

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«___» _____ 2022 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Розробка покращеної конструкції системи охолоджувача газоповітряної суміші для стаціонарного газового двигуна потужністю 710 кВт.

Прототип – 6ГЧН 25/34

Виконав: студент групи 44-ЕМ-20

(підпис) **Барда А.В.**

Керівник роботи:

(посада, науковий ступень, вчене звання) **ст. викладач**

(підпис) **Грабовенко О. І.**

Первомайськ - 2022 р.

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

Факультет – Інженерно-економічний

Кафедра «Енергетичне машинобудування»
Спеціальність 142 – «Енергетичне машинобудування»
Освітня програма «Двигуни внутрішнього згоряння»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

(підпис)

«___» _____ 2022 р.

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

Студенту Барда Андрію Віталійовичу

1. Тема роботи: «Розробка покращеної конструкції системи охолоджувача газоповітряної суміші для стаціонарного газового двигуна потужністю 710 кВт. Прототип – 6ГЧН 25/34»

Керівник роботи Грабовенко О. І.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 15.02.22 за № 10.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 17.05.2022 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6ГЧН 25/34, номінальною потужністю 670 кВт.

4. Перелік питань, що належать до розробки (найменування розділів):

Вступ.

Розділ 1. Опис конструкції газового двигуна 6ГЧН25/34.

Розділ 2. Розрахунок робочого процесу і динаміки двигуна.

Розділ 3. Проектування охолоджувача газоповітряної суміші

Розділ 4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Газовий двигун-генератор ДвГА-665 (ГК), 2 Двигун 6ГЧН 25/34 (СК)

3. Охолоджувач газоповітряної суміші (СК), 4. Секція охолодження (СК), 5. Дошка трубна нерухома (РК)

Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1			
2			
3			
4			

Дата видачі завдання «16» лютого 2022р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ. Опис та конструкції двигуна-прототипу	14.03.2022	
2.	Розрахунок параметрів робочого циклу, побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми	20.03.2022	
3.	Визначення сил та моментів що діють в КШМ а також розрахунок складових зовнішнього теплового балансу двигуна	26.03.2022	
4.	Проектування охолоджувача газоповітряної суміші (ОГПС)	05.04.2022	
5.	Організація охорони праці та захист навколишнього середовища	12.04.2022	
6.	Розробка креслення газового двигуна-генератора	18.04.2022	
7.	Розробка складального креслення двигуна	26.04.2022	
8.	Розробка конструкції та креслення ОГПС	10.05.2022	
9.	Розробка конструкції секції охолодження та дошки трубної	12.05.2022	
10.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	16.05.2022	
11.	Оформлення кваліфікаційної роботи	17.05.2022	

Студент _____ Барда А.В.
(підпис)

Керівник роботи _____ Грабовенко О. І.
(підпис)

Annotation

Explanatory note to qualifying work on "Development of improved construction of a coolant cooler for a stationary gas engine with a capacity of 710 kW. Prototype - 6GCH25/34» consists of entry, 4 sections, conclusion and 9 applications - 4 specifications and 5 sheets of drawings of A4 format.

In the text part of the explanatory note, a description of the prototype gas engine of 6GHN25 / 34 is given, the working process of the projected engine with the definition of its basic parameters is calculated, the substantiation of the selected structure of the cooler of the gas-air mixture is given. Also, the necessary calculations are made to the strength of the designed engine. At the end of the qualification work, labor protection and environmental measures have been developed, general conclusions are made on the work performed.

Annexes to the explanatory note contains specifications on the engine-generator DVGA-675, a gas engine 6GHN25/34, a cooler of the gas-air mixture and cooling section, drawing of a gas engine-generator DVGA-675 designed by a 6GHN25/34 engine (cross-section), drawing assembly coolant gas-air Mixtures and cooling sections, working drawing of tube plants.

Key words: gas engine, working cycle, cooler of gas-air mixture, cooling section, tubular board, labor protection.

Анотація

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи на тему «Розробка покращеної конструкції охолоджувача газоповітряної суміші для стаціонарного газового двигуна потужністю 710 кВт. Прототип - 6ГЧН25/34» складається із Вступу, 4 розділів, Висновку та 9 Додатків – 4-х специфікацій та 5 листів креслень формату А4.

В текстовій частині пояснювальної записки приведений опис конструкції газового двигуна-прототипу 6ГЧН25/34, розрахований робочий процес проектуваного двигуна з визначенням його основних параметрів, приведені обґрунтування вибраної конструкції охолоджувача газоповітряної суміші. Також виконані необхідні розрахунки на міцність деталей проектуваного двигуна. На завершення в кваліфікаційній роботі розроблені заходи з охорони праці та навколишнього середовища, зроблено загальні висновки по виконаній роботі.

Додатки до пояснювальної записки містять специфікації на двигун-генератор ДвГА-675, газовий двигун 6ГЧН25/34, охолоджувач газоповітряної суміші та секції охолодження, креслення газового двигуна-генератора ДвГА-665, запроектованого двигуна 6ГЧН25/34 (поперечний переріз), креслення складальні охолоджувача газоповітряної суміші та секції охолодження, робоче креслення дошки трубної нерухомої.

Ключові слова: газовий двигун, робочий цикл, охолоджувач газоповітряної суміші, секція охолодження, трубна дошка, охорона праці.

ЗМІСТ

ВСТУП	стор. 5
РОЗДІЛ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 6ГЧН25/34	7
РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА	
2.1 Вимоги до запроектованого двигуна.....	9
2.2 Обґрунтування вибіру основних параметрів робочого циклу двигуна	11
2.3 Розрахунок робочого процесу газового двигуна.....	15
2.4 Динамічний розрахунок двигуна 6ГЧН25/34.....	29
2.5 Розрахунок теплового балансу.....	31
2.6 Аналіз індикаторних та ефективних показників двигуна 6ГЧН25/34.....	37
РОЗДІЛ 3. ПРОЕКТУВАННЯ ОХОЛОДЖУВАЧА ГАЗОПОВІТРЯНОЇ СУМІШІ	
3.1 Необхідність застосування охолоджувача наддувочного повітря.....	39
3.2 Компоновка ОНП на двигуні.....	40
3.3 Особливості конструкції ОНП.....	42
3.4 Розрахунок ОНП.....	48
3.5 Обґрунтування та опис конструкції запроектованого охолоджувача газоповітряної суміші.....	51
3.6 Розрахунок на міцність деталей охолоджувача газоповітряної суміші	54
РОЗДІЛ 4. ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1 Охорона праці.....	56
4.2 Захист навколишнього середовища.....	64
ВИСНОВКИ	70

					ПІННІ НУК 142.44.22.01 ПЗ			
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата				
Розробив	Барда				Пояснювальна записка	Літера	Лист	Листів
Перевірив	Грабовенко					н	3	79
Н. контр	Грабовенко							
Затвердив	Нестеренко					44-ЕМ-20		

СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ.....72

ДОДАТКИ

Додаток 1 Газовий двигун-генератор ДвГА - 675 (габаритне креслення), А1... 73

Додаток 2 Двигун газовий 6ГЧН 25/34 (Поперечний розріз), СК, А1..... 74

Додаток 3 Охолоджувач газоповітряної суміші,СК, А1..... 75

Додаток 4 Секція охолодження, СК, А1 76

Додаток 5 Дошка трубна нерухома, РК, А1.....77

					ПІННІ НУК 142.44.22.01 ПЗ	Лист
						4
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Основними напрямками розвитку двигунобудування на сучасному етапі його розвитку є :

- підвищення економічності, надійності і моторесурсу;
- зменшення металоємності і вартості двигуна;
- пристосування двигунів для роботи на альтернативних видах палива, в першу чергу на різних видах газового палива;
- зменшення шуму та вібрації двигуна.

Успішне вирішення цих проблем в основному визначається принциповим підходом до проектування двигунів з врахуванням їх типу, призначення і особливостей експлуатації.

Для газових двигунів, що працюють на різних видах газового палива, найбільш прийнятним шляхом поліпшення їх техніко-економічних показників та покращення масо-габаритних показників є підвищення частоти обертання колінчастого валу. В порівнянні з дизельними двигунами газові двигуни мають набагато нижчий середній ефективний тиск та максимальний тиск згоряння. Причиною цього є поява детонаційного згоряння в циліндрах двигуна при високому тиску газоповітряної суміші, низькій якості газового палива, перегріві деталей камери згоряння, підвищеній витраті масла, яке попадає в камеру згоряння. При детонаційному згорянні газового палива в циліндрах двигуна різко (в 1,3...1,5 разів) збільшується максимальний тиск згоряння та максимальна температура робочого циклу, що приводить до перегріву та перевантаженню деталей камери згоряння - поршня, втулки та кришки робочого циліндру - і виходу їх із ладу по причині задиру циліндро-поршневої групи, або руйнування втулки циліндру.

Проектований газовий двигун 6ГЧН25/34 призначений для приводу електричного генератора змінного струму і застосовується на стаціонарній електростанції.

					ПННІ НУК 142.44.22.01 ПЗ	Лист
						5
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для забезпечення надійної роботи газового двигун – генератора з високими техніко-економічними показниками при підвищеній потужності та частоті обертання запроектований охолоджувач наддувочного повітря, конструкція якого має підвищену надійність через заміну способу кріплення теплообмінних трубок в трубних дошках. На відміну від серійного теплообмінника, в якому кінці теплообмінних трубок розвальцьовані в трубних дошках, в проектованому теплообміннику сталеві несучі трубки з'єднуються з трубними дошками за допомогою електрозварювання. Крім того, геометричні розміри ребристої поверхні теплообміну тепло передаючої трубки дозволяють краще охолоджувати газоповітряну суміш, особливо при роботі газового двигуна на паливних газах низької якості (наявність домішок) – генераторному газу, біогазу, синтез – газу. Суттєвим є і значно менша вартість запроектованого охолоджувача газоповітряної суміші, так як в ньому теплопередаючі трубки виготовлені біметалевими – із сталі та алюмінієвого сплаву.

					ПННІ НУК 142.44.22.01 ПЗ	Лист
						6
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ГАЗОВОГО ДВИГУНА 6ГЧН25/34

Двигун 6ГЧН25/34 є привідним двигуном в двигун - генераторі ДвГА-675, який складається із газового двигуна 6ГЧН25/34 і генератора СГС-400М, що змонтовані на загальній рамі, шафи управління і контролю ШКУ-400 і допоміжного обладнання, яке встановлене в приміщенні електростанції: бачка води розширювального, бачка масла із центрифугою, пускових балонів, компресора для підкачування балонів, глушника - іскрогасника і теплообмінника утилізаційного водогрійного.

З'єднання колінчастого валу двигуна із ротором – жорстке за допомогою призонних болтів.

Двигун 6ГЧН25/34 (рис.1.1) – газовий, чотиритактний із вертикальним однорядним розташуванням циліндрів, із газотурбінним наддувом та іскровим запалюванням.

Двигун складається із блок – картера 1 і фундаментної рами 2, що утворюють жорстку систему, на якій змонтовані всі інші деталі і вузли.

Блок - картер 1 з фундаментною рамою 2 скріплені анкерними шпильками 3, що проходять через внутрішні поперечні перегородки і додатково нижня площина блок-картера скріплена із верхньою площиною фундаментної рами болтами. Із сторони вільного кінця колінчастого валу 4 двигуна розміщені: турбокомпресор 5, система вентиляції картера 6, охолоджувач наддувочного повітря (газоповітряної суміші), водяні 7 і масляний 8 насоси, фільтр-глушник 9 і змішувач 10.

Із сторони відбору потужності розміщені: щит задній з кронштейном 12, щит приладів 12, маховик 24, задній кожух, на якому розташовані розподільвач повітря пускового 13.

На верхній частині двигуна розміщені кришки робочих циліндрів 14, до яких кріпляться впускний колектор 15, випускний колектор 16 і труба зливу охолоджуючої води із кришок циліндрів.

					ПННІ НУК 142.44.22.01 ПЗ	Лист
						7
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

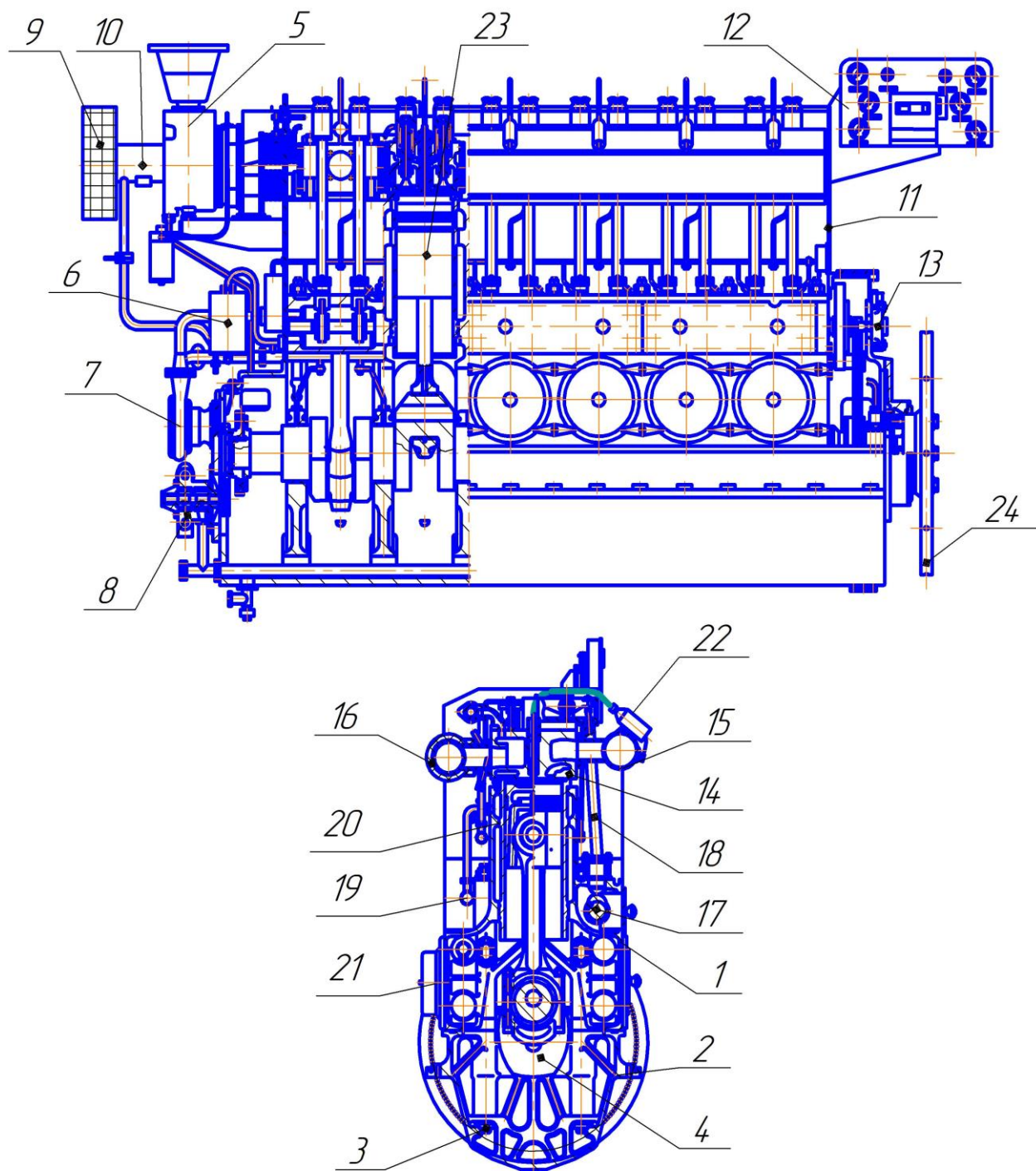


Рисунок 1.1 Газовий двигун 6ГЧН25/34

1 – блок-картер; 2 – фундаментна рама; 3 – анкерна шпилька; 4 – вал колінчастий; 5 – турбо-компресор; 6 – система вентиляції; 7 – насос водяний; 8 – насос масляний; 9 – фільтр – глушник; 10 – змішувач газу з повітрям; 11 – щит задній; 12 – щит приладів; 13 – розподільвач пускового повітря; 14 – кришка робочого циліндру; 15 – колектор впускний; 16 – колектор випускний; 17 – вал розподільний; 18 – привід клапанів; 19 – колектор подачі води; 20 – втулка циліндру; 21 – люк закриття; 22 – система запалювання; 23 – шатунно-поршнева група

					ПІННІ НУК 142.44.22.01 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

На лівій стороні двигуна розміщені: розподільчий вал 17, привід впускних і випускних клапанів 18, механізм регулювання подачі газу і елементи системи запалювання 22.

На правій стороні двигуна розташовані: колектор подачі охолоджуючої води 19 в сорочку охолодження втулок робочих циліндрів 20 і щити закриття картеру 21 із запобіжними клапанами. В середині двигуна на колінчастому валу встановлені шатунно-поршневі групи 23.

					ПННІ НУК 142.44.22.01 ПЗ	Лист
						9
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА

2.1 Вимоги до запроектованого двигуна

Для забезпечення економічності роботи двигуна потрібно звернути увагу на всі параметри, що впливають на витрату палива і мастила.

Крім відпрацювання параметрів робочого циклу двигуна, що забезпечить високий механічний ККД, необхідно раціонально сконструювати системи двигуна, вибрати оптимальний режим охолодження і таке інше.

Надійність двигуна забезпечується раціональною конструкцією, відсутністю помилок в розрахунках, особливо в розрахунках 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.

Зниження токсичності парів мастила забезпечується надійною конструкцією масляної системи. Надійність і безвідмовність системи пуску також впливає на рівень надійності двигуна.

При конструюванні варто забезпечити легкий доступ до основних вузлів двигуна, максимально забезпечити взаємозамінність деталей, забезпечити вільний демонтаж поршня із шатуном через втулку циліндру.

Двигун не повинен бути захищений трубопроводами, по можливості потрібно уникати навішаних деталей там, де їх можна розташувати окремо. Таким чином, при сукупності конструктивних рішень, ретельного доведення двигуна на іспитах і в процесі експлуатації, можна створити двигун, що відповідає сучасним вимогам.

Застосування двигуна для приводу електричного генератора обумовлює

					ПННІ НУК 142.44.22.01 ПЗ	Лист
						10
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

вимоги до таких параметрів, як частота обертання колінчастого валу і потужність. Вимоги до системи регулювання частоти обертання особливо жорсткі тому, що необхідно забезпечити усталену роботу двигуна на всіх режимах навантаження.

- Основні параметри двигуна - прототипу

Двигун проектується на базі газового двигуна 6ГЧН 25/34, основні параметри якого наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 Основні параметри газового двигуна - прототипу 6ГЧН25/34

Найменування параметра	Од. виміру	Значення
Номінальна ефективна потужність, P_e	кВт	670
Середній ефективний тиск, p_{me}	МПа	1,095
Номінальна частота обертання колінчастого валу, n	хв^{-1}	750
Питома витрата газового палива, b_e	$\text{м}^3/\text{кВт}\cdot\text{год}$	0,3
Витрата газового палива за годину, V_g	$\text{м}^3/\text{год}$	201
Питома витрата мастила, g_m	$\text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$	1,0
Ресурс до першої переборки, $t_{пер}$	год	8000
Ресурс до капітального ремонту, $t_{кр}$	год	60000

2.2 Обґрунтування вибіру основних параметрів робочого циклу двигуна

При виконанні теплового розрахунку робочого циклу двигуна потрібно враховувати призначення двигуна, вид палива, частоту обертання колінчастого валу та конструктивні особливості проектного двигуна. При оцінці вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу може бути використаний досвід накопичений при конструюванні і експлуатації подібних двигунів, і наявні експериментальні дані.

					ПННІ НУК 142.44.22.01 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

В основі прийнятого методу аналітичного розрахунку лежить метод Гриневецького-Мазинга.

Проведемо аналіз вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу:

1. Тиск і температура навколишнього середовища

Як правило, при розрахунках робочого циклу приймається тиск навколишнього середовища $P_0 = 0,1$ МПа, а температура $t_0 = 20^\circ\text{C}$. При високих температурах і низькому тиску навколишнього середовища потужність двигуна буде зменшуватися.

2. Ступінь стиску

Ступінь стиску для дизелів знаходиться в межах $\varepsilon = 12 \dots 18$ і залежить в основному від діаметру циліндру і числа обертів колінчастого валу. Ступінь стиску для газових двигунів $\varepsilon = 8 \dots 12$ і обмежується в основному появою детонаційного горіння в циліндрах двигуна при високих ε . В конкретному газовому двигуні ступінь стиску має бути такою, щоб температура стиску не перевищувала температури самозапалювання газоповітряної суміші $t_c = 640^\circ\text{C}$ [1].

3. Коефіцієнт надлишку повітря

Коефіцієнт надлишку повітря для згорання дизельного палива знаходиться в межах $\alpha = 1,8 \dots 3,0$ і залежить від режиму роботи дизеля.

Коефіцієнт надлишку повітря для згорання газового палива менший $\alpha = 1,1 \dots 1,8$ [1] і уточнюється при виконанні розрахунку робочого циклу газового двигуна. При $\alpha = 1,8 \dots 2,0$ робота газового двигуна стає не стабільною по причині пропуску запалювання бідної газо-повітряної суміші, а при $\alpha = 1,1 \dots 1,4$ максимальна температура робочого циклу стає занадто високою $T_z > 2200$ К.

4. Тиск наддуву для дизельних двигунів сягає $0,3 \dots 0,4$ МПа і обмежується в основному механічною міцністю деталей двигуна, так як максимальний тиск згорання при цьому складає $18 \dots 20$ МПа.

					ПННІ НУК 142.44.22.01 ПЗ	Лист
						12
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Тиск наддуву у газових двигунах із подачею газо - повітряної суміші під надлишковим тиском має бути таким, щоб, з однієї сторони, забезпечити необхідну потужність двигуна, а з другої сторони, таким, щоб температура ГПС в кінці стиску не перевищувала температури її samozapalювання. В стаціонарних газових двигунах при ступені стиску $\varepsilon = 12 \dots 12,5$ допускається наддув до надлишкового тиску 0,055 МПа при охолодженні наддувочного повітря до температури, що не більше ніж на 10 °С перевищує температуру навколишнього середовища. [1] .

5. Коефіцієнт продувки камери згоряння

Коефіцієнт продувки $\phi_a = G_k/G_a$ характеризує якість процесу газообміну, який для дизельного двигуна з великим кутом перекриття клапанів $\alpha_{\text{пер}} = 140 \dots 150^\circ$ дорівнює 1,1...1,2. Для газових двигунів із системою зовнішнього сумішоутворення коефіцієнт продувки приймається $\phi_a = 1,02 \dots 1,05$, так як кут перекриття впускного і випускного клапанів не значний $\alpha_{\text{пер}} \approx 50^\circ$.

6. Підігрів заряду свіжого повітря, або газо- повітряної суміші від стінок циліндру, яких він торкається при наповненні циліндру, знаходиться по дослідним даним в межах $\Delta t = 5 \dots 20^\circ\text{C}$ [3]. Для розрахунків приймаємо $\Delta t = 10^\circ\text{C}$.

7. Коефіцієнти використання теплоти

Дослідні величини коефіцієнтів використання теплоти в точках z і b робочого циклу складають $\xi_z = 0,70 \dots 0,85$ і $\xi_b = 0,84 \dots 0,95$. [3] Для двигунів із порівняно невисокими обертами колінчатого валу $n = 500 \dots 750$ об/хв приймаємо для розрахунку робочого циклу такі коефіцієнти $\xi_z = 0,80$ і $\xi_b = 0,95$.

8. Ступінь підвищення тиску

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ залежить від швидкохідності двигуна, ступеню наддуву, організації процесів утворення робочої суміші і ряду інших факторів, при розрахунках для середньооборотних двигунів

					ПННІ НУК 142.44.22.01 ПЗ	Лист
						13
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

рекомендується приймати $\lambda = 1,35 \dots 2,2$. [2]

9. Механічний ККД

Механічний ККД двигуна залежить від його конструкції, швидкохідності, наявності приводних механізмів на ньому і таке інше. По дослідним даним двигуна - прототипу приймаємо ККД зпроектованого двигуна $\eta_m = 0,89$.

10. Охолодження наддувочного повітря

Зниження температури наддувочного повітря або газоповітряної суміші в одноступеневому охолоджувачі повітря приймаємо в межах $40 \dots 60^\circ\text{C}$ [3].

11. Температура залишкових газів.

При виконанні розрахунку робочого процесу двигуна температуру залишкових газів рекомендується приймати в межах $T_r = 600 \dots 900 \text{ K}$. В розрахунку приймаємо $T_r = 750 \text{ K}$. [3]

12. Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми рекомендується для карбюраторних і газових двигунів приймати $\phi = 0,93 \dots 0,97$, а для дизелів з нероздільною камерою згоряння $\phi = 0,90 \dots 0,95$. [3]

13. Показник політропи стиску в компресорі.

Показник політропи стиску у відцентровому компресорі із неохолоджуваним корпусом знаходиться в межах $n_k = 1,45 \dots 1,8$. [3]. Для розрахунку робочого циклу приймаю $n_k = 1,6$.

					ПННІ НУК 142.44.22.01 ПЗ	Лист
						14
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3 Розрахунок робочого процесу двигуна

1.1 Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e = 710 \text{ кВт}$
Частота обертання колінчастого валу	$n = 750 \text{ хв}^{-1}$
Діаметр циліндра	$D = 250 \text{ мм}$
Хід поршня	$S = 340 \text{ мм}$
Ступінь стиску	$\varepsilon = 10,5$
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha = 1,7$
Число циліндрів	$i = 6$
Коефіцієнт тактності	$z = 4$

1.2 Вихідні дані теплового розрахунку:

Тиск наддуву	$P_n = 210 \text{ кПа}$
Тиск навколишнього середовища	$P_a = 100 \text{ кПа}$
Температура навколишнього середовища	$T_a = 293 \text{ К}$
Показник політропи стиску для відцентрового компресора	$n_k = 1,6$
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T = 10 \text{ К}$
Тиск залишкових газів	$P_r = 195 \text{ кПа}$
Температура залишкових газів	$T_r = 750 \text{ К}$
Ступінь підвищення тиску	$\lambda = 2,15$
Середнє значення показника політропи:	
стиску	$n_1 = 1,37$
розширення	$n_2 = 1,25$
Коефіцієнт використання теплоти в точці «z»	$\xi_z = 0,8$
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi = 0,96$
Нижча теплота згоряння газу	$Q_H = 34500 \text{ кДж/м}^3$
Природний газ	

					ПННІ НУК 142.44.22.01 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

Склад		в %	В об'ємних долях
Метан	$\text{CH}_4=$	95	$R_{\text{CH}_4} = 0,95$
Етан	$\text{C}_2\text{H}_6=$	2	$R_{\text{C}_2\text{H}_6} = 0,02$
Пропан	$\text{C}_3\text{H}_8=$	2	$R_{\text{C}_3\text{H}_8} = 0,02$
Бутан	$\text{C}_4\text{H}_{10}=$	1	$R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} = 0,01$
Пентан	$\text{C}_5\text{H}_{12}=$	0	$R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} = 0$
Вуглекислота	$\text{CO}_2=$	0	$R_{\text{CO}_2} = 0$
Оксид вуглецю	$\text{CO}=$	0	$R_{\text{CO}} = 0$
Азот	$\text{N}_2=$	0	$R_{\text{N}_2} = 0$
Кисень	$\text{O}_2=$	0	$R_{\text{O}_2} = 0$
Водень	$\text{H}_2=$	0	$R_{\text{H}_2} = 0$

1.3 Параметри робочого тіла

1.3.1 Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кмоль газу

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \cdot [0,5(\text{CO} + \text{H}_2) + \sum (n + 0,25m)C_n H_m - \text{O}_2] \text{ кмоль / кмоль}$$

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \cdot [0,5(0 + 0) + (1 + 0,25 \cdot 4) \cdot 0,944 + (2 + 0,25 \cdot 6) \cdot 0,013 + (3 + 0,25 \cdot 8) \cdot 0 + \\ + (0,25 + 0,25 \cdot 10) \cdot 0,007 + (5 + 0,25 \cdot 12) \cdot 0,01 - 0] = 10,17 \text{ кмоль / кмоль}$$

1.3.2 Загальна кількість продуктів свіжого заряду

$$M_1 = 1 + \alpha \cdot L_0 = 1 + 1,7 \cdot 10,17 = 18,28 \text{ кмоль / кмоль}$$

1.3.3 Кількість окремих компонентів продуктів згорання

Кількість CO_2 :

$$M_{\text{CO}_2} = \text{CO} + \sum (n C_n H_m + \text{CO}_2) = 0 + (1 \cdot 0,944 + 0,002) + (2 \cdot 0,13 + 0,005 + 0,002) + \\ + (4 \cdot 0,007 + 0,002) + (5 \cdot 0,01 + 0,002) = 1,09 \text{ кмоль}$$

1.3.4 Кількість H_2O :

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \text{H}_2 + \sum (0,5m C_n H_m + \text{CO}_2) = 0 + (0,5 \cdot 4 \cdot 0,944) + (0,5 \cdot 6 \cdot 0,013) + \\ + (0,5 \cdot 8 \cdot 0,005 + 0,007) + (0,5 \cdot 12 \cdot 0) = 2,09 \text{ кмоль}$$

					ПННІ НУК 142.44.22.01 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

1.3.5 Кількість O_2 :

$$M_{O_2} = 0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0,21 \cdot (1,7 - 1) \cdot 10,17 = 1,4945 \text{ кмоль}$$

1.3.6 Кількість N_2 :

$$M_{N_2} = 0,79 \cdot \alpha \cdot L_0 + N_2 = 0,79 \cdot 1,7 \cdot 10,17 + 0 = 13,654 \text{ кмоль}$$

1.3.7 Загальна кількість продуктів згоряння

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2} = 1,09 + 2,09 + 1,4945 + 13,654 = 18,328 \text{ кмоль}$$

1.3.8 Змінення об'єму при згорянні 1 кмоль газу

$$\Delta M = M_2 - M_1 = 18,328 - 18,28 = 0,045 \text{ кмоль}$$

1.3.9 Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{18,328}{18,28} = 1,0025$$

1.4 Параметри процесу наповнення

1.4.1 Температура після нагнітача

$$T_6 = T_a \times \left(\frac{P_6}{P_a} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}} = 293 \cdot \left(\frac{210}{100} \right)^{0,375} = 387,0 K$$

1.4.2 Температура повітря після охолоджувача

$$T_{int} = T_B - (30 - 70^0) = 387,0 - 60 = 327,0 K$$

1.4.3 Температура газоповітряної суміші

$$T_{cm} = \frac{T_{int} + \alpha \times L_0 \times T_r}{1 + \alpha \times L_0} = \frac{327,0 + 1,7 \cdot 10,17 \cdot 310}{1 + 1,7 \cdot 10,17} = 320,4 K$$

де $T_r = 310 K$ – температура поступаючого газу

1.4.4 Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_{cm} + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\varepsilon \times P_d - P_r} = \frac{320,4 + 10}{750} \cdot \frac{195}{10,5 \cdot 199,5 - 195} = 0,045$$

γ_r для газових двигунів (0,04 - 0,12)

$$P_d = 0,95 \times P_6 = 0,95 \cdot 210 = 199,5 kPa$$

					ПННІ НУК 142.44.22.01 ПЗ	Лист
						17
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.4.5 Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_g} \times \frac{T_{cm}}{T_{cm} + \Delta T + \gamma_r T_r} = \frac{10,5}{10,5 - 1} \cdot \frac{199,5}{210} \cdot \frac{320,4}{320,4 + 10 + 0,045 \cdot 750} = 0,92$$

Φ_n для газових двигунів (0,8 - 0,9)

1.4.6 Температура газоповітряної суміші на початку стиску

$$T_d = \frac{T_{cm} + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{320,4 + 10 + 0,045 \cdot 750}{1 + 0,045} = 348,5 K$$

T_d для газових двигунів (310 - 360 K)

1.5 Параметри процесу стиску

1.5.1 Тиск в кінці стиску

$$P_c = P_d \times \varepsilon^{n_1} = 199,5 \cdot 10,5^{1,37} = 5000 \text{ кПа}$$

P_c для газових двигунів (1200 - 4000)

1.5.2 Температура в кінці стиску

$$T_c = T_d \times \varepsilon^{n_1 - 1} = 348,5 \cdot 10,5^{1,37 - 1} = 831,9 K$$

T_c для газових двигунів (650 - 850)

1.6 Параметри процесу згоряння

1.6.1 Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,0025 + 0,045}{1 + 0,045} = 1,0024$$

β для газових двигунів (0,92 – 0,99)

1.6.2 Максимальна температура циклу знаходиться з рівняння балансу:

$$\frac{\xi \cdot 22,4 \cdot Q_H}{(1 + \gamma_r)(1 + \alpha \cdot L_0)} = \beta_z \cdot mC v_m t_z - (mC v m_{cm}) \cdot t_c$$

1.6.3 Склад продуктів згоряння в об'ємних долях:

$$R_{CO_2} = \frac{MCO_2}{M_2} = \frac{1,09}{18,328} = 0,0595$$

$$R_{H_2O} = \frac{MH_2O}{M_2} = \frac{2,09}{18,328} = 0,1140$$

$$R_{O_2} = \frac{MO_2}{M_2} = \frac{1,4945}{18,328} = 0,0815$$

					ПННІ НУК 142.44.22.01 ПЗ	Лист
						18
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$R_{N_2} = \frac{MN_2}{M_2} = \frac{13,654}{18,328} = 0,7450$$

1.6.4 Мольна теплоємність продуктів згоряння

$$mCv_{m\zeta} = R_{O_2} \cdot mCv_{O_2} + R_{N_2} \cdot mCv_{N_2} + R_{H_2O} \cdot mCv_{H_2O} + R_{CO_2} \cdot mCv_{CO_2}$$

$$\text{для } O_2: mCv_{O_2} = 19,818 + 418,6 \times 10^{-5} \times t_z$$

$$\text{для } N_2: mCv_{N_2} = 19,818 + 418,6 \times 10^{-5} \times t_z$$

$$\text{для } CO_2: mCv_{CO_2} = 30,05 + 1255,8 \times 10^{-5} \times t_z$$

$$\text{для } H_2O: mCv_{H_2O} = 22,416 + 1004,6 \times 10^{-5} \times t_z$$

$$mCv_{me} = 0,0815 \cdot (19,818 + 418,6 \cdot 10^{-5} T_z) + 0,7450 \cdot (19,818 + 418,6 \cdot T_z) + \\ + 0,1140 \cdot (22,416 + 1004,6 \cdot 10^{-5} T_z) + 0,0595 \cdot (30,05 + 1255,8 \cdot 10^{-5} T_z)$$

Після підстановки одержим рівняння

$$mCv_{me} = a + b 10^{-5} T_z = 22,36 + 603,73 10^{-5} T_z$$

1.6.5 Теплоємність газового палива

$$mCv_m = R_{CH_4} \cdot mCv_{CH_4} + R_{C_2H_6} \cdot mCv_{C_2H_6} + R_{C_3H_8} \cdot mCv_{C_3H_8} + R_{C_4H_{10}} \cdot \\ \cdot mCv_{C_4H_{10}} + R_{C_3H_{12}} \cdot mCv_{C_3H_{12}} + R_{CO_2} \cdot mCv_{CO_2} + R_{N_2} \cdot mCv_{N_2}$$

1.6.6 Мольна теплоємність складових газового палива

$$mCv_{CH_4} = 12,235 + 5028 \times 10^{-5} \times t_c$$

$$mCv_{C_2H_6} = 7,004 + 12649 \times 10^{-5} \times t_c$$

$$mCv_{C_3H_8} = 14,97 + 17800 \times 10^{-5} \times t_c$$

$$mCv_{C_4H_{10}} = 93,128 + 11621 \times 10^{-5} \times t_c$$

$$mCv_{C_5H_{12}} = 118,06 + 14096 \times 10^{-5} \times t_c$$

$$mCv_{N_2} = 20,637 + 255,4 \times 10^{-5} \times t_c$$

$$mCv_{CO_2} = 27,545 + 1386 \times 10^{-5} \times t_c$$

$$mCv_m = 0,95 \cdot (12,235 + 5028 \cdot 10^{-5} T_c) + 0,02 \cdot (7,004 + 12649 \cdot 10^{-5} \cdot T_c) + 0,02 \cdot (14,97 + \\ + 17800 \cdot 10^{-5} T_c) + 0 \cdot (93,128 + 11621 \cdot 10^{-5} T_c) + 0,595 \cdot (118,06 + 14096 \cdot 10^{-5} \cdot T_c)$$

Після підстановки одержим рівняння

$$mCv_m = a + b 10^{-5} T_z = 12,99 + 5501,79 10^{-5} T_c = 60,532 \text{ кДж/(кг К)}$$

					ПІННІ НУК 142.44.22.01 ПЗ	Лист
						19
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.6.7 Мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному об'ємі

$$mCv_{cm} = \frac{mCv_{en} + mCv_{нов} \cdot \alpha \cdot L_0 + mCv_{mз} \cdot \gamma_r (1 + \alpha \cdot L_0)}{(1 + \alpha \cdot L_0) \cdot (1 + \gamma_r)}$$

$$mCv_{cm} = \frac{60,532 + (20,38 + 209,5 \cdot 10^{-5} \cdot T_z) \cdot 1,7 \cdot 10,17 + (23,332 + 674,2 \cdot 10^{-5} \cdot T_z)}{(1 + 1,7 \cdot 10,17)} \cdot \frac{0,045 \cdot (1 + 1,7 + 10,17)}{(1 + 0,045)}$$

Після підстановки одержим рівняння

$$mCv_{cm} = a + b10^{-5}T_z = 20,08 + 503,4910^{-5}T_z$$

де $mCv_{нов} = 20,38 + 209,510^{-5}T_z$ – мольна теплоємність повітря

Середня мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному тиску

$$mCvm_{cm} = a_{cm} + \frac{b_{cm}}{2} \cdot 10^{-5} T = 20,8 + \frac{251,75}{2} \cdot 10^{-5} T_z$$

Після підстановки одержимо рівняння

$$mCvm_{cm} = a + b10^{-5}T_z = 20,8 + 251,7510^{-5}T_z$$

Мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску в точці «Z»

$$mCp_z = 8.314 + 19.86 + \frac{1.68}{\alpha} + \left(427.38 + \frac{184.36}{\alpha} \right) \cdot 10^{-5} T_z$$

Після підстановки одержимо рівняння

$$mCvm_{cm} = a + b10^{-5}T_z = 29,162 + 535,82710^{-5}T_z$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску в точці «Z»

$$mCp_{m_z} = a + \frac{b}{2} \cdot 10^{-5} T_z = 29,162 + \frac{267,914}{2} 10^{-5} T_z$$

Виконуємо підстановку в рівняння балансу

1.6.8 Максимальна температура процесу згоряння

$$\frac{0,8 \cdot 22,4 \cdot 34860}{(1 + 0,026) \cdot (1 + 10,17 \cdot 9,924)} = 1,0038(20,38 + 209,5 \cdot 10^{-5} T_z) T_z - (20,136 + 300 \cdot 10^{-5} T_z + 8,314 \cdot 2,54) \cdot 915$$

1.6.9 Після підстановки одержимо квадратне рівняння

$$A \cdot 10^{-5} \times t_z^2 + B \times t_z - c = 0$$

					ПННІ НУК 142.44.22.01 ПЗ	Лист
						20
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де приведені коефіцієнти:

$$A = 268,544$$

$$B = 29,231$$

$$C = 54135,55 \quad 81263,2$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \times A \times 10^{-5} \times C}}{2 \times A \times 10^{-5}} = \frac{-29,231 \sqrt{29,231^2 + 4 \cdot 268,544 \cdot 10^{-5} \cdot 81263,2}}{2 \cdot 268,544 \cdot 10^{-5}}$$

$$T_z = 1886,0 \text{ K}$$

T_z для газових двигунів (2000 - 2600)K

1.6.10 Максимальний тиск згоряння

$$P_{\max} = \beta \times P_c \times T_z / T_c = 1,0024 \cdot 5000 \cdot 1886,0 / 831,9 = 11361,7 \text{ kPa}$$

$P_{\max}$ для газових двигунів (200 - 10000)кПа

1.6.11 Ступінь підвищення тиску

$$\lambda = \frac{P_{\max}}{P_c} = \frac{11361,7}{5000} = 2,27$$

Перевірка:

$$\Delta\lambda = \frac{|\lambda - \lambda_{\text{роз}}|}{\lambda} 100\% = \frac{|2,27 - 2,15|}{2,27} 100\% = 5,69\%$$

$\Delta\lambda$ повинна бути в межах 10%

1.6.12 Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1,0024 \cdot 1886,0}{2,27 \cdot 831,9} = 1$$

1.7 Параметри процесу розширення

1.7.1 Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{10,5}{1} = 10,5$$

1.7.2 Тиск в кінці розширення

$$P_{\epsilon} = \frac{P_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{11361,7}{10,5^{1,25}} = 601,1 \text{ kPa}$$

					ПІННІ НУК 142.44.22.01 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

1.7.3 Температура в кінці розширення

$$T_{\epsilon} = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1886,0}{10,5^{1,25-1}} = 1047,7K$$

1.7.4 Середня температура випускних газів

$$T_{cp.g.} = \frac{T_{\epsilon}}{K'} \left[1 + (K'' - 1) \frac{P_r}{P_{\epsilon}} \right] = \frac{1047,7}{1,4} \left[1 + (1,35 - 1) \frac{195}{600,1} \right] = 833,3K$$

де $K'=1,4$; $K''=1,35$ – емпіричні коефіцієнти.

1.7.5 Температура залишкових газів

$$T_r = \frac{T_{\epsilon}}{\sqrt{\frac{P_{\epsilon}}{P_r}}} = \frac{1047,7}{\sqrt{\frac{601,1}{195}}} = 719,9K$$

T_r для газових двигунів (650 - 1000)

Перевірка:

$$\frac{|T_r^3 - T_r|}{T_r^3} \times 100\% = \frac{|719,9 - 750|}{719,9} \times 100\% = 4,01\%$$

1.8 Індикаторні показники робочого циклу

1.8.1 Середній теоретичний індикаторний тиск

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

$$= \frac{0,96 \cdot 5000}{10,5 - 1} \cdot \left[2,15 \cdot (1 - 1) + \frac{2,15 \cdot 1}{1,25 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{10,5^{1,25-1}} \right) - \frac{1}{1,37 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{10,5^{1,37-1}} \right) \right] = 1247,79kPa$$

Індикаторний ККД

P'_{mi} для газових двигунів (0,6 – 0,9)

1.8.2 Індикаторний ККД

$$\eta_i = 1,985 \frac{(1 + \alpha \cdot L_0) T_{cm} \cdot P_{mi}}{Q_H \cdot P_d \cdot \Phi_c \cdot 22,4} 4,186 = 1,985 \frac{(1 + 1,7 \cdot 10,17) 320,4 \cdot 1247,79}{34500 \cdot 199,5 \cdot 0,92 \cdot 22,4} 4,186 = 0,43$$

					ПННІ НУК 142.44.22.01 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

1.8.3 Індикаторна витрата газу

$$g_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i} = \frac{3600}{34500 \cdot 0,43} = 0,24 \text{ м}^3 / \text{кВт} \cdot \text{год}$$

1.9 Ефективні показники робочого циклу

1.9.1 Середній тиск механічних втрат

$$P_M = 0,088 + 0,0118 \cdot V_{п.ср} = 0,088 + 0,0118 \cdot 8,5 = 0,189 \text{ МПа}$$

1.9.2 Середня швидкість поршня

$$V_{п.ср.} = \frac{S_{пр.} \times n}{30} = \frac{0,34 \times 750}{30} = 8,5 \text{ м/с}$$

де 0,088; 0,0118 – постійні коефіцієнти

1.9.3 Середній ефективний тиск

$$P_{me} = P_{mi} - P_m = 1247,79 - 131,8 = 1115,98 \text{ кПа}$$

P_{me} для газових двигунів (500 - 850)

1.9.4 Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{1115,98}{1247,79} = 0,89$$

η_M для газових двигунів (0,75 – 0,85)

1.9.5 Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0,43 \cdot 0,89 = 0,382$$

η_e для газових вигунів (0,23 – 0,37)

1.9.6 Питома ефективна витрата газу

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0,24}{0,89} = 0,273 \text{ м}^3 / \text{кВт} \cdot \text{год}$$

1.9.7 Годинна витрата газу

$$B = g_e \times P_e = 0,273 \cdot 700 = 191,4 \text{ м}^3 / \text{год}$$

1.10 Основні розміри циліндра і двигуна

Літраж двигуна

$$V_{st} = 30 \cdot Z \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{700 \cdot 10^3}{1115,98 \cdot 750} = 100,36 \text{ л}$$

1.10.1 Робочий об'єм циліндра

					ПІННІ НУК 142.44.22.01 ПЗ	Лист
						23
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{100,36}{6} = 16,73 \text{ л}$$

1.10.2 Діаметр пилінлпа

$$d = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times V_s}{\pi \times m}} = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times 16,73}{3,14 \times 1,36}} = 250,2 \text{ мм.}$$

1.10.4 Коефіцієнт пропорційності

$$m = \frac{S_{PP}}{d_{PP}} = \frac{340,3}{0,25} = 1,36$$

1.10.5 Хід поршня

$$S = m \times d = 1,36 \cdot 250,2 = 340,3 \text{ мм}$$

1.11 Уточнені розміри циліндра і двигуна

Діаметр циліндра

$$D = 250 \text{ мм}$$

Хід поршня

$$S = 340 \text{ мм}$$

1.11.1 Літраж двигуна

$$V_{st} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot S \cdot i}{4 \times 10^6} = \frac{3,14 \cdot 250^2 \cdot 340 \cdot 6}{4 \times 10^6} = 100,09 \text{ л}$$

1.11.2 Робочий об'єм двигуна

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{100,09}{6} = 16,68 \text{ л}$$

1.11.3 Ефективна потужність двигуна

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot Z \cdot 10^3} = \frac{1115,98 \cdot 100,09 \cdot 750}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 698,1 \text{ кВт}$$

1.11.4 Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{P_{ep} - P_e}{P_{esp}} \cdot 100\% = \frac{698,1 - 710}{699,0} \cdot 100\% = 0,27\%$$

$$P_{esp} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{698,1 + 710}{2} = 706,0 \text{ кВт}$$

1.11.5 Так як значення $\Delta P_e < 5\%$, то розрахунок робочого процесу двигуна виконаний вірно.

					ПННІ НУК 142.44.22.01 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

2.3.1 Розрахунок індикаторної діаграми

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми робочого циклу газового двигуна 6ГЧН25/34 виконується в табличній формі по таким вихідним даним.

Таблиця 2.2. Вихідні дані для побудови індикаторної діаграми

Найменування параметру	Позначення	Розмірність	Величина
1.Середній індикаторний тиск	p_{mi}	МПа	1,248
2.Тиск в кінці стиску	p_c	МПа	5,0
3.Показник політропи стиску	n_1	-	1,37
4.Ступінь стиску	ϵ	-	10,5
5.Максимальний тиск згоряння	p_{max}	МПа	11,36
6.Показник політропи розширення	n_2	-	1,25
7.Ступінь попереднього розширення	ρ	-	1
8.Масштаб вісі тиску	m_p	МПа/мм	0,05

Форму лінії стиску теоретичної індикаторної діаграми знаходимо по формулі

$$p_{ст} = p_c / (V/V_c)^{n_1}, \text{ МПа} \quad (2.1) \quad \text{де}$$

p_c – тиск в кінці стиску в циліндрі двигуна, МПа

Форму лінії розширення знаходимо по формулі

$$p_{роз} = p_{max} \rho^{n_2} / (V/V_c)^{n_2} = p_{max} / (V/V_c)^{n_2}, \text{ МПа} \quad (2.2)$$

Результати розрахунків по формулам (2.1) і (2.2) приведені в таблиці 2.3

					ПННІ НУК 142.44.22.01 ПЗ	Лист
						25
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.3 Координати точок для побудови кривих стиску і розширення

V/V _c	p _{ст} , МПа	p _{ст} , мм	p _{роз} , МПа	p _{роз} , мм
1	5,00	100,0	11,36	227,2
1,25	3,70	74,0	8,60	172,0
1,5	2,89	57,8	6,84	136,8
2,0	1,96	39,2	4,75	95,0
2,5	1,45	29,0	3,59	71,8
3,0	1,13	22,6	2,86	57,2
4	0,77	15,4	1,98	39,6
5	0,57	11,4	1,50	30,0
7	0,36	7,2	1,02	20,4
9	0,26	5,2	0,71	14,2
10,5	0,22	4,4	0,63	12,6

2.3.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми для газового двигуна 6ГЧН25/34.

Дійсну індикаторну діаграму будують із врахуванням її характерних точок:

c' – точка початку подачі іскри (палива форсункою), яка визначається випередженням запалювання (випередженням впорскування палива).

f – точка початку згоряння, яка визначається кутом затримки згоряння $\Delta\varphi_1 = 10^\circ \text{ПКВ}$.

$\Delta\varphi_2 = 10^\circ \text{ПКВ}$ – кут після ВМТ, де тиск газів максимальний.

b – точка початку відкриття випускного клапана.

r' – точка початку відкриття впускного клапану.

r'' – точка закриття випускного клапана.

d – точка закриття впускного клапану.

c'' – точка тиску газів в ВМТ в кінці такту стиску.

z_d – точка максимального тиску газів.

					ПННІ НУК 142.44.22.01 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

2.3.3 Вихідні дані для побудови дійсної індикаторної діаграми

а) кривошипно-шатунне відношення $\lambda = R/L = 0,17/0,69 = 0,246$;

б) відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі $AB = 237,5$ мм;

в) кут затримки згоряння $\Delta\varphi_1 = 10^\circ$ ПКВ;

г) тиск залишкових газів $p_r = 0,195$ МПа;

д) масштаб тиску $m_p = 0,05$ МПа/мм;

е) хід поршня $S = 0,34$ м;

ж) тиск в кінці стиску $p_c = 5,0$ МПа;

з) максимальний тиск $p_{\max} = 11,36$ МПа;

Розрахунок координат характерних точок індикаторної діаграми приведений в таблиці 2.4

Таблиця 2.4 Координати характерних точок індикаторної діаграми

φ , ПКВ	Положення точки відносно ВМТ, φ ПКВ	Постійна $X = (1 - \cos\varphi) + 0,25\lambda(1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $X(AB)/2$, мм
с, до ВМТ	30	0,1647	18,5
f, до ВМТ	20	0,0747	8,4
b, після ВМТ	130	1,7147	192,9
r', до ВМТ	20	0,0747	8,4
r'', після ВМТ	30	0,1647	18,5
d, до ВМТ	130	1,7147	192,9

Ордината точки r'' $p_r/m_p = 0,195/0,05 = 3,9$ мм

Тиск газів у ВМТ $p_c' = 1,2p_c = 1,2 \cdot 5,0 = 6,0$ МПа; $p_c'/m_p = 6,0/0,05 = 120$ мм.

Максимальний тиск згоряння $p_{zd} = 0,85p_{\max} = 0,85 \cdot 11,36 = 9,86$ МПа

$p_{zd}/m_p = 9,86/0,05 = 197,2$ мм.

					ПІННІ НУК 142.44.22.01 ПЗ	Лист
						27
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Поправка Брікса $OO_1 = R\lambda/2 = 1700,246/2 = 20,91$ мм

Масштаб переміщення $m_s = S/AB = 340/237,5 = 1,43$ мм/мм

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$$OO_1 = OO_1/m_s = 20,91/1,43 = 14,6 \text{ мм.}$$

2.4 Динамічний розрахунок двигуна 6ГЧН 25/34.

Для виконання розрахунків на міцність деталей двигуна, що рухаються необхідно знати величини сил, які діють на КШМ. Для знаходження сил, що діють на деталі КШМ і виконується динамічний розрахунок двигуна.

Розглянемо сили, що діють на на деталі КШМ:

сили тиску газів на поршень

$$F_r = p_{\text{ц}} \cdot \pi \cdot D^2/4, \text{ Н}$$

де $p_{\text{ц}}$ – тиск газу в циліндрі двигуна в залежності від кута повороту колінчастого валу, Па

D – діаметр поршня, м

сили інерції мас КШМ, що рухаються зворотно- поступально

$$F = - m_s r \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi), \text{ Н}$$

де m_s – маса деталей КШМ, що рухаються зворотно- поступально, кг

r – радіус кривошипу, м

ω - кутова швидкість колінчастого валу, рад/с

φ – кут повороту колінчастого валу, град

$\lambda = R/L$ – кривошипно – шатунне відношення.

Сумарна сила

$$F_d = F_r + F_{\text{и}}, \text{ Н}$$

- Нормальна сила, що діє із сторони поршня на втулку циліндру.

$$F_N = F_d \operatorname{tg} \beta, \text{ Н}$$

де β - кут відхилення шатуна від вертикального положення, град

					ПННІ НУК 142.44.22.01 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

Радіальна сила, що діє на коліно колінчастого валу

$$F_r = F_d \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta, \text{ Н}$$

- Дотична сила, що діє на коліно колінчастого валу і створює крутний момент двигуна

$$F_k = F_d \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta, \text{ Н}$$

Динамічний розрахунок двигуна 6ГЧН 25/34 виконується в табличній формі по таким вихідним даним:

а) діаметр поршня	$D = 0,25 \text{ м}$
б) частота обертання колінчастого валу	$n = 750 \text{ об/хв}$
в) ордината прийнята для $p_{\max}$	$h_{\max} = 227 \text{ мм}$
г) максимальний тиск згоряння	$p_{\max} = 11,36 \text{ МПа}$
д) кривошипно- шатунне відношення	$\lambda = R/L = 0,17/0,69 = 0,246$
э) масштаб індикаторної діаграми	$m_p = 0,05 \text{ МПа/мм}$
ж) маса деталей, що рухаються зворотно–поступально	$m_s = 80,6 \text{ кг}$
з) радіус кривошипу	$R = 0,17 \text{ м}$
к) кут максимального тиску	$\Delta \varphi = 10^\circ$
л) кутова швидкість колінчастого валу $\omega = \pi n / 30 = 3,14750 / 30 = 78,5 \text{ рад/с.}$	

Динамічний розрахунок двигуна виконаний в табличній формі.

					ПННІ НУК 142.44.22.01 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

Таблиця 2.5 Результати динамічного розрахунку

φ°	РЦ	F _Г	F _и	F _d	F _N	F _r	F _k	F _Г	F _и	F _d	F _N	F _r	F _k
ПКВ	ММ	кН	кН	кН	кН	кН	кН	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ
0	3,6	8,8	-104,4	-95,6	0,0	-95,6	0,0	3,6	-42,6	-39,0	0,0	-39,0	0,0
15	3,6	8,8	-98,8	-90,0	-5,7	-85,4	-28,8	3,6	-40,3	-36,7	-2,3	-34,8	-11,8
30	3,6	8,8	-82,9	-74,1	-9,2	-59,5	-45,0	3,6	-33,8	-30,2	-3,7	-24,3	-18,3
45	3,6	8,8	-59,3	-50,4	-8,9	-29,4	-42,0	3,6	-24,2	-20,6	-3,6	-12,0	-17,1
60	3,6	8,8	-31,6	-22,8	-5,0	-7,1	-22,2	3,6	-12,9	-9,3	-2,0	-2,9	-9,0
75	3,6	8,8	-3,8	5,0	1,2	0,1	5,1	3,6	-1,6	2,0	0,5	0,0	2,1
90	3,6	8,8	20,6	29,4	7,5	-7,5	29,4	3,6	8,4	12,0	3,0	-3,0	12,0
105	3,6	8,8	39,5	48,4	11,8	-24,0	43,7	3,6	16,1	19,7	4,8	-9,8	17,8
120	3,6	8,8	52,2	61,0	13,3	-42,0	46,2	3,6	21,3	24,9	5,4	-17,1	18,8
135	3,6	8,8	59,3	68,1	12,0	-56,7	39,6	3,6	24,2	27,8	4,9	-23,1	16,2
150	3,6	8,8	62,3	71,1	8,8	-66,0	27,9	3,6	25,4	29,0	3,6	-26,9	11,4
165	3,6	8,8	63,1	71,9	4,6	-70,7	14,2	3,6	25,7	29,3	1,9	-28,8	5,8
180	3,6	8,8	63,2	72,0	0,0	-72,0	0,0	3,6	25,8	29,4	0,0	-29,4	0,0
195	3,6	8,8	63,1	71,9	-4,6	-70,7	-14,2	3,6	25,7	29,3	-1,9	-28,8	-5,8
210	3,8	9,3	62,3	71,6	-8,9	-66,4	-28,1	3,8	25,4	29,2	-3,6	-27,1	-11,5
225	4,0	9,8	59,3	69,1	-12,2	-57,5	-40,2	4,0	24,2	28,2	-5,0	-23,4	-16,4
240	4,6	11,3	52,2	63,5	-13,8	-43,7	-48,1	4,6	21,3	25,9	-5,6	-17,8	-19,6
255	5,4	13,2	39,5	52,8	-12,9	-26,1	-47,7	5,4	16,1	21,5	-5,3	-10,7	-19,4
270	6,8	16,7	20,6	37,3	-9,5	-9,5	-37,3	6,8	8,4	15,2	-3,9	-3,9	-15,2
285	9,3	22,8	-3,8	19,0	-4,6	0,4	-19,5	9,3	-1,6	7,7	-1,9	0,2	-8,0
300	13,6	33,4	-31,6	1,8	-0,4	0,5	-1,7	13,6	-12,9	0,7	-0,2	0,2	-0,7
315	22,1	54,2	-59,3	-5,0	0,9	-2,9	4,2	22,1	-24,2	-2,1	0,4	-1,2	1,7
330	38,7	94,9	-82,9	12,0	-1,5	9,7	-7,3	38,7	-33,8	4,9	-0,6	3,9	-3,0
345	66,7	163,6	-98,8	64,8	-4,1	61,5	-20,8	66,7	-40,3	26,4	-1,7	25,1	-8,5
360	103,0	252,7	-104,4	148,2	0,0	148,2	0,0	103,0	-42,6	60,4	0,0	60,4	0,0
375	154,2	378,3	-98,8	279,5	17,8	265,3	89,6	154,2	-40,3	113,9	7,3	108,2	36,5
390	93,3	228,9	-82,9	146,0	18,1	117,4	88,7	93,3	-33,8	59,5	7,4	47,9	36,1
405	55,9	137,1	-59,3	77,9	13,8	45,3	64,8	55,9	-24,2	31,7	5,6	18,5	26,4
420	36,1	88,6	-31,6	57,0	12,4	17,7	55,5	36,1	-12,9	23,2	5,1	7,2	22,6
435	25,4	62,3	-3,8	58,5	14,3	1,3	60,2	25,4	-1,6	23,8	5,8	0,5	24,5
450	19,2	47,1	20,6	67,7	17,2	-17,2	67,7	19,2	8,4	27,6	7,0	-7,0	27,6

Продовження таблиці 2.5													
465	15,5	38,0	39,5	77,6	19,0	-38,4	70,0	15,5	16,1	31,6	7,7	-15,7	28,5
480	13,2	32,4	52,2	84,6	18,4	-58,3	64,0	13,2	21,3	34,5	7,5	-23,8	26,1
495	12,0	29,4	59,3	88,7	15,7	-73,8	51,6	12,0	24,2	36,2	6,4	-30,1	21,1
510	11,1	27,2	62,3	89,5	11,1	-83,1	35,1	11,1	25,4	36,5	4,5	-33,9	14,3
525	9,8	24,0	63,1	87,1	5,6	-85,6	17,2	9,8	25,7	35,5	2,3	-34,9	7,0
540	7,7	18,9	63,2	82,1	0,0	-82,1	0,0	7,7	25,8	33,5	0,0	-33,5	0,0
555	6,0	14,7	63,1	77,8	-5,0	-76,4	-15,3	6,0	25,7	31,7	-2,0	-31,2	-6,3
570	4,0	9,8	62,3	72,1	-8,9	-66,9	-28,3	4,0	25,4	29,4	-3,6	-27,3	-11,5
585	3,3	8,1	59,3	67,4	-11,9	-56,0	-39,2	3,3	24,2	27,5	-4,9	-22,8	-16,0
600	3,3	8,1	52,2	60,3	-13,1	-41,5	-45,7	3,3	21,3	24,6	-5,4	-16,9	-18,6
615	3,3	8,1	39,5	47,6	-11,7	-23,6	-43,0	3,3	16,1	19,4	-4,8	-9,6	-17,5
630	3,3	8,1	20,6	28,7	-7,3	-7,3	-28,7	3,3	8,4	11,7	-3,0	-3,0	-11,7
645	3,3	8,1	-3,8	4,3	-1,0	0,1	-4,4	3,3	-1,6	1,7	-0,4	0,0	-1,8
660	3,3	8,6	-31,6	-23,0	5,0	-7,2	22,4	3,5	-12,9	-9,4	2,0	-2,9	9,1
675	3,3	8,1	-59,3	-51,2	9,0	-29,8	42,6	3,3	-24,2	-20,9	3,7	-12,1	17,4
690	3,3	8,1	-82,9	-74,8	9,3	-60,1	45,4	3,3	-33,8	-30,5	3,8	-24,5	18,5
705	3,3	8,1	-98,8	-90,7	5,8	-86,1	29,1	3,3	-40,3	-37,0	2,4	-35,1	11,8
720	3,3	8,1	-104,4	-96,3	0,0	-96,3	0,0	3,3	-42,6	-39,3	0,0	-39,3	0,0

2.5 Розрахунок теплового балансу двигуна

Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e = 689,1 \text{ кВт}$
Частота обертання колін валу	$n = 750 \text{ хв}^{-1}$
Діаметр циліндру	$D = 250 \text{ мм}$
Хід поршня	$S = 340 \text{ мм}$
Число циліндрів	$i = 6$
Коефіцієнт тактності	$Z = 4$
Нижча теплота згорання газу	$Q_H = 34500 \text{ кДж/кг}$
Годинна витрата газу	$B_r = 191,4 \text{ м}^3/\text{год}$
Індикаторний к.к.д.	$\eta_i = 0,43$
Ефективний к.к.д.	$\eta_e = 0,38$
Кількість свіжого заряду	$M_1 = 18,283 \text{ кмоль/кг}$
Загальна кількість продуктів згорання	$M_r = 18,328 \text{ кмоль/кг}$
Температура випускних газів	$T_{\text{вр.г.}} = 833,3 \text{ К}$
Температура на початку стиску	$T_d = 348,5 \text{ К}$
Мольна теплоємність продуктів згорання при постійному об'ємі	$mC''_v = 24,38 \text{ кДж/кмоль К}$
Мольна теплоємність свіжого заряду при постійному об'ємі	$mC'_v = 21,84 \text{ кДж/кмоль К}$
Середній індикаторний тиск	$P_{\text{mi}} = 1247,79 \text{ кПа}$
Рівняння теплового балансу.	
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	

$$Q_{\Pi} = Q_e + Q_B + Q_G + Q_M + Q_{н.в}$$

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі;

Q_B - теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною;

Q_G - теплота, яка виноситься випускними газами;

Q_M - теплота, яка відводиться маслом;

					ПННІ НУК 142.44.22.01 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

$Q_{н.в.}$ - невраховані теплові втрати.

Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом

$$Q_{II} = B^e \cdot Q_H^e / 3.6 = 70,7 \cdot 34500 / 3,6 = 1834,7 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні q_{II} приймаємо за 100%.

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e = 1000 \cdot 698,1 = 698,1 \text{ кВт}.$$

у відсотковому відношенні

$$q = Q_e / Q_n \cdot 100 \% = 698,1 / 1834,7 \cdot 100 \% = 38 \%$$

Перевірка:

$$Q'_e = Q_n \cdot \eta_e = 1834,7 \cdot 0,38 = 700 \text{ кВт}$$

Вираховуємо похибку

$$\Delta = (Q_e - Q'_e) / Q_e \cdot 100 \% = 698,1 - 700 / 698,1 \cdot 100 \% = -0,27 \%$$

похибка не перевищує 1%

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_{\epsilon} = Q_w + Q_{T.П} + Q_{\epsilon.н.}$$

де Q_w - теплота, яка відводиться робочим тілом в стінки циліндра;

$Q_{T.П.}$ - теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра;

$Q_{\epsilon.н.}$ - теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу.

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

$$Q_w = (-W_{нап} + W_{CT} + W_{Г.Р.} + W_{вин}) \cdot Q_n = (0,12 + 0,03) \cdot 1834,7 = 275,2 \text{ кВт}$$

де $W_{нап.}$, $W_{ст.}$, $W_{Г.р.}$, $W_{вин}$ - відповідно відносні втрати палива на дільницях наповнення, стиску, горіння-розширення та випуску газів із циліндра.

З експериментальних даних:

$$W_{нап.}=0 \quad W_{Г.р.}=0,12$$

$$W_{ст.}=0 \quad W_{вин}=0,03$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

$$P_{мд} = (a + \epsilon \cdot C_m) \cdot 10^3 = (0,088 + 0,0118 \cdot 8,5) \cdot 10^3 = 188,3 \text{ кПа}$$

					ПННІ НУК 142.44.22.01 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

де $a=0,088$ $b=0,0118$ - коефіцієнти для визначення середнього тиску механічних втрат;

Середня швидкість поршня.

$$C_m = S \cdot n / 30 = 340 \cdot 750 / 30 = 8,5 \text{ м/с};$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{\text{ср.т.}} = 0,6 \cdot P_{\text{мд}} = 0,6 \cdot 188,3 = 112,98 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршня.

$$P_n = P_{\text{ср.т.}} \cdot V_s \cdot n \cdot i / (30 \cdot Z) = 112,98 \cdot 0,0167 \cdot 750 \cdot 6 / (30 \cdot 4) = 70,7 \text{ кВт}$$

де V_s - робочий об'єм циліндру.

$$V_s = \pi \cdot d^2 \cdot S / 4 = 3,14 \cdot 250^2 \cdot 340 / 4 = 0,0167 \text{ м}^3$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{\text{т.п.}} = 1000 \cdot P_n = 1000 \cdot 70,7 = 70,7 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу.

Визначаємо витрату води як суму теплоти:

$$Q'_B = Q_W + Q_{\text{т.п.}} = 275,2 + 70,7 = 345,9 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_e \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_e} = \frac{345,9 \cdot 10^{-3} \cdot 1,5}{1000 \cdot 4,19 \cdot 10} = 0,0124 \text{ м}^3/\text{с}$$

$K=1,5$ коефіцієнт запасу.

$\rho_e = 1000 \text{ кг/м}^3$ - середня щільність води.

$C_{\text{мв}}=4,19 \text{ кДж/кг}$ - середня теплоємність води.

$\Delta T_e = 10$ - температурний перепад води в холодильнику.

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

$$P_{\text{в.н.}} = V_e \cdot \Delta P_e / \eta_{\text{в.н.}} = 0,0124 \cdot 98 / 0,65 = 1,87 \text{ кВт}.$$

$\Delta P_e = 98 \text{ кПа}$ - гідравлічний опір системи охолодження.

$\eta_{\text{в.н.}} = 0,7$ - ккд водяного насосу.

Тоді $Q_{\text{в.н.}} = 1000 \cdot 1,87 = 1,87 \text{ кВт}$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

					ПННІ НУК 142.44.22.01 ПЗ	Лист
						34
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q_{\epsilon} = Q_w + Q_{T.П} + Q_{\epsilon.н.} = 275,2 + 70,7 + 1,87 = 347,8 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\epsilon} = Q_{\epsilon} / Q_{П} \cdot 100 \% = 347,8 / 1834,7 \cdot 100 \% = 18,95 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_{Г} = \frac{B_r}{3,6 \cdot 22,4} \left[M_2 \cdot (mC_p'')_{T_0}^{T_{cp.2}} \cdot T_{cp.2} - M_1 \cdot (mC_p)_{T_0}^{T_d} \cdot T_d \right] = \frac{191,4}{3,6 \cdot 22,4} [12,95 \cdot 31,51 \cdot 833,3 - 12,9 \cdot 30,16 \cdot 348,5] = 686,3 \text{ кВт}$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mC_p'' = 31,51 \text{ кДж/кмольК}$$

$$mC_p' = 30,16 \text{ кДж/кмольК}$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду.

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{Г} = Q_{Г} / Q_{П} \cdot 100 \% = 686,3 / 1834,7 \cdot 100 \% = 37,41 \%$$

Теплота, яка відводиться маслом і затрачується на привід масляного насосу:

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{M1} = (Q_w + Q_{МД}) - Q_{\epsilon} = (275,2 + 118,1) - 347,8 = 45,6 \text{ кВт}$$

$$Q_{МД} = \Delta_{МД} \cdot Q_{П} = 0,0644 \cdot 1834,7 = 118,1 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна.

$$\Delta_{МД} = (P_{МД} / P_{mi}) \eta_i = (188,3 / 1247,79) \cdot 0,38 = 0,0644$$

доля втрат в механізмах двигуна.

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_M = \frac{\kappa \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{тм} \cdot \Delta} = \frac{1,5 \cdot 45,6}{900 \cdot 2,094 \cdot 10} = 0,0013 \text{ м}^3/\text{с}$$

$\kappa=1,5$ - Коефіцієнт запасу

$\rho_M = 900 \text{ кг/м}^3$ щільність масла;

$C_{тм}=2,094 \text{ кДж/кг}$ - середня теплоємність масла.

$\Delta T_M=10 \text{ К}$ Температурний перепад масла в охолоджувачі.

					ПННІ НУК 142.44.22.01 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

Потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

$$P_{M.H.} = \frac{V_M \cdot P_0}{\eta \cdot 10^3} = \frac{0,0045 \cdot 350000}{0,7 \cdot 10^3} = 2,27 \text{ кВт}$$

де $P_0=0,410^6$ - робочий тиск масла в системі;

$\eta_m = 0,7$ механічний к.к.д масляного насосу.

тоді

$$Q_{M2} = 1000 \cdot P_{MH} = 1000 \cdot 2,27 = 2,3 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти складає:

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 45,6 + 2,3 = 47,8 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q_M = Q_M / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 47,8 / 1834,7 \cdot 100 \% = 2,61 \%$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{H.B.} = Q_{\Pi} - (Q_e + Q_{\epsilon} + Q_{\Gamma} + Q_M) = 1834,7 - (698,1 + 347,8 + 686,3 + 47,8) = 54,7 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{H.B.} = Q_{H.B.} / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 54,7 / 1834,7 \cdot 100\% = 2,98 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю 2.5

Таблиця 2.5 Зведена таблиця даних теплового балансу.

Складові теплового балансу	кВт	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	698,1	38,0
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	347,8	19,0
теплота, яка виноситься випускними газами	686,3	37,4
теплота, яка відводиться маслом	47,8	2,6
невраховані теплові втрати	54,7	3,0
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	1834,7	100

					ПННІ НУК 142.44.22.01 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

2.6 Аналіз індикаторних та ефективних показників двигуна

6ГЧН25/34

Для можливості проведення аналізу індикаторних та ефективних показників запроектованого двигуна 6ГЧН25/34 складаємо порівняльну таблицю параметрів двигуна – прототипу та запроектованого

Таблиця 2.7 Основні параметри газових двигунів 6ГЧН25/34 та 6ГЧН25/34

Найменування параметра	Значення	
Тип двигуна	8ГЧН25/34 (двигун-прототип)	6ГЧН25/34
Номінальна ефективна потужність, P_e , кВт	670	710
Номінальна частота обертання колінчастого валу, n , хв. ⁻¹	750	750
Ступінь стиску, ε	10,5	10,5
Коефіцієнт надлишку повітря, α	1,65	1,7
Тиск наддуву, p_b , МПа	0,170	0,210
Нижча теплота згоряння палива Q_H , кДж/м ³	34500	34500
Максимальна температура циклу, T_z , К	1920	1886
Максимальний тиск згоряння, p_{max} , МПа	8,5	9,86
Середній індикаторний тиск, p_i , МПа	0,90	1,248
Індикаторний ККД циклу, η_i	0,41	0,43
Питома індикаторна витрата палива, b_i , м ³ /(кВтгод)	0,252	0,24
Механічний ККД двигуна, η_m	0,86	0,89
Ефективний ККД циклу, η_i	0,35	0,38
Середній ефективний тиск, p_{me} , МПа	0,775	1,095
Питома витрата газового палива, b_e , кВт/год	0,28	0,273

Із аналізу індикаторних та ефективних параметрів робочого циклу газових двигунів 6ГЧН25/34 та 6ГЧН25/34, приведених таблиці 2.7, можна зробити висновок, що збільшення потужності запроєктованого двигуна 6ГЧН25/34 до 710 кВт стало можливим завдяки застосуванню турбокомпресора з тиском наддуву $p_k = 0,21$ МПа.

					ПІННІ НУК 142.44.22.01 ПЗ	Лист
						38
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3. ПРОЕКТУВАННЯ ОХОЛОДЖУВАЧА ГАЗОПОВІТРЯНОЇ СУМІШІ

3.1 Необхідність застосування охолоджувача наддувочного повітря

Одним із найбільш ефективних способів збільшення літрової потужності двигуна є наддув – наповнення циліндра двигуна повітрям підвищеної густини, що дає можливість збільшити циклову подачу палива при незмінній величині коефіцієнта надлишку повітря.

Підвищенням густини повітря можливо добитися також зменшення витрати палива за рахунок збільшення коефіцієнта надлишку повітря.

Густина наддувочного повітря згідно із рівняння стану прямо пропорційна його тиску та зворотно пропорційна температурі.

У двигунах з наддувом підвищення тиску повітря виконується компресором, при стисканні в якому повітря, на жаль, нагрівається. Тому для збільшення густини наддувочного повітря після компресора необхідно встановлювати охолоджувач.

Охолоджувачі наддувочного повітря різні по конструкції та компоновці їх на двигунах. Розрахунок та конструювання ОНП може виконуватися по різному.

При створенні двигуна в залежності від етапу та мети проектування потрібні різні дані про ОНП. На ранніх стадіях проектування достатньо мати приблизні дані про масу, габарити, теплову ефективність ОНП. При більш детальних розробках потрібен детальний розрахунок та конструювання окремих частин ОНП, а також визначення зміни параметрів повітря та охолоджувача.

Розглянемо більш детально першу задачу. Вона може бути вирішена двома способами: приблизне визначення параметрів ОНП на основі статистичних даних або підбором ОНП із ряду діючих конструкцій.

Приблизно визначення параметрів ОНП виконується по залежностям:

$$M_x = 18 + 12G_s^2; \quad V_x = 0,016G_s^{1,4}; \quad L_{\pi} = 0,18 + 1,7V_x;$$

$$T_2 = T_1 - \eta(T_1 - T_{w1}); \quad p_2 = p_1 - \Delta p.$$

Тут M_x – маса охолоджуючого пучка, кг;

					ПННІ НУК 142.44.22.01 ПЗ	Лист
						39
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

G_s – витрата повітря через ОНП, кг/с;

V_x – об'єм охолоджуючого пучка, м³;

L_n – довжина охолоджуючого пучка, м;

$\eta = 0,6 - 0,9$ – коефіцієнт теплової ефективності (ККД). Більші значення при $(T_1 - T_{w1}) \geq 70K$;

$\Delta P = (2 - 6)$ кПа - опір ОНП.

3.2 Компоновка ОНП на двигуні

ОНП сучасних дизелів мають такі об'єми та маси, що їх установка на дизелі не може не впливати на масо – габаритні характеристики двигунів. В майбутньому з подальшим ростом наддуву це положення буде поглиблюватися, оскільки маса та об'єм ОНП зростають із збільшенням витрати повітря, причому ріст M_x та V_x пов'язаний з величиною G_s в ступені більшою за одиницю

Типові схеми компоновки ОНП різних двигунів показані на рис. 3.1. Із представлених схем видно, що при установці ОНП на середньо – та високо оборотних двигунах підведення повітря до ОНП частіше всього виконують короткими патрубками, що сильно розширюються, нерідко з поворотом потоку повітря в одній або декількох площинах. Це призводить до появи значних додаткових опорів та великій нерівномірності поля швидкостей потоку перед фронтом теплообмінного елемента ОНП. Останнє впливає на ефективність теплообміну в ОНП і тим сильніше, чим вище вказана нерівномірність і чим менше коефіцієнт опору руху повітря через елемент.

Для зменшення негативних наслідків такої компоновки ідуть на різні заходи, які покращують газодинамічні показники патрубків з розширенням для підведення повітря. В них встановлюють направляючі лопатки, замінюють дифузорні ділянки з великим кутом розкриття ступінчастим дифузором, застосовують підводи у вигляді округлених камер з тангенціальним підведенням.

					ПННІ НУК 142.44.22.01 ПЗ	Лист
						40
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

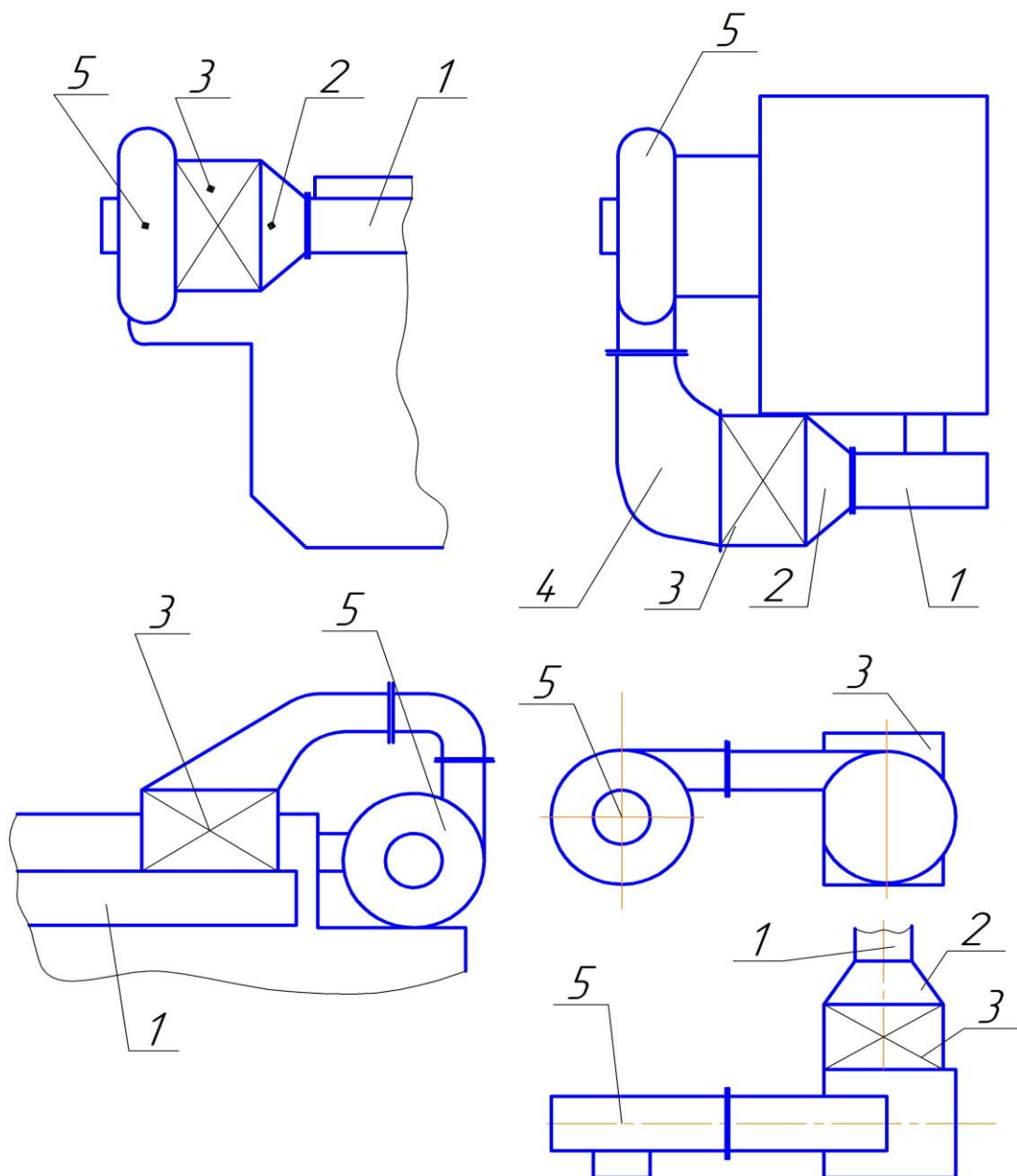


Рисунок 3.1 Компановка ОНП на двигунах з одноступеневими системами постачання повітря

1 – впускний колектор; 2 – дифузор; 3 – ОНП; 4 – конфузор; 5 – компресор.

В патрубках, що відводять повітря від холодильника до впускного колектора двигуна, площа прохідного перерізу звичайно зменшується. Втрати енергії в таких конфузорах менше, ніж в дифузорах при однакових співвідношеннях площ найбільшого та найменшого отворів і форми осьової лінії. Разом з тим різкі звуження та велика кривизна осьових ліній дифузора ведуть до підвищення втрат в них, що не бажано.

					ПННІ НУК 142.44.22.01 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

Через водяні порожнини ОНП на номінальному режимі роботи двигуна звичайно прокачують забортну воду у кількості, що відповідає повній подачі насоса забортної води на цьому режимі. ОНП рекомендується включати в напірну мережу насоса забортної води першим.

При розміщенні важкого та громіздкого ОНП на дизелі слід враховувати можливість виконання різних робіт по ремонту та обслуговування. Наприклад, потрібно уникати встановлення ОНП над кришками циліндрів, над з'ємними люками і таке інше. Маса ОНП повинна сприйматися такими елементами двигуна, які можуть нести це навантаження без збитків для надійності двигуна. Зокрема, з'єднання дифузора з компресором повинно виконуватися пружним елементом (дюрітом або сильфоним компенсатором), що не передають значних зусиль при малих деформаціях з'єднувальних трубопроводів.

3.3 Особливості конструкцій ОНП

Трубчасті рекуператори являються найбільш поширеними апаратами для охолодження наддувочного повітря. Основні їх переваги – простота конструкції та надійність в роботі.

Охолоджувач наддувочного повітря звичайно складається із корпусу та охолоджуючого елемента. Охолодження повітря в ОНП проходить в результаті контакту з поверхнею теплообміну, яка представлена пучком ребристих трубок. В ОНП з трубними пучками, які є найбільш поширеними на сьогодні, обов'язковими деталями теплообмінного елемента є трубні дошки. В трубних дошках кінці трубок звичайно кріпляться вальцівкою. Таке з'єднання забезпечує високу надійність, але товщина дощок при цьому має бути значною – від 0,8 до 1,6 діаметра трубки, що несе оребрення. Вода із трубок збирається в порожнині водяних кришок. Порожнини у водяних кришках можуть розділятися на ряд окремих камер перегородками. ОНП можуть мати від одного до чотирьох ходів по воді, а інколи і більше. По повітрю ОНП виконують одноходовими.

					ПННІ НУК 142.44.22.01 ПЗ	Лист
						42
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт тепловіддачі від повітря до тепло передаючої стінки 25-315 Вт/(м²К) – в поміж трубному просторі, 60-230 Вт/(м²К) – при русі під тиском в трубках. Коефіцієнти теплопередачі при русі води в трубках досягають значень 3500-8150 Вт/(м²К). Для інтенсифікації теплопередачі необхідно збільшувати поверхню з тієї сторони, де коефіцієнт тепловіддачі менше; найбільш зручно це реалізувати у поміж трубному просторі. Тому у ОНП водоповітряних систем повітря направляють у поміж трубний простір, а воду в труби. У повітряно-повітряних апаратах в труби направляють наддувочне повітря, а в збільшений оребрением поміж трубний простір - атмосферне повітря від вентилятора.

Вибір конструкції ОНП багато в чому залежить від величини втрат тиску наддувочного повітря. У зв'язку із жорсткістю вимог застосовують тільки один хід наддувочного повітря і у більшості випадків не більше двох ходів охолоджуючої води, так як застосування більшого числа трубних ходів ускладнює конструкцію та робить трудним компоновку охолоджувача на двигуні.

Різноманіття типів оребрения, що застосовуються в конструкціях ОНП, показано в табл.3.1, де приведені основні характеристики охолоджувачів наддувочного повітря дизелів СНД.

На основі цих характеристик провести повний аналіз того чи іншого типу оребрения важко, так як дані приведені для ОНП із різною тепловою потужністю

					ПННІ НУК 142.44.22.01 ПЗ	Лист
						43
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.1 Характеристики трубчастих охолоджувачів наддувочного повітря

Теплопередаюча поверхня	Марка дизеля	Перепад температур наддувочного	Втрата тиску наддувочного повітря, кПа	Поверхня теплопередачі, м ²	Коефіцієнт використання об'єму, $k_v \cdot 10^{-4}$? Вт/(м ² К)	Коефіцієнт компактності, м ² /м ³
Круглі мідні труби, оребрені гвинтовою накаткою	16ДН23/30	51	3,53	26,5	4,67	291
Круглі мідні труби, оребрені гвинтовою накаткою	16ЧН26/26	112	3,43	48,2	6,12	282
Круглі біметалеві труби, оребрені гвинтовою накаткою; внутрішня труба – із мельхіору, оребрена сорочка – із алюмінійового сплаву	6ЧРН36/40 6ГЧН25/34, 6ЧН26/34	113	1,68	73,7	6,87	466
Круглі латуні труби, оребрені мідними петлями із дроту (спіраль)	6ЧН36/45	40	0,98	35,6	4,65	282
Круглі латуні труби, оребрені мідними петлями із дроту (спіраль)	16ЧН25/27	65	2,94	45,6	4,53	368
U-подібні круглі латуні труби з прямокутними мідними ребрами	9ДКРН50/110	39	1,47	65	4,65	295
Плоскі латуні труби, оребрені колективними пластинами	10ДН 20,7/2x25,4	60	1,47	109	4,14	496
Плоскі латуні труби, оребрені колективними пластинами	6ЧН31,8/33	49	1,47	40	4,5	580
Еліптичні мідні труби, оребрені колективними мідними пластинами	6ЧН15/18	86	2,94	5,09	4,5	435

При роботі ОНП трубки пучка та корпус нагріваються по – різному, в результаті чого можуть мати місце руйнування його елементів при великих різницях в теплових деформаціях. З метою компенсації теплових деформацій застосовують конструкції, де забезпечується рухомість однієї із дощок. Якщо в таких випадках рухома трубна дошка з кришкою проходять через отвір в корпусі, то місце виходу ущільнюється. При малих довжинах трубок ОНП можуть виконуватися і без компенсації теплових деформацій. В цьому випадку корпус ОНП та теплообмінний апарат виконується як одне ціле (рис.3.2).

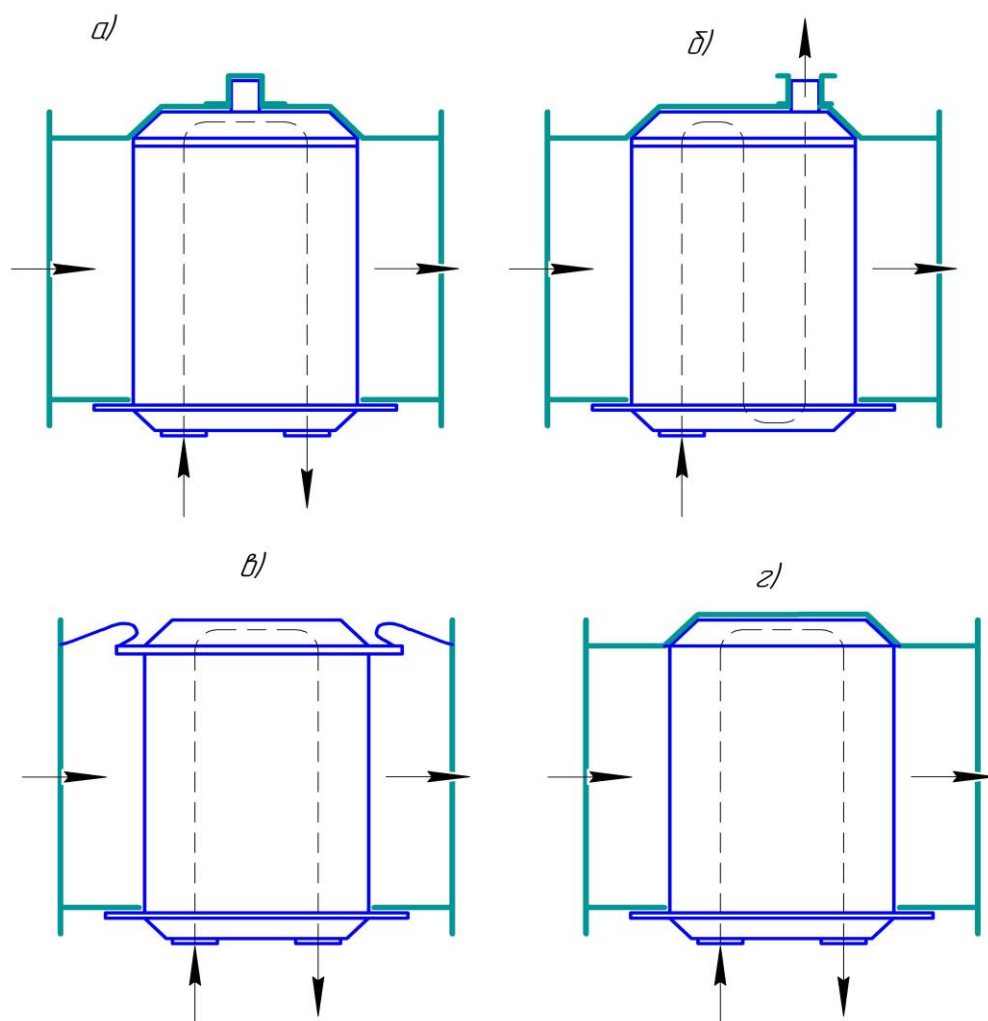


Рисунок 3.2 Схеми кріплення теплообмінного елемента в корпусі ОНП

Найбільш поширені види поверхні теплообміну (ПТ) для ОНП показані на рис.3.3.

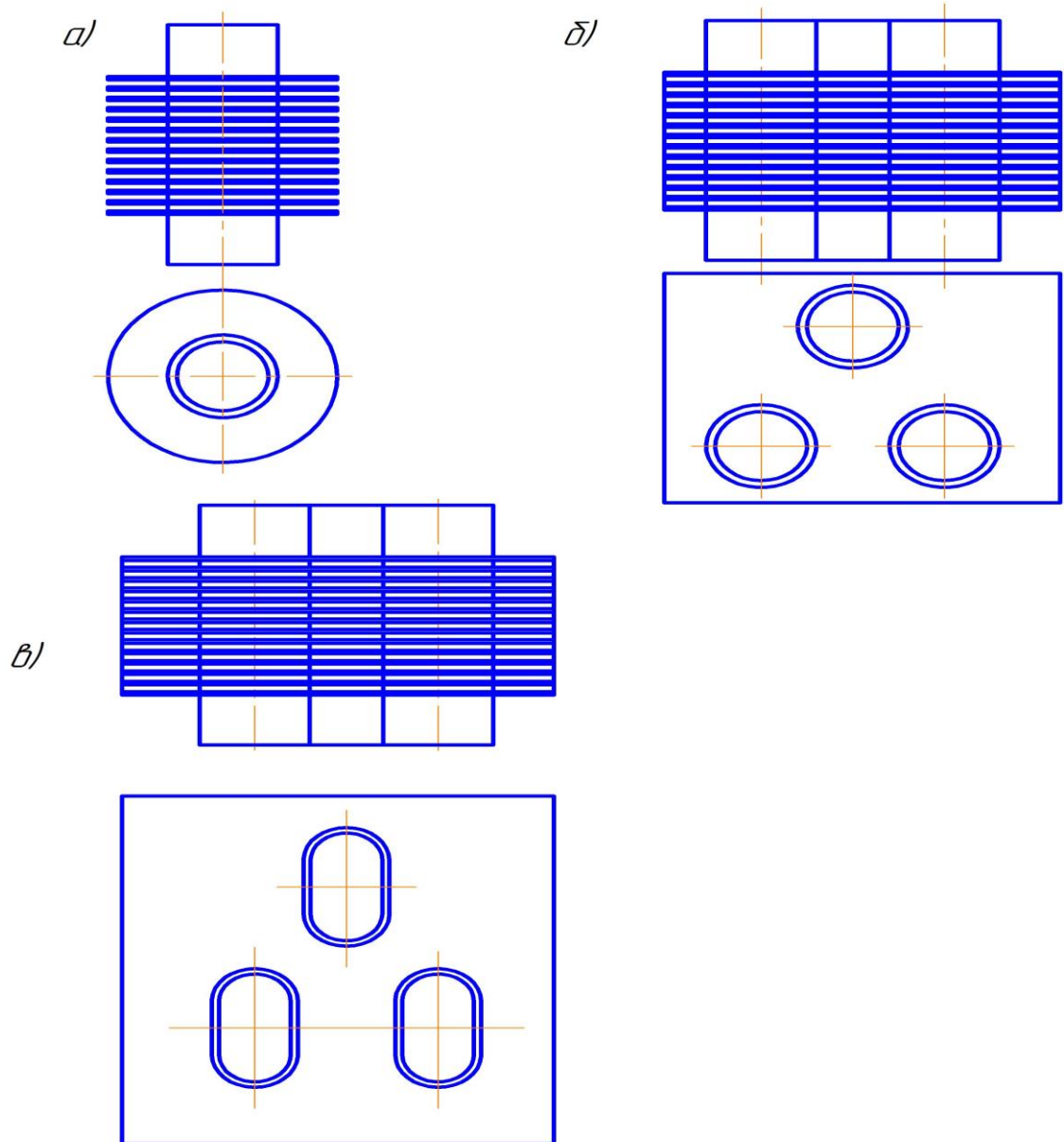


Рисунок 3.3 Види поверхонь теплообміну

а) – ребриста – трубчаста із стрічковим, шайбовим або спіральним оребрнням; б) – ребриста – трубчасті із груповим поперечним оребрнням; в) –трубчаста – пластинчасті із плоско – овальних труб

Найбільш надійні та прості у виготовленні круглі труби, з гвинтовими ребрами отриманими накатуванням (рис.3.4). Порівняно низькі теплотехнічні показники цих труб компенсуються легкістю виготовлення ребер накаткою, простотою компоновки пучка, високою вібростійкістю. Особливо простий технологічний процес накатки мідних труб. Але мідні трубки мають високу вартість, велику масу, швидкість руху води в них обмежена, а це суттєво

впливає на характеристики ОНП. Більш дешевими є латуні труби, проте і вони мають велику масу.

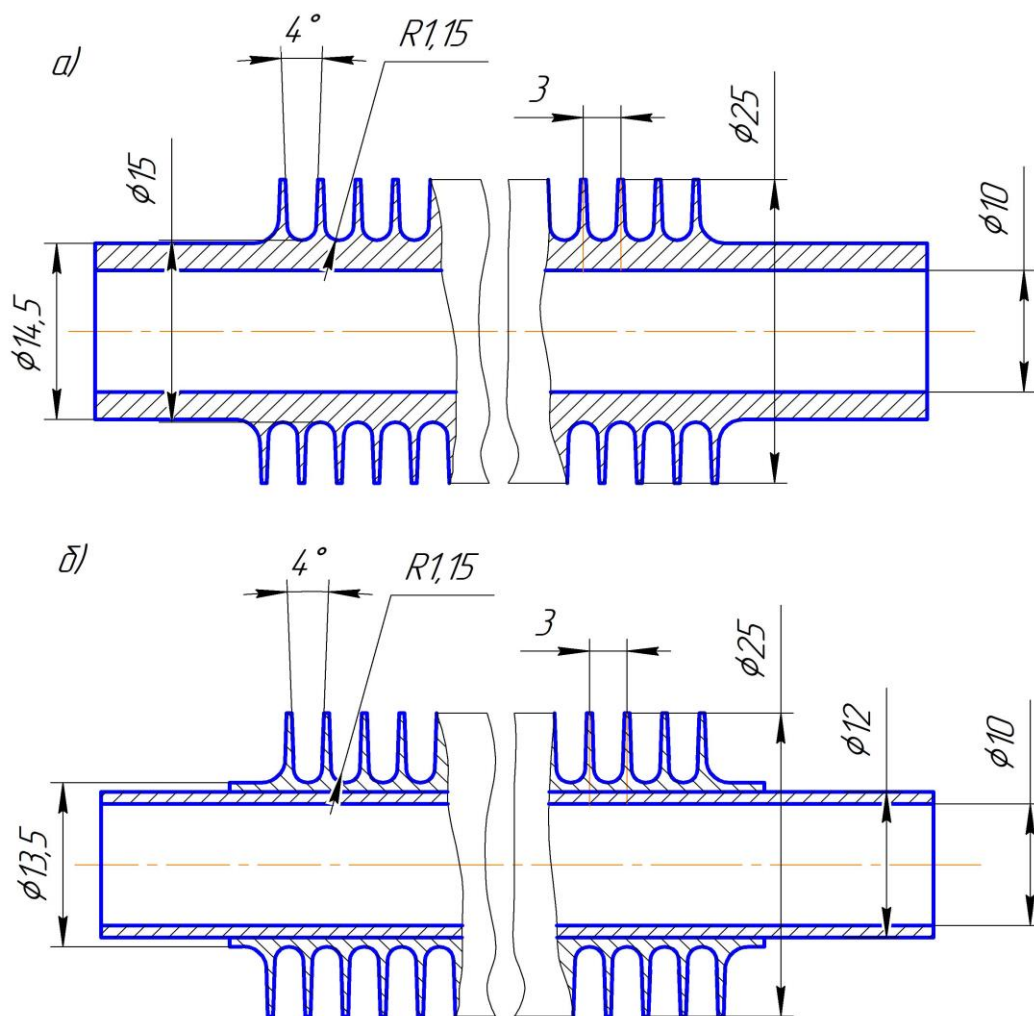


Рисунок 3.4 Конструкція теплообмінної трубки охолоджувача наддувочного повітря
а – монометалевої; б – біметалевої

Застосування біметалевих трубок дозволяє підвищувати коефіцієнт використання маси та компактності. В порівнянні з мідними трубами коефіцієнт теплопередачі в пучку біметалевих труб при цьому дещо нижчий

Високоєфективні круглі латуні труби, що мають ребра у вигляді дротяних петель, проте їх недоліком є більша маса, недостатньо надійне кріплення дротяної спіралі та високі фільтруючі властивості, у зв'язку з чим в місцях

припайки дротяних петель концентрується бруд та масляні відкладення. Слід відмітити, що тепловіддача при поздовжньому обтіканні таких труб більше вище, ніж при поперечному.

В окремих випадках використовують мідні або латуні круглі труби, що оребрєні прямокутними мідними пластинами. Їх перевагою є висока надійність та порівняно низька вартість (латунні трубки). До недоліків слід віднести вірогідність плохої припайки ребер, що призводить до зниження тепловідводу на 15 - 20%, невисоку теплопередачу та велику масу і розміри апарату.

Перевагою плоских труб, оребрєних колективними пластинами, є низький аеродинамічний опір, а недоліком – можливе зниження теплопровідності внаслідок погіршення або відсутності контакту в місцях паяних з'єднань труб з ребрами. Міжтрубний простір таких охолоджувачів швидко забруднюється, а невеликі відстані (2 ... 3мм) поміж суцільними ребрами затрудняють очищення. Гофровані пластины збільшують тепловіддачу на 10...15%. Розглядувана теплообмінна поверхня має самий високий коефіцієнт компактності, але разом з тим її надійність невисока по причині частих поломок тонкостінних ($\delta = 0,5\text{мм}$) плоских трубок.

В компактних теплообмінних апаратах застосовують також плоскі труби з індивідуальними або груповими (на 3...10 труб) пластинами, круглі труби з дисковими поперечними ребрами постійної товщини (шайбове оребрєння), з поздовжніми ребрами різної конфігурації, оребрєння спіральною стрічкою, штирями різної форми і тому подібне. Проте застосування вказаних труб в охолоджувачах наддувочного повітря обмежене по причині або недостатньо високих тепло технологічних характеристик, або ж високої вартості, або значних технологічних труднощєй при виготовленні.

3.4 Розрахунок ОНП

Розрахунки ОНП виконують з різною метою. Частіше інших виконуються так звані пряма та зворотна задачі. При розв'язуванні прямої задачі пропонується визначити розміри ОНП при відомих початкових та кінцевих

					ПННІ НУК 142.44.22.01 ПЗ	Лист
						48
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

параметрах теплоносіїв. У зворотній задачі визначаються кінцеві параметри теплоносіїв при відомих розмірах ОНП та заданих початкових параметрах теплоносіїв. Крім цих задач, є ряд інших задач. Наприклад, задається маса теплообмінного апарату, початкові параметри теплоносіїв і пропонується визначити такі габаритні розміри для заданої маси, при яких зниження температури та тиску повітря в ОНП буде найвигіднішим. Цю задачу можна назвати оптимізаційною, як і більшість інших задач по розрахунку охолоджувачів повітря. Слід сказати, що методи вирішення прямої чи зворотної задачі завжди входять складовим елементом в любі розрахункові методики по теплообмінникам.

Головною при вирішенні прямої та зворотної задач є система із рівнянь теплопередачі, рівнянь балансу теплоти по теплоносіям, рівняння, що визначають падіння повного тиску при русі повітря через ОНП. Для вирішення цієї системи необхідно мати детальні характеристики поверхні теплообміну, а також її характеристики по теплообміну та опору руху теплоносіїв. Важливе значення має також вибір методики теоретичного розрахунку, в якій рівняння конкретизуються в залежності від схеми взаємної течії теплоносіїв, умов перемішування потоків по ходу течії і ряд інших особливостей.

Порівняльний розрахунок ОГПС двигуна-прототипу та проектного двигуна приведений в таблиці 3.2.

					ПННІ НУК 142.44.22.01 ПЗ	Лист
						49
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.2 Теплотехнічні та конструктивні параметри охолоджувачів газоповітряної суміші серійного ЗОНП та запроектowanego

Найменування параметрів	Позначення ОГПС	
	ЗОНП	Зароектований
1. Двигун, на який встановлюється ОНП	6ГЧН 25/34	6ГЧН 25/34,
2. Питома витрата газового палива на двигун-генератор, $b_e, \text{м}^3/(\text{кВт} \cdot \text{годс})$	0,3	0,273
3.Повна (номінальна) потужність двигуна-генератора, Р, кВт	670	700
4.Коефіцієнт надлишку повітря для згорання природного газу, α	1,75	1,7
5.Теоретична витрата повітря для згорання 1 м^3 природного газу, $L_0, \text{м}^3/\text{м}^3$	9,52	9,52
6.Обємна витрата природного газу на двигун $V_{\Gamma} = b_e \cdot P, \text{м}^3/\text{ч}$	201	191,1
7. Обємна витрата повітря для згорання природного газу при повній потужності двигуна $V_{\Pi} = \alpha \cdot L_0 \cdot b_e \cdot P, \text{м}^3/\text{ч}$	3349	3093
8. Густина повітря при нормальній температурі, $\rho_{\text{возд.}}, \text{кг}/\text{м}^3$	1,2	1,2
9. Густина природного газу при нормальній температурі, $\rho_{\Gamma}, \text{кг}/\text{м}^3$	0,73	0,73
10.Масова витрата газоповітряної суміші через ОНП, $G_{\text{ГПС}} = \rho_{\Pi} \cdot V_{\Pi} + \rho_{\Gamma} \cdot V_{\Gamma}, \text{кг}/\text{ч}$	4165	3851
11.Тиск наддувочного повітря (газоповітряної суміші) на вході в ОГПС, $p_k, \text{МПа}$	0,2	0,21
12. Температура наддувочного повітря (газоповітряної суміші) на вході в ОГПС, $t_{\Pi}, ^\circ\text{C}$	95	114
13.Витрата охолоджуючої води через ОГПС, $G_{\text{в.}}, \text{кг}/\text{год}$	40000	40000

Продовження таблиці 3.2

22.Площа фронтальної поверхні однієї труби охолоджуючої $A_{\text{ТР.}}$ $= l_p \cdot d_{\text{РК}} \cdot (t - \delta) \cdot \pi \cdot (d_{\text{РК}} - d_{\text{РЗ.}}) \cdot i_p, \text{ м}^2$	0,00747	0,0097
23.Площа фронтальної поверхні секції охолодження $A_{\text{П.}} = l_p \cdot H, \text{ м}^2$	0,1494	0,1474
24 "Жива" площа фронтальної поверхні секції охолодження для проходу наддувочної газоповітряної суміші $A_{\text{Ж}} = A_{\text{П.}} - A_{\text{ТР.}} \cdot n_1, \text{ м}^2$	0,0598	0,0697
25. Швидкість газоповітряної суміші при обдуванні труби охолоджуючої $v_{\text{П.}}$ $= V_{\text{ПСР.}} / 3600 A_{\text{Ж}}, \text{ м/с}$	9,56	7,38
26. Сумарна площа проходного перерізу труб охолоджуючих для протікання води $F_{\text{С}}$ $= \pi \cdot d_{\text{ВН}}^2 \cdot i / 4, \text{ м}^2$	0,014	0,008
27. Густина води, $\rho, \text{ кг/м}^3$	1000	1000
28. Обємна витрата води через ОНП $V_{\text{В}}$ $= G_{\text{В}} / \rho, \text{ м}^3/\text{ч}$	40	40
29. Швидкість води в трубі охолоджуючій при одноходовій схемі її руху $v_{\text{В.}} = V_{\text{В.}} / 3600 F_{\text{С}}, \text{ м/с}$	0,82	1,31
30. Швидкість води в трубі охолоджуючій при двуходовій схемі її руху $v_{\text{В.}} = 2 \cdot V_{\text{В.}} / 3600 F_{\text{С}}, \text{ м/с}$	1,65	2,62
31. Середньоарифметичний температурний напір теплоносіїв в ОНП $\Delta t = 0,5(t_{\text{П1}} + t_{\text{П2}}) - 0,5(t_{\text{В1}} + t_{\text{В2}}), \text{ }^\circ\text{C}$	31,9	41,2
32. Необхідний коефіцієнт теплопередачі для стінки труби охолоджуючої $k = Q_{\text{ОНВ}} \cdot 1000 / (F_2 \cdot \Delta t), \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{град)}$	70,0	72,5

Продовження таблиці 3.2

4. Зовнішній діаметр несучої труби, $d_3, \text{м}$	0,012	0,015
5. Внутрішній діаметр ребра, $d_{\text{РВН}}, \text{м}$	0,013	0,016
6. Зовнішній діаметр ребра, $d_{\text{РЗ}}, \text{м}$	0,025	0,037
7. Крок оребрення, $t, \text{м}$	0,003	0,003
8. Кількість ребер на довжині охолоджуючої труби, $i_p = l_p/t$, шт.	166	166
9. Товщина ребра середня, $\delta, \text{м}$	0,0005	0,0005
10. Матеріал несучої трубки	МНЖ Мц 30-1-1	Сталь
11. Матеріал оребрення	АМцМ	Алюміній
12. Кількість рядів труб охолоджуючих по висоті фронту секції охолодження, n_1 , шт	12	8
13. Крок труб охолоджуючих по висоті фронту секції охолодження, $t_1, \text{м}$	0,025	0,037
14. Кількість рядів труб охолоджуючих по глибині секції охолодження, n_2 , шт	15	10
15. Крок труб охолоджуючих по глибині секції охолодження, $t_2, \text{м}$	0,023	0,031
16. Площа поверхні теплообмену секції охолодження із сторони охолоджуючої води F_1 $= \pi \cdot d_{\text{ВН}} \cdot l_p \cdot i, \text{м}^2$	2,69	1,41
17. Площа поверхні теплообміну секції охолодження із сторони охолоджуваної газоповітряної суміші $F_2 = (\pi/4 \cdot (d_{\text{РЗ}}^2 - d_{\text{РВН}}^2) \cdot 2 \cdot i_p + \pi \cdot d_{\text{РВН}} \cdot (t - \delta) \cdot i_p + \pi \cdot d_{\text{РЗ}} \cdot \delta \cdot i_p) \cdot i, \text{м}^2$	24,48	24,04
18. Висота фронту секції охолодження $H = (n_1 - 1) \cdot t_1 + d_{\text{РЗ}}, \text{м}$	0,3	0,296
19. Глибина секції охолодження $L = (n_2 - 1) \cdot t_2 + d_{\text{РЗ}}, \text{м}$	0,347	0,316
20. Об'єм секції охолодження $V = B \cdot H \cdot L, \text{м}^3$	0,052	0,047
21. Коефіцієнт оребрення труби охолоджуючої $\kappa_{\text{ОР}} = F_2/F_1$	9,10	17,08

Продовження таблиці 3.2

14. Температура наддувочного воздуха (газоповітряної суміші) на виході із ОГПС, $t_{П2}$, °C	50	50
15. Температура охолоджуючої води на вході в ОНП, $t_{В1}$, °C	40	40
16. Питома теплоємність повітря, $c_{П}$, кДж/(кг·град)	1,05	1,05
17. Питома теплоємність води, $c_{В}$, кДж/(кг·град)	4,186	4,186
18. Кількість тепла, що відбирається в ОГПС від наддувочного повітря (газоповітряної суміші) $Q_{ОГПС} = c_{П} \cdot G_{П} \cdot (t_{П1} - t_{П2}) / 3600$, кВт	54,7	71,9
19. Температура охолоджуючої води на виході із ОГПС, $t_{В2} = t_{В1} + 3600 \cdot Q_{ОГПС} / c_{В} \cdot G_{В}$, °C	41,2	41,5
20. Газова постійна для повітря, $R_{П}$, Дж/кг·град	287	287
21. Густина повітря на вході в ОГПС $\rho_{П1} = p_{К} / (R_{П} \cdot (t_{П.1} + 273))$, кг/м ³	1,89	1,89
22. Густина повітря на виході із ОГПС $\rho_{В2} = p_{К} / (R_{П} \cdot (t_{П.2} + 273))$, кг/м ³	2,16	2,27
23. Середня густина повітря в ОГПС $\rho_{Пер.} = 0,5(\rho_{П1} + \rho_{П2})$, кг/м ³	2,03	2,08
24. Середня об'ємна витрата повітря (газоповітряної суміші) через ОГПС $V_{Пер.} = G_{П} / \rho_{Пер.}$ м ³ /ч	2056,3	1853,1
Конструктивні параметри ОНП		
1. Кількість труб охолоджуючих в секції охолодження, i , шт	172	75
2. Робочая довжина труби охолоджуючої (ширина фронту секції В), l_p , м	0,498	0,498
3. Внутрішній діаметр несучої труби, $d_{ВН}$, м	0,01	0,012

3.5 Обґрунтування та опис конструкції запроєктованого охолоджувача газоповітряної суміші.

Газовий двигун-прототип 6ГЧН25/34 був створений на базі дизельного двигуна 6ЧН25/34 у зв'язку з тим, що різке підвищення цін на дизельне паливо призвело до втрати конкурентоздатності дизель-генератора в стаціонарній енергетиці. Так як значна частина дизель-генераторів, що вироблялась на ТДВ «Первомайськдизельмаш», застосовувалась в судових електростанціях, то конструкція охолоджувачів наддувочного повітря була уніфікована. При застосуванні в якості охолоджуючої рідини морської води необхідно було виготовляти деталі охолоджувачів наддувочного повітря із матеріалів, стійких до електрохімічної корозії та які забезпечували б допустиму швидкість води. Конструкційними металами для виготовлення деталей охолоджувачів наддувочного повітря судових двигунів є мідь МЗ, латунь Л68, латунь алюмінієва ЛА77-2, Бронза Бр.ОЦСНЗ-7-5-4, нержавіюча сталь, мельхіор МНЖМц 30-08-1, алюмінієвий сплав АМцМ.

Газові двигуни, що використовуються в когенераційних установках, для вироблення електричної та теплової енергії, працюють із системами охолодження, в яких використовується виключно підготовлена прісна вода. Тому застосування дорогих кольорових матеріалів для виготовлення деталей охолоджувача газоповітряної суміші є не доцільним. Наявність досконалих конструкцій теплопередаючих біметалевих трубок (сталь-алюмінієвий сплав), що застосовуються в нагрівачах повітря різної потужності, дає можливість розробити конструкцію охолоджувача газоповітряної суміші, вартість якого в 2...3 рази менша за вартість ОНП двигуна-прототипу. Конструкція монометалевих та біметалевих трубок двигуна-прототипу та проектного двигуна показана на рис.3.5.

					ПННІ НУК 142.44.22.01 ПЗ	Лист
						51
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

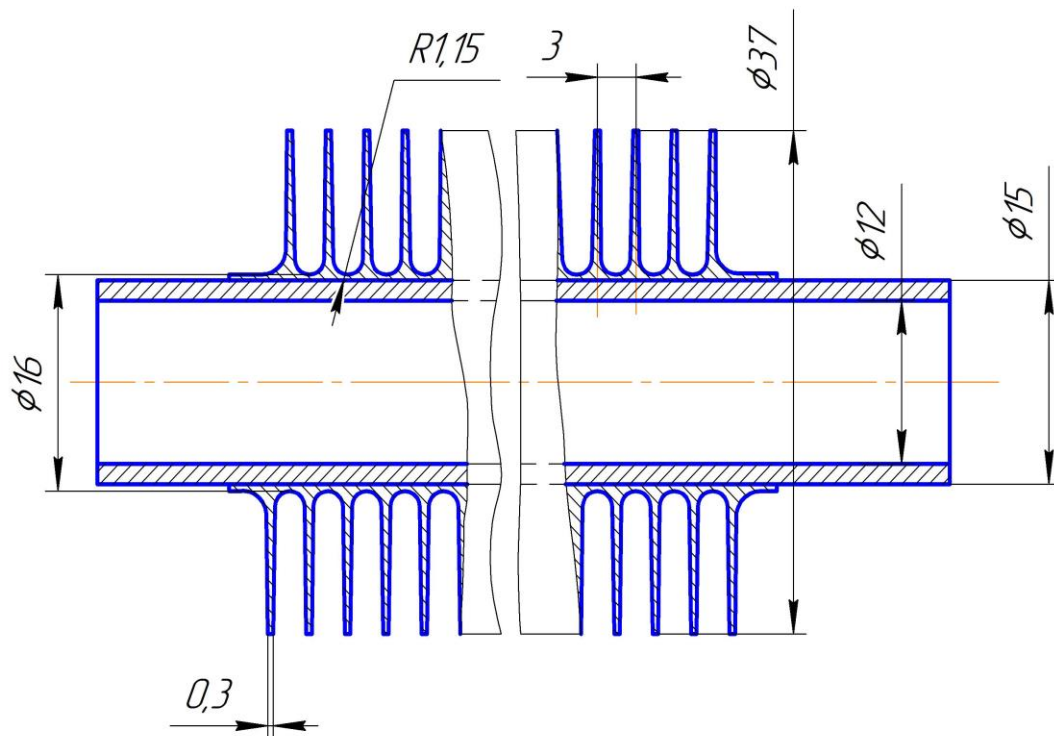


Рисунок 3.5 Конструкція трубки теплопередаючої
проектного ОГПС

Секція охолодження (рис.3.6) запроєктованого охолоджувача газоповітряної суміші складається із двох трубних дощок – рухомої 1 та нерухомої 2 та тепло передаючих біметалевих (сталь + алюмінієвий сплав АМцМ) ребристих трубок. Трубки з'єднані з дошками за допомогою електрозварювання, що забезпечує герметичність секції охолодження. Конструкція ребристої трубки має високу стійкість до забруднення її поверхні включеннями в паливному газі та масляною парою, що подається із картеру двигуна системою вентиляції.

					ПННІ НУК 142.44.22.01 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

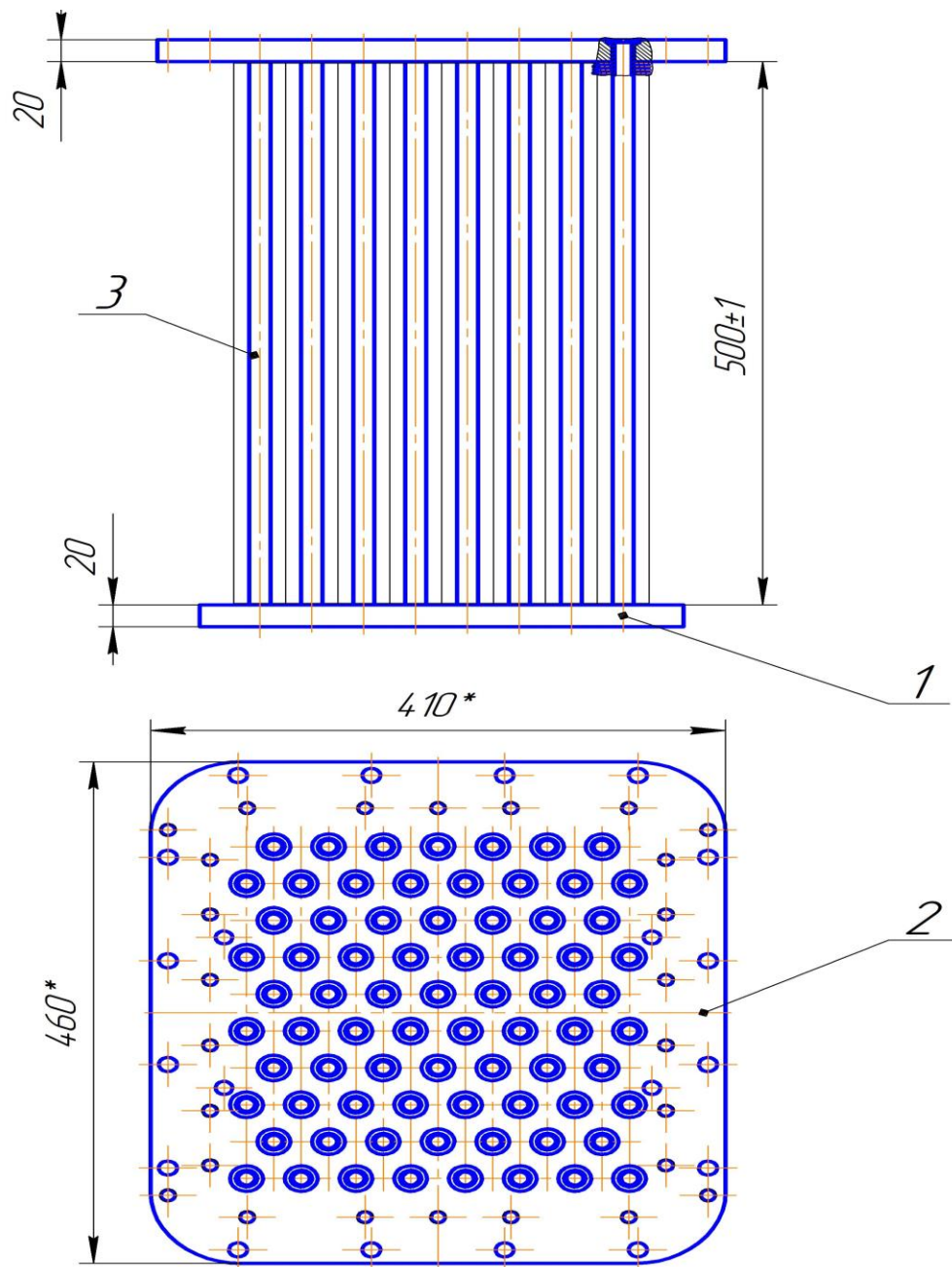


Рисунок 3.6 Секція охолодження запроєктована
 1 – дошка трубна рухома; 2– дошка трубна нерухома;
 3–трубка теплопередаюча

Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПІННІ НУК 142.44.22.01 ПЗ

Лист

53

3.6 Розрахунок на міцність деталей охолоджувача газоповітряної суміші

Для забезпечення безпечної роботи газового двигуна з великим об'ємом впускного трубопроводу, що включає змішувальну камеру, компресор турбокомпресора, охолоджувач газоповітряної суміші та впускний колектор міцність ОГПС необхідно перевірити на тиск вибуху робочої суміші, що можливо при поломці коромисла впускного клапана, або ж заклинюванні впускного клапана у втулці направляючій. При попаданні робочих газів з високою температурою із камери згоряння у впускний колектор приведе до вибуху газоповітряної суміші. Як відомо, при вибуху робочої газоповітряної суміші тиск в закритому об'єму збільшується. В нашому випадку розрахунковий тиск у впускному трубопроводі складе $p_p = 0,675$ МПа, де

Розрахунок на міцність деталей ОГПС виконується з метою перевірки правильності конструктивних розмірів трубної дошки і корпусу.

3.6.1 Розрахунок на міцність корпусу ОГПС

Згідно із Правилами Морського Регістру товщина стінки корпусу має бути не менше, знайденої по формулі

$$s = \frac{D_a \cdot p}{2 \cdot \sigma \cdot \phi + p} + c = \frac{380 \cdot 0,93}{2 \cdot 147 \cdot 0,9 + 1,0} + 1 = 2,4 \text{ мм}$$

де $p = 0,93$ МПа – максимальний тиск в ОГПС при вибуху ГПС у впускному трубопроводі,

$D_a = 380$ мм –зовнішній еквівалентний діаметр корпусу,

$\phi = 0,9$ – коефіцієнт міцності зварного з'єднання для теплообмінного апарату,

$\sigma = \sigma_T / k_\sigma = 250 / 1,7 = 147$ МПа – допустима напруга для матеріалу корпусу,

де $\sigma_T = 250$ МПа –межа текучості для матеріалу корпусу – Сталь 10 ГОСТ 1050-74,

$k_\sigma = 1,7$ - коефіцієнт запасу міцності для стінок,

$c = 1$ мм – добавка до розрахункової товщини стінки.

Враховуючи значні габарити корпусу ОГПС конструктивно приймаємо

					ПННІ НУК 142.44.22.01 ПЗ	Лист
						54
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

товщину стінки корпусу $s = 4\text{мм}$.

3.6.2 Розрахунок на міцність трубної дошки ОГПС

Згідно із Правилами Морського Регістру товщина трубних дощок теплообмінних апаратів повинна бути не менше розрахункової по формулі

$$s = 0,9 \cdot k \cdot D_{\phi} \cdot \sqrt{\frac{p}{\sigma \cdot \phi}} + c = 0,9 \cdot 0,48 \cdot 380 \cdot \sqrt{\frac{0,93}{176,5 \cdot 0,68}} + 1 = 14,5\text{мм}$$

$\sigma = \sigma_T / k_{\sigma} = 3000 / 1,7 = 176,5\text{ МПа}$ – допустима напруга для матеріалу трубної дошки.

де $\sigma_T = 300\text{ МПа}$ - межа текучості для матеріалу трубної дошки – Сталь 30 ГОСТ 1050-74.

$k = 0,48$ – коефіцієнт, який залежить від відношення товщини стінки корпусу $\delta = 4\text{ мм}$ до товщини трубної дошки, яка попередньо прийнята конструктивно $s = 20\text{ мм}$.

$$\delta/s = 4/20 = 0,20.$$

$D_{\phi} = 380\text{ мм}$ – внутрішній діаметр корпусу,

Коефіцієнт міцності трубної дошки при $0,75 > d/a > 0,4$ і $D_{\phi}/s \geq 40$

знаходиться при розташуванні отворів по рівносторонньому трикутнику згідно формули

$$\phi = 0,935 - 0,65 \cdot \frac{d}{a} = 0,935 - 0,65 \cdot \frac{15,5}{39} = 0,68,$$

де $d = 15,5\text{мм}$ – діаметр отворів в трубній дошці;

$a = 39\text{мм}$ - крок між центрами отворів при розташуванні їх по рівносторонньому трикутнику.

Враховуючи значні габарити ОГПС приймаємо товщину трубної дошки $s = 20\text{мм}$.

					ПННІ НУК 142.44.22.01 ПЗ	Лист
						55
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.

4.1 Охорона праці

4.1.1 Розробка заходів щодо зменшення впливу небезпечних і шкідливих виробничих факторів при роботі з двигуном 6ГЧН25/34.

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

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

Небезпечним виробничим фактором називається такий виробничий фактор, вплив якого на працюючого у визначених умовах приведе до захворювання чи зниження працездатності.

Між небезпечним і шкідливим факторами не завжди можна провести чітку границю. Той самий фактор може привести до нещасного випадку чи до зниження продуктивності праці.

4.1.2 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал, який обслуговує газовий двигун.

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

а) Газ та пари мастила.

Газ та пари мастила проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань легень і дихальних шляхів.

					ПННІ НУК 142.44.22.01 ПЗ	Лист
						56
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

За ДСТ 12.1.005-76 установлені припустимі границі концентрації газу – 100 мг/м^3 – у повітрі виробничих приміщень.

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

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

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

б) Пожежна безпека.

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

в) Електробезпечність.

Проходячи через тіло, струм впливає:

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

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

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

г) Освітлення.

Велику роль у виробничому процесі відіграє система освітлення. Система призначена для забезпечення освітлення приміщення електростанції.

					ПННІ НУК 142.44.22.01 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

Освітлювальне електроустаткування машинного відділення складається з наступних елементів:

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

д) Вентиляція.

У результаті порушення герметичності з'єднань деталей двигуна в приміщенні електростанції може з'являтися небезпечна концентрація газового палива, що може привести до отруєння персоналу або вибуху. Щоб запобігти цьому, необхідна система вентиляції.

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

Система вентиляції розроблена відповідно до вимог і норм СНиП .

Вентиляція, що застосовується на електростанції : штучна, приточна і природна. Витяжна вентиляція з машинного відділення здійснюється природним шляхом через жалюзі, установлені на кожухах димарів.

Приточна вентиляція машинного відділення забезпечується вентилятором.

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

Кількість приточного повітря повинне відповідати кількості вилученого, різниця між ними повинна бути мінімальною.

					ПННІ НУК 142.44.22.01 ПЗ	Лист
						58
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Система вентиляції не повинна створювати шум на робочих місцях, що перевищує припустимі норми.

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

э) Шум.

Шум значно погіршує продуктивність праці. Впливає на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається утом слухового апарата, що може привести до часткового чи навіть до повної втрати слуху.

Санітарні норми шуму приведені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1. Санітарні норми шуму

Середньгеометричні частоти октавних полос, Гц	3,15	63	125	250	500	1000	2000
Рівні звукового тиску, Дб	109	99	92	86	83	80	76

ж) Вібрація.

Вібрація виникає через динамічну невірноваженість мас кривошипно-шатунного механізму ДВЗ. Локальна вібрація викликає спазми судин і погіршує кровообіг.

Загальна вібрація з частотою 0,7 Гц викликає морську хворобу, з частотою 4-30 Гц може викликати ушкодження плечового пояса, більшості внутрішніх органів через резонансні явища. Санітарні норми вібрації приведені в таблиці 4.2.

Таблиця.4.2. Санітарні норми вібрації

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

Розрахунок рівня шуму і вібрації в приміщенні машинного відділення.

Рівень шуму вироблений двигуном 6ГЧН25/34 визначається по формулі:

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

n_n – номінальна частота обертання, $n_n = 750 \text{ хв}^{-1}$;

n – робоча частота обертання, $n = 750 \text{ хв}^{-1}$;

P_e – номінальна потужність двигуна, $P_e = 710 \text{ кВт}$.

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(750 + 710^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{750}{750}\right) \right] = 89,5 \text{ дБ}$$

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

Для зниження аеродинамічного шуму, створеного двигуном, використовуються глушители різних конструкцій. Використання глушителів дозволяє знизити загальний рівень шуму на 10-12 Дб.

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

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

Рівень вібрації для двигуна 6ГЧН25/34 визначається по формулі:

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

де $m = 10500 \text{ кг}$ - маса двигуна

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{750 \cdot 700^{0,55} \cdot \left(\frac{1+700}{10500} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{10500}{700}} + 30 \lg \left(\frac{750}{750} \right) \right) = 87,8 \text{ дБ}$$

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

Заходи щодо зниження шуму і вібрації.

Шум і вібрація, двигунів внутрішнього згоряння впливають на здоров'я працюючих у машинному відділенні, зменшує продуктивність праці, притупляється увага.

Двигуни відносяться до найбільш гучних механізмів, у більшості випадків є основними джерелами шуму і вібрації. Проблемою шуму ДВЗ є усунення чи максимальне зменшення шкідливого впливу повітряного шуму двигуна. Найбільш ефективним і, у той же час, найбільш складним є метод боротьби із шумом самого двигуна. Суть методу - у спеціальній організації робочого місця і конструктивному оформленні двигуна і його вузлів, у поліпшені технології виготовлення й обробки деталей двигуна (підвищена точність нарізування зубів шестірні, загальне доведення і притирання деталей, вибір малогучних підшипників).

					ПННІ НУК 142.44.22.01 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

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

Ефективним способом зменшення шуму і вібрації є установлення віброгасників у місцях підвищеної вібрації.

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

4.1.3 Техніка безпеки при експлуатації двигуна

В період монтажу, експлуатації, технічного обслуговування двигунів-генераторів необхідно дотримуватися вимог техніки безпеки, охорони праці та пожежної безпеки і. крім того, необхідно виконувати та дотримуватися наступного:

- машинне відділення повинно мати медичинську аптечку для надання першої допомоги при опіках, травмах та отруєнні газом, а також вогнегасники. Їх зміст та готовність до використання повинні регулярно перевірятися.

- за допомогою приборів (газоаналізаторів) систематично визначати загазованість машинної зали. Концентрація метану у повітрі 5 - 15% - вибухонебезпечна.

- при ремонті газових двигунів у всіх місцях, пов'язаних з управлінням подачею газу та стиснутого повітря для пуску двигуна, а також на пульті дистанційного управління вивісити попереджувальні таблички, що вказують на те, що пуск двигуна забороняється. Після закінчення робіт на двигуні та його площадках не дозволяється залишати деталі, інструмент та пристосування. Пролиті масло та вода повинні бути негайно прибрані;

					ПННІ НУК 142.44.22.01 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

- паливна система непрацюючого двигун-генератора має бути перекритою від подачі газу і з'єднана з атмосферою через «свічку»;
- перед пуском двигуна перевіряти на герметичність місця з'єднання газових трубопроводів та газової апаратури мильним розчином, категорично забороняється перевіряти герметичність з'єднань відкритим вогнем;
- перед пуском двигуна провертання колінчастого валу вручну виконувати з відкритими декомпресійними кранами та виключеною системою запалювання не менше двох обертів, після чого зняти ричав та закрити декомпресійні крани;
- кожен день перевіряти розрідження в картері і у випадку відхилення від допустимих величин виявляти та усувати неполадки;
- люки картера при необхідності рекомендується відкривати не менше через 15 хвилин після зупинки двигуна – генератора;
- машинне приміщення має бути забезпечено природною або штучною вентиляцією, вентиляційні канали не можна перекривати;
- при виявленні неполадки необхідно зупинити працюючий двигун – генератор і усунути неполадки;
- перед шафами управління повинні бути покладені гумові килими, на яких обслуговуючий персонал має знаходитися при проведенні любых робіт по шафам;
- при роботі в картері двигуна використовувати переносні електричні лампи напругою 6-36 В., які мають бути захищені металевою сіткою;
- в машинному відділенні забороняється палити та користуватися відкритим вогнем;
- в машинному відділенні допускається зберігання тільки таких горючих матеріалів, які необхідні при експлуатації двигуна – генератора;
- двигун – генератор та основні його частини: електрогенератор, дроти, кабелі та розподільчі пристрої (шафи) – регулярно (кожен тиждень), а двигун кожен день, очищати від горюче –змащувальних матеріалів, пилу;
- в темну пору доби при ремонті повинно бути забезпечено хороше освітлення машинного відділення, а також аварійне освітлення, що забезпечує

					ПННІ НУК 142.44.22.01 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

нагляд за показанням приладів під час відключення освітлювальної мережі;
- при експлуатації двигуна в машинному приміщенні рекомендується носити притулену одіж.

4.2 Охорона навколишнього середовища.

Однією з необхідних умов здорової і високопродуктивної праці є забезпечення чистоти повітря і нормальних метеорологічних умов у робочій зоні приміщень. Усунення впливу таких шкідливих виробничих факторів, як відпрацьовані гази, пар, пил, надлишкові теплоти, волога і створення здорового повітряного середовища, є важливою народногосподарською задачею, що повинна здійснюватися комплексно, одночасно з рішенням основних питань виробництва.

Шкідливі речовини проникають в організм людини головним чином крізь дихальні шляхи, а також крізь шкіру з їжею. Більшість цих речовин відносяться до небезпечних і шкідливих виробничих факторів, оскільки вони впливають на організм людини.

По характеру впливу на організм людини ці шкідливі речовини розділяються на:

а) загально токсичні речовини, які викликають отруєння всього організму (окис вуглецю, ціаністі з'єднання, свинець, ртуть);

б) речовини які викликають подразнення дихальних шляхів і слизоватих оболонок (хлор, аміак);

в) речовини, що діють як алерген (формальдегід, різні розчини та інше);

г) канцерогенні речовини, які викликають ракові захворювання (амін, окисли хрому, азбест).

4.2.1 Забруднення навколишнього середовища, що виникають при експлуатації двигуна.

В процесі експлуатації газовий двигун знаходиться у взаємозв'язку з навколишнім середовищем, для роботи споживається повітря і вода,

					ПННІ НУК 142.44.22.01 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64

викидаються в атмосферу випускні гази, а в гідросферу попадає вода з двигуна та нафтоутримуючі води. Двигун є джерелом теплового, шумового, вібраційного та радіаційного забруднень біосфери.

Внаслідок недосконалості процесів згоряння палива, конструкції механізмів, порушень правил технічного обслуговування, а іноді в результаті аварії сильно забруднюється біосфера. Це призводить до зміни санітарно-гігієнічних умов життєдіяльності людини, що сприяє розвитку різних захворювань і впливає на флору і фауну.

Токсичність випускних газів визначається сортом палива та умовами його згоряння. Так застосування більш дешевих важких сірчаних палив викликає підвищене забруднення навколишнього середовища, збільшує зношування. При виборі сорту палива вирішальне значення можуть мати перераховані фактори, а не його дешевизна.

У випускних газах знаходиться близько 200 компонентів, які можна розділити на п'ять груп:

- а) продукти повного згоряння палива, що сприяють утворенню парникового ефекту та кислотних дощів;
- б) окисли вуглецю;
- в) окисли азоту - беруть участь в утворенні фотохімічних реакцій;
- г) канцерогенні домішки;
- д) альдегіди.

Випускні гази сприяють задимленню атмосфери. Димність, крім забруднення біосфери, також погіршує видимість і зменшує сонячну радіацію на поверхні землі в результаті поглинання і розсіювання світла зваженими частками.

При роботі газового двигуна значна частина теплової енергії передається атмосфері чи гідросфері.

Разом з охолоджуючою водою, що відходить від двигуна, у землю може попасти мастило, паливо. Це може відбуватися крізь нещільність з'єднань

					ПННІ НУК 142.44.22.01 ПЗ	Лист
						65
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

систем, сальники арматури і насосів, а також крізь трубопроводи при їхньому зношенні.

Транспортування і збереження нафтопродуктів супроводжується випарюванням летучих вуглеводневих з'єднань в атмосферу. Величина забруднення від випарів нафти складає майже в два рази більше, ніж забруднення від автомобільного транспорту.

У зв'язку з цим у наш час розробляють двигуни, що можуть працювати на альтернативних видах палива, що дає менше забруднення навколишнього середовища.

4.2.2 Вплив деяких факторів на токсичність та димність відпрацьованих газів

Проблема зниження токсичності та димності відпрацьованих газів ускладнена тим, що необхідно зменшувати викид в атмосферу декількох різних токсичних продуктів.

Згідно з наведеним аналізом роботи дизельних двигунів та відпрацьованих газів, які утворюються при цьому, видно, що з одного боку, підвищення температури та збільшення вмісту кисню призводить до зменшення кількості СО та вуглеводнів у відпрацьованих газах, в той же час це призводить до збільшення вмісту оксидів азоту. Причому деякі методи, які зменшують викиди продуктів неповного згоряння вуглецю, пов'язані з інтенсифікацією процесів горіння, що призводить до збільшення вмісту оксидів азоту. Та, наприклад, температура горіння абсолютно протилежно впливає на кількість токсичних продуктів у випускних газах. Збільшення температури призводить до зменшення продуктів неповного згоряння вуглеводнів, але в той же час збільшується кількість оксидів азоту. Очевидно, що в цьому випадку для зменшення токсичності відпрацьованих газів потрібно підбирати оптимальний температурний режим або використовувати принципово інші методи зменшення токсичності відпрацьованих газів.

					ПННІ НУК 142.44.22.01 ПЗ	Лист
						66
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.2.3 Способи зниження димності та токсичності відпрацьованих газів двигунів.

Відомо декілька способів зменшення димності та токсичності двигунів. Питання про вибір найкращого методу вирішується залежно від конкретних умов.

Вдосконалення процесів утворення горючих сумішей та згоряння

За першим методом, відбувається зниження димності відпрацьованих газів та вмісту оксиду вуглецю, вуглеводнів, сажі, альдегідів, тобто продуктів неповного окислення. При цьому збільшується потужність та покращуються економічні показники роботи двигунів. Однак, як вже було відмічено, це призводить до збільшення концентрації оксидів азоту. Зниження ступеня стиснення, зменшення кута випередження впорскування палива або дроселювання повітря при впуску приведе до зменшення концентрації оксидів азоту, але при цьому погіршуються індикаторні показники. Спосіб утворення горючих сумішей значно впливає на токсичність відпрацьованих газів. В дизелях з розділеними камерами згоряння утворюється менша кількість оксидів азоту, ніж в дизелях з камерою згоряння в поршні. Крім того, в дизелях з розділеною камерою згоряння утворюється менше продуктів неповного згоряння та зменшується димність.

Ступінь стиснення впливає на токсичність відпрацьованих газів головним чином через зміну температури заряду. Збільшення температури призводить до покращення утворення паливної суміші, особливо при малих навантаженнях та частотах обертання валу, тому зменшується кількість СО та вуглеводнів у відпрацьованих газах. Для зменшення утворення оксидів азоту відповідним чином підбирають відношення інтенсивності вихрового руху заряду та параметрів впорскування палива.

Режим роботи двигунів значно впливає на склад компонентів відпрацьованих газів. При збільшенні навантаження двигуна утворення паливних сумішей погіршується, також погіршується згоряння. При цьому різко

					ПННІ НУК 142.44.22.01 ПЗ	Лист
						67
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

збільшуються викиди CO та димність відпрацьованих газів. Вплив температурного фактора на утворення оксидів азоту є вирішальним у ділянці малих та середніх навантажень. Тільки у випадку великих циклових подач палива вихід NO_x зменшується внаслідок утворення в камері згорання значних об'ємів, де кисню практично немає.

Рециркуляція відпрацьованих газів.

Для зменшення викидів оксидів азоту широко використовується рециркуляція відпрацьованих газів. При цьому частина відпрацьованих газів з системи випуску скеровується у впускний трубопровід. При цьому діоксид азоту, що міститься у відпрацьованих газах, сприяє скороченню періоду затримки запалювання. Зменшення концентрації оксидів азоту відбувається під дією двох факторів, у цьому випадку – зменшення концентрації кисню в зоні горіння та відповідним зменшенням температури. Рециркуляція відпрацьованих газів є дієвим способом зниження концентрації NO_x. Рециркуляція 10 % відпрацьованих газів зменшує виділення оксидів азоту приблизно в два рази. Спеціальні дослідження показали, що перепуск частини відпрацьованих газів до впускної системи не тільки зменшує вміст NO, але і суттєво зменшує зношування поршневих кілець. Рециркуляція відпрацьованих газів найбільш ефективна на режимах малих та середніх навантажень, причому її ефективність у двигунах з камерою згорання в поршні вища, ніж у двигунах з розділеними камерами згорання. При великих навантаженнях рециркуляція відпрацьованих газів зменшує коефіцієнт корисної дії (збільшує витрати палива) та збільшує виділення CO. Також слід відзначити, що рециркуляція призводить до суттєвого збільшення димності (сажа, поліциклічні вуглеводні), а також продуктів неповного згорання палива (вуглеводнів та альдегідів). Основною причиною негативних наслідків рециркуляції відпрацьованих газів є зменшення кількості окислювача в зоні горіння та зменшення температури в циліндрах двигуна.

					ПННІ НУК 142.44.22.01 ПЗ	Лист
						68
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Рециркуляція відпрацьованих газів з метою зменшення викидів оксиду азоту використовується при спалюванні природного газу. В цьому випадку також зменшується температура горіння та парціальний тиск кисню. При ступені рециркуляції, який дорівнює 23 % викидів оксидів азоту зменшуються в 11,8 разів.

4.2.4 Розробка заходів щодо зменшення забруднення навколишнього середовища.

Необхідний безпечний стан навколишнього середовища може бути забезпечений виконанням визначених заходів. До основних з них відносяться:

а) Механізація і автоматизація виробничих процесів, дистанційне керування ними. Ці заходи мають велике значення для захисту від впливу шкідливих речовин, теплового випромінювання, особливо при виконанні важких робіт.

Автоматизація процесів, що супроводжуються виділенням шкідливих речовин, не тільки підвищує продуктивність, але і поліпшує умови праці, оскільки робітники виводяться з небезпечної зони.

б) Застосування технологічних процесів і устаткування, що виключають утворення шкідливих речовин чи попадання їх у робочу зону. При проектуванні нових технологічних процесів і устаткування необхідно домагатися виключення чи різкого зменшення виділення шкідливих речовин у повітря виробничих приміщень.

в) Захист від джерел теплових випромінювань.

Це важливо для зниження температури повітря в приміщенні і теплового опромінення працівників.

г) встановлення вентиляції та опалення;

д) застосування засобів індивідуального захисту.

					ПННІ НУК 142.44.22.01 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		69

ВИСНОВКИ

Розроблена згідно із завданням кваліфікаційна робота на тему "Розробка покращеної конструкції охолоджувача газоповітряної суміші для стаціонарного газового двигуна потужністю 710 кВт. Прототип 6ГЧН25/34" містить в собі необхідні креслення, розрахункові і пояснювальні матеріали по газовому двигуну 6ГЧН 25/34 і детальну розробку конструкції охолоджувача газоповітряної суміші. Кваліфікаційна робота оформлена текстовим документом у вигляді пояснювальної записки та графічної частини загальною кількістю 5 листів формату А1.

Газовий двигун 6ГЧН 25/34 потужністю 710 кВт застосовується для приводу електрогенератора змінного струму і встановлюється на промислових виробництвах, або котельних, де має місце постійне споживання електричної та теплової енергії. Габаритне креслення двигуна-генератора ДвГА-675 та загальна конструкція газового двигуна 6ГЧН 25/34 показані на Додатках 1, 2 графічної частини роботи.

У другому розділі кваліфікаційної роботи по заданим вихідним параметрам двигуна ($P_e=710$ кВт) визначений двигун – прототип 6ГЧН25/34 і виконані розрахунки робочого циклу. Результати розрахунків показали, що задану потужність газового двигуна можна отримати при тиску газоповітряної суміші у впускному колекторі двигуна $p_k = 0,21$ МПа, ступеню стиску $\varepsilon = 10,5$, коефіцієнті надлишку повітря $\alpha = 1,7$.

Значне місце в роботі зайняла розробка конструкції охолоджувача газоповітряної суміші, яка забезпечує підвищення надійності та значне зменшення вартості виготовлення двигуна завдяки застосуванню біметалевих теплопередаючих трубок (сталь + алюмінієвий сплав) замість біметалевої трубки, у якої несуча трубка виготовлена із мельхіору МНЖМц30-1-1 а сорочка оребрення із алюмінієвого сплаву АМцМ. Застосування несучої трубки із сталі дозволило виконати її з'єднання з трубною дошкою за

					ПННІ НУК 142.44.22.01 ПЗ	Лист
						70
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

допомогою електрозварювання. В пояснювальній записці приведений детальний опис запроектованого охолоджувача газоповітряної суміші та виконане обґрунтування запропонованої конструкції секції охолодження. Складальне креслення охолоджувача газоповітряної суміші показано в Додатку 3, а в Додатках 4, 5 розроблена конструкція секції охолодження та нерухомої дошки.

Враховуючи те, що запроектований газовий двигун 6ГЧН 25/34 є джерелом шуму і вібрації, велику увагу в кваліфікаційній роботі приділено розробці заходів по зменшенню негативного впливу його роботи на обслуговуючий персонал і на навколишнє середовище. Серед цих заходів слід відмітити захист людей від підвищеної температури випускного колектору двигуна шляхом його ізоляції; зменшення аеродинамічного шуму за рахунок застосування фільтра – глушника на вході в компресор ТК,

,

					ПННІ НУК 142.44.22.01 ПЗ	Лист
						71
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ

1. Грищенко А.И. и др. Газовое моторное топливо ВНИИгаз. М., 1992
2. Дизели. Справочник под ред. В.А. Ваншейдта „Машиностроение“, Л., 1977
3. Теория двигателей внутреннего сгорания. Рабочие процессы. Под ред. Н.Х. Дьяченко. «Машиностроение» Л., 1974
4. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок та побудова індикаторної діаграми». Склали викладач Іодловський В.І., Доценко С.М. Первомайськ, ППІ, 2000р.
5. Генкин П.Н., Газовые двигатели. «Машиностроение» М., 1977
6. Биргер И.А. и др. Расчет на прочность деталей машин. Справочник. «Машиностроение» М., 1979
7. Конструирование и расчет ДВС под общей редакцией Дьяченко Н.Х. «Машиностроение» Л., 1979
8. Ваншейдт В.А. Конструирование и расчеты прочности судовых дизелей «Судостроение». Л., 1969
9. Орлин А.С., Алексеев В.П. и др. Системы поршневых и комбинированных двигателей. «Машиностроение» М., 1973
10. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин. «Высшая школа» М., 1991

					ПННІ НУК 142.44.22.01 ПЗ	Лист
						72
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		