висоту, а також в ньому була замінена поверхня теплообміну на більш ефективну. Відповідно проведена модернізація водяного тракту. У такий засіб цей теплообмінник отримав більший ККД.

Зробили розрахунок усіх охолоджувачів, згідно даних з розрахунку зроблені креслення охолоджувачів.

Спроектowana система охолодження забезпечує відведення необхідної кількості тепла від масла і водяного контуру дизеля на номінальному режимі роботи в умовах літньої спеки, зниження температури наддувочного повітря до $49,8^{\circ}\text{C}$, що на 65°C нижче існуючої температури. Зменшення температури наддувочного повітря сприяє зменшенню термічного навантаження на деталі циліндро-поршневої групи, на випускні клапани, на деталі газової турбіни, все це сприяє підвищенню ресурсу двигуна. У таких

					ПННІ НУК 131.61.23.12. ПЗ	Аркуш
						77
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

системах може бути забезпечена менша, чим у повнопоточних системах, сумарна маса серцевин теплообмінників при рівних ККД охолоджувачів. Високі температури теплоносія в порожнинах охолодження деталей остову двигуна і малі перепади температур між входом теплоносія і його виходом із двигуна сприяють максимальному підвищенню ККД двигуна і забезпечують прийнятні умови його довговічності. Значно зменшилась емісія NO_x порівняно з двигунами-аналогами, що відповідно задовольняє вимоги по нормам токсичності.

РОЗДІЛ 4. АНАЛІЗ І РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ В ГАЛУЗІ ТА ОХОРОНИ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1. Охорона навколишнього середовища

Охорона навколишнього середовища – це система законодавчих актів, яка забезпечує нормальне функціонування біосфери при впливі на неї природних або антропогенних чинників.

Закон України «Об охороні навколишнього середовища» визначає правові економічні і соціальні основи організації охорони навколишнього природного середовища на користь нинішнього і майбутніх поколінь.

Аналіз шкідливих факторів при експлуатації ПНБУ.

Забруднюючі речовини що утворюються при роботі морських нафтогазопромислів підрозділяються на виробничі та господарсько-побутові. До виробничих відноситься: відпрацьований буровий розчин, керни порід, що відбирається ц процесі буріння свердловини, компоненти для виготовлення бурового розчину, льяльні води, виникаючі при роботі енергетичних установок. До господарсько-побутових забруднюючих

					ПННІ НУК 131.61.23.12. ПЗ	Аркуш
						78
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

речовин відноситься: стічні води від душових та кухонних блоків, фекальні води, побутове сміття та інше.

З буровим розчином, виготовленим з бетоніту, бариту, цементу, нафти та низки хімічних реагентів, з бурової свердловини виноситься дрібні частки роздрібненої породи – шлам. Втрата розчину або скидання шламу у море зводить до масової загибелі багатьох морських організмів. Частина компонентів розчину токсична, й зокрема, при засміченні зябрів малою суспензією риби не можуть дихати. Опади, які випадають на дно, знищують нерестовище, не дають можливості розвиватися вже відкладеним ікринкам. При концентрації бурового шламу у воді 500 мг/л гинуть найбільш чутливі до забруднення риби, а при збільшенні концентрації ще на у 2...3 рази загинуть всі риби. Скидання 1 м³ бурового шламу забруднює до 5 тис. м³ морської води.

Найбільший збиток Світовому океану наносить нафта та нафтопродукти. Одна тонна нафти розтікається на поверхні моря площиною близько 2,5 км². Плівка нафти активно поглинає розчинений у воді кисень, перешкоджаючи газообмін між водною поверхнею та атмосферою. Значна частина нафти у вигляді емульсії – дрібних капель, знаходиться у верхній частині шару (товщиною до 10 м) та може переміщуватися з водою на великі відстані.

Найбільш уразливими при забрудненні води нафтою морські організми на ранніх стадіях розвитку. Серйознішу безпеку становить вхідні у склад сирий нафти та нафтопродуктів ароматичні вуглеводневі сполуки. Їх розчинність у воді в десятки разів більше, ніж у сирий нафті. Бензопирен – один з ароматичних вуглеводневих сполук, є сильним канцерогеном. Деякі молюски здатні акумулювати вуглеводневі сполуки, в тому числі й канцерогенні та вживання їх у їжу стає небезпечним. Тяжкі наслідки мають нафтові розливи для водоплавних птахів та морських тварин.

					ПННІ НУК 131.61.23.12. ПЗ	Аркуш
						79
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Розробка заходів по охороні навколишнього середовища у процесі експлуатації ПНБУ

Найважливіша умова зменшення збитку від можливих забруднень - строгий і надійний контроль відповідно до прийнятих законодавчих актів. Для запобігання забруднення морської води виробничими і господарсько-побутовими відходами вживаються наступні заходи [10]:

- Покриття палуб бурових платформ і установок суцільним металевим або залізобетонним настилом з суцільною відбортовкою по периметру висотою не більш 15см і пристрій піддонів під насосами, дизелями, цистернами з паливно-мастильними матеріалами;

- Пристрій збірок для всіх рідких відходів, що стікають завдяки ухилу поверхні палуби, установка металевих контейнерів для збору шламу і інших твердих відходів, вивіз відходів на берег для переробки або поховання;

- Знежирення шламу безпосередньо на буровій платформі або установці (окисленням, термообробкою, гідрофобними методами), після чого шлам можна опускати на дно безпосередньо у місця буріння без небезпеки забруднення морської води;

- Регенерація відпрацьованого бурового розчину (відчищення, збагачення) для повторного його використання;

- Вдосконалення підводно-гирлового устаткування;

- Профілактичні огляди і ремонти всього устаткування і трубопроводів. Для ліквідації аварійних розливів нафти перш за все локалізують пляму забруднення, використовуючи бонові огорожі. Нафту видаляють з поверхні моря за допомогою технічних засобів, а також хімічними і біологічними способами.

Бонові огорожі можуть бути різного конструктивного напрямку (відомо не менше 150 типів), але, як правило, їх виконують у вигляді секцій довжиною до 50 метрів з вертикальною стінкою, утримуваною на поплавцях. Огорожі повинні мати достатню стійкість проти закручування

					ПННІ НУК 131.61.23.12. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		80

навколо власної осі і в плані мінімальну масу, здатність легко очищатися від налиплої нафти. Вони повинні бути транспортабельними, легко з'єднуватися і розвертатися на місці робіт. Існує огорожа одно- і багаторазового використання, стаціонарні і буксируванні, секційні і суцільні, жорсткі і самонадувні. Бонові огорожі звичайно експлуатуються при висоті хвиль до півтора метрів і швидкості вітру до 20 м/с. Для локалізації плям нафти в районі експлуатації даної ПНБУ використовують буксированим, секційні бонові огорожі багаторазового використання.

4.2. Розрахунок рівня шуму і вібрації в приміщенні машинного відділення ПНБУ

Охорона праці – це система законів і норм, спрямованих на забезпечення безпеки праці і відповідних їм соціально – економічних, організаційних, технічних і санітарно – гігієнічних заходів.

Задачі охорони праці – звести до мінімуму можливі поранення і захворювання працюючих, з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці. Реальні виробничі умови характеризуються, як правило, наявністю деяких небезпечних і шкідливих виробничих факторів [11].

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

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

Пари палива та мастила.

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

					ПННІ НУК 131.61.23.12. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		81

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

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

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

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

Пожежна безпека.

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

Електробезпечність.

Проходячи через тіло, струм впливає:

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

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

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

Освітлення.

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

Освітлювальне електроустаткування машинного відділення складається з наступних елементів:

					ПННІ НУК 131.61.23.12. ПЗ	Аркуш
						82
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Вентиляція.

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

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

Система вентиляції розроблена відповідно до вимог і норм БудНіП .

Вентиляції, що застосовуються в машинному відділенні: штучна, приточна і природна. Витяжна вентиляція з машинного відділення здійснюється природним шляхом через газонепроникні перегородки і жалюзі, установлені на кожухах димарів. Приточна вентиляція машинного відділення забезпечується вентиляторами.

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

1. Кількість приточного повітря повинне відповідати кількості вилученого, різниця між ними повинна бути мінімальною.
2. Система вентиляції не повинна створювати шум на робочих місцях, що перевищує припустимі норми.

					ПННІ НУК 131.61.23.12. ПЗ	Аркуш
						83
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

3. Система вентиляції повинна бути електробезпечна, пожежобезпечна і вибухобезпечна, проста в пристрої, надійна в експлуатації й ефективна.

Шум.

Шум значно погіршує продуктивність праці. Впливає на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається втома слухового апарату, що може привести до часткового чи навіть до повної втрати слуху. Санітарні норми шуму приведені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1. Санітарні норми шуму

b, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
α_o , Дб	103	96	91	88	85	83	81	80

Вібрація.

Вібрація виникає через динамічну невірноваженість мас кривошипно-шатунного механізму ДВЗ. Локальна вібрація викликає спазми судин і погіршує кровообіг. Загальна вібрація з частотою 0,7 Гц викликає морську хворобу, з частотою 4 – 30 Гц може викликати ушкодження плечового пояса, більшості внутрішніх органів через резонансні явища. Стандартні норми вібрації приведені в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2. Санітарні норми вібрації

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

Розрахунок рівня шуму і вібрації в приміщенні машинного відділення.

Рівень шуму вироблений двигуном 6ЧН40/46 визначається по формулі:

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(n_n + Ne^{0,55}) + 30 \lg\left(\frac{n}{n_n}\right) \right], \text{ Дб}$$

n_n – номінальна частота обертання, $n_n = 520$ об/хв;

n – робоча частота обертання, $n = 520$ об/хв;

N_e – номінальна потужність двигуна, $N_e = 2600$ кВт.

$$L = \left[54 + 10 \lg(1000 + 2600^{0,55}) + 30 \lg\left(\frac{520}{520}\right) \right] = 84,3 \text{ Дб}$$

Рівень шуму перевищує припустимі значення. Необхідно проводити заходи щодо зниження рівня шуму.

Для зниження аеродинамічного шуму, створеного двигуном, використовуються глушники різних конструкцій. Використання глушників дозволяє знизити загальний рівень шуму на 10 – 12 Дб.

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

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

Рівень вібрації для двигуна 6ЧН40/46 визначається по формулі:

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{n_n \cdot Ne^{0,55} \cdot \left(\frac{1 + Ne}{m} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{m}{Ne}} + 30 \lg\left(\frac{n}{n_n}\right) \right), \text{ Дб}$$

де m – маса двигуна, $m = 39000$ кг;

					ПННІ НУК 131.61.23.12. ПЗ	Аркуш
						85
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{520 \cdot 2600^{0,55} \cdot \left(\frac{1 + 2600}{39000} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{39000}{2600}} + 30 \lg \left(\frac{520}{520} \right) \right) = 78,2 \text{ Дб}$$

Для зменшення рівня вібрації в конструкції двигуна передбачено: добір поршнів і шатунів по вагових групах, маховик, противаги й інші.

Заходи щодо зниження рівня шуму і вібрації.

Шум і вібрація, присутня на двигунах внутрішнього згоряння впливають на здоров'я працюючих у машинному відділенні, зменшує продуктивність праці, притупляється увага. Двигуни відносяться до найбільш гучних механізмів, у більшості випадків є основними джерелами шуму і вібрації.

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

Дуже ефективним і важливим способом зменшення шкідливого впливу шуму на людський організм є використання індивідуальних способів захисту від шуму: пробок і навушників, гермошоломів і касок у сукупності з пробками, звукоізолюючих кабін з який провадиться управління двигуном. Способи індивідуального захисту в залежності від їхньої конструкції і частоти шуму дозволяє зменшити сприйнятий людиною звук на 15 – 20 Дб.

					ПННІ НУК 131.61.23.12. ПЗ	Аркуш
						86
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

В роботі була спроектована і оптимізована система охолодження головного суднового двигуна типу 6ЧН40/46, який застосується у складі дизель-генератора на плавучій напівзанурювальній буровій установці (ПНБУ) типу «Шельф-6». Мета роботи полягала в проектуванні сучасної системи охолодження двигуна, яка повинна забезпечувати його роботу на номінальному режимі роботи за будь-яких кліматичних умов, а також на всіх можливих режимах експлуатації. Проектування системи виконувалося на підставі ряду методик та програм, які існували на кафедрі ДВЗ НУК. Розрахунки усіх теплообмінників у роботі виконувалися з урахуванням реальних параметрів двигуна і базувалися на конструкціях теплообмінних апаратів, що випускаються Бериславським машинобудівним заводом.

Спроекована система охолодження забезпечує такі можливості:

- відведення необхідної кількості тепла від масла і водяного контура дизеля на номінальному режимі його роботи в умовах літньої спеки;
- значне зниження температури наддувочного повітря до 46°C , що на 69°C нижче існуючої температури. Ця обставина дозволяє спрогнозувати зменшення питомої витрати палива на $12,6\text{г/кВт}$ годин і зменшення емісії NO_x на 64% , що відповідно задовольняє вимогам по нормам токсичності;
- зниження температури наддувочного повітря сприяє зменшенню термічного навантаження на деталі циліндро-поршньової групи, на випускні клапани; на деталі газової турбіни; все це підвищує ресурс двигуна;
- за рахунок підтримування високої температури теплоносія внутрішнього контуру і високої температури масла зменшуються недоцільні витрати тепла у робочому циклі двигуна, що сприяє максимальному підвищенню ККД;
- забезпечення стабільності параметрів в умовах постійних забруднень поверхонь теплообміну при експлуатації, а також здібності протистояти діючим механічним навантаженням, хімічним і ерозійним руйнуванням.

					ПННІ НУК 131.61.23.12. ПЗ	Аркуш
						87
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Розраховано та спроектовано новий агрегат наддуву. Також у роботі були виконані аналітичний розрахунок і обґрунтування економічної ефективності впровадження в експлуатацію двигуна з новою системою охолодження, аналіз і розробка заходів забезпечення вимог охорони праці в галузі та охорони навколишнього середовища та дослідження шкідливих факторів, які впливають на роботу ПНБУ.

					ПННІ НУК 131.61.23.12. ПЗ	Аркуш
						88
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

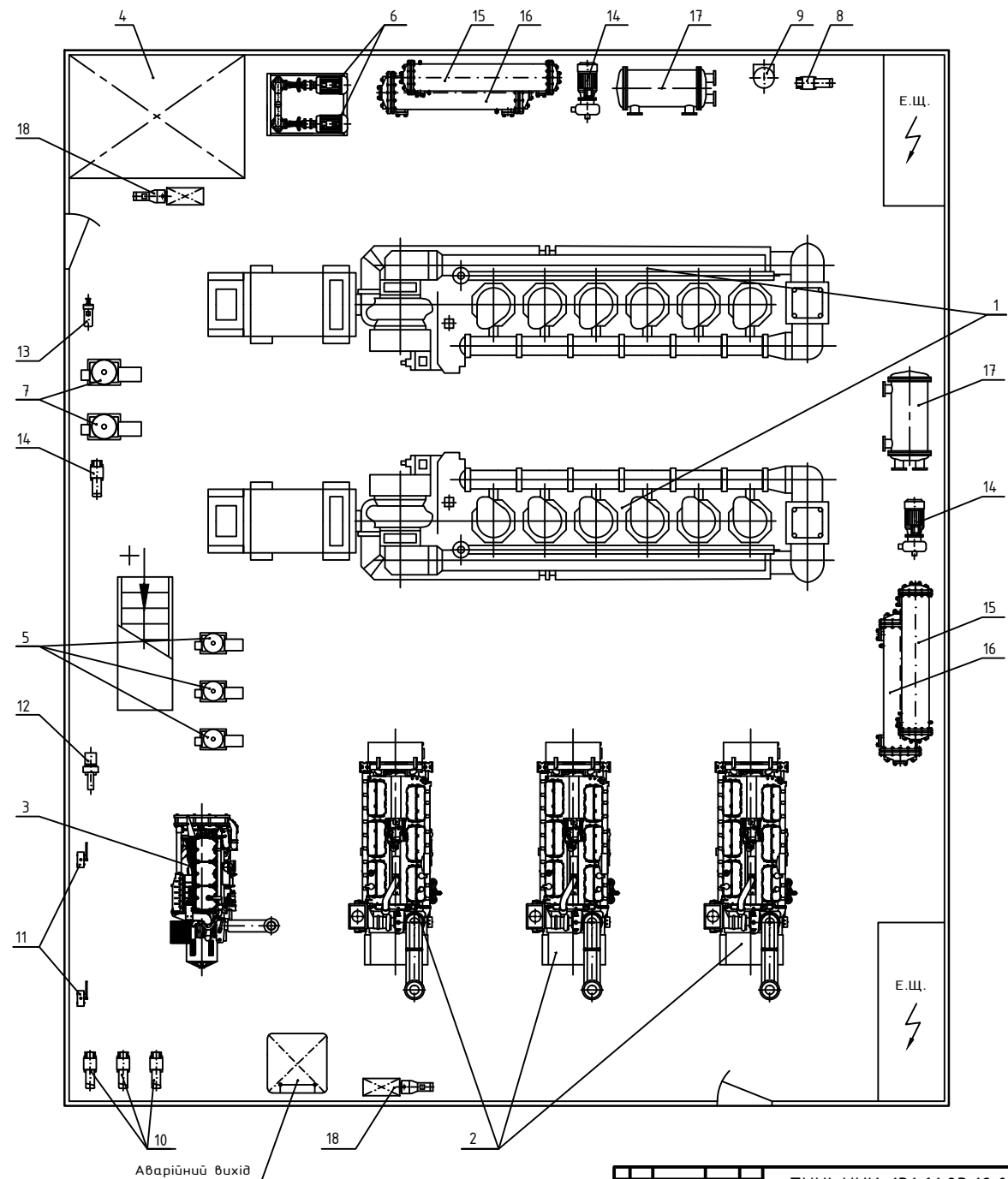
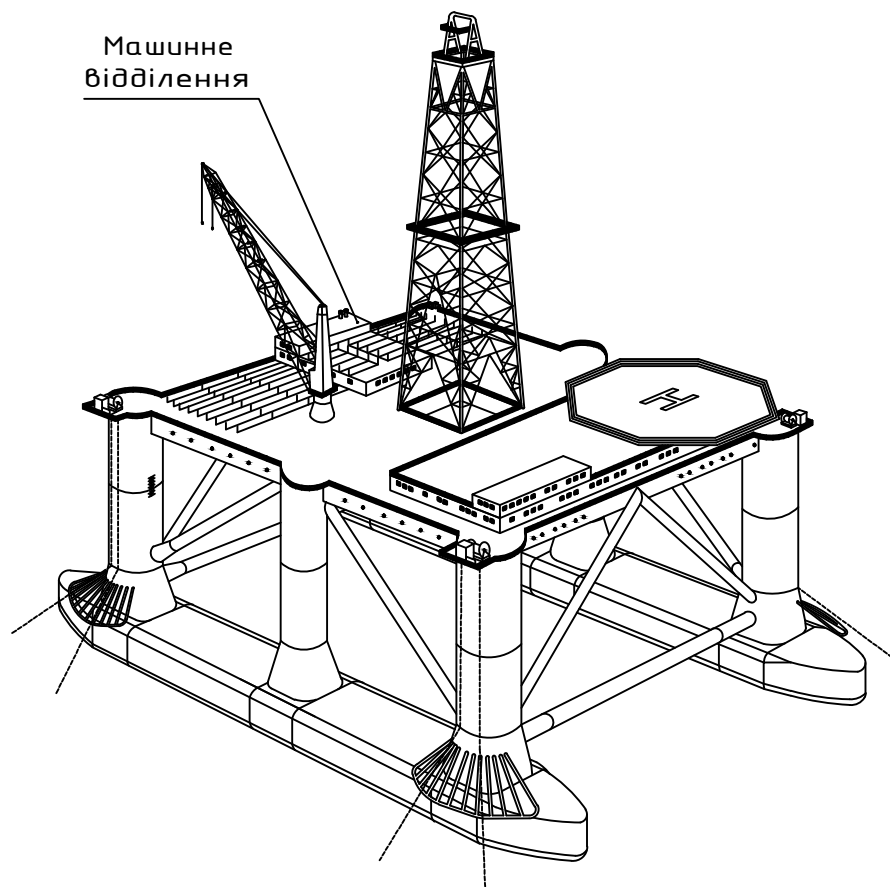
ЛІТЕРАТУРА

1. Двигуни внутрішнього згоряння. Теорія [Текст]: Підручник / В.Г. Дяченко. – Харків: НТУ “ХПІ”, 2008. – 488 с.
2. Особливості проектування судів глибоководного дослідницького буріння / Шостак В.П. Миколаїв: УДМТУ, 1995.-57 с.
3. Використання рослинної олії в якості палив в середньо оборотному дизельному двигуні. Швець І., Грабовенко О., Доценко С., Нестеренко В. Двигуни внутрішнього згоряння. – 2021. № 2. С.79–86.
4. Гутаревич Ю.Ф. Випробування двигунів внутрішнього згорання: навчальний посібник / Ю.Ф. Гутаревич, А.О. Корпач, А.Г. Говорун. – К. : НТУ, 2013. – 249 с.
5. Мошенцев Ю.Л. Теплообмінні апарати ДВЗ: Навчальний посібник. - Миколаїв: Миколаївська обласна друкарня, 2006. - 431 с.
6. Тепло-технологічні процеси та установки на залізничному транспорті [Текст]: навчальний посібник / Є. В. Христян, І. В. Титаренко; Дніпропетр. нац. ун-т залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Дніпропетровськ, 2015. – 269 с.
7. Єнін П.М., Швачко Н.А. Є 63 Теплопостачання (частина І “Теплові мережі та споруди”). Навчальний посібник. – К.: Кондор, 2007, – 244 с.
8. Двигуни внутрішнього згоряння [Електронний ресурс]: Серія підручників у 6 томах. Т.1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. Харків: Видавн. центр НТУ "ХПІ", 2004. – 492 с.
9. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна з дисципліни «Теорія ДВЗ» // Доценко С.М., Діденко О.В - Первомайськ ППІ НУК, 2012. – 40с.
10. Білявський Г.О. Основи загальної екології: підручник / Г.О. Білявський, М.М. Падун, Р.С. Фурдуй. – 2-е вид. зі змінами. – К. : Либідь, 1995. – 368 с.
11. Голубченко Г.А. “Розрахунок рівня шуму в суднових приміщеннях”.

					ПННІ НУК 131.61.23.12. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		89

ДОДАТКИ

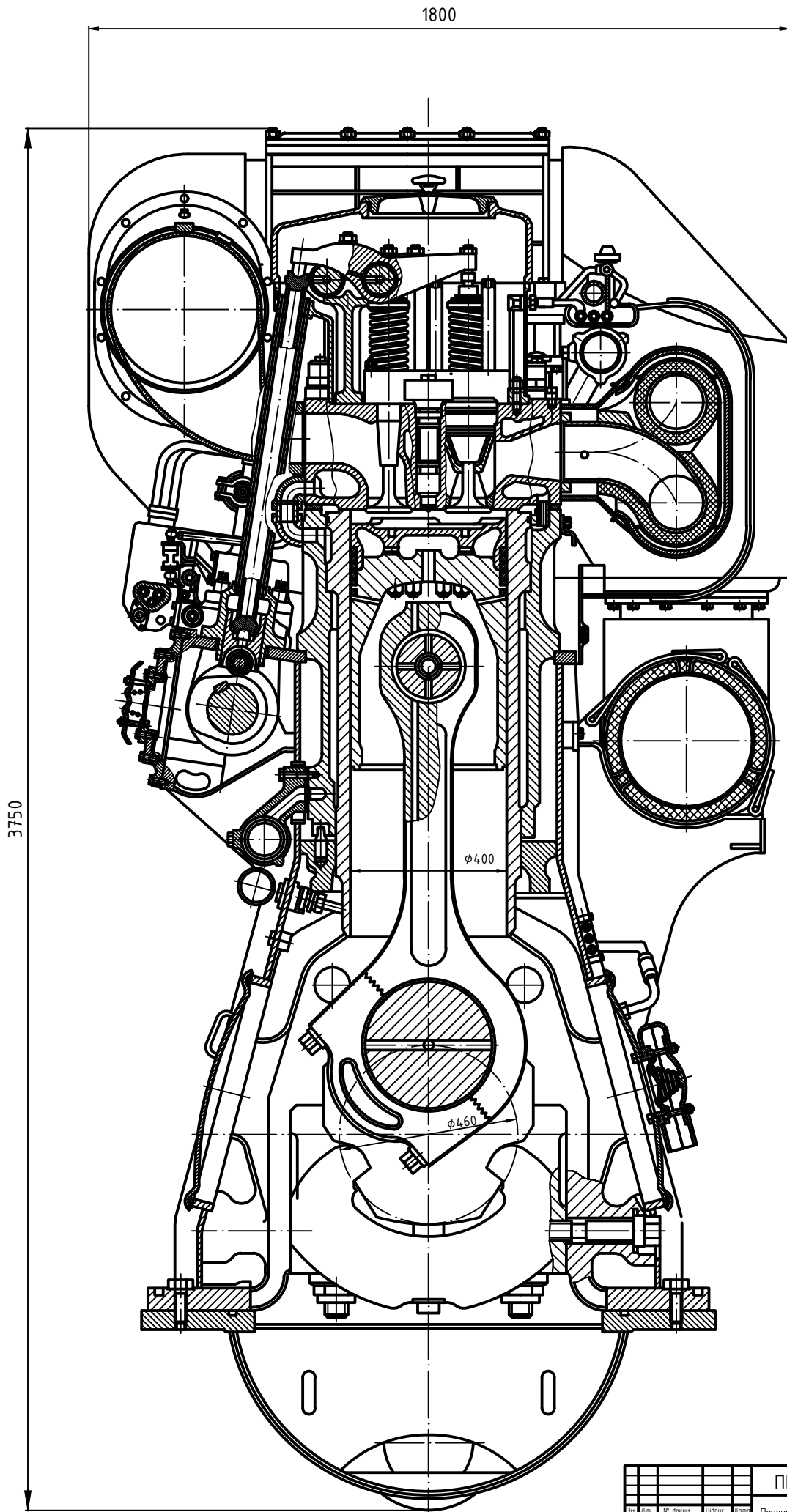
					ПННІ НУК 131.61.23.12. ПЗ	Аркуш
						90
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		



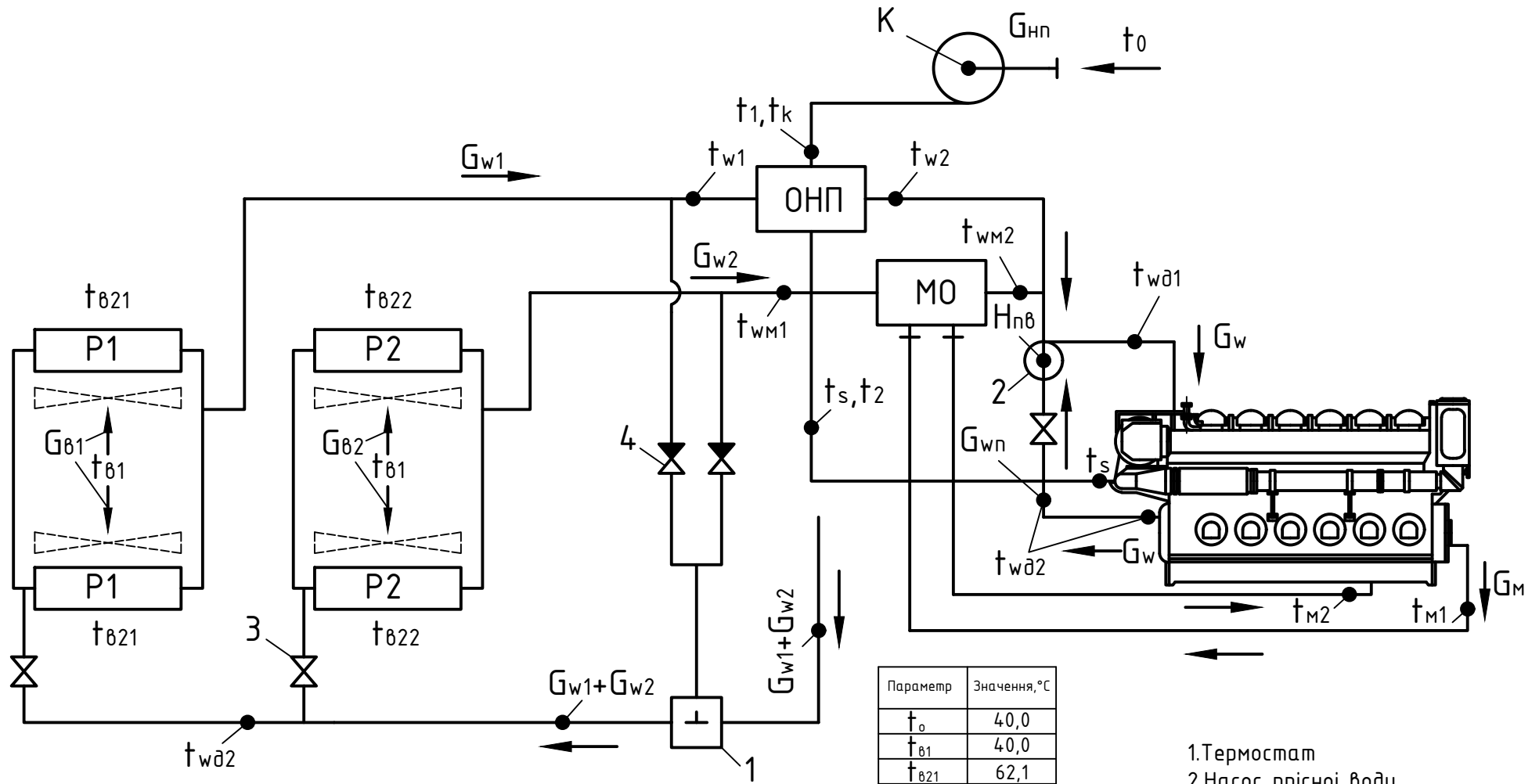
ПННІ НУК 131.61.23.12.01									
Машинне відділення ПНБУ									
Вис.	Літ.	№ докум.	Підпис	Підпис	Вис.	Літ.	№ докум.	Підпис	Підпис
Розробив		Козловський О.В.			Вис.				1:25
Перевірив		Козловський А.С.			Апроб.				Доклад
Н. істор.		Козловський А.С.			61-ТЕМмаг-22				
Затвердив		Козловський В.В.							

Позиція	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітка
1	6ЧН40/46	Основний дизель-генератор	2	
2	12ЧН15/18	Допоміжний дизель-генератор	3	
3	6ЧС9,5/11-2	Аварійний дизель-генератор	1	
4		Цистерна розхідна паливна	1	V=1500 л.
5	МАРХ 204Т-29	Сепаратор палива	3	Q=2000 л/год
		автоматизований		
6	НМШФ 8-25-6,3/4Б-13	Електронасос перекачки палива	2	Q=5 куб.м/год
7	СЦ 1,5/11	Сепаратор масла автоматичний	2	Q=1000 л/год
8	НМШФ 2-40-1,6/6Б-13	Електронасос підкачки палива	2	Q=1,6 куб.м/год
		до основних дизель-генераторів		
9		Фільтр паливний	2	
10		Електронасос підкачки палива	3	Q=0,15 куб.м/год
		до допоміжних ДГ		
11		Ручний паливний насос	2	
12		Електронасос підкачки палива	1	Q=0,1 куб.м/год
		до аварійного ДГ		

[illegible]



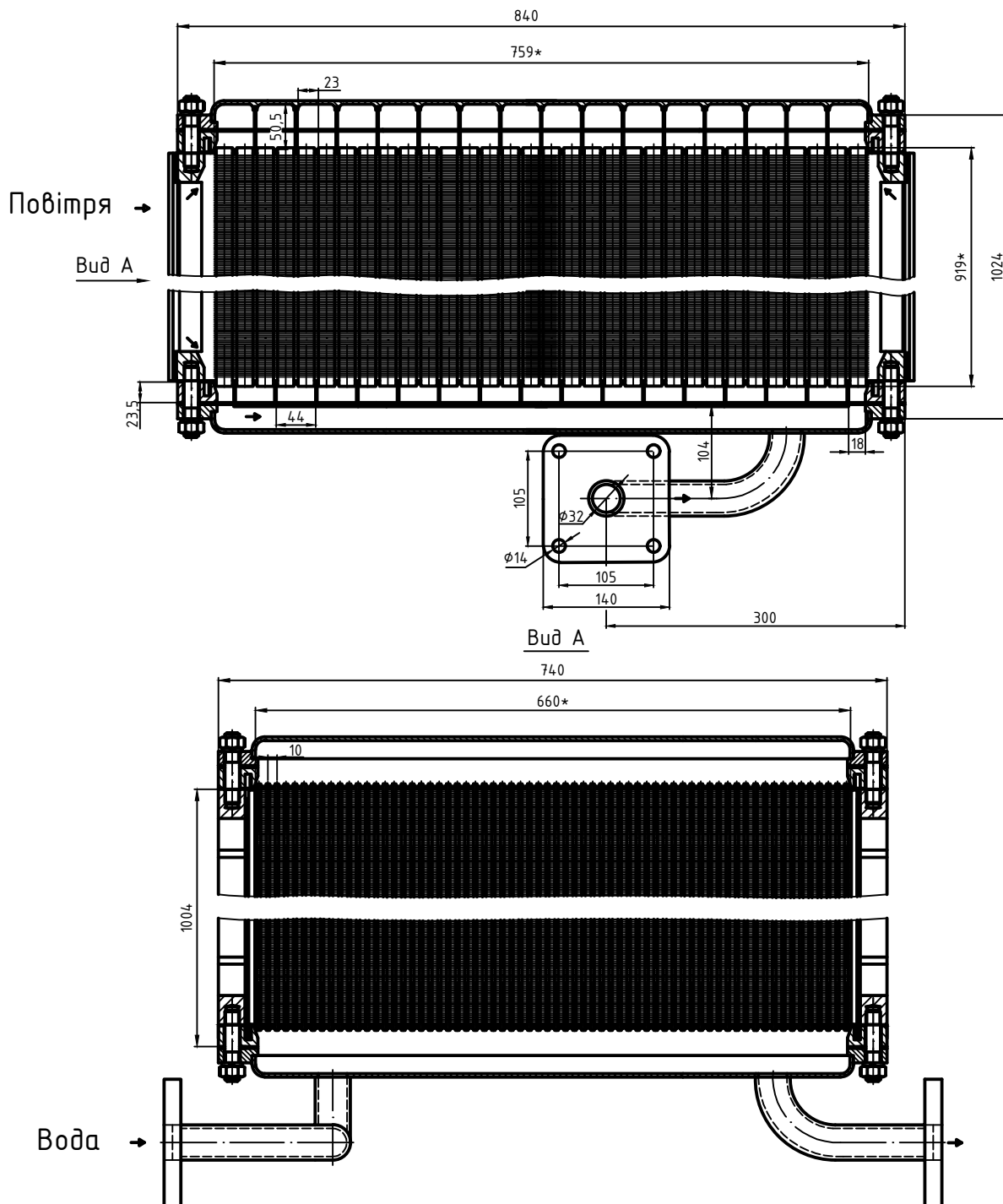
ПННІ НУК 131.61.23.12.02.						1:20		
Поперечний переріз двигуна типу 6ЧН 40/46						Архив		
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Відома		61-ТЕМмз-22		
Ректор	Конструктор	Конструктор	Конструктор	Конструктор				
Перевір.	Перевір.	Перевір.	Перевір.	Перевір.				
Н. кон.	Н. кон.	Н. кон.	Н. кон.	Н. кон.				
Замовник	Замовник	Замовник	Замовник	Замовник				



Параметр	Значення, кг/с
G_w	48,2
G_{w1}	5,78
G_{w2}	15
G_m	24,53
$G_{нп}$	7,13
G_{wn}	27,42
G_{81}	70
G_{82}	57,5

Параметр	Значення, °C
t_o	40,0
t_{81}	40,0
t_{821}	62,1
t_{822}	79,5
t_{wd1}	97,9
t_{wd2}	108,0
t_{wm1}	41,9
t_{wm2}	100,7
t_{w1}	71,7
t_{w2}	77,8
t_k	247,0
t_s	49,8
t_{m1}	100,0
t_{m2}	92,4

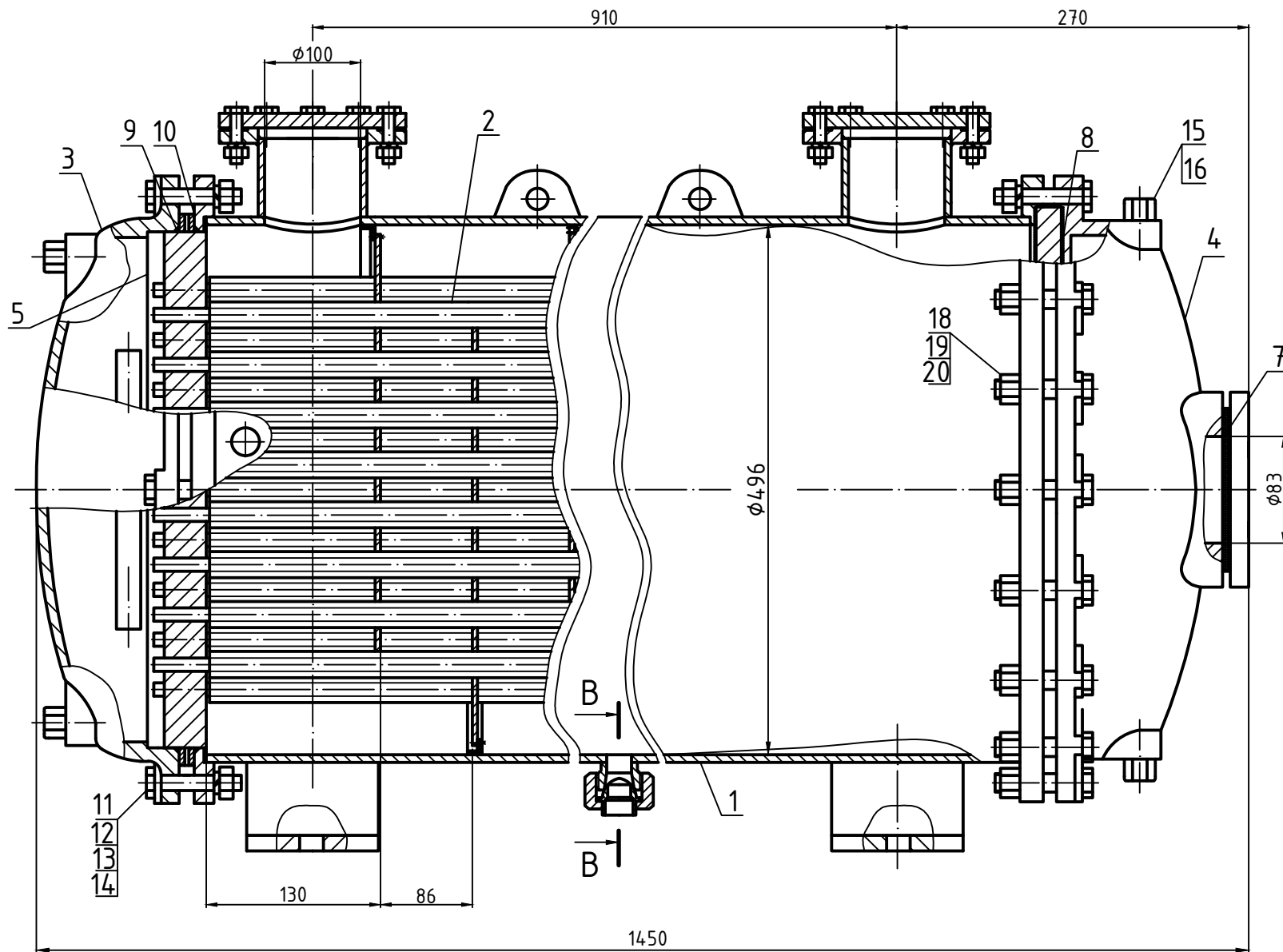
1. Термостат
2. Насос прісної води
3. Запорний клапан
4. Незворотний клапан



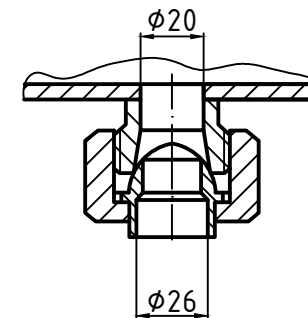
Кількість труд у пучку - $Z=2178$ штуки

1. * – розміри для довідок.
 2. Покрити наружні поверхні, емаллю ПФ – 115, сіра, ГОСТ 6465 – 76.
 3. Випробовувати гідравлічним тиском протягом 300 с:
 - а) порожнину для води – 1,2 МПа $\pm$ 0,05 МПа;
 - б) порожнину для повітря – 0,6 МПа $\pm$ 0,05 МПа.
- Підтікання, відпотівання та падіння тиску не допустимі.
4. Відкриті порожнини для підведення та відведення води та для підведення повітря закрити картонними заглушками, обгорнути парафиною бумагою та обв'язати шпагатом.
 5. Дозволяється маркувати ударним способом на трудній дошці в місці встановлення таблички з нанесенням:
 - найменування або товарного знака; підприємства – виробника;
 - типу охолоджувача за ГОСТ 10598 – 74;
 - заводського номера охолоджувача;
 - клейма ОТК;
 - маси охолоджувача, кг;
 - дати випуску (місяць, рік);
- Шрифт ПО – 5 ГОСТ 2930 – 62.

						ПННІ НУК 131.61.23.12.04.				
Роз. кім.	№ фізичн.	Віднос.	Пам'ят.	Охолоджувач надувального повітря				Вис.	Маса	Потужн.
Лінійний	Кінематичний	Д.В.						Апроб.	Адаптація	
Лінійний	Термодинамічний	А.І.						1:2,5		
А.І. Кінем.	Термодинамічний	А.І.						61-ТЕМмаг-22		



В-В (2,5:1)



1. Порожнини охолодження опресувати гідравлічним тиском:
 а) масляну 1,2МПа $\pm$ 0,05 МПа
 б) водяну 0,6 МПа $\pm$ 0,05.
 Тривалість однієї опресовки не менше 300 с. Підтікання та відпотівання не допускаються.
2. Покриття зовнішніх поверхонь емаль ПФ – 115 темно – сіра 894.V.6/1 100°C.
3. Гайки закрутити на болти моментом 40 Н · м + 10 Н · м, відкрутити, після відкручування повторно затягнути моментом 30 Н · м + 10 Н · м.
4. Маркувати позначення охолоджувача рік та місяць виготовлення, порядковий номер. Висота шрифта – 5 мм.
5. Клеїмувати кінцеву прийомку.

ПННІ НУК 131.61.23.12.05.				Відомасляний охолоджувач			1:2		
Вид	Лист	№ докум.	Підпис	Підпис	Лист	Маса	Розмір	61-ТЕМмаг-22	
Розробив	Колесніков О.В.								
Перевірив	Возницький А.С.							Архив	
Н. контр.	Возницький А.С.								
Виконав	Васильченко В.В.								