

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

« » 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Вдосконалення системи охолодження суднового двигуна шляхом застосування трубчасто-пластинчастої поверхні теплообміну повітряохолоджувача.

Виконав:

студент групи 63-ТЕМмаг-23

Новіков В.В. (підпис)

Керівник роботи:

завідувач кафедри ІМ та ТМ.

д.т.н., професор

(посада, науковий ступінь, вчене звання)

Ткач М.Р. (підпис)

Первомайськ - 2024 р.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

Кафедра «Енергетичне машинобудування»
Спеціальність 131 – «Прикладна механіка»
Освітня програма «Технології енергетичного машинобудування»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Гарант освітньої програми

(підпис)
« ____ » _____ 2024 р.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

Студенту Новікову Вадимові Васильовичу

1. Тема роботи: «Вдосконалення системи охолодження суднового двигуна шляхом застосування трубчасто-пластинчастої поверхні теплообміну повітряохолоджувача».

Керівник роботи д.т.н, професор Ткач М.Р.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 09.09.2024 року № 50.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 25.11.2024 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 9ЧН 22/30 потужністю 1200 кВт.

4. Перелік питань, що належать до розробки (найменування розділів).
Вступ. 1. Загальний розділ. 2. Конструкторський розділ. 3. Оптимізація поверхні теплообміну повітряохолоджувача. 4. Охорона праці та навколишнього середовища. Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Загальний вигляд машинного відділення судна з проєктованим двигуном. 2. Креслення елементів досліджуваної поверхні теплообміну. 3. Графіки результатів досліджень поверхні теплообміну, що розглядається. 4. Креслення

спроектованого охолоджувача наддувочного повітря. 5. Загальний двигуна із спроектованим охолоджувачем наддувочного повітря.

6. Консультанти роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання пр

7. Дата видачі завдання «09»вересня 2024 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи
1	Вступ.	16.09.2024
2	Загальний розділ.	23.09.2024
3	Конструкторський розділ.	07.10.2024
4	Оптимізація поверхні теплообміну повітряохолоджувача.	28.10.2024
5	Охорона праці та навколишнього середовища.	18.11.2024
6	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі. Оформлення кваліфікаційної роботи	25.11.2024

Студент Novikov Новіков В.В.
(підпис)

Керівник роботи Ткач д.т.н, професор Ткач М.Р.
(підпис)

АНОТАЦІЯ

В магістерській роботі наведені результати вдосконалення системи охолодження суднового двигуна танкеру «ESSO SAIMAR», шляхом модернізації повітряохолоджувача. В якості базового був обраний двигун 9CH 22/30 потужністю 1200 кВт.

В роботі виконані розрахунки робочого циклу ДВЗ. Проведено аналіз системи охолодження двигуна. Розглянуто основні шляхи оптимізації повітряохолоджувача, виконано розрахунок системи охолодження двигуна, розрахунок параметрів поверхні теплообміну. Проведено дослідження для вибору найбільш перспективного поєднання геометричних параметрів трубчасто-пластинчастої поверхні теплообміну.

У роботі проведено аналіз рівня шуму й вібрації в машинному відділенні танкеру, запропоновано заходи щодо зниження небезпечних і шкідливих факторів, що впливають на персонал з обслуговування дизеля. Розглянуто питання охорони навколишнього середовища й забруднення, які виникають при експлуатації дизеля.

Магістерська робота виконана українською мовою на 71 аркушах розрахунково-пояснювальної записки. Використано 10 джерел. Графічна частина представлена на 5 кресленнях формату А1.

Ключові слова: *Дизельний двигун, індикаторна діаграма, діаграми сил, поршень, поршневі кільця.*

ABSTRACT

The master's work presents the results of improving the cooling system of the ship's engine of the "ESSO SAIMAR" tanker by modernizing the air cooler. The 9-cylinder four-stroke engine with supercharging 22/30 engine with a capacity of 1200 kW was chosen as the base.

In the work, the calculations of the working cycle of the internal combustion engine are performed. An analysis of the engine cooling system was carried out. The main ways of optimizing the air cooler were considered, the calculation of the engine cooling system was performed, and the parameters of the heat exchange surface were calculated. A study was conducted to select the most promising combination of geometric parameters of the tube-plate heat exchange surface.

In the paper, an analysis of the level of noise and vibration in the engine room of the tanker was carried out, and measures were proposed to reduce dangerous and harmful factors that affect diesel engine maintenance personnel. Issues of environmental protection and pollution that arise during diesel operation are considered.

The master's thesis is written in Ukrainian on 71 sheets of calculation and explanatory notes. 10 sources were used. The graphic part is presented on 5 drawings of A1 format.

Keywords: Diesel engine, indicator diagram, force diagrams, piston, piston rings.

ЗМІСТ

ВСТУП	6
РОЗДІЛ 1. ЗАСТОСУВАННЯ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА ЯК ГОЛОВНОГО СУДНОВОГО НА ТАНКЕРІ «ESSO SAIMAR»	7
1.1 Загальне розташування механізмів в машинному відділенні і особливості енергетичної установки	7
1.2 Відповідність вимогам Регістру	8
РОЗДІЛ 2. МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА 9ЧН 22/30	11
2.1 Вимоги до проектного двигуна	11
2.2 Розрахунок робочого циклу двигуна	11
2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми	21
2.4 Розрахунок теплового балансу двигуна	24
2.5 Розрахунок витрат води, масла та повітря	25
РОЗДІЛ 3. ОПТИМІЗАЦІЯ ПОВЕРХНІ ТЕПЛООБМІНУ ПОВІТРЯХОЛОДЖУВАЧА	27
3.1 Постановка завдання	27
3.2 Розрахунки системи охолодження	27
3.3 Особливості геометрії поверхні теплообміну	30
3.4 Розрахунок параметрів поверхні теплообміну	38
3.5 Проведення досліджень для вибору найбільш перспективного поєднання геометричних параметрів поверхні теплообміну	42
3.6 Порівняння поверхонь теплообміну повітряохолоджувача	45
3.7 Висновки розділу	46

					ПННІ НУК 131.63.24.02. ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Пояснювальна записка	Літ.	Арк.	Аркушів
Розробив		Новіков В.В.						
Перевірів		Ткач М.Р.					4	71
Н. контр.		Ткач М.Р.				63-ТЕМ _{маг} -23		
Затвердив		Нестеренко В.В.						

РОЗДІЛ 4. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	47
4.1 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів, що впливають на персонал, який обслуговує дизель типу 9ЧН 22/30 на танкері	47
4.2 Розрахунок рівня шуму і вібрації в приміщеннях машинного відділення танкера	50
4.3 Заходи щодо зниження рівня шуму та вібрації	52
4.4 Охорона навколишнього середовища	53
ВИСНОВКИ	62
ЛІТЕРАТУРА	63
ДОДАТКИ	64
1. Загальний вигляд машинного відділення судна з проєктованим двигуном Ф-А1	
2. Креслення елементів досліджуваної поверхні теплообміну Ф-А1	
3. Графіки результатів досліджень поверхні теплообміну, що розглядається Ф-А1	
4. Креслення спроектованого охолоджувача наддувочного повітря Ф-А1	
5. Загальний вигляд двигуна із спроектованим охолоджувачем наддувочного повітря Ф-А1	

ВСТУП

У відповідності із завданням кафедри виконана магістерська робота на тему: «Вдосконалення системи охолодження суднового двигуна шляхом застосування трубчасто-пластинчастої поверхні теплообміну повітряохолоджувача». Тема роботи узгоджена з Бериславським машинобудівним заводом (БерМЗ), який виробляє теплообмінні апарати для різних двигунів, в основному призначених для судових і потужних транспортних енергетичних установок [1].

Актуальність теми. В даний час БерМЗ для виробництва охолоджувачів наддувочного повітря використовує застарілий вид поверхні теплообміну (шахматні пучки з круглих труб з індивідуальним оребрением). В результаті маса теплообмінників виробництва БерМЗ, їх ціна і ефективність значно програють параметрам аналогів, вироблених конкуруючими фірмами, при інших рівних умовах. Щоб випустити конкурентоспроможну продукцію, необхідно перейти на більш сучасний вид поверхні теплообміну. Зокрема, конкуренти застосовують поверхні теплообміну на основі пучків плоско-овальних труб з груповим оребрением гофрованими пластинами. Проектування цих поверхонь і методи їх розрахунків для КБ БерМЗ до теперішнього часу не розроблені, що передбачає виконання відповідних робіт по впровадженню таких ПТ.

Метою даної роботи є методика розробки розрахунків і проектування охолоджувачів наддувочного повітря (ОНП) на базі пучків плоско-овальних труб з груповим оребрением гофрованими пластинами.

					ПННІ НУК 131.63.24.02. ПЗ	Аркуш
						6
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. ЗАСТОСУВАННЯ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА ЯК ГОЛОВНОГО СУДНОВОГО НА ТАНКЕРІ «ESSO SAIMAR»

1.1. Загальне розташування механізмів в машинному відділенні і особливості енергетичної установки

Проектований двигун встановлюється на танкері «ESSO SAIMAR». Дане судно призначене для плавання в Балтійському морі.

Основні характеристики судна:

- Найбільша довжина – 78,0 м.
- Довжина між перпендикулярами – 73,5 м.
- Ширина – 11,0 м.
- Висота до головної палуби – 5,4 м.
- Осадка – 4,2 м.
- Загальний тоннаж за реєстром – 1900 т.
- Винт регульованого шагу – 140 хв⁻¹.

Енергетична установка складається з двигуна марки Yanmar типу M220-UN типу 9CH22/30. Потужність даного двигуна становить 1200 кВт при 800 хв⁻¹. Він так само буде працювати через редуктор з передаточним відношенням 1:2,5 на один гребний вал. Двигун з'єднаний з редуктором за допомогою пружної фрикційної муфти. Розташування даного типу двигуна та механізмів на судні представлено на рис.1.1.

Один допоміжний двигун потужністю 145 кВт приводить в дію підрулюючий пристрій водометного типу, вантажного насоса і генератора.

Другий допоміжний двигун потужністю 145 кВт призводить генератор і вантажний насос.

На судні є допоміжна котельна установка.

					ПННІ НУК 131.63.24.02. ПЗ	Аркуш
						7
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

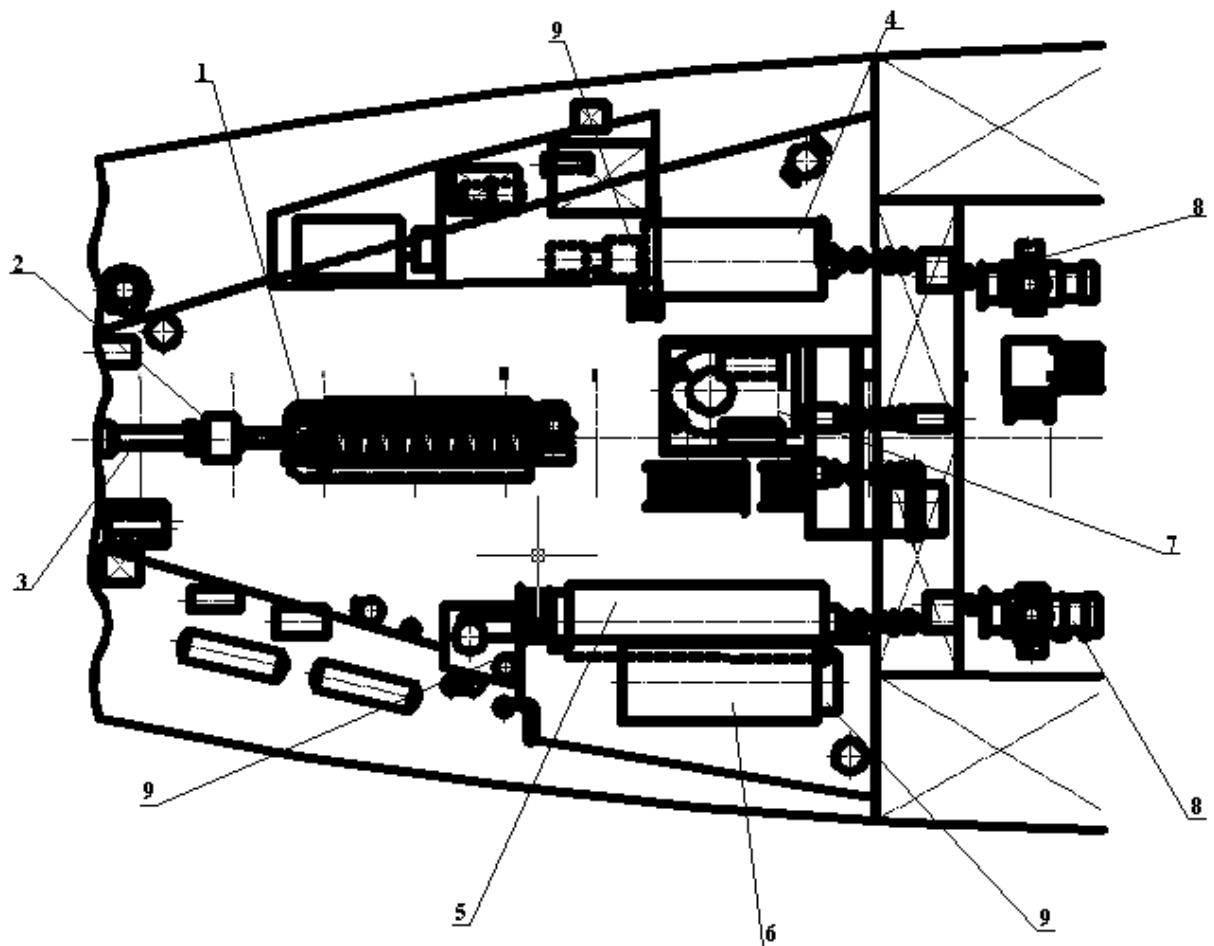


Рис. 1.1. Положення механізмів в машинному відділенні: 1 – головний двигун; 2 – редуктор; 3 – валопровід; 4 – допоміжний двигун, який приводить в дію підрулюючий механізм, вантажний насос 8 та генератор 9; 5 – допоміжний двигун, який приводить в дію вантажний насос 8 та генератора 9; 6 – допоміжний двигун, який приводить в дію генератор 9; 7 – допоміжна котельна установка.

1.2. Відповідність вимогам Регістру

Загальні вимоги до енергетичної установки

Потужність основних механізмів суден технічного флоту необмеженого району плавання забезпечує швидкість судна не менше 7 вузлів.

Механічна установка судна забезпечує можливість роботи на задньому ході для необхідної маневреності судна при всіх нормальних умовах експлуатації.

					ПННІ НУК 131.63.24.02. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		8

Механічна установка судна забезпечує при постійному вільному задньому ходу судна не менше 70 відсотків розрахункової частоти обертання механізмів переднього ходу в межах 30 хвилин.

Головні та допоміжні механізми розташовані в машинних приміщеннях так, щоб з їх постів управління та місць обслуговування були забезпечені вільні проходи до вихідних трапів. Ширина проходу по всій довжині не менше 600 мм. Ширина трапів на виході і ширина люків на виходах не менше 600 мм.

Розташування механізмів, каналів, обладнання, трубопроводів і арматури забезпечує вільний доступ до них для обслуговування та аварійного ремонту. Основні механізми, їх передача, упорні підшипники валопроводу повністю, або частково кріпляться до судових фундаментів болтами, які щільно затягуються.

Машинне відділення, тунелі валопроводу та трубопроводів мають два виходи, через які забезпечується вихід на палуби до рятувальних шлюпок і плотів.

Освітлення і вентиляція

У всіх судових приміщеннях, місцях і просторах, освітлення, яке є важливим для забезпечення безпеки плавання, механізмами і пристроями управління, заповнення та евакуації пасажирів і екіпажу, встановлені світильники основного освітлення.

Вентиляційні канали захищені від корозії. Вентиляційні канали, призначені для виділення загорання та пожежонебезпечних парів і газів, є газонепроникними і не підключаються до каналів інших приміщень.

					ПННІ НУК 131.63.24.02. ПЗ	Аркуш
						9
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Системи головних і допоміжних двигунів

На даному судні встановлені два осушувальних насоса з механічним приводом. Баластна система обслуговується одним насосом. Для перекачування палива передбачені два насоса з механічним приводом, один з яких резервний.

З нагнітальної і прийомної сторони паливних насосів встановлені запорні клапани. При головному двигуні встановлені два насоса циркуляційного масла рівної подачі – основний і резервний. Також передбачені заходи проти потрапляння води в підшипники.

Загальні вимоги Регістру до параметрів головного двигуна

Допускається можливість роботи двигуна з перевантаженням не більше 10 % розрахункової потужності протягом 1 години.

Мінімальна стабільна частота обертання головних двигунів, не більше ніж 30 % від розрахункової частоти обертання.

Повітряні трубопроводи та ресивери головних двигунів обладнані системою тимчасового виявлення пожежі та подачі сигналу тривоги при виникненні пожежі.

					ПННІ НУК 131.63.24.02. ПЗ	Аркуш
						10
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2. МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА

9ЧН 22/30

2.1. Вимоги до проектованого двигуна

Для забезпечення економічності потрібно звернути увагу на всі параметри, що впливають на витрату палива [1].

Крім відпрацьовування параметрів робочого циклу двигуна, що забезпечують високий механічний ККД, необхідно раціонально сконструювати системи двигуна, вибрати оптимальний режим охолодження тощо [10].

Надійність двигуна забезпечується раціональною конструкцією, відсутністю погрішності в розрахунках, особливо на міцність. Повинні бути враховані умови роботи двигуна, що можуть виникнути в процесі експлуатації. Припустимий рівень шуму і вібрації забезпечується установкою глушителів шуму, конструктивними заходами зниження шуму у вузлах двигуна. Токсичність вихлопних газів двигуна знижується при правильному виборі параметрів згоряння палива, кута випередження подачі палива, коефіцієнта надлишку повітря [3].

При конструюванні варто забезпечити, легкий доступ до основних вузлів двигуна, максимально забезпечити взаємозамінність деталей, забезпечити вільний демонтаж поршня із шатуном через циліндр [7].

2.2. Розрахунок робочого циклу двигуна

Розрахунки робочого циклу в цій роботі виконуються для номінального режиму. Розрахунковий цикл ДВЗ складається з п'яти процесів, які послідовно відновлюються в циклі: наповнення, стиснення, згорання палива, розширення і випуск. Розрахунок циклу двигуна 9ЧН22/30 виконується за розробленою на кафедрі програмою, що реалізує методику теплового розрахунку, розроблену Гринівецьким і Мазінгом [5].

					ПННІ НУК 131.63.24.02. ПЗ	Аркуш
						11
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Вибір основних параметрів робочого циклу двигуна

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 313$ К (при найгірших можливих умовах застосування).

Тиск навколишнього повітря p_0 . На рівні моря $p_0 = 0,10$ МПа.

Ступінь стиску ε . При виборі ступеня стиску враховуються розміри циліндру та способи сумішоутворення. Приймаємо $\varepsilon = 11,2$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт залежить від розмірів циліндру і способу сумішоутворення. У використовуваній методиці α однозначно визначається (підбирається) в залежності від призначеної потужності двигуна і забезпечує баланс енергії в системі наддуву. Вибір остаточного значення α здійснюється одночасно з вибором значення P_k , яке також визначається (підбирається) однозначно при заданих початкових умовах. З урахуванням названого маємо $\alpha = 2,98$, таким чином, параметри α і P_k практично визначаються, а не назначаються і залежать від заданої потужності та інших початкових умов.

Показник адіабати повітря $k_g=1,4$

Механічний ККД турбіни $\eta_{t.m}=0,96$

Адіабатний ККД турбіни $\eta_{m.ad}=0,83$

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . На значення цього коефіцієнта впливають тип двигуна, особливості повітропостачання та газообміну. Приймаємо $\gamma_r = 0,04$.

Коефіцієнт використання тепла в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b). Ця величина змінюється у вказаних нижче межах і залежить від ступеня вдосконалення двигуна. Найкраще все ці величини призначати після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проектного. Для СОД нових моделей ці коефіцієнти лежать в межах: $\xi_z = 0,85 - 0,92$; $\xi_b = 0,90 - 0,95$. Приймаємо $\xi_z = 0,95$; $\xi_b = 0,98$.

					ПННІ НУК 131.63.24.02. ПЗ	Аркуш
						12
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Ступінь підвищення тиску при згоранні λ . Для високофорсованих двигунів $\lambda = (1,2 - 1,5)$. Приймаємо $\lambda = 1,05$ з урахуванням максимального тиску згорання, яке в нашому випадку не повинно перевищувати 13 МПа.

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Ця величина становить: 5 – 15 К для ДВЗ з наддувом, та 10 – 20 К – для ДВЗ без наддуву. Приймаємо $\Delta T_a = 30$ К.

Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнта вибирають на основі 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 $D_{ц} < 300$ мм та $\rho_k > 0,2$; η_m знаходиться в мажах 0,84 – 0,88. Приймаємо $\eta_m = 0,85$.

Зменшення тиску в повітроохолоджувачі ΔP_{ox} . Повітроохолоджувач являється протидією на шляху повітря, тому що в ньому відбувається зменшення тиску повітря. В числовому виразі $\Delta P_{ox} = 0,005$ МПа.

Температура залишкових газів T_r . Для двигунів такого типу T_r знаходиться в межах 600 – 900 К. Приймаємо $T_r = 750$ К.

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на паливо середнього складу: С = 0,87 кг кількість вуглецю [2, 4];

Н = 0,126 кг кількість водню;

S = 0 кг кількість сірки;

О = 0,004 кг кількість кисню.

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

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

Ступінь підвищення тиску в компресорі P_k . Визначення цього параметра виконано відповідно до зазначеного вище α .

					ПННІ НУК 131.63.24.02. ПЗ	Аркуш
						13
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Частина ходу поршня, втрачена на продувку ϕ_n . Для 4-тактних двигунів ця величина дорівнює нулю.

1. Вихідні дані

- 1.1 Ефективна потужність, кВт $N'_e = 1200$
- 1.2 Частота обертання, хв-1 $n = 800$
- 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 $P_k = 0.481$
- 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 $\xi_b = 0.98$
- 1.10 Ступінь стиснення $\varepsilon = 11.2$
- 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 $\eta_m = 0.85$
- 1.16 Адіабатний ККД компресора $\eta_{k.ad} = 0.82$
- 1.17 Втрата тиску в охолоджувачі повітря, МПа $\Delta P_{ох.} = 0.005$
- 1.18 ККД повітроохолоджувача $\eta_o = 0.9$
- 1.19 Температура залишкових газів, К $T_r = 750$

- 1.20 Масовий склад палива (кг/кг): $C_w = 0.87$
 $H_w = 0.126$
 $S_w = 0$
 $O = 0.004$
- 1.21 Нижча теплота згоряння палива (кДж/кг) $Q_H = 42664.4$
- 1.23 Кількість циліндрів $i = 9$
- 1.24 Діаметр циліндра, м $D_c = 0.22$
- 1.25 Хід поршня, м $S_c = 0.300$
- 1.26 Коефіцієнт тактності $z = 0.5$
- 1.27 Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння $\alpha = 2.98$
- 1.28 Показник адіабати повітря $k_B = 1.4$
 $\eta_{t.m} = 0.96$
- 1.30 Адіабатний ККД турбіни $\eta_{t.ad} = 0.83$
- 1.29 механічний ККД турбіни

2. Розрахунок процесу наповнення

- 2.1 Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] \quad T_k = 529.462$$

- 2.2 Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_w) \quad T_s = 334.646$$

- 2.3 Температура заряду до кінця процесу заповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad T_a = 379.467$$

- 2.4 Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox} \quad P_s = 0.476$$

					ПННІ НУК 131.63.24.02. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		15

2.5 Тиск заряду до кінця процесу заповнення, МПа

$$P_a = 0.97 \cdot P_s$$

$$P_a = 0.462$$

2.6 Коефіцієнт наповнення

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

$$\eta_H = 0.903$$

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)

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

$$b_c = 0.002514$$

$$a_{vc} = 19.276$$

3.4 Середній показник політропи стиснення

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

$$n_1 = 1.361$$

3.5 Тиск у кінці стиснення, МПа

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

$$P_c = 12.374$$

3.6 Температура в кінці стиснення, К

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

$$T_c = 907.99$$

					ПННІ НУК 131.63.24.02. ПЗ	Аркуш
						16
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

4. Розрахунок процесу згоряння

4.1 Дійсна кількість повітря для згоряння

кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad L = 1.474$$

4.2 Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L} \quad \beta_0 = 1.0215$$

4.3 Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \beta = 1.0206$$

4.4 Частка палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} \quad x_z = 0.969$$

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)

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

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

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

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

$$a_{vz} = 19.67007$$

$$b_z = 0.00287$$

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

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

$$a_{vb} = 19.68228$$

$$b_b = 0.002884$$

					ПННІ НУК 131.63.24.02. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		17

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

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

откуда: $T_z = 1621.098$

- 4.9 Максимальний тиск згоряння МПа

$$P_z = \lambda \cdot P_c$$

$$P_z = 12.992$$

5. Розрахунок процесу розширення

- 5.1 Ступінь попереднього розширення

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

$$\rho = 1.734$$

- 5.2 Ступінь подальшого розширення

$$\delta_{\text{нов}} = \frac{\varepsilon}{\rho}$$

$$\delta = 6.458$$

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

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

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

$$n_2 = 1.295$$

$$T_b = 935.004$$

- 5.4 Тиск у кінці процесу розширення МПа

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

$$P_b = 1.16$$

					ПННІ НУК 131.63.24.02. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		18

6. Визначення індикаторних показників

6.1 Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$P'_i = 2.149$$

6.2 Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$P_i = 2.063$$

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

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

$$b_i = 0.183$$

6.4 Індикаторний ККД

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

$$\eta_i = 0.462$$

7. Визначення ефективних показників

7.1 Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \cdot \eta_m$$

$$P_e = 1.754$$

7.2 Ефективний ККД двигуна

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

$$\eta_e = 0.392$$

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

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

$$b_e = 0.215$$

7.4 Ефективна потужність двигуна, кВт

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

$$N_e = 1200.915$$

7.5 Порівняння заданої та отриманої ефективної потужності двигуна

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

$$\Delta N = 0.076\%$$

					ПННІ НУК 131.63.24.02. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		19

8. Визначення дійсного P_k компресора на даному режимі роботи двигуна

8.1 Витрата повітря через компресор, кг/с

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

$$R = 287$$

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

$$G = 3.216$$

8.2 Витрати газів через турбіну, кг/с

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

$$G_t = 3.288$$

8.3 Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = 0.95 \cdot P_k$$

$$P_r = 0.457$$

8.4 Температура газу перед турбіною, К

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

$$T_t = 756.146$$

8.5 Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

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

$$M_s = 1.507$$

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

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

$$R_t = 287.604$$

8.6 Показник аддіабати розширення газу в турбіні

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

$$k_t = 1.38$$

					ПННІ НУК 131.63.24.02. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		20

8.9 Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі

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

$P_k = 4.81$

8.10 Дійсний тиск наддуву, МПа

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

$$P_{kd} = 0.481$$

8.11 Порівняння заданого та отриманого тиску наддуву

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

$$\Delta P_k = -0\%$$

2.3. Розрахунок та побудова індикаторної діаграми

Розрахункову індикаторну діаграму будують по даним розрахунку робочого циклу. Надалі ця діаграма є вхідними даними для динамічного розрахунку та розрахунку на міцність двигуна. Побудову діаграми виконують аналітичним способом, так як графічні методи побудови дають великі похибки [3].

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:

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

					ПННІ НУК 131.63.24.02. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		21

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

Дані, необхідні для побудови індикаторної діаграми, розраховані та наведені у табл. 2.1 та табл. 2.2, а індикаторна діаграма зображена на рис. 2.1.

Для розрахунку та побудови індикаторної діаграми необхідно ввести наступні дані:

Таблиця 2.1. Вихідні дані для побудови індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,361
Показник політропи розширення n_2	1,295
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	12,374
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	12,992
Ступінь попереднього розширення ρ	1,734
Ступінь стиснення ε	11,2

Таблиця 2.2. Дані для побудови індикаторної діаграми

V/V_c	$p_{сж}$	$p_{расш}$
1,00	12,99	
1,00	12,37	12,99
1,73	5,85	12,99
2,21	4,21	9,50
2,68	3,23	7,39
3,15	2,59	5,99
3,63	2,14	5,00
4,10	1,81	4,26
4,57	1,56	3,70
5,05	1,37	3,26
5,52	1,21	2,90
5,99	1,08	2,61
6,47	0,98	2,36
6,94	0,89	2,16
7,41	0,81	1,98
7,89	0,74	1,83
8,36	0,69	1,69
8,83	0,64	1,58
9,31	0,59	1,47
9,78	0,56	1,38
10,25	0,52	1,30
10,73	0,49	1,23
11,20	0,46	1,16
11,20		0,46

					ПННІ НУК 131.63.24.02. ПЗ	Аркуш
						23
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

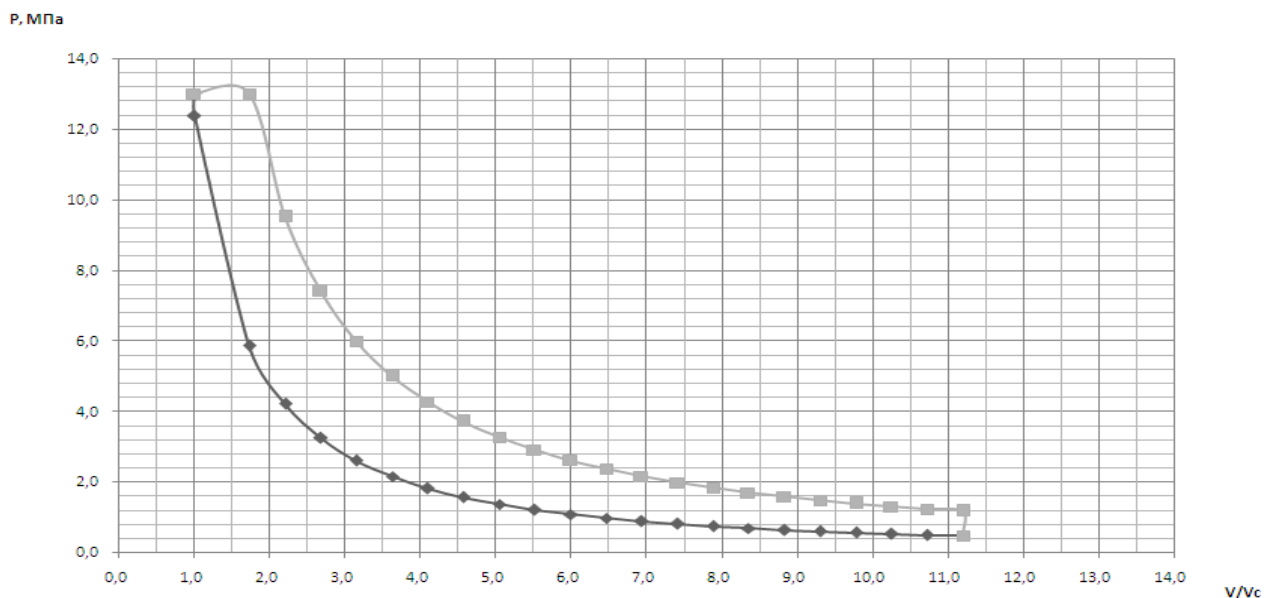


Рис. 2.1. Індикаторна діаграма двигуна.

2.4. Розрахунок теплового балансу двигуна

Рівняння теплового балансу:

$$Q_{\Sigma} = Q_{\Gamma} + Q_{W} + Q_{M} + Q_{H.B} + Q_{Ne}$$

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:

$$Q_{\Sigma} = \frac{Ne}{\eta_e} = \frac{1200}{0,392} = 3061,22 \text{ кВт}$$

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

$$Q_{\Gamma} = G_{\Gamma} C p_{\Gamma} (T_{3T} - T_o) = 3,288 \cdot 1059,807 \cdot (557,867 - 313) = 853,274 \text{ кВт}$$

де ізобарна теплоємність газів обчислюється згідно з рівнянням Майера:

$$C_{p_r} = \frac{K_r}{K_r - 1} R_r = \frac{1,372}{1,372 - 1} \cdot 287,357 = 1059,807 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}$$

Температура газів за турбіною обчислюється на підставі виразу ККД турбіни:

$$T_{3T}^{ad} = T_T \left(\frac{1}{0,91 \cdot \frac{P_a}{P_o}} \right)^{\frac{K_r - 1}{K_r}} = 756,148 \cdot \left(\frac{1}{0,91 \cdot \frac{0,462}{0,103}} \right)^{\frac{1,372 - 1}{1,372}} = 517,225 \text{ К}$$

$$T_{3,T} = T_T - \eta_{ad} (T_T - T_{3T}^{ad}) = 756,148 - 0,83 \cdot (756,148 - 517,255) = 557,867 \text{ К}$$

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

$$Q_w = \frac{0,98 Q_\Sigma - Q_r - Ne}{1,2} = \frac{0,98 \cdot 3061,22 - 853,274 - 1200}{1,2} = \frac{946,72}{1,2} = 788,9 \text{ кВт}$$

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

$$Q_M \approx 0,2 Q_w \approx 0,2 \cdot 788,9 = 157,7 \text{ кВт}$$

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

$$Q_{H.B} \approx 0,02 \cdot Q_\Sigma = 0,02 \cdot 3061,22 = 61,2244 \text{ кВт}$$

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

$$Q_\Sigma = Q_r + Q_w + Q_M + Q_{H.B} + Ne = 853,274 + 788,9 + 157,7 + 61,2244 + 1200 = 3061,22 \text{ кВт}$$

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

2.5. Розрахунок витрат води, масла та повітря

1. Розрахунок витрати води.

Згідно з рівнянням теплового балансу

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

					ПННІ НУК 131.63.24.02. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		25

$$\text{З нього } G_w = \frac{Q_w}{C_{pw} \Delta T} = \frac{788,9}{4,187 \cdot 9,26} = 20,32 \text{ кг/с}$$

де Q_w – теплота, що відводиться від двигуна охолоджуючою водою, кВт

C_{pw} – 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 1,515 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·г.

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

Тоді

$$G_w = 16.46 \text{ т/г.}$$

Таким чином, обчислене значення витрати, яке дорівнює 42 т/г, задовольняє всім відомим умовам визначення витрати.

2. Розрахунок витрати масла.

Згідно з рівнянням теплового балансу

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

$$\text{З нього } G_M = \frac{Q_M}{C_{pM} \Delta T} = \frac{157,7}{1,9 \cdot 4,6} = 18 \text{ кг/с}$$

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

C_{pM} – 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 1,5....8 К.

3. Розхід повітря визначений у розрахунку циклу.

$$GB = 3,216 \text{ кг/с.}$$

					ПННІ НУК 131.63.24.02. ПЗ	Аркуш
						26
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3. ОПТИМІЗАЦІЯ ПОВЕРХНІ ТЕПЛООБМІНУ ПОВІТРЯХОЛОДЖУВАЧА

3.1. Постановка завдання

Охолоджувачі наддувочного повітря, що вироблялися на Бериславському машинобудівному заводі (БерМЗ) з 1967 року, виконувалися на базі шахових пучків труб з накатним ребра. Ця поверхня теплообміну була прийнята за рекомендаціями ЦНІДІ та тривалий час вважалася найбільш прийнятною для виготовлення ОНВ всіх ДВЗ. З часом робилися спроби поліпшити параметри такої поверхні: рахунок зміни геометричних параметрів ребра і розміщення труб у пучку, і це давало істотні результати. Зокрема, згодом для виробництва була прийнята поверхня теплообміну з іншими параметрами геометрії, ніж прийняті спочатку, і це призвело до значного зниження матеріаломісткості виробів за інших рівних умов [8].

Зіткнувшись з умовами конкуренції над ринком виробників ОНП з виробами, виконаними з урахуванням пайки, Берислав у реальних умовах виявився неконкурентоспроможним і змушений переходити нові, більш прогресивні параметри поверхні теплообміну. У цих умовах він змушений був приступити до вибору параметрів нової поверхні теплообміну, виготовленої на базі паяння, змушений був освоїти нові методи розрахунків та проектування ОНП на базі такої ПТ.

Відповідно в названих умовах кафедри ДВЗ НУК запропонували виконати роботу з розробки відповідних методик, і частину такої роботи представлено в даній магістерській роботі.

3.2. Розрахунки системи охолодження

Для двигуна, що проектується, прийнята система охолодження, схема якої представлена на рис. 3.1 [6].

					ПННІ НУК 131.63.24.02. ПЗ	Аркуш
						27
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

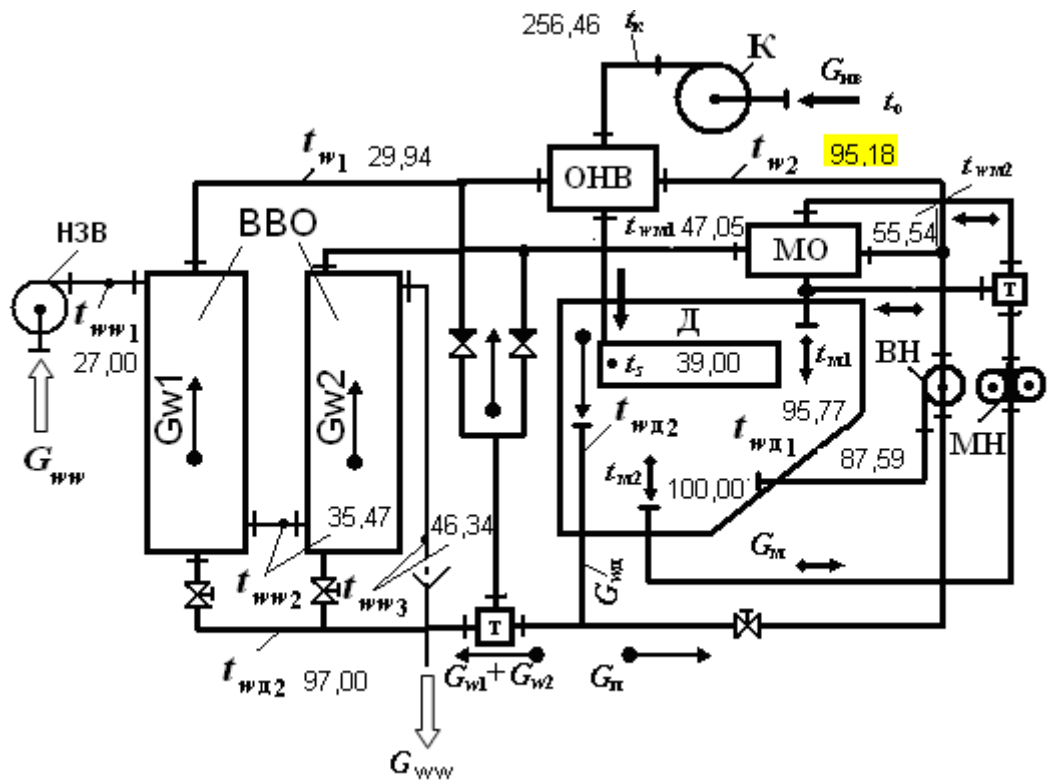


Рис 3.1. Схема охолодження двигуна 9ЧН22/30

Ця система відноситься до так званих маловитратних та забезпечує можливість отримання низьких температур наддувочного повітря при відносно невеликих масах і габаритах теплообмінних апаратів. Щоб виконати розрахунки будь-якого теплообмінника системи, у тому числі ОНП, необхідно цю систему розрахувати з отриманням усіх параметрів теплоносіїв, які необхідні для розрахунків теплообмінників. Розрахунки виконані за програмами, наданими кафедрою ДВЗ. У табл. 3.1. наведено результати так званого прямого розрахунку системи, за яким визначаються всі параметри теплоносіїв у системі.

Таблиця 3.1. Результати прямого розрахунку системи охолодження

1	2	3	4	5	6	7	8
1	G_{w1}	кг/с			7,714		Витрата води через P1 та ОНП
2	G_{w2}	кг/с			0,786		Витрата води через P2 та МО
3	G_{p1}	кг/с			11,500		Витрата води через перепуск
4	$W_{п1}$	Вт/К			48185,000		Енергоємність витрати через перепуск
5	η_{p1}				0,621		ККД P1
6	S_{p1}				0,379		Відношення енергоємностей
7	W_{1min}	Вт/К			32320,800		Мінімальна енергоємність
8	η_{p2}				0,971		ККД P2
9	S_{p2}				0,039		Відношення енергоємностей
10	W_{2min}	Вт/К			3294,200		Мінімальна енергоємність
11	η_{mo}				0,871		ККД МО
12	S_{mo}				0,088		Відношення енергоємностей
13	W_{momin}	Вт/К			3294,200		Мінімальна енергоємність
14	η_{nb}				0,960		ККД ОНП
15	S_{nb}				0,100		Відношення енергоємностей
16	W_{nbmin}	Вт/К			3232,080		Мінімальна енергоємність
17	T_{wd1}	К	°C		360,586	87,59	Температура води перед двигуном
18	T_{m1}	К	°C		368,768	95,77	Температура масла перед МО
19	T_{w1}	К	°C		326,529	53,53	Температура води перед ОНП
20	T_{w2}	К	°C		346,010	73,01	Температура води за ОНП
21	T_{wm1}	К	°C		318,020	45,02	Температура води перед МО
22	T_{wm2}	К	°C		365,892	92,89	Температура води за МО
23	T_{w2}	К	°C		316,470	43,47	Температура заборотної води за ВВО1
24	T_{w3}	К	°C		318,477	45,48	Температура заборотної води за ВВО2
25	M_{nb}	кг		$M_{nb} = N_{nb} \frac{W_{nbmin}}{k_{g_{nb}}}$	324,533		Маса серцевини ОНП
26	M_{p1}	кг		$M_{p1} = N_{p1} \frac{W_{p1min}}{k_{g_{p1}}}$	92,763		Маса серцевини P1
27	M_{p2}	кг		$M_{p2} = N_{p2} \frac{W_{p2min}}{k_{g_{p2}}}$	21,913		Маса серцевини P2
28	M_{mo}	кг		$M_{mo} = N_{mo} \frac{W_{momin}}{k_{g_{mo}}}$	248,865		Маса серцевини МО
29	M_{Σ}	кг		$M_{\Sigma} = M_{nb} + M_{mo} + M_{p1} + M_{p2}$	688,075		Сума мас серцевини всіх теплообмінників системи
30				При цьому приймалися:			
31	T_{w1}	К	°C		300,00	27,00	Температура заборотної води перед ВВО
32	T_k	К	°C		529,46	256,46	Температура повітря за компресором
33	T_s	К	°C		334,65	61,65	Температура повітря за ОНП
34	T_{wd2}	К	°C		370,00	97,00	Температура води за двигуном
35	T_{m2}	К	°C		373,00	100,00	Температура масла за двигателем
36	Q_d	Вт			788900,000		Дійсна кількість теплоти, що виділяється двигуном у воду
37	Q_m	Вт			157700,000		Дійсна кількість теплоти, що виділяється в масло
38	G_w	кг/с			20,360		Витрата заборотної води через ВВО
39	G_{wd}	кг/с			20,000		Витрата прісної води
40	G_{nb}	кг/с			3,216		Витрата наддувного повітря
41	G_m	кг/с			18,000		Витрата масла

3.3. Особливості геометрії поверхні теплообміну

Розглянемо поверхню теплообміну, запропоновану БерМЗ та кафедрою ДВЗ як об'єкт основних досліджень у цій роботі. Загальний вид секції з такої поверхні представлений на рис.3.2, на рис.3.3 та рис.3.4 представлені збільшені елементи цієї ПТ, що дають уявлення про особливості водяних каналів і ребра. На рис.3.5 дано фото фрагмента ребра такого ПТ, на рис.3.6 – схема та основні розміри аналога такої ПТ за джерелом. На підставі розгляду всіх видів, дану ПТ можна класифікувати як трубчасто-пластинчасту з гофрованим стрічковим оребренням, що мають пірамідальні виступи, що чергуються, і западини.

Реальні форми такої поверхні, безумовно, відрізнятимуться від правильних геометричних фігур. Зокрема, на рис.3.5 видно, що пірамідальні виступи не цілком відповідають усіченим пірамідам, а з виду а на рис.3.5 зрозуміло, що фронтальний перетин ребра може мати дещо неправильну форму.

Разом з тим для виконання узагальнених розрахунків поверхні необхідно звести її форми до деяких правильних геометричних фігур, найбільш наближених до елементів поверхні, що розглядаються. В принципі, такі фігури можуть відповідати формам ПТ за умови використання штампів з правильною геометрією та за умови високої пластичності матеріалу ребра.

На рис.3.7 та 3.8 дано види та перерізи теоретичних форм аналізованої ПТ з правильною геометрією. Тут же наведено основні розміри, що визначають такі особливості ПТ, як питомі розміри прохідних перерізів, площ поверхні і т.д. На рис. 3.10 представлений пірамідальний виступ та детально виділені всі його розміри, здатні впливати на теплотехнічні якості ПТ.

У принципі, можна задавати різне поєднання вихідних розмірів, при яких інші виявляться розрахунковими. У той самий час досить зрозуміло, з

					ПННІ НУК 131.63.24.02. ПЗ	Аркуш
						30
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

погляду технолога, що зручно ставити, що зручніше мати як наслідок заданого. Далі наведено пропонований набір вихідних розмірів та надано всі вирази для визначення інших розмірів поверхні теплообміну, які будуть отримані як функція цих вихідних розмірів.

На рис.3.10 дано фронтальний переріз однієї хвилі ребра в ідеально-геометричній інтерпретації. Відповідно до такої інтерпретації вигини стрічки виконуються по радіусах R , пірамідальні виступи мають підстави, що повністю займають всю рівну частину ребра, рівну b_0 (від початку одного радіуса до початку другого), крок ребра S_4 (або t_n) дорівнює відстані між точками дотику ділянок закруглення гофрів.

При такій інтерпретації геометричні розміри перерізу, представленого на рис.3.10, будуть взаємопов'язаними таким чином, що задавши деякі з них, ми отримаємо розміри розрахунковим шляхом, що залишилися, причому ці розрахункові розміри вже не можуть бути довільно задаються, щоб не порушувалися умови однозначності. Слід також зазначити, що розміри рис.3.10 мають однозначний зв'язок із розмірами рис. 3.6 та 3.9.

Розглянута ідеалізація геометрії має бути пов'язана не тільки з особливостями ребра або окремих трубок, але і з особливостями формування всього пакету теплообмінного елемента в цілому. Практично він може набиратися з окремих послідовно встановлених по ходу повітря елементів, подібних до зображеного на рис.3.2.

					ПННІ НУК 131.63.24.02. ПЗ	Аркуш
						31
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

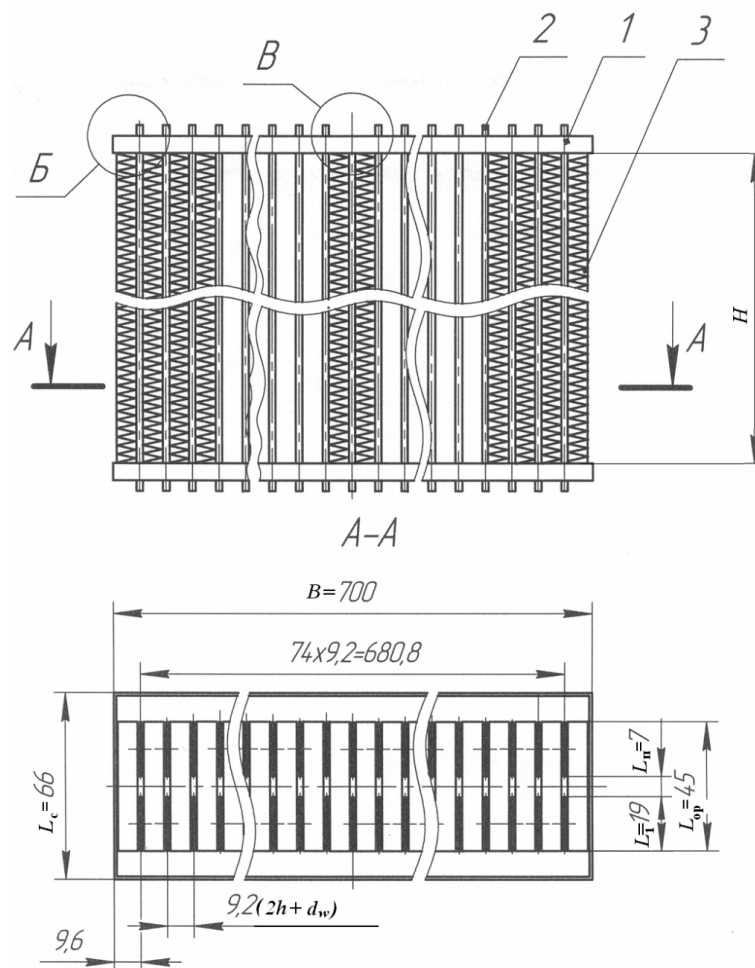


Рис.3.2. Загальний вид секції теплообмінника

У той же час при використанні подібних елементів поверхня теплообміну зазнаватиме розривів регулярності по ходу руху повітря, не закладених у зразках ПТ, які можна прийняти за аналоги при запозиченні граничних умов теплообміну та опору. Відповідно до викладеного, ідеальний розрахунковий пакет теплообмінного елемента повинен мати будову, представлену на рис.3.11.

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

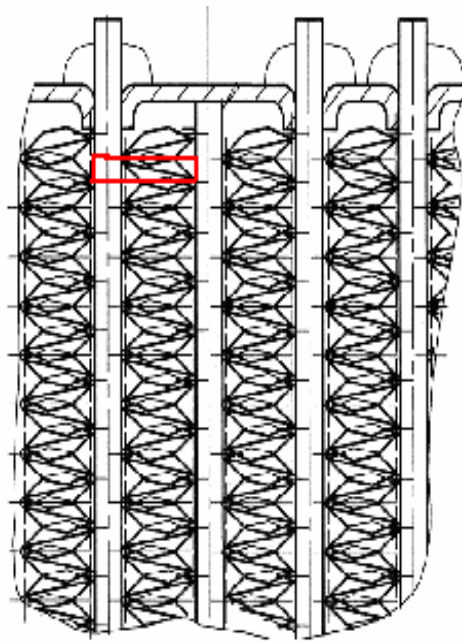


Рис.3.3. Вид В по рис.1.

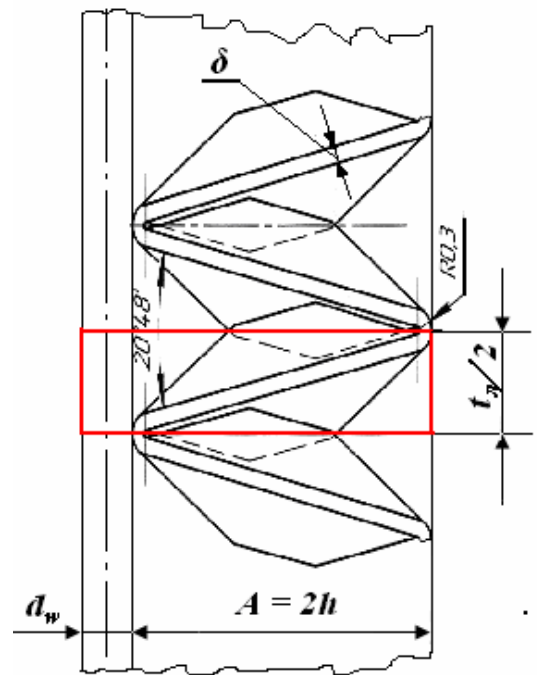


Рис.3.4. Частина виду В (збільшено)

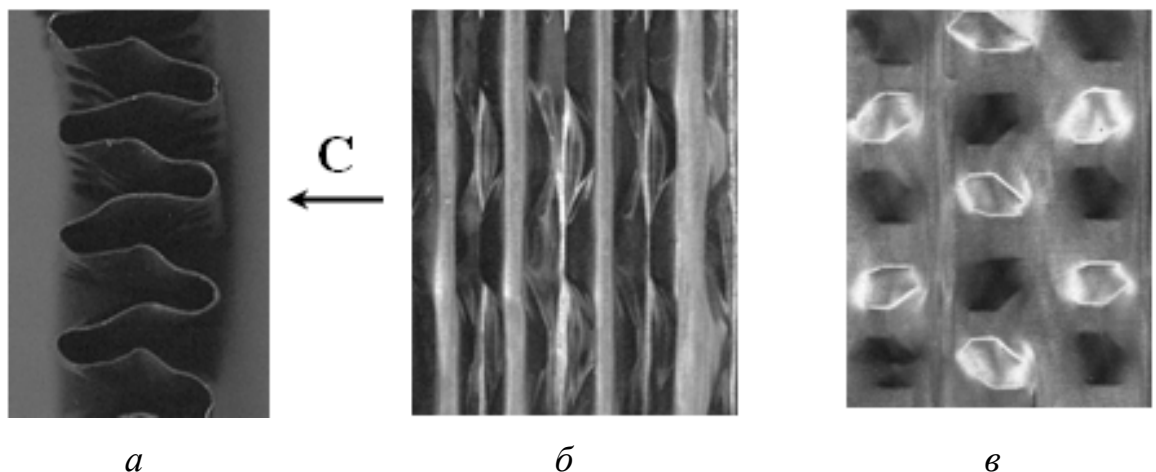


Рис.3.5. Фото елементів ребра (штамповано-гофрованої стрічки): а – вид з боку фронту; б – вид з боку гофрів (за стрілкою С); в – розгортка стрічки

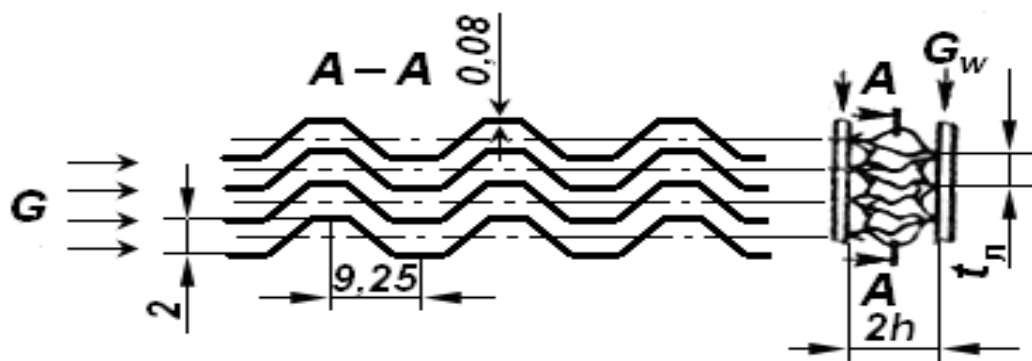


Рис.3.6. Схема та розміри поверхні

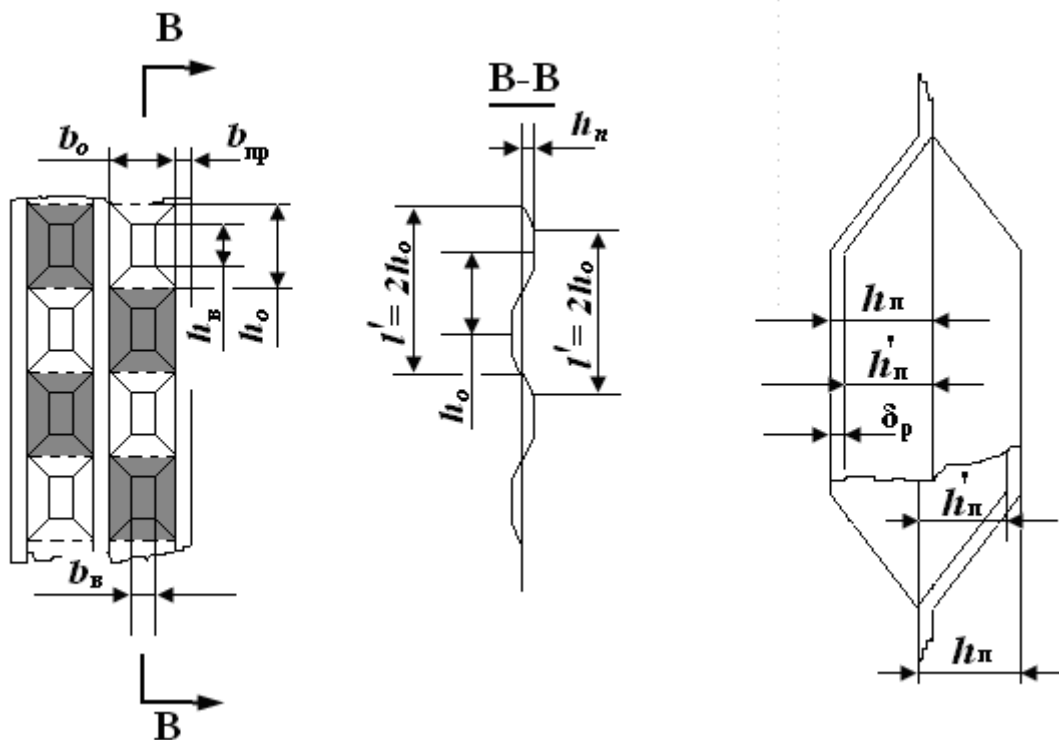


Рис.3.7. Розрахунковий аналог виду «в» на рис.4
виступів розрахункові розміри оребрення

Рис.3.8. Поєднання перерізів
с обох сторін стрічки

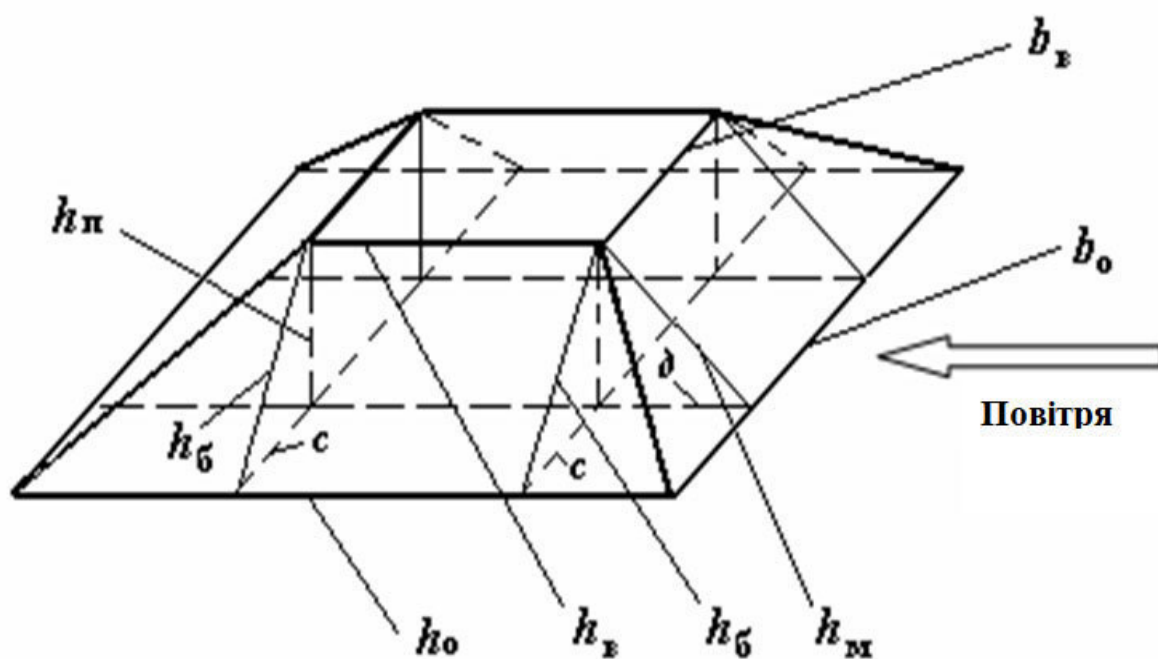


Рис.3.9. Зовнішні розміри пірамідального виступу

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

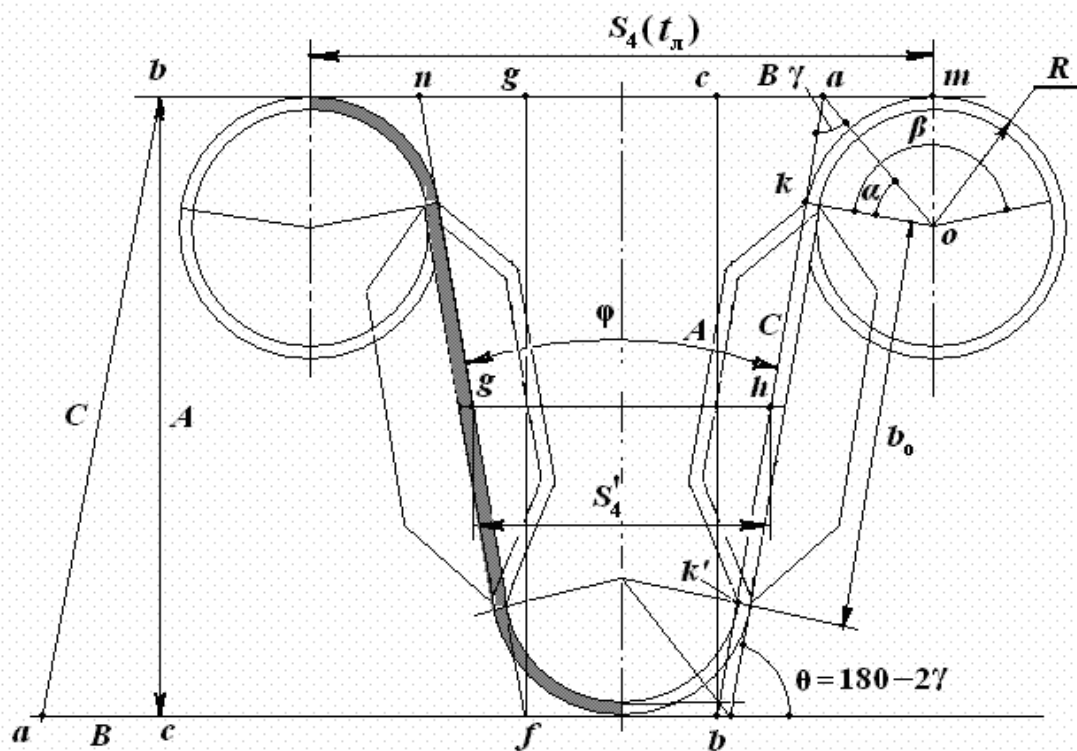


Рис.3.10. Математично правильна побудова фронтального перерізу ребра

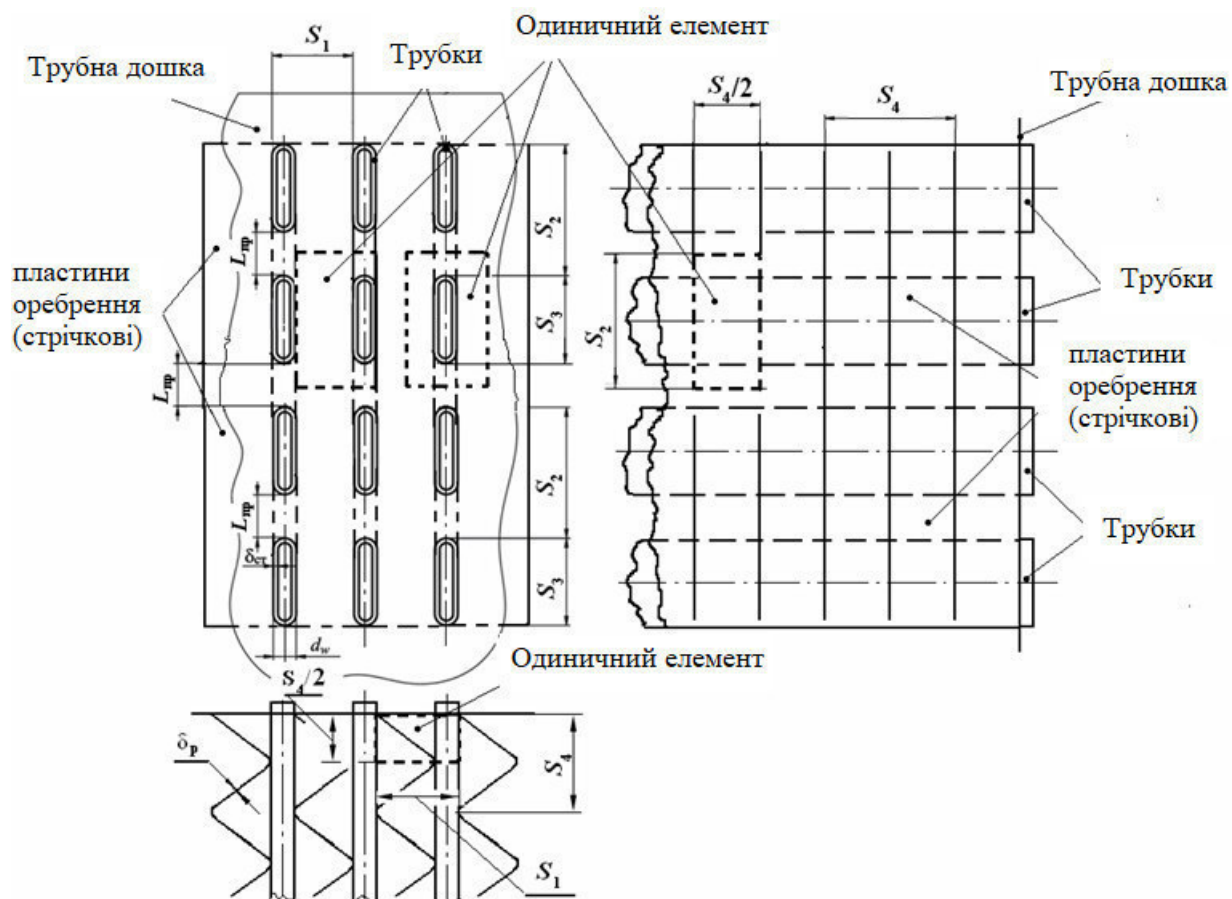


Рис.3.11. Основні геометричні параметри ПТ

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

При такому підході виготовлення ОНП на базі елементів, подібним до представлених на рис.3.2, в принципі можливе, але буде пов'язане з деяким збільшенням розрахункового габариту ОНП по ходу повітря, приблизно рівним сумі розривів ПТ по ходу повітря, що закладаються при реальному конструюванні ОНП, у вигляді відмінності з ідеальною структурою пучка. Одночасно дещо зросте повітряний опір такого ОНП (ймовірно ненабагато).

Охолоджувач надувного повітря з альтернативною поверхнею теплообміну представлено на рис. 3.12. ОНП виконаний за кожухо-коробчастою схемою. Трубний пучок вставлений у короб через верхню грань та закріплений у коробі за верхню трубну дошку. Нижня трубна дошка виконана щодо рухомої. Вона проходить в отвір нижньої грані короба, а нижче за трубну дошку корпус закривається по периметру тонкою рамкою з видавленим гофром. Цей гофр забезпечує деяку рухливість нижньої труби дошки при теплових деформаціях при роботі ОНП.

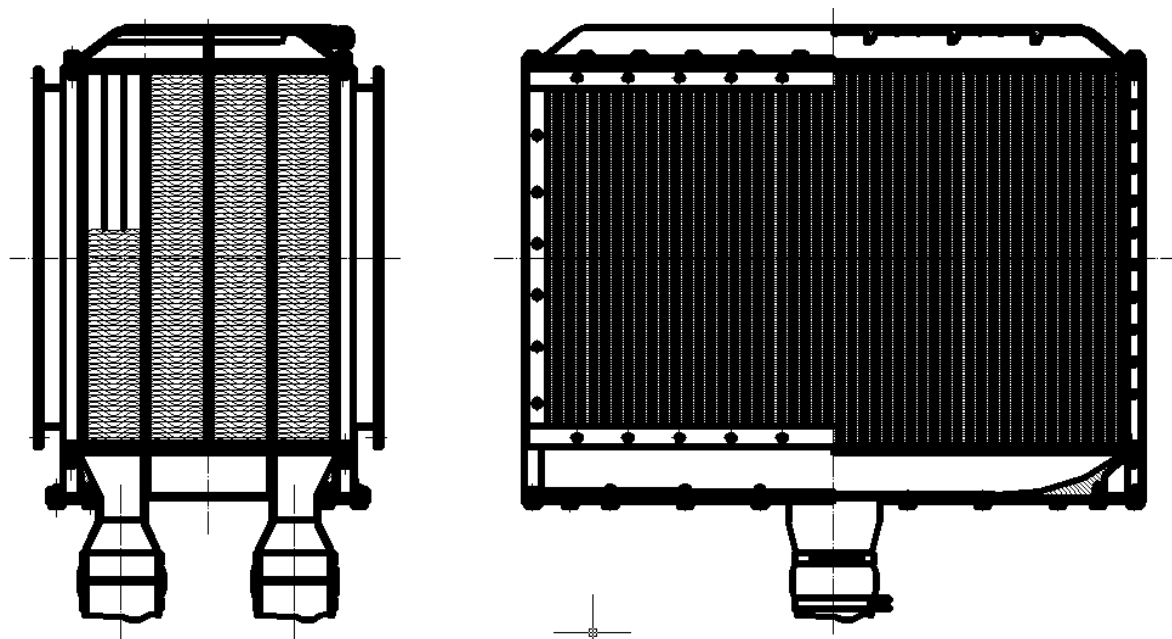


Рис. 3.12. Охолоджувач надувного повітря

ОНП виконаний за перехресно-протиточною схемою, має чотири ходи по воді при одному ході повітрям. Водяні потоки перемішуються між ходами. Повітряний та водяний потоки не перемішуються в кожному

наступному перерізі по своєму ходу, що визначено особливостями конструкції ПТ.

Поверхня теплообміну являє собою трубчасто-пластинчасту конструкцію з гофрованим груповим ребра. Трубні дошки відносно тонкі, коритоподібні, з отворами просіченими під кожен трубку. Отвори мають відвороти, утворені при просіканні отворів. Така дошка після збирання з пакетом трубок повністю заливається припоєм, який з'єднує трубки з дошкою та зміцнить усю конструкцію. Така схема загальноприйнята при виготовленні водо-повітряних радіаторів і повністю виправдовує себе технологічно.

Зверху та знизу корпусу встановлені водяні кришки. На кришках є перегородки, що відокремлюють підводну, відвідну та поворотні камери. Ці перегородки контактують із трубними дошками. У місцях контактів мають стояти прокладки. Для нормальної установки прокладок опори під перегородки на дошках повинні мати достатню площу та лежати приблизно в одній площині. У зв'язку із цим бажано збільшити ширину майданчиків під перемичками. Це досягнуто створенням невеликого проміжку після кожної групи із чотирьох трубок. Цей проміжок збільшує розрахункову довжину пучка, але мало впливає зміну теплотехнічних показників ОНП. До кожної перегородки в кришках прикріплено цинкові бруски-протектори для забезпечення протекторного захисту.

У верхній кришці є отвір для спуску повітря при заповненні системи та її «заповітряванні». Щоб бульбашки повітря гарантовано йшли з усіх порожнин, всі порожнини з'єднані між собою отворами діаметром 1мм, що проходять через перегородки в їхній верхній частині.

Повітря підводиться і приділяється на ОНП через прямокутні отвори в бічних гранях короба. Ці отвори мають прямокутні фланці, до яких кріпляться трубопроводи від компресора і ресивера двигуна. Напрямок повітряного потоку – проти загального напрямку руху водяного.

					ПННІ НУК 131.63.24.02. ПЗ	Аркуш
						37
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

3.4. Розрахунок параметрів поверхні теплообміну

Розглянемо розрахунки геометрії ПТ. Вони представлені у вигляді табл. 3.2, яка є копією частини програми розрахунку ОНП серед *Excel*. Така форма зручна, оскільки вона вже закінченому вигляді передає послідовність всіх необхідних обчислень, які й були реалізовані у програмі розрахунку. Усі позначення розмірів у таблиці відповідають показаним на наведених вище малюнках і здебільшого супроводжуються коментарями. Жовтим кольором виділено осередки з розмірами, що призначаються, коричневими – основні геометричні розміри ПТ, що визначаються у функції від призначених, зеленими кольорами – специфічні геометричні параметри, що використовуються при теплотехнічних розрахунках ПТ. Крім виділених розмірів під час розрахунків встановлюється ряд додаткових, переважно проміжних геометричних параметрів. Вони розраховуються як проміжні, але можуть бути використані окремо споживачами програми, зокрема технологіями, якщо в цьому виникне необхідність виготовлення штампів або оснастки для виготовлення ПТ.

З таблиці випливає, що прийнявши значення h_o , h_e , b_e , h_n , δ_p , A , b_{pr} , R (для оребрения) та d_w , L_{pr} , S_3 , $\delta_{ст}$ для трубки, ми отримаємо геометрично параметри ребра: h_n' , h_o' , b_o , b_o' , l' ; геометричні параметри розміщення трубок у пучку S_1 , S_2 , t_n (S_4); еквівалентні діаметри ПТ d_3 , d'_3 ; узагальнений параметр ПТ l'/d_3 ; комплексні геометричні параметри ПТ σ , φ , φ_w , f_v .

Таблиця 3.2. Розрахунок геометрії ПТ

Для поверхні пластинчасто-стрічкового типу з переривчастим ребрванням				
№ п/п	Позн.	Розмірн.	Спосіб вибору або визначення	Значення
1 Конструктивні параметри поверхні ребра				
1.1	h_o	мм		10,0000
1.2	h_e	мм		4,0000
1.3	$b_{пр}$	мм		0,5903
1.4	h_n	мм		2,0000
1.5	δ_p	мм		0,0800
1.6	A	мм		8,0000
1.7	b_e	мм		3,0000
1.8	b_o	мм	$b_o = C - 2 \frac{R}{\operatorname{tg} \gamma}$	7,6717
1.9	l'	мм	$l' = h_o 2$	20,0000
2 Конструктивні параметри трубки				
2.1	d_w	мм		2,0000
2.2	$L_{пр}$	мм		0,0000
2.3	z_{21}			1,0000
2.4	S_3	мм		24,0000
2.5	$\delta_{ст}$	мм		0,5506
2.6	R	мм		0,2000
2.7	β	град	$\beta = \frac{b_{пр} 360}{2 \pi R}$	169,1943
2.8	S_1	мм	$S_1 = A + d_w$	10,0000
2.9	γ	град	$\gamma = 90 - \frac{\beta}{4}$	47,7014
2.10	θ	град	$\theta = 180 - 2\gamma$	84,5971
2.11	φ'	град	$\varphi' = 2(90 - \theta)$	10,8057
2.12	C	мм	$C = \frac{A}{\sin(180 - 2\gamma)}$	8,0357
2.13	h_n'	мм	$h_n' = h_n - \delta_p$	1,9200
2.14	h_o'	мм	$h_o' = h_o - \delta_p$	9,9200
2.15	b_o'	мм	$b_o' = b_o - \delta_p$	7,5917
2.16	l_p	мм	$l_p = b_o + 8 \frac{90 - \gamma}{360} \pi R$	9,1685
2.17	$am=ak$		$am = ak = R \operatorname{tg}(\beta / 4)$	0,1818
2.18	an		$an = t_n - 2am$	1,8769
2.19	fb		$fb = 2am$	0,3637

2.20	l'_p	м	$l'_p = ak + \frac{1}{2}b_B + h_6$	0,0048	Можлива довжина ребра для розрахунку його ККД
2.21	Pr		Практически постоянен	0,6940	Число Прандтля за повітрям
2.22	$z_{п1}, z_{п2}$	шт	$z_{п1} = z_{п2} = L_{оп} / h_o / 2$	50,0000	Число пірамідальних виступів на довжині ребра з одного боку площини
2.23	b'_B	мм	$b'_B = b_B - \delta_p$	2,9200	Довжина боку верхнього майданчика піраміди, паралельна вхідній кромці
2.24	c	мм	$c = (b_o - b_B) / 2$	2,3359	Катет трикутника у перерізі піраміди
2.25	c'	мм	$c' = (b'_o - b'_B) / 2$	2,3359	Катет трикутника у перерізі піраміди
2.26	h'_B	мм	$h'_B = h_B - \delta_p$	3,9200	Довжина боку верхнього майданчика піраміди, перпендикулярна до вхідної кромки.
2.27	d	мм	$d = (h_o - h_B) / 2$	3,0000	Катет трикутника у перерізі піраміди
2.28	d'	мм	$d' = (h'_o - h'_B) / 2$	3,0000	Катет трикутника у перерізі піраміди
2.29	h_6	мм	$h_6 = \sqrt{c^2 + h_{п}^2}$	3,0751	Висота бічної грані піраміди з основами h
2.30	h'_6	мм	$h'_6 = \sqrt{c'^2 + h_{п}^2}$	3,0237	Висота бічної грані піраміди з основами h
2.31	h_M	мм	$h_M = \sqrt{d^2 + h_{п}^2}$	3,6056	Висота бічної грані піраміди з основами b
2.32	h'_M	мм	$h'_M = \sqrt{d'^2 + h_{п}^2}$	3,5618	Висота бічної грані піраміди з основами b
2.33	$t_{л}(S_4)$	мм	$t_{л} = 4am + 2A \frac{1}{tg \theta}$	2,2406	Розрахунковий крок ребра (довжина хвилі ребра) або S_4
2.34	F_p	м ²	$F_p = 2(F_{п1}z_{п1} + F_{п2}z_{п2} + b_{пр}L_{оп})$	0,02	Поверхня одного ребра
2.35	$F_{п1}$	мм ²	$F_{п1} = b_B h_B + (h_B + h_o) h_6 + (b_B + b_o) h_M$	93,5291	Зовнішня поверхня піраміди
2.36	$F_{п2}$	мм ²	$F_{п2} = b'_B h'_B + (h'_B + h'_o) h'_6 + (b'_B + b'_o) h'_M$	90,7350	Внутрішня поверхня піраміди
2.37	$F_{тр гл}$	м ²	$F_{тр гл} = (\pi d_w + 2(S_3 - d_w)) t_{л} \frac{1}{2 S_2}$	0,002347	Поверхня голих трубок на довжині 1м по ходу повітря для одиничного елемента
2.38	$F_{пе1}$	м ²	$F_{пе1} = F_{тр гл} + F_p$	0,02195	Повна поверхня з боку ребер на довжині 1м по ходу повітря для фронтальної площі одиничного елемента
2.39	F_w	м ²	$F_w = (\pi(d_w - 2\delta_{тр}) + 2(S_3 - (d_w - 2\delta_{тр}))) t_{л} \frac{1}{2 S_2}$	0,002288	Внутрішня поверхня трубок у одиничному елементі
2.40	σ		$\sigma = \frac{F_{п}}{F_w}$	9,593	Коефіцієнт оребрення
2.41	f_{ϕ}	мм ²	$f_{\phi} = \frac{t_{п}}{2} (A + d_w)$	11,20	Площа фронту одиничного елемента
2.42	$f_{ж}$	мм ²	$f_{ж} = f_{\phi} - \delta_p l_p - d_w t_{л} / 2$	8,2290	Площа живого перерізу одиничного елемента
2.43	φ		$\varphi = \frac{f_{ж}}{f_{\phi}}$	0,7345	Коефіцієнт стиснення потоку повітря

2.44	φ_w		$\varphi_w = \frac{(S_3 - d_w) \cdot (d_w - 2\delta_{\text{м}}) + \frac{\pi}{4}(d_w - 2\delta_{\text{м}})^2}{S_1 S_2}$	0,085037	Коефіцієнт стиснення потоку води
2.45	f_{w1}	мм ²	$f_{w1} = (S_3 - d_w)(d_w - 2\delta_{\text{см}}) + \frac{\pi}{4}(d_w - 2\delta_{\text{см}})^2$	19,419	Площа перерізу трубки
2.46	V_1	м ³	$V_1 = f_{\Phi} * 1000 / 1E\ 09$	0,000011	Об'єм одиничного елемента на довжині 1м по ходу повітря
2.47	f_v	м ² /м ³	$f_v = \frac{F_{\pi}}{V_1}$	1959,6465	Об'ємна компактність ПТ
2.48	$d_{\text{э}}$	м	$d_{\text{э}} = \frac{4\varphi}{f_v}$	0,00150	Еквівалентний діаметр для розрахунків теплотехніки
2.49	$l'/d_{\text{э}}$			13,3395	
2.50	$\Pi_{\text{тр}}$	мм	$\Pi_{\text{тр}} = \pi d_w + 2(S_3 - d_w)$	50,2800	Периметр зовнішнього контуру поперечного перерізу трубки
2.51	d_{wi}	мм	$d_{wi} = d_w - 2 \cdot \delta_{\text{ст}}$	0,8988	Найменший зовнішній габарит трубки
2.52	S_{3i}	мм	$S_{3i} = S_3 - 2 \cdot \delta_{\text{ст}}$	22,8988	Внутрішня довжина охолоджувальної плоскоовальної трубки по ходу повітря
2.53	$\Pi_{\text{три}}$	мм	$\Pi_{\text{три}} = \pi d_{wi} + 2(S_{3i} - d_{wi})$	46,8224	Периметр внутрішнього контуру поперечного перерізу трубки
2.54	$d_{wэ}$	мм	$d_{wэ} = \frac{4 \cdot f_{w1}}{\Pi_{\text{три}}}$	1,6590	Найменший внутрішній габарит трубки
2.55	S_2	мм	$S_2 = S_3 + L_{\text{пр}}$	24,0000	Крок між трубками по ходу повітря
2.56	$d'_{\text{э}}$	м	$d'_{\text{э}} = 4(S_1 - d_w - 2\delta_{\text{п}} l_{\text{п}} / t_{\text{п}}) / \{ [F_n / (F_n + 1)] (\Pi_{\text{тр}} / S_2) + 4l_{\text{п}} / t_{\text{п}} \}$	0,0016	Еквівалентний діаметр для визначення опору

Таким чином, щоб отримати бажані значення параметрів $h_n', h_o', b_o, b', l', S_1, S_2, t_{\text{л}}(S_4), d_{\text{э}}, d'_{\text{э}}, l'/d_{\text{э}}, \sigma, \varphi, \varphi_w, f_v$ та їх поєднань, слід перебирати значення тих призначуваних параметрів, які найбільш зручно змінювати з точки зору технологічного процесу виготовлення такої ПТ або з інших міркувань. Зокрема, для забезпечення бажаного значення кроку хвилі ребра $t_{\text{л}}(S_4)$ необхідно змінювати $b_{\text{пр}}$ або R , або одночасно обидва ці параметри, залежно від побажання технологів, а також з урахуванням впливу цих змін на можливі зміни параметрів ОНП в цілому.

Має сенс повторити, що встановлені взаємозв'язки між геометричними параметрами ПТ допускають переміщення ряду параметрів з визначених і обернених. Його можна реалізувати на основі іншої послідовності розрахункових кроків. готову програму, таку як тут запропоновано, немає

особливого сенсу робити нову: всі необхідні поєднання геометрій можна встановити просто підбором на основі вже готової програми.

3.5. Проведення досліджень для вибору найбільш перспективного поєднання геометричних параметрів поверхні теплообміну

Оптимізаційна задача є найбільш поширеною і виконується на основі прямого розрахунку з вбудованим зворотним розрахунком. Основна мета виконання оптимізаційних розрахунків полягає у визначенні оптимальних значень одного або декількох параметрів охолоджувача, за допомогою яких досягається оптимум цільової функції оптимізації, за умови виконання накладених обмежень.

У цій роботі виконувалася оптимізація габаритних розмірів та маси ПТ, які дозволили б використовувати спроектований ОНП на судновому двигуні 9ЧН22/30.

Були досліджені впливи деяких конструктивних параметрів ПТ на габаритні розміри, масу пучка, площа фронту, об'єм, повітряний опір та ін.

Зміни даних параметрів від конструктивних розмірів представлені у графічній формі, тому легше відстежити зміни даного параметра.

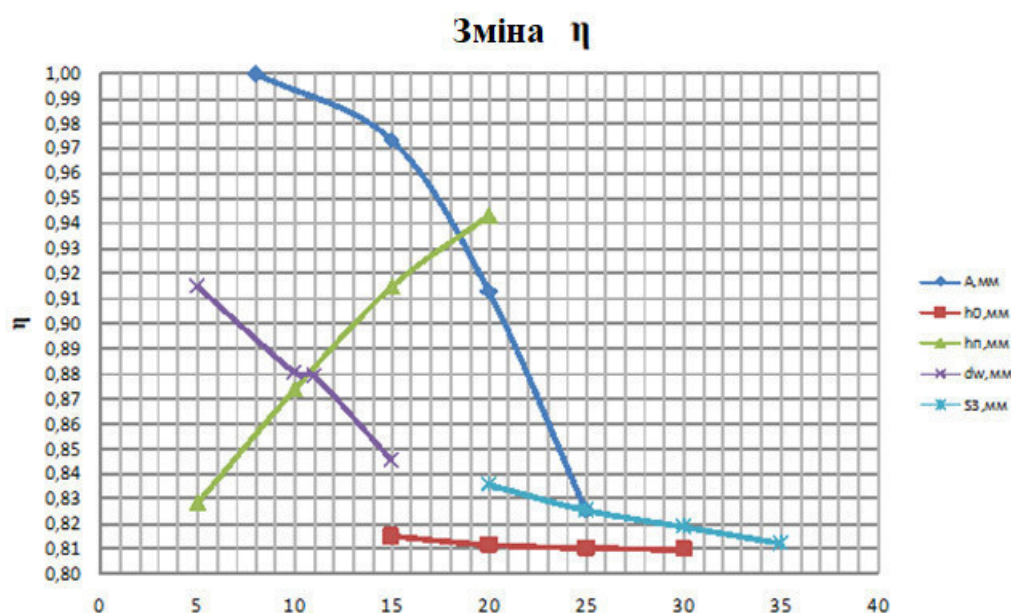


Рис. 3.13. Залежність ККД охолоджувача від зміни геометричних параметрів ПТ

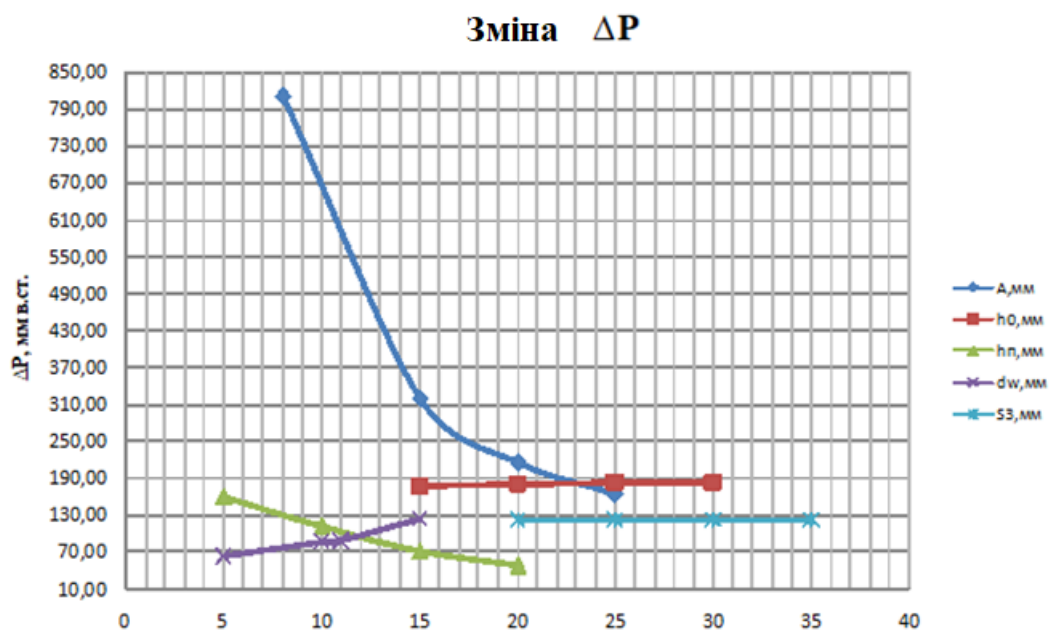


Рис. 3.14. Залежність зміни тиску ΔP від зміни геометричних параметрів ПТ

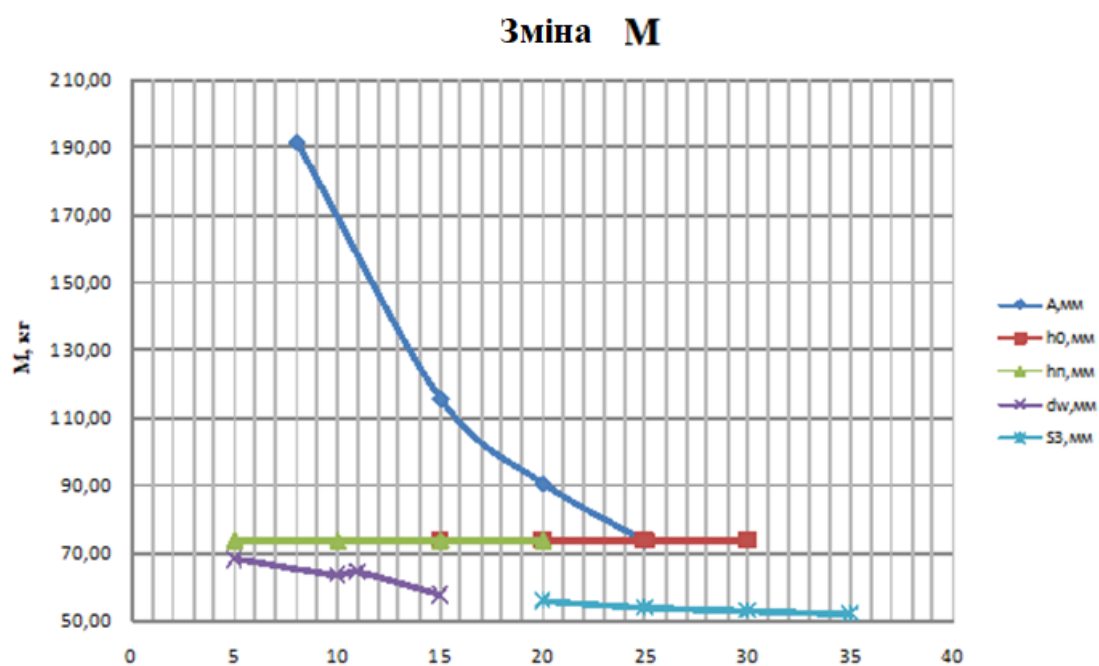


Рис. 3.15. Залежність маси від зміни геометричних параметрів ПТ

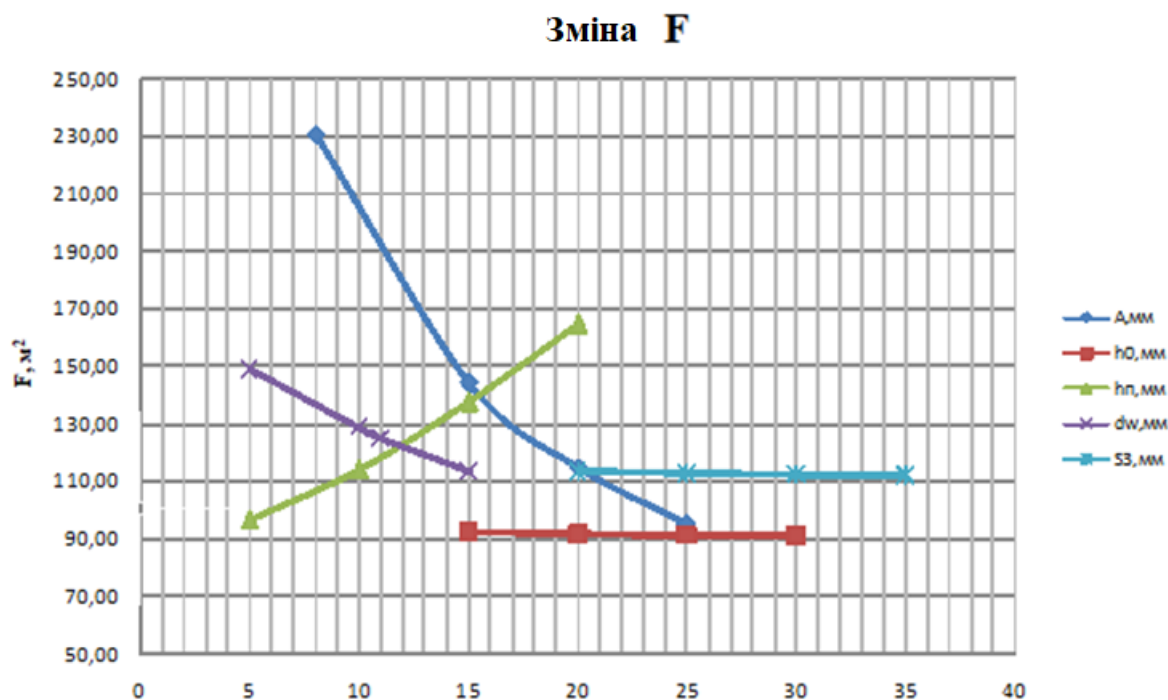


Рис. 3.16. Залежність площі поверхні F від зміни геометричних параметрів ПТ

На підставі проведених досліджень можна зробити висновок, що для забезпечення найбільшої компактності пучка слід набувати мінімальних значень A і h_0 , а параметр h_p має бути максимально можливим. В той же час параметр h_p обмежений за величиною можливістю утворення поверхні теплообміну без механічного контакту верхівків виступів на протилежних сторонах хвилі ребра. Зокрема, якщо прийняти висоту пірамідального виступу $h_p > 4$ мм, то висота хвилі (відстань між рядами плоскоовальних трубок) має бути більшою 20мм. Таким чином, для будь-якого значення A існує своє граничне значення h_p , яке слід витримувати. На компактність ПТ значно впливає величина кроку ребра S_4 , який має бути мінімальним, але не менше 2,5 мм за умовами забруднення ПТ. Цей параметр не задається безпосередньо, а є функцією A , радіусу гйба ребра R і ширини проміжку між лініями проштампування $b_{пр}$ відповідно вибираючи поєднання цих параметрів з урахуванням технологічних можливостей та обмежень, можна регулювати та задавати параметр S_4 . Зміни решти геометричних параметрів менш впливові. Одночасно при проектуванні ПТ слід враховувати ряд

додаткових обмежень. Зокрема, з технологічних обмежень розміри верхнього майданчика пірамідального виступу не повинні перевищувати аналогічні розміри майданчика основи (це та інші обмеження закладені у програму).

Розміри водних каналів також впливають на компактність ПТ, зокрема збільшення d_w призводить до збільшення маси, але менше ніж 2мм складно реалізувати. Крім того, при рівності довжини трубки S_3 і кроку між трубками по глибині пучка S_2 забезпечується максимальна компактність пучка, і в цьому випадку обидва потоки теплоносіїв стають не перемішаними в кожному наступному перерізі по ходу, що забезпечує названу перевагу. У разі окремі трубки в ПТ можна замінити суцільним водяним каналом, усередині якого може бути встановлена гофропластину для жорсткості та покращення розподілу водного потоку (див. рис.3.17).



Рис.3.17. Суцільний водяний канал із вставленою гофропластиною

3.6. Порівняння поверхонь теплообміну повітряохолоджувача

Проведені в даній роботі розрахунки трубчастого та трубчато-пластинчастого ОНП для зіставлення можливостей застосування різних ПТ для виготовлення ОНП, що мають однакові параметри і, відповідно, однакові функції та можливості в одній і тій же системі охолодження дають можливість порівняти дані поверхні теплообміну.

Основні відмінності визначаються розмірами пучків та його масами. У табл. 3.3. зібрано саме ці параметри.

					ПННІ НУК 131.63.24.02. ПЗ	Аркуш
						45
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.3. Основні конструктивні параметри порівнюваних ОНВ.

Порівняний параметр	ОНП на базі трубчастої ПТ з накатним оребренням	ОНП на базі трубчасто-пластинчастої ПТ з груповим оребренням
Об'єм V , м ³	0,117	0,041
Площа фронту $F_{\text{ф}}$, м ²	0,191	0,19
Довжина L , м	0,614	0,216
Ширина B , м	0,46	0,536
Висота H , м	0,416	0,355
Площа поверхні F , м ²	84	85
Маса пучка, М, кг	273	62

Як очевидно з табл. 3.3, ОНП з альтернативною ПТ має значно менший обсяг пучка, значно меншу масу, значно зменшену довжину пучка по ходу повітря при близькій площі фронту та практично однаковій площі поверхні з боку повітря. Маса пучка знижена у 4,4 рази, що є вирішальною перевагою.

При вартості матеріалу ПТ (мідь) охолоджувач з теплообмінним елементом із трубчасто-пластинчастої ПТ із груповим оребренням буде дешевше, ніж охолоджувач із теплообмінним елементом із шахового пучка труб із накатним оребренням.

3.7. Висновки розділу

Відповідно до завдання кафедри були розраховані геометричні параметри альтернативної поверхні (отримані оптимальні геометричні параметри) теплообміну у вигляді трубчасто-пластинчастої ПТ з груповим оребренням.

Згідно з результатами, приведеними в табл. 3.3. можна зробити наступні висновки:

- альтернативна поверхня повітряохолоджувача має значно менший обсяг пучка;
- маса альтернативної ПТ значно менше прототипної (на 211 кг), а тому і вартість її значно менше.

РОЗДІЛ 4. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1. Аналіз небезпечних та шкідливих факторів, що впливають на персонал, який обслуговує дизель типу 9ЧН 22/30 на танкері

В результаті роботи ДВЗ, а також різних систем та механізмів, що обслуговують дизель, виникає низка виробничих факторів небезпечних для життя та здоров'я людей. Ці фактори регламентовані ГОСТ 12.0.003 – 83.

Пари палива та мастила

Пари палива та мастила проникають в організм людини, дратівливо діють на нього, а також можуть призвести до виникнення хронічних захворювань легень та дихальних шляхів.

За ГОСТ 12.1. 005 – 88 встановлено допустиму межу концентрації парів дизельного палива у повітрі виробничих приміщень, вона становить 100 мг/м³.

У процесі експлуатації дизель взаємодіє з довкіллям: до роботи дизеля споживається повітря, а атмосферу викидаються вихлопні гази. Основними шкідливими компонентами відхідних газів (ВГ) дизельних двигунів є оксиди азоту, сажа та сірчисті сполуки.

Висока температура відкритих частин двигуна (випускний колектор, турбокомпресор, глушник) здатна завдати людині шкоди у вигляді опіків. Для того, щоб запобігти цьому, потрібно всі гарячі частини двигуна, по можливості, покрити теплоізоляційними матеріалами.

Пожежна безпека

Причиною пожеж у машинному відділенні є: несправні електроприлади, самозаймання промасленої ганчірки, несправність запірної арматури, зношування та корозія елементів паливної апаратури, використання відкритого вогню, недотримання норм пожежної безпеки при роботі з легкозаймистими речовинами.

					ПННІ НУК 131.63.24.02. ПЗ	Аркуш
						47
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Освітлення

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

Освітлювальне електроустаткування машинного відділення складається з наступних елементів:

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

Вентиляція

Внаслідок порушень герметичності з'єднань деталей двигуна в приміщенні машинного танкера можуть з'являтися токсичні сполуки (СО; SO₂; СН). Щоб запобігти підвищенню концентрації шкідливих речовин у машинному відділенні, необхідна система вентиляції..

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

Система вентиляції розроблена відповідно до вимог та норм СНіП.

У машинному відділенні застосовуються такі типи вентиляції: штучна, припливна та природна. Витяжна вентиляція з машинного відділення здійснюється природним шляхом через газонепроникні перегородки та жалюзі, встановлені на кожухах димових труб. Припливна вентиляція машинного відділення забезпечується вентилятором.

Для ефективної роботи системи вентиляції важливо, щоб були виконані наступні технічні та санітарно-гігієнічні вимоги:

					ПННІ НУК 131.63.24.02. ПЗ	Аркуш
						48
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

- кількість припливного повітря має відповідати кількості витягнутого, різниця між ними має бути мінімальною;
- система вентиляції не повинна створювати шум на робочих місцях, що перевищує допустимі норми;
- система вентиляції проста у пристрої, надійна в експлуатації та ефективна.

Шум

Під шумом розуміється сукупність безладного (негармонічного) поєднання звукових коливань різних частот та амплітуд. Частота звукових коливань лежить у діапазоні 16...20 Гц – 16..20 КГц. Весь діапазон звукових частот ділять на низькочастотний – 300...400 Гц, середньочастотний – 300...400 – 800...1000 Гц, високочастотний – понад 800...1000 Гц.

Шум значно погіршує продуктивність праці. При тривалому впливі на людину спостерігається втома слухового апарату, який може призвести до часткової або навіть повної втрати слуху. Санітарні норми шуму наведено у табл. 4.1.

Таблиця 4.1 Гранично допустимі рівні шуму.

Середньгеометричні частоти в октавних смугах b , Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Рівень звуку α_b , Дб	103	96	91	88	85	83	81	80

Вібрація

Вібрація створюється працюючими на тепловозі механізмами через динамічну неврівноваженість мас кривошипно-шатунного механізму ДВЗ, негативно впливаючи на міцність механізмів і корпус (вагон) тепловоза, а також викликає додаткову втому та погіршує умови роботи персоналу.

4.2. Розрахунок рівня шуму і вібрації в приміщеннях машинного відділення танкера

Рівень шуму, що виробляється двигуном 9ЧН 22/30, визначається за формулою:

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

n_n – номінальна частота обертання колінчастого валу, $n_n = 800 \text{ хв}^{-1}$;

n – робоча частота обертання колінчастого валу, $n = 800 \text{ хв}^{-1}$;

N_e – номінальна потужність двигуна, $N_e = 1200 \text{ кВт}$.

$$L = \left[54 + 10 \lg(800 + 1200^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{800}{800}\right) \right] = 83.29 \text{ дБ}$$

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

Для зниження аеродинамічного шуму, що створюється двигуном, використовуються глушники різних конструкцій. За принципом дії їх ділять на активні та реактивні (див. рис 4.1 та 4.2).

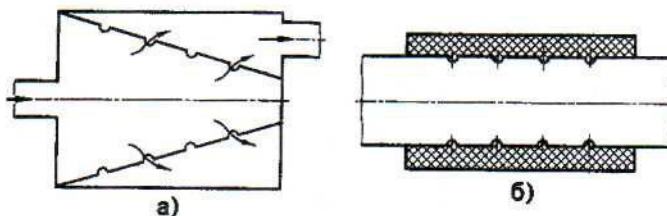


Рис.4.1 Схеми активних глушників: а - з перфорованим конусом; б - із звукопоглинаючим матеріалом

В активних глушниках (рис.4.1) звукова енергія перетворюється на теплову при проходженні звукової хвилі через опори (сітки, перфоровані листи, звукопоглинаючі матеріали). Зазначені опори можуть встановлюватися послідовно потоку (рис 4.1 а) або паралельно йому (встановлюватися в потоці (рис. 4.1 б)). Ефективність останніх менше, але й опір нижче. Активні глушники заглушають високочастотний шум.

Реактивні глушники є або розширювальною камерою, або рядом резонансних камер (рис. 4.2). У цих глушниках відбувається зменшення амплітуд звукових коливань через розширення потоку газу.

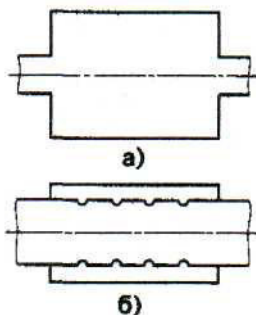


Рис. 4.2 Схеми реактивних глушників: а – з розширювальною камерою; б – з резонансними камерами

Використання глушників дозволяє зменшити загальний рівень шуму на 10-12 Дб.

Для зниження повітряного шуму, що випромінюється зовнішніми поверхнями двигуна, використовуються звукоізолюючі кожухи, які дозволяють знизити загальний рівень шуму на 10-15 Дб.

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

Рівень вібрації для двигуна 9ЧН22/30 визначається за формулою:

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

де m – маса двигуна, $m = 15000$ кг;

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{800 \cdot 3500^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + 1200}{15000} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{15000}{1200}} + 30 \lg \left(\frac{800}{800} \right) \right) = 81,55 \text{ Дб}$$

					ПННІ НУК 131.63.24.02. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		51

Для зменшення рівня шуму та вібрації у конструкції двигуна передбачені наступні варіанти його виконання:

- підбір поршнів і шатунів за ваговими групами;
- використання маховика для врівноваження сил інерції;
- врівноважування неврівноважених мас за допомогою противаг.

4.3. Заходи щодо зниження рівня шуму та вібрації

Закон України «Про охорону праці», прийнятий у 1992 році, висвітлює питання, пов'язані з правами та зобов'язаннями працівника під час укладання трудового договору, питання компенсації за важкі та шкідливі умови праці, питання соціального страхування працівників, питання, що регулюють походження обов'язкового медичного обстеження, інструкцією з охорони праці і т.д.

Основним завданням охорони праці є забезпечення безпечних умов праці, покращення виробничої обстановки (комфорт при максимальній продуктивності праці), зведення до мінімуму можливих поранень та захворювань робітників.

Реальні виробничі умови характеризуються, як правило, наявністю деяких небезпечних та шкідливих виробничих факторів. Небезпечним виробничим фактором називається такий виробничий фактор, вплив якого на працюючого в певних умовах призведе до хвороби або зниження працездатності.

Між небезпечними та шкідливими факторами не завжди можна провести чіткий кордон. Той самий фактор може призвести до нещасного випадку або зниження продуктивності праці.

Шум і вібрація, присутні на двигунах внутрішнього згоряння, впливають на здоров'я людей, що працюють у машинному відділенні, зменшують продуктивність праці, притуплюють увагу. Двигун відносять до найгучніших механізмів, в більшості випадків він є основним джерелом

					ПННІ НУК 131.63.24.02. ПЗ	Аркуш
						52
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

шуму та вібрації. Найбільш ефективним і водночас найбільш складним методом боротьби з шумом є зниження шуму самого двигуна. Суть методу - у спеціальній організації робочого місця та конструкції двигуна та його вузлів, у покращеній технології виготовлення та обробки деталей двигуна (підвищена точність нарізування зубів шестірни, загальне доведення та притирання деталей, вибір менш гучних підшипників).

Одним із найпоширеніших методів зменшення рівня шуму та вібрації є ізоляція. Ізоляцію повітряного шуму виконують за допомогою звукоізолюючих кожухів та перегородок, а також за допомогою звукоізоляції машинного приміщення.

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

Дуже ефективним і важливим способом зменшення шкідливого впливу шуму на організм людини є використання індивідуальних засобів захисту від шуму: пробок і навушників, касок спільно з пробками, звукоізолюючих кабін з яких ведеться керування двигуном. Способи індивідуального захисту залежно від їхньої конструкції та частоти шуму дозволяють зменшити сприйнятий людиною звук на 15-20 Дб.

4.4. Охорона навколишнього середовища

Забруднення навколишнього середовища, пов'язані з експлуатацією дизеля

У процесі експлуатації дизель взаємодіє з довкіллям: до роботи споживається повітря, а атмосферу викидаються вихлопні гази [9].

Охорона довкілля – це система законодавчих актів, яка забезпечує нормальне функціонування біосфери при впливі на неї природних чи антропогенних факторів.

					ПННІ НУК 131.63.24.02. ПЗ	Аркуш
						53
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Розглянемо характер впливу компонентів, які містяться в газах (ВГ) двигунів, що відходять, на організм людини. За цією ознакою компоненти ВГ поділяються на 6 груп:

До *першої групи* входять речовини, які безпосередньо на людину та біосферу в цілому не впливають: азот N_2 , кисень O_2 , водень H_2 , водяна пара H_2O , а також вуглекислий газ CO_2 .

До *другої групи* відноситься CO - окис вуглецю, або чадний газ - безбарвний газ, без запаху і смаку, легше за повітря (щільність щодо повітря становить 0,97), практично нерозчинний у воді, горючий (з повітрям утворює вибухові суміші). Потрапляючи в легені людини, а звідти в кров CO витісняє з неї кисень, оскільки має у 200 разів більшу розчинність (зниження вмісту кисню в крові призводить до задухи). Шкідливий вплив окису вуглецю на організм людини пояснюють також тим, що червоні кров'яні тільця – еритроцити – захоплюють $3I$ і втрачають здатність брати участь у газообміні організму. В результаті у людини настає кисневе голодування та пов'язане з нею порушення центральної нервової системи, а в деяких випадках – смерть; при невеликих концентраціях у повітрі – запаморочення та нудота. Оскільки оксид вуглецю має практично ту ж густину, що і повітря (28 і 28,7 відповідно), то самостійно вивітрюється з приміщень дуже погано.

Вплив окису вуглецю залежить з його концентрації у атмосфері: до 0,0016 % за обсягом – концентрація нешкідлива; при 0,01 – хронічне отруєння за тривалого перебування; при 0,05 – легке отруєння через 1:00; при 1,0 – втрата свідомості після кількох вдихів та смерть, якщо людину не винести з повітряного об'єму та не надати їй необхідну допомогу.

У *третю групу* входять оксиди азоту, головним чином окис (оксид) NO і двоокис (діоксид) азоту NO_2 . характерним різким запахом, важчим за повітря. При рівних кількостях оксиди азоту значно токсичніші, ніж CO . Потрапляючи в організм людини і вступаючи в реакцію з водою, вони

					ПННІ НУК 131.63.24.02. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		54

утворюють у дихальних шляхах азотну та азотисту кислоти та їх сполуки, які руйнують легеневу тканину, викликаючи хронічні захворювання, незворотні зміни у серцево-судинній системі. Вони також викликають захворювання слизових оболонок верхніх дихальних бронхіти, нервові розлади. Вуглеводнями утворюють токсичні нітроолефіни. Отруєння мають прихований період, коли отруєний відчувається добре, але потім важко захворює.

Залежно від об'ємної концентрації в повітрі (%) вплив NO_2 на організм людини наступне: 0,00001 – абсолютний поріг впливу; до 0,0003 – поріг сприйняття запаху; 0,0013 - поріг подразнення слизових; до 0,002 – утворення метгемоглобіну; 0,004... 0,008 – набряк легень. Крім того, оксиди азоту беруть участь у фотохімічних реакціях утворення смогу.

До *четвертої групи* (найчисленнішої) відносяться різні вуглеводні (сполуки типу C_nH_m), які є представниками всіх гомологічних рядів: алкенів, алкадієнів, цикланів, ароматичних сполук, а також канцерогенів. Мають неприємний запах, викликають багато хронічних захворювань, загальний токсичний і дратівливий вплив.

До *п'ятої групи* входять альдегіди. Вони мають різкий запах (особливо – формальдегід). При певних дозах викликають подразнення дихальних шляхів та слизових оболонок носа та очей. Дії на організм людини проявляється в наступному: дратівливий та загальнотоксичний ефект на центральну нервову систему, ураження внутрішніх органів. В ОГ присутні в основному формальдегід та акролеїн.

У *шосту групу* виділяють сажу, яка є дрібними частинками вуглецю – від мікрона до десятків мікрон; найдрібніші (не більше 10 мкм) здатні по кілька діб перебувати у повітрі. Як всякий аерозоль, сажа забруднює повітря, погіршує видимість і може дратувати дихальні шляхи. Вуглець як хімічна речовина не є безпосередньою небезпекою для організму людини. Головна небезпека сажі полягає в тому, що вона є переносником

					ПННІ НУК 131.63.24.02. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		55

канцерогенних речовин, причому бензпірен, адсорбований поверхнею сажі, діє на живі клітини сильніше, ніж у чистому вигляді. Бензпірен міститься не тільки в сажі дизелів, а й бензинових двигунів. (У сажі останніх міститься у 200 разів більше цієї речовини.) Однак самої сажі в ВГ дизелів міститься значно більше, ніж у ВГ бензинових двигунів.

До складу ОГ дизелів при використанні сірчистих палив входять також неорганічні гази, які є сполукою сірки. Вони мають різкий запах, спричиняють подразнення верхніх дихальних шляхів, порушення білкового обміну в організмі. Як правило – це сірчистий ангідрид SO_2 та сірководень H_2S . Сірчистий ангідрид – безбарвний газ з різким запахом, важчий за повітря (питома вага повітрям – 2,264), добре розчиняється у воді, утворює сірчисту кислоту. Вплив SO_2 на організм людини в залежності від об'ємного вмісту його в повітрі (%) викликає такі наслідки: 0,0007...0,001 – подразнення у горлі; 0,0017 – подразнення очей, кашель; 0,04 – отруєння через 3 хв; 0,01 – отруєння через 1 хв.

Склад ВГ двигунів на 99,0...99,9 % складається з продуктів повного згоряння (вуглецю та пари води), залишкового кисню та азоту повітря. двигунів, тобто ступінь шкідливого впливу на довкілля: рослинний і тваринний світ, людину, архітектурні будівлі.

Основними шкідливими компонентами ВГ дизельних двигунів є оксиди азоту, сажа та сірчисті сполуки; для бензинових двигунів - окис вуглецю, вуглеводні, оксиди азоту, а також з'єднання свинцю (для етилованих бензинів). Вуглеводні, що викидаються бензиновими двигунами, потрапляють у повітря як з відпрацьованими газами, так і з картерними газами, а також у вигляді випарів з карбюратора та бензобака. Для дизелів викиди вуглеводнів зазвичай пов'язують лише з ВГ. У бензинових двигунах загальна кількість токсинів в ВГ у середньому вища, ніж у дизельних.

Крім шкідливих речовин до складу ВГ входить азот як баласт, який міститься у вихідних і відповідно кінцевих продуктах згоряння, і

					ПННІ НУК 131.63.24.02. ПЗ	Аркуш
						56
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

вуглекислий газ CO_2 . Про азот можна відзначити, що сам по собі він нешкідливий для людини, проте є джерелом утворення шкідливих оксидів у циліндрі двигуна.

Діоксид вуглецю не надає безпосередньої шкоди людині в умовах відкритих приміщень, що провітрюються. Досі він не вважався шкідливим компонентом ВГ двигунів. У той же час утворення вуглекислого газу з вуглецевих палив викопних веде до збільшення кількості цього газу в атмосфері. Вуглекислий газ входить до так званих парникових газів атмосфери. Парникові гази здатні вловлювати довгохвильове теплове випромінювання Землі, яке не затримується іншими компонентами атмосфери. До парникових газів відносяться водяна пара, метан, фреони та деякі інші сполуки. Молекули парникових газів сприймають кванти енергії довгохвильового випромінювання, збуджуються і випромінюють. Це випромінювання спрямоване на всі боки – в результаті половина енергії прямує до космосу, а половина повертається на Землю. Дія парникових газів забезпечує підтримку в атмосфері Землі та на її поверхні певних рівноважних температур (для атмосфери середня річна температура приземного пласта $+14\text{ }^{\circ}\text{C}$), які є результуючими тепловим балансом у системі Сонце – Земля – Космос. Збільшення кількості вуглекислого газу веде до збільшення так званого парникового ефекту, який може змінити клімат планети. При існуючому темпі збільшення кількості цього газу в атмосфері (а його масова частина зросла від 0,00012 в 1912 р. до 0,00038 на початок нового століття) можливе підвищення середньої річної температури приземних пластів атмосфери на $2\ldots 4\text{ K}$ у найближчі 100...200 років. Це може призвести до інтенсивних танень льодовиків планети, підвищення рівня світового океану на $6\ldots 16\text{ м}$ та ряду супутніх катаклізмів кліматичного характеру.

					ПННІ НУК 131.63.24.02. ПЗ	Аркуш
						57
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Розрізняють три основні типи смогу:

- смог льодовиковий (аласкинського типу) – з'єднання газоподібних забруднювачів, пилових частинок та кристалів льоду, які виникають при замерзанні крапель туману та пари опалювальних систем;
- смог лондонського типу - з'єднання газоподібних забруднювачів (як правило, сірчистого ангідриду), пилових частинок і крапель туману;
- смог фотохімічний (лос-анджелеського типу, сухий) – вторинне забруднення повітря, яке виникає в результаті розкладання забруднюючих речовин під впливом сонячних променів, особливо ультрафіолетових.

Основний отруйний компонент смогу – озон (O_3). Додатковими складовими смогу є чадний газ (оксид вуглецю), оксиди азоту, перекис ацетилнітрату, азотна кислота та деякі інші. Основне джерело смогу цього типу – транспорт.

Усі зазначені речовини (крім сажі) при досягненні певної концентрації повітря можуть призвести до смертельного результату. Звичайно, ступінь шкідливості цих речовин різна і, відповідно, різна допустима концентрація їх у повітрі. Їх постійний вплив на людину, тварин та рослини може призвести до мутацій на генетичному рівні та до різкої спадкової зміни організмів, які змінюють їх морфологічні (зовнішню та внутрішню будову) та (або) фізіолого-поведінкові ознаки.

Основні способи зниження токсичності та димності ВГ.

Удосконалення робочих процесів та сумішоутворення

- підвищують інтенсивність турбулентності суміші в камері згоряння, збільшують тривалість та потужність електричного розряду, особливо при роботі на бідних сумішах. Це зменшує викид CO при роботі на багатих

					ПННІ НУК 131.63.24.02. ПЗ	Аркуш
						58
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

сумішах, але може збільшити викид NO_x – при номінальних навантаженнях та бідних сумішах;

- покращують розпилювання палива на всіх режимах роботи, включаючи холостий хід, часткові та перехідні режими;

- покращують рівномірність подачі палива по циліндрах двигуна. Для цього застосовують багатоканальні карбюратори, системи впорскування палива в повітряний ресивер, впускні патрубки та безпосередньо в циліндри двигуна;

- зменшують кут, який визначає момент запалення, зменшує викид NO_x , але знижує економічність двигуна, а також збільшує викид вуглеводнів та CO .

Рециркуляція ВГ

Невелика кількість ОГ (10...12%) подають у впускний трубопровід після карбюратора на номінальному режимі роботи (за іншими даними до 20%). Це дозволяє знизити викиди NO_x приблизно вдвічі завдяки зниженню максимальної температури згоряння (за іншими даними на 40...50 %). Зниження відбувається за рахунок зменшення швидкості перебігу реакції згоряння внаслідок розведення горючої суміші нейтральними газами та зменшення маси свіжого заряду, який відповідно зменшує підведену теплоту згоряння палива. Одночасно знижується потужність та зменшується економічність двигуна. Викид CO та CH у цьому випадку може трохи збільшуватися через погіршення процесу згоряння. Вважається, що рециркуляція вигідніша на ненормальних режимах, хоча на них викиди NO_x і так невеликі. Рециркуляція ОГ ефективніша для двигунів з камерою в поршні, ніж для двигунів з розділеними камерами.

Паливо та присадки

Підвищення октанового числа палива покращує процес згоряння, знижує період затримки запалювання, зменшує динамічність циклу та жорсткість роботи двигуна. Викид NO_x при цьому знижується, проте

					ПННІ НУК 131.63.24.02. ПЗ	Аркуш
						59
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

можуть збільшитися димність та викид вуглеводнів. Збільшення легких фракцій у паливі підвищує його випаровуваність, отже – покращує рівномірність розподілу палива за обсягом камери згоряння. Це знижує всі види викидів. Добавки до дизельного палива присадок на основі барію, марганцю та тетраетил свинцю дозволяють при великих навантаженнях у кілька разів знизити димність вихлопу та вміст у ньому альдегідів та бензоперенів. Димність дизеля з нерозділеною камерою згоряння зменшується на 40... 90%. На викид оксидів азоту присадки впливають. Більшість барію з'єднується з сіркою, що міститься в паливі, і потрапляє в атмосферу у вигляді порівняно нешкідливого сульфіді барію. Запропоновано дві гіпотези дії присадок: згідно з першою відбувається гальмування утворення частинок сажі в процесі згоряння, згідно з другою – зниження димності пояснюється каталітичною дією присадок при окисленні частинок сажі в процесі дифузного згоряння, розширення та випуску.

Застосування бензинів з малим вмістом тетраетил свинцю дозволяє впливати на викид сполук свинцю, а також підвищити у кілька разів термін служби каталітичних нейтралізаторів.

Переведення двигуна на газоподібне паливо дозволяє знизити викид NOx приблизно вдвічі, а також трохи CO. Це пов'язано з тим, що при роботі на газі можливе ефективне використання бідніших сумішей, які згоряють при знижених температурах, крім того, знижується нерівномірність складу суміші по циліндрах двигуна.

Нейтралізація ВГ

Зниження рівня викиду токсичних речовин у ОГ можна досягти за рахунок нейтралізації ОГ у спеціальних пристроях – нейтралізаторах. Нейтралізатори встановлюються на виході газів з циліндрів двигунів і призначені для перетворення токсичних речовин на нетоксичні або для затримки (поглинання) токсичних речовин. Відповідно існують термічні, каталітичні та механічні нейтралізатори.

					ПННІ НУК 131.63.24.02. ПЗ	Аркуш
						60
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

У термічних та каталітичних нейтралізаторах відбуваються хімічні реакції, внаслідок яких зменшується концентрація газових компонентів токсичних речовин. У механічних нейтралізаторах відбувається відділення частинок сажі та крапель рідини (олії, палива, води, кислоти). Останні застосовуються порівняно рідко і переважно для стаціонарних установок.

					ПННІ НУК 131.63.24.02. ПЗ	Аркуш
						61
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Згідно із завданням кафедри вдосконалена системи охолодження суднового двигуна 9ЧН 22/30 потужністю 1200 кВт для танкеру «ESSO SAIMAR», шляхом застосування трубчасто-пластинчастої поверхні теплообміну повітряохолоджувача.

При модернізації повітряохолоджувача, для двигуна було проведено розрахунок робочого циклу.

Розглянуто основні шляхи оптимізації повітряохолоджувача та виконано пошук оптимальних геометричних розмірів трубчасто-пластинчастої поверхні теплообміну.

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

Аналіз проведених розрахунків підтверджує доцільність впровадження нового повітряохолоджувача на двигуні 9ЧН 22/30 потужністю 1200 кВт для танкеру «ESSO SAIMAR».

					ПННІ НУК 131.63.24.02. ПЗ	Аркуш
						62
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

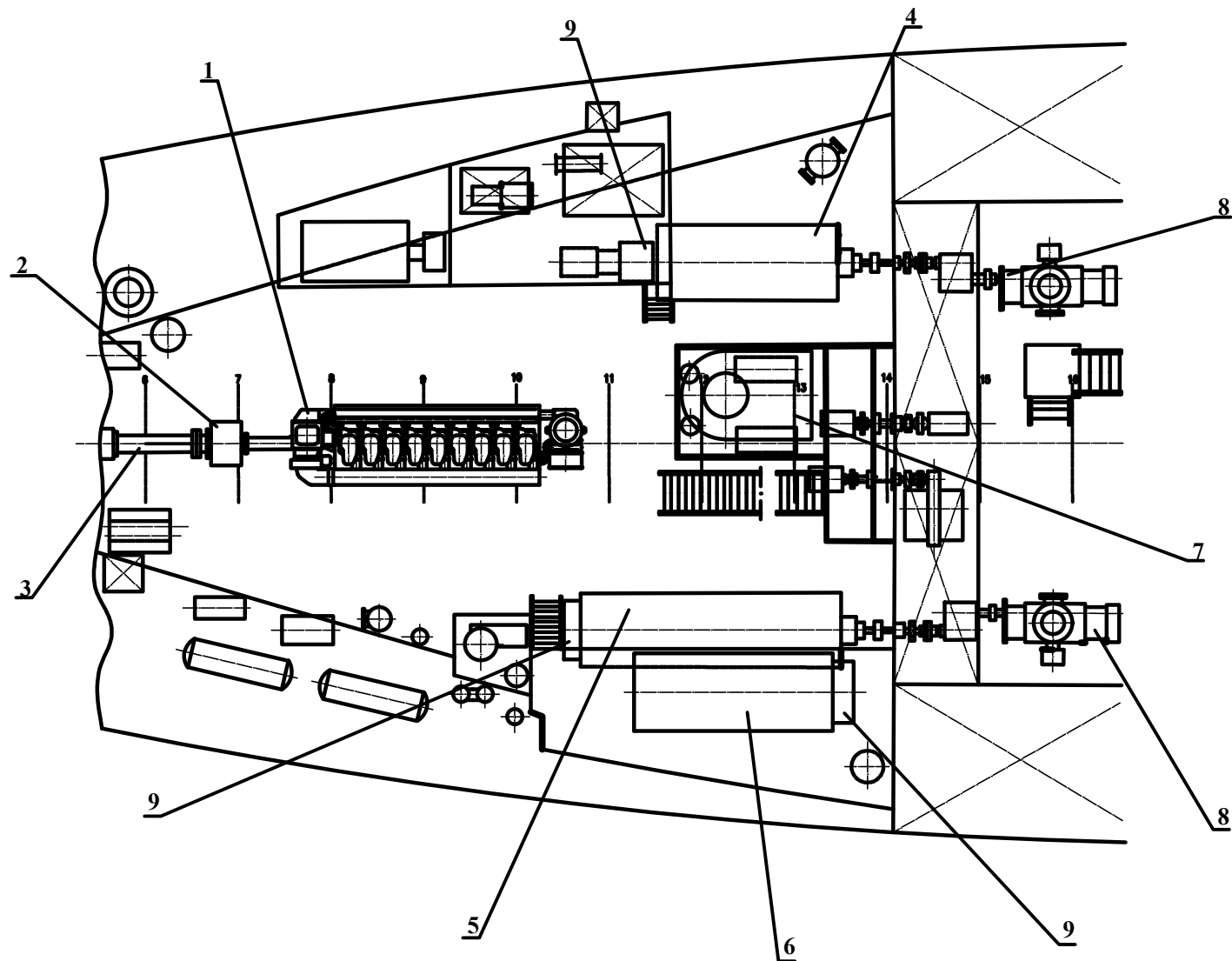
ЛІТЕРАТУРА

1. Суднові двигуни внутрішнього згорання: Підручник / В.С.Наливайко, Б.Г.Тимошевський, С.Г.Ткаченко. – Миколаїв: 2015. - 332с.
2. Процеси та апарати хімічної технології : Підручник: У 2 ч. – Ч 2 / Л. Л. ТОВАЖНЯНСЬКИЙ, А. П. ГОТЛІНСЬКА, В. О. ЛЕЩЕНКО та ін.; За ред. Л. Л. ТОВАЖНЯНСЬКОГО; Пер. з рос. Л.А. Копієвської. – Харків: НТУ «ХПІ», 2007. – 540 с.
3. Марченко А.П., Парсаданов І.В., ТОВАЖНЯНСЬКИЙ Л.Л., ШЕХОВЦОВ А.Ф. Двигуни внутрішнього згорання. Т.5 «Екологізація ДВЗ». – Харків: «Прапор», 2004.
4. Використання рослинної олії в якості палив в середньо оборотному дизельному двигуні. Швець І., Грабовенко О., Доценко С., Нестеренко В. Двигуни внутрішнього згорання. – 2021. № 2. С.79–86.
5. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна з дисципліни «Теорія ДВЗ» // Доценко С.М., Діденко О.В - Первомайськ ППІ НУК, 2012. – 40с.
6. Мошенцев Ю.Л. Теплообмінні апарати ДВЗ: Навчальний посібник. - Миколаїв: Миколаївська обласна друкарня, 2006. - 431 с.
7. Двигуни внутрішнього згорання [Електронний ресурс]: Серія підручників у 6 томах. Т.1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. Харків: Видавн. центр НТУ "ХПІ", 2004. – 492 с.
8. Гутаревич Ю.Ф. Випробування двигунів внутрішнього згорання: навчальний посібник / Ю.Ф. Гутаревич, А.О. Корпач, А.Г. Говорун. – К. : НТУ, 2013. – 249 с.
9. 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.
10. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згорання» Доценко С.М. – Первомайськ ППІ НУК, 2014.

					ПННІ НУК 131.63.24.02. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		63

ДОДАТКИ

					ПННІ НУК 131.63.24.02. ПЗ	Аркуш
						64
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		



ПННІ НУК 131.63.24.02.01				Лист	Маса	Нормат.
Зат.	Лит.	ІР. Діагн.	Підпис	Підпис	1:32	
Розроб.	Лист	В.В.				
Перевір.	Техн. М.Р.				Архив	
І. Копія	Техн. М.Р.					
Затверд.	Інженерно В.В.				63-ТЕМмаз-23	

[illegible]

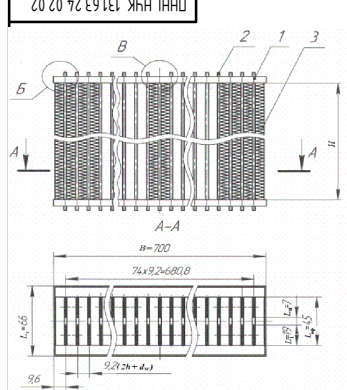


Рис.1. Загальний вид секції теплообмінника

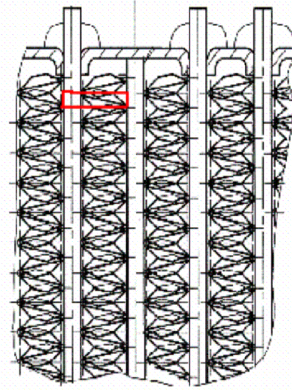


Рис.2. Вид В по рис.1

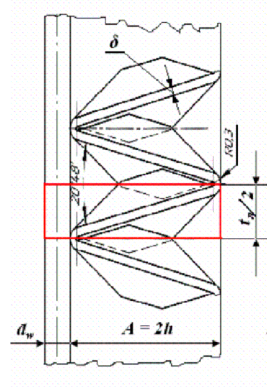


Рис.3. Частина виду В (збільшено)

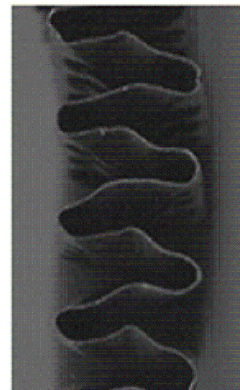


Рис.4. Фото елементів ребра (штамповано-гофрованої стрічки): α - вид з боку фронту; δ - вид з боку гофрів (за стрілкою С); θ - розгортка стрічки

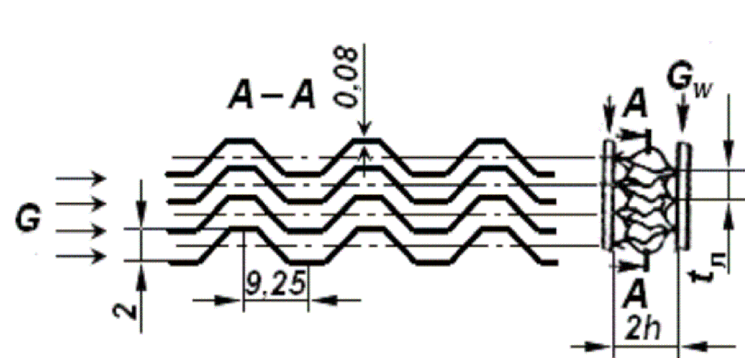
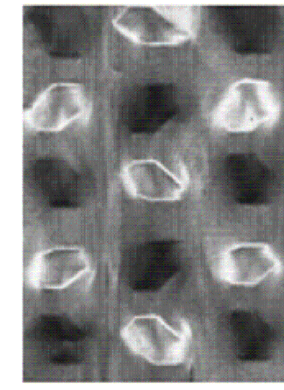
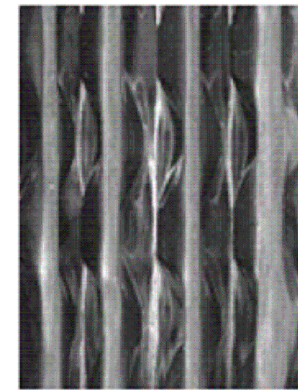


Рис.5. Схема та розміри поверхні

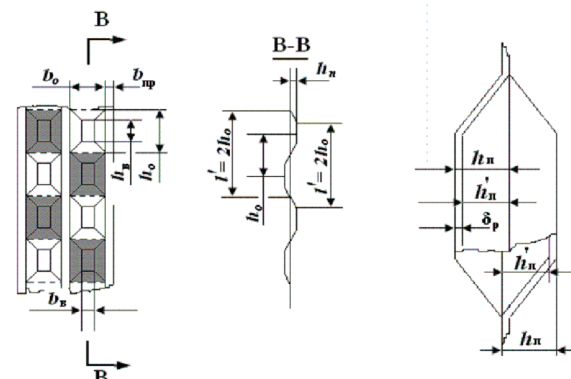


Рис.6. Розрахунковий аналог виду «б» на рис.4, розрахункові розміри оребрення

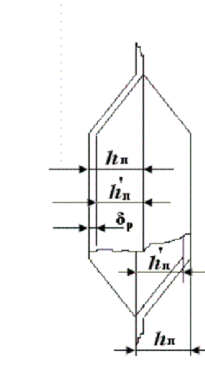


Рис.7. Поєднання перерізів виступів с обох сторін стрічки

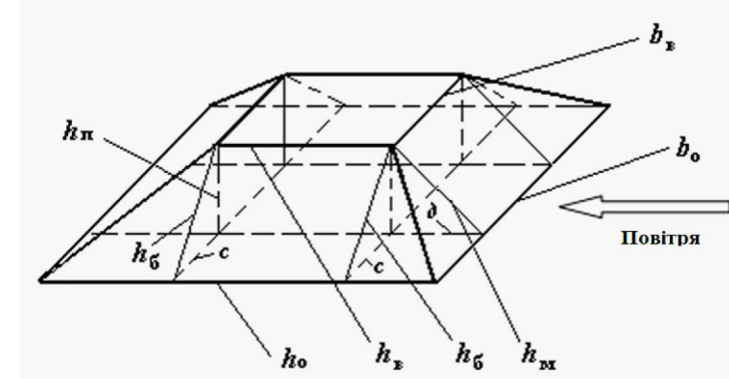


Рис.8. Зовнішні розміри пірамідального виступу

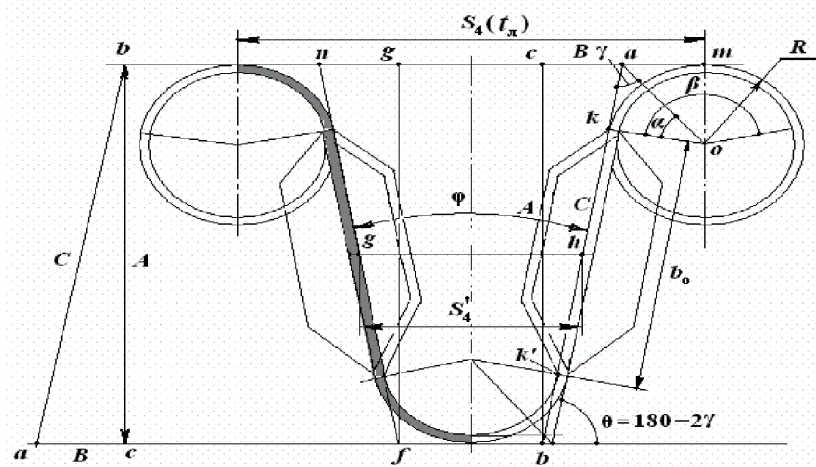


Рис.9. Математично правильна побудова фронтального перерізу ребра

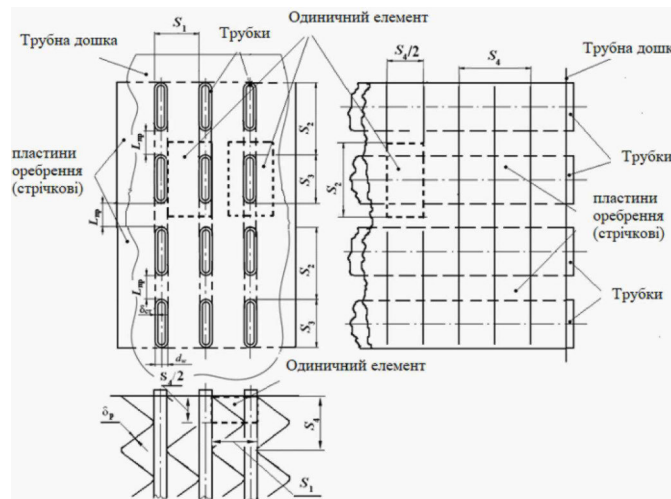


Рис.10. Основні геометричні параметри трубчастої поверхні теплообмінника с накатним оребренням

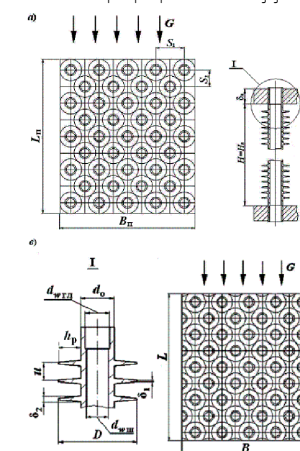
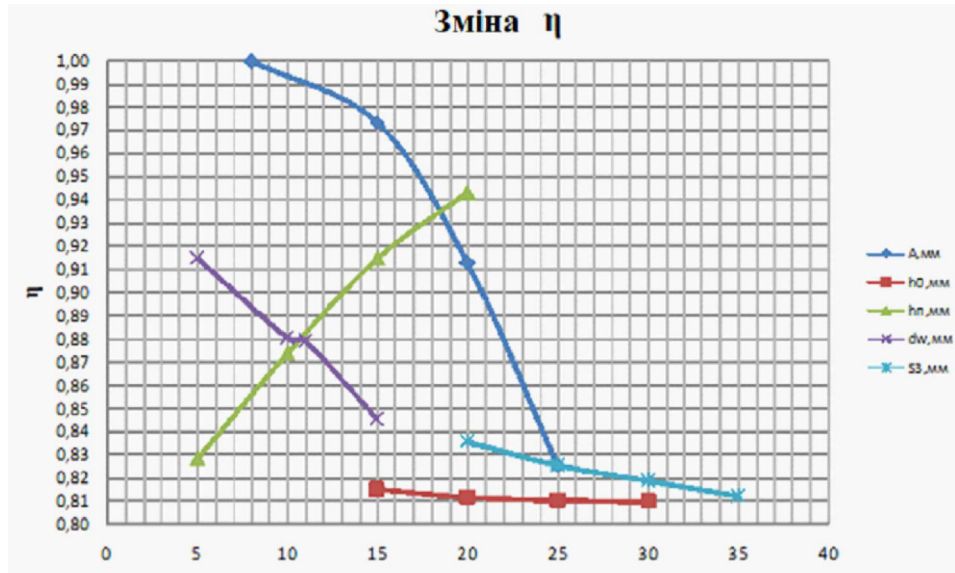
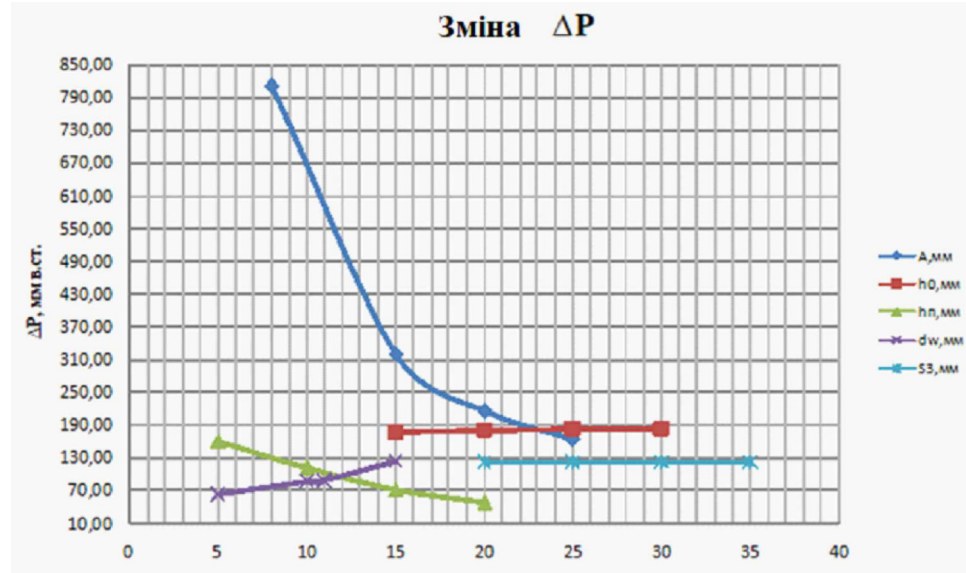


Рис.11. Конструктивні параметри пучка ОНП із круглих трубок з індивідуальним накатним ребренням

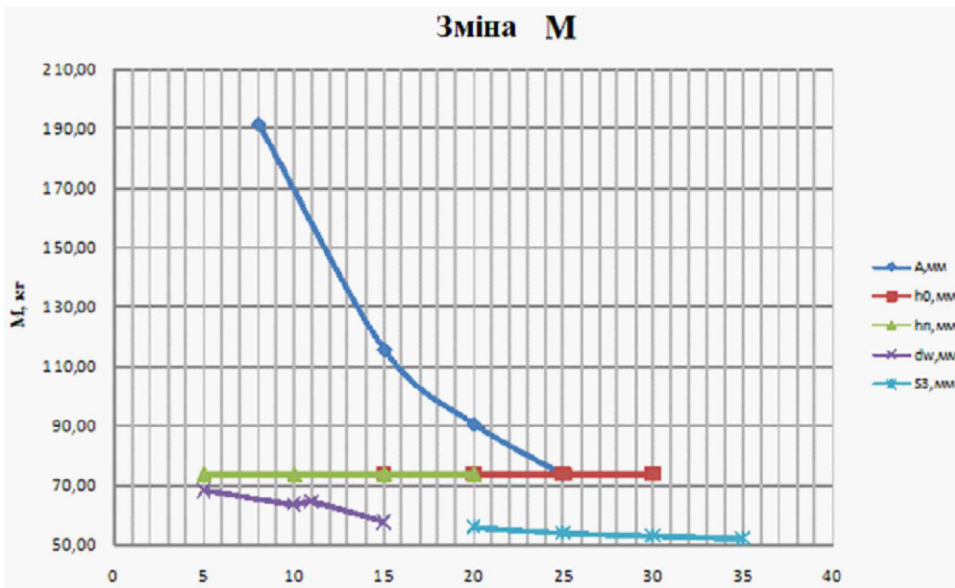
ПННІ НУК 131.63.24.02.02.					
Зм.	Лист	ІР. докид.	Підпис	Печат	
Розробив	Мельник В.В.				
Перевірив	Ткач М.Р.				
Н. в. в. в.	Ткач М.Р.				
Затвердив	Мельник В.В.				
Загальний вигляд елементів трубчасто-пластинчастої поверхні теплообмінника					
Вис. Маса Нормат. Апроб. Доклад.					



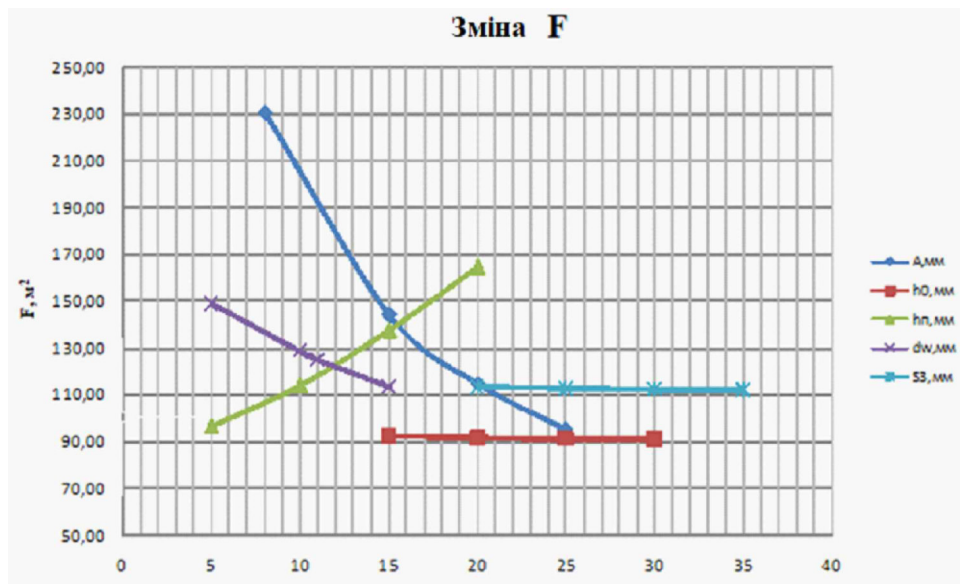
Залежність ККД охолоджувача від зміни геометричних параметрів ПТ



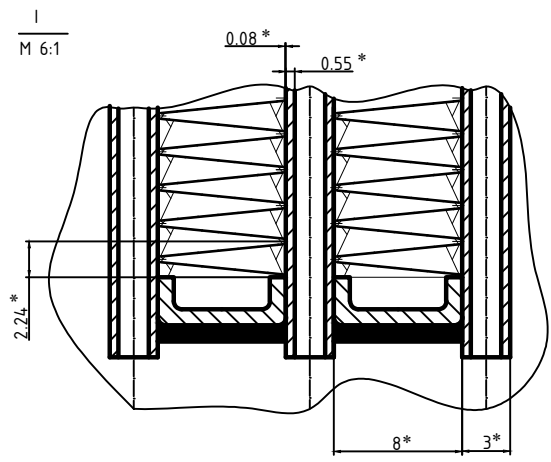
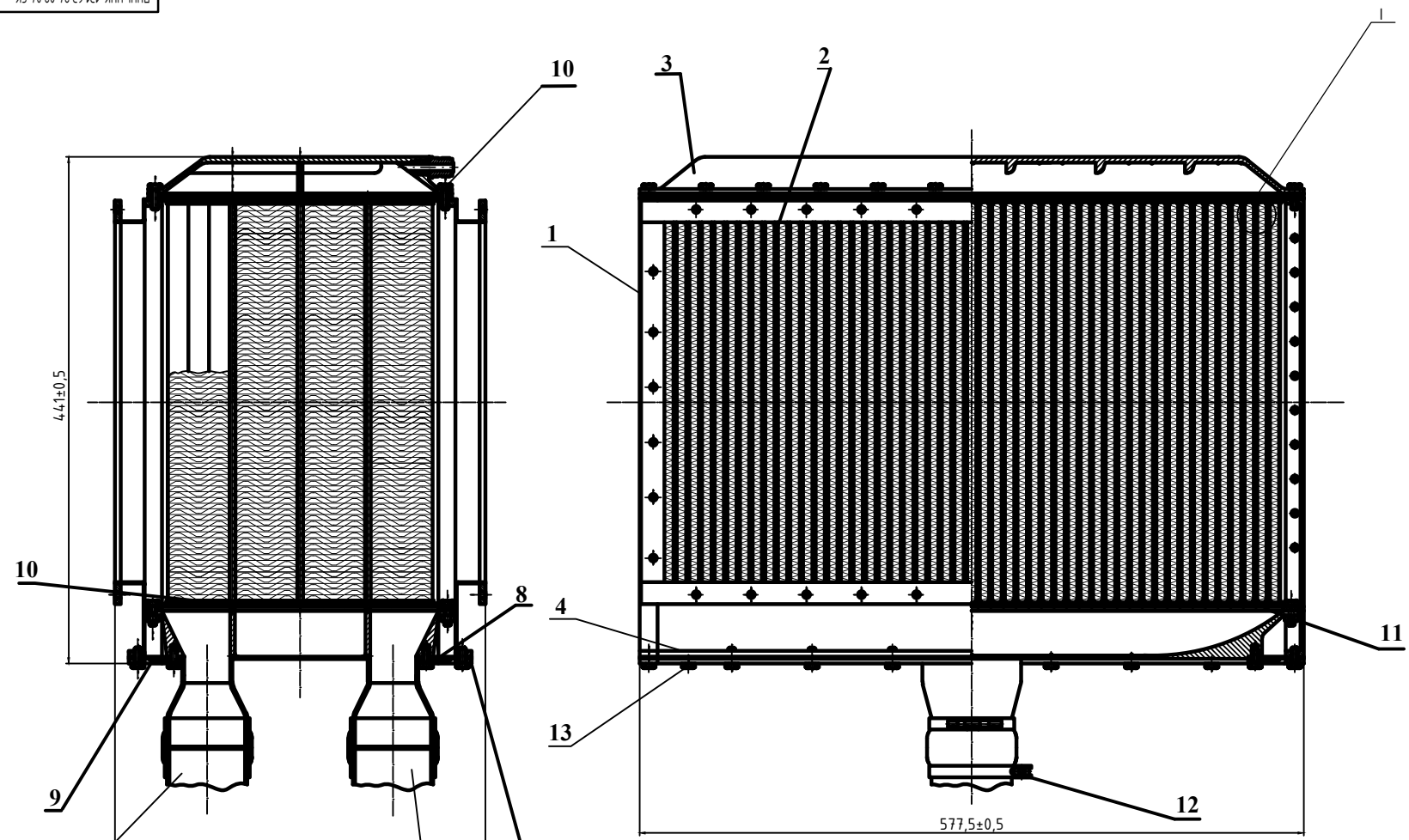
Залежність зміни тиску ΔP від зміни геометричних параметрів ПТ



Залежність маси від зміни геометричних параметрів ПТ



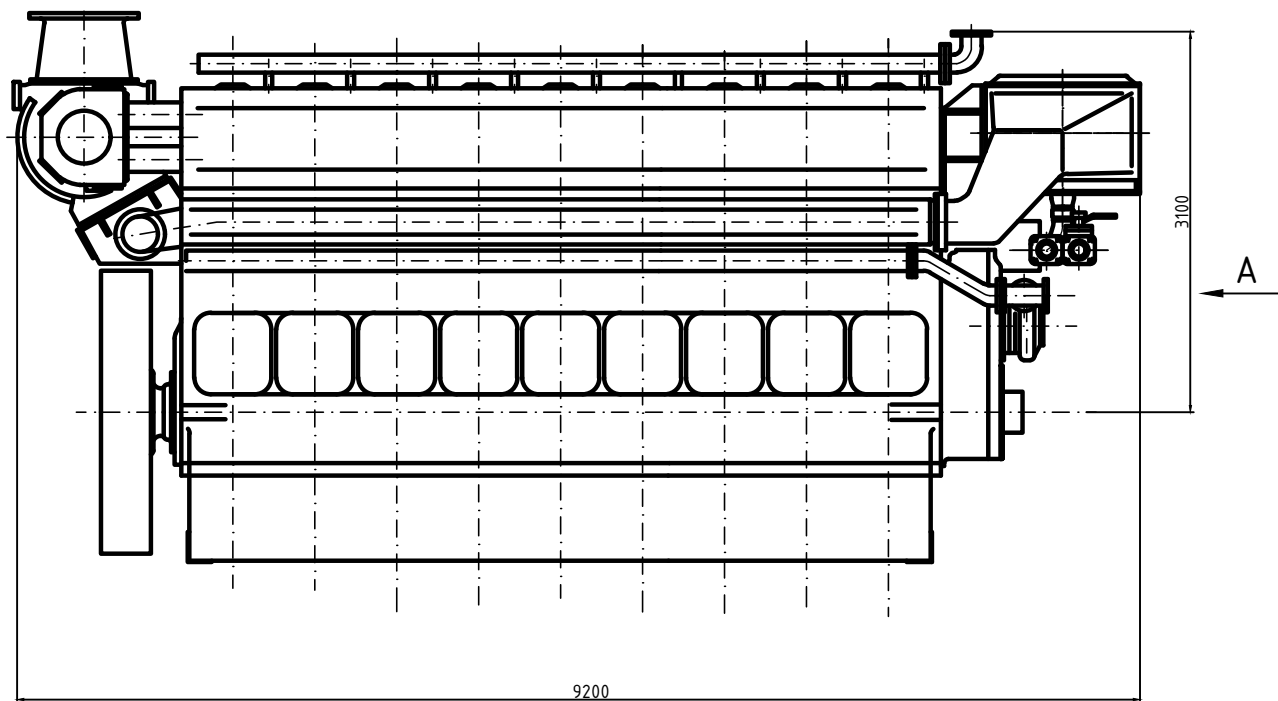
Залежність площі поверхні від зміни геометричних параметрів ПТ



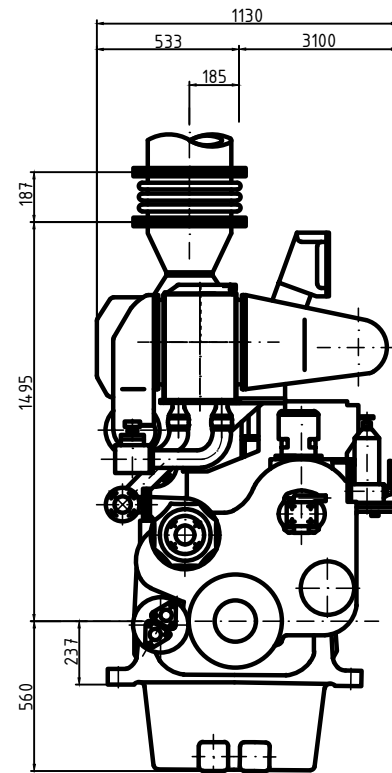
- 1.*- Розміри для довідок.
- 2.Складання охолоджувача наддувного повітря проводиться в наступному порядку:
- збирається корпус без верхньої кришки (деталь 3);
 - на прокладки встановлюють пакет пластин 2 і потім приєднують верхню кришку;
- 3.Після збирання проводимо контроль за основними розмірами.
4. Перевірку на герметичність охолоджувача проводити шляхом подачі на патрубкі тиску повітря. Повітря подавати під тиском 0,7 МПа опресовуванням виробу через отвір одного з патрубків (5 або 6). Фланець протилежної сторони заглушити. Не допускається падіння тиску протягом 0,5 години.

ПННІ НУК 131.63.24.02.04.СК.						Охолоджувач наддувного повітря			Вит.	Маса	Нормат.
Зат.	Літ.	№ докид.	Підпис	Підпис	Підпис				Апроб.	Доклад.	
Розроб.	Літ.	Літ.	Літ.	Літ.	Літ.						
Перевір.	Літ.	Літ.	Літ.	Літ.	Літ.						
Н. квал.	Літ.	Літ.	Літ.	Літ.	Літ.						
Затверд.	Літ.	Літ.	Літ.	Літ.	Літ.						

[illegible]



Bud A



						ПННІ НУК 131.63.24.02.05.					
Зв. ліст	№ докум.	Підпис	Дата	Загальний вигляд двигуна 9ЧН 22/30					Лист	Масо	Масштаб
Розробити	Норматив В.В.										1:10
Перевірити	Техніч. Н.П.								Апроб.		Апробув.
Н. комп.	Техніч. Н.П.								63-ТЕМмаг-23		
Затвердити	Норматив В.В.										