

Первомайський навчально - науковий інститут

Кафедра «Двигуни та енергетичні установки»

Завідувач кафедри

«05» 06 2026 г.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

газового двигуна потужністю 700 кВт.

Прототип – 6ГЧН 25/34

Виконав: студент групи 41-ЕМ-22

 Жихар Р.О.
(підпис)

Керівник роботи:

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

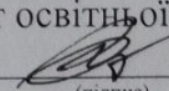

(подпис)

Грабовенко О. И.

Первомайськ - 2026 р.

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

Кафедра «Двигуни та енергетичні установки»
Спеціальність 142 Енергетичне машинобудування
Освітня програма «Двигуни внутрішнього згоряння»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Гарант освітньої програми

(підпис)
« 12 » 01 2026 р.

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

Студенту Жихар Руслану Олександровичу

1. Тема роботи: «Вдосконалення конструкції охолоджувача газоповітряної суміші газового двигуна потужністю 700 кВт. Прототип – 6ГЧН 25/34»

Керівник роботи Грабовенко О. І.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 12.01.2026 за № 7.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 12.05.2026 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. Розробка конструкції 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), 6. Індикаторна діаграма і діаграми динаміки

Консультанти розділів роботи

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

Дата видачі завдання «12» січня 2026р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ. Опис та конструкції двигуна-прототипу	24.01.2026	
2.	Розрахунок параметрів робочого циклу, побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми	10.02.2026	
3.	Визначення сил та моментів що діють в КШМ а також розрахунок складових зовнішнього теплового балансу двигуна	16.02.2026	
4.	Проектування охолоджувача газоповітряної суміші (ОГПС)	05.03.2026	
5.	Організація охорони праці та захист навколишнього середовища	18.03.2026	
6.	Розробка креслення газового двигуна-генератора	03.04.2026	
7.	Розробка складального креслення двигуна	16.04.2026	
8.	Розробка конструкції та креслення ОГПС	02.05.2026	
9.	Розробка конструкції секції охолодження та дошки трубної	08.05.2026	
10.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	10.05.2026	
11.	Оформлення кваліфікаційної роботи	12.05.2026	

Студент

(підпис)

Жихар Р.О.

Керівник роботи

(підпис)

Грабовенко О. І.

Анотація

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи на тему «Вдосконалення конструкції охолоджувача газоповітряної суміші газового двигуна потужністю 700 кВт. Прототип - 6ГЧН25/34» складається із Вступу, 4 розділів, Висновку та 10 Додатків – 4-х специфікацій та 6 листів креслень формату А4.

В текстовій частині пояснювальної записки приведений опис конструкції газового двигуна-прототипу 6ГЧН25/34, розрахований робочий процес спроектованого двигуна з визначенням його основних параметрів, приведені обґрунтування розробленої конструкції охолоджувача газоповітряної суміші. 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-665, газовий двигун 6ГЧН25/34, охолоджувач газоповітряної суміші та секції охолодження, креслення газового двигуна-генератора ДвГА-665, спроектованого 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.

Annotation

Explanatory note to qualifying work on "Development of improved construction of a coolant cooler for a stationary gas engine with a capacity of 700 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. 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.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	8
РОЗДІЛ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 6ЧН25/34	10
РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА	
2.1 Вимоги до двигуна внутрішнього згоряння.....	13
2.2 Обґрунтування вибіру основних параметрів робочого циклу двигуна.	16
2.3 Розрахунок робочого процесу газового двигуна.....	20
2.4 Розрахунок теплового балансу.....	32
2.5 Динамічний розрахунок двигуна 6ЧН25/34.....	37
РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ОХОЛОДЖУВАЧА	
ГАЗОПОВІТРЯНОЇ СУМІШІ	
3.1 Необхідність застосування охолоджувача наддувочного повітря.....	41
3.2 Компонівка ОНП на двигуні.....	42
3.3 Особливості конструкції ОНП.....	44
3.4 Розрахунок ОНП.....	49
3.5 Обґрунтування та опис конструкції запроєктованого охолоджувача газоповітряної суміші.....	50
3.6 Розрахунок на міцність деталей охолоджувача газоповітряної суміші	53
РОЗДІЛ 4. ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ	
НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1 Охорона праці.....	59
4.2 Захист навколишнього середовища.....	62
ВИСНОВКИ	65
СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ.....	67
ДОДАТКИ	
Додаток 1 Газовий двигун-генератор ДвГА - 675 (габаритне креслення), А1...	69
Додаток 2 Двигун газовий 6ЧН 25/34 (Поперечний розріз), СК, А1.....	70
Додаток 3 Охолоджувач газоповітряної суміші, СК, А1.....	71
Додаток 4 Секція охолодження, СК, А1	72
Додаток 5 Дошка трубна нерухома, РК, А1.....	73

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.

Об'єктом дослідження бакалаврської роботи є охолоджувач газоповітряної суміші газового ДВЗ потужністю 700 кВт.

Предметом дослідження є конструктивні та експлуатаційні фактори, що впливають на надійність роботи охолоджувача газоповітряної суміші газового двигуна.

Метою роботи є забезпечення надійної роботи газового двигун – генератора з високими техніко-економічними показниками при підвищеній потужності та частоті обертання за рахунок застосування охолоджувача газоповітряної суміші, 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 проектуваному теплообміннику сталеві несучі трубки з'єднуються з трубними дошками за допомогою електрозварювання. Крім того, геометричні розміри ребристої поверхні теплопередаючої 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 запроєктованого охолоджувача газоповітряної суміші, так як в ньому теплопередаючі трубки виготовлені біметалевими – із сталі та алюмінієвого сплаву.

Практичне значення отриманих результатів полягає у можливості використання запропонованих конструктивних рішень для забезпечення надійної, без проявів детонації, роботи газового двигуна 6ГЧН25/34, зменшення витрат на технічне обслуговування та ремонт.

Таким чином, тема бакалаврської роботи є актуальною та має важливе значення для підвищення ефективності та надійності роботи газових двигунів внутрішнього згоряння в сучасних енергетичних установках.

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 розподільувач 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.

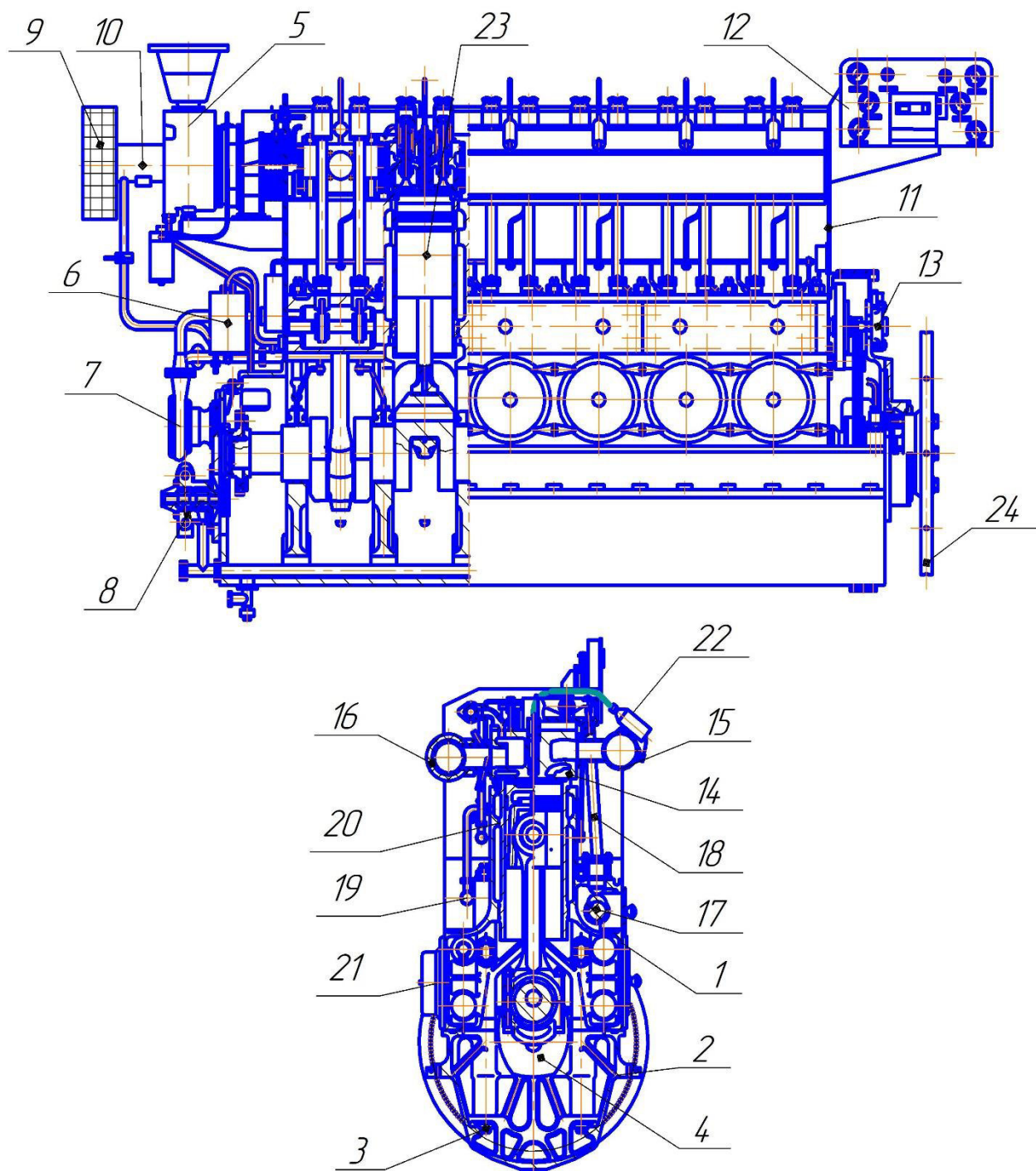


Рисунок 1.1 Газовий двигун 6ГЧН25/34

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

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.

2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА

2.1 Вимоги до газового двигуна внутрішнього згоряння

Газові двигуни внутрішнього згоряння (ГДВЗ) є перспективним напрямом розвитку енергетичного машинобудування, особливо в умовах необхідності зниження шкідливих викидів і підвищення енергоефективності. Вони широко застосовуються в когенераційних установках, автономній енергетиці та транспорті. Використання природного газу, біогазу або синтез-газу обумовлює специфічні вимоги до конструкції, робочих процесів і систем двигуна.

2.1.1 Енергетичні та технічні вимоги

- Потужність і ефективність

Газовий двигун повинен забезпечувати необхідну потужність при стабільній роботі на газоподібному паливі, яке має нижчу енергетичну щільність порівняно з рідкими паливами. Це зумовлює необхідність:

- збільшення ступеня стиску (для підвищення ККД);
- оптимізації процесу сумішоутворення;
- застосування турбонаддуву.

- Коефіцієнт корисної дії

Газові двигуни, як правило, мають вищий ККД, ніж бензинові, завдяки більш повному згорянню палива.

Особливо високі значення ККД досягаються в когенераційних установках (до 80–90 % при використанні тепла).

- Стабільність згоряння

Однією з ключових вимог є забезпечення стабільного та повного згоряння газоповітряної суміші. Це досягається за рахунок:

- точного дозування газу;
- рівномірного змішування;
- використання систем електронного керування.

2.1.2 Паливні вимоги та особливості

Газові двигуни повинні бути адаптовані до різних видів газоподібного палива:

- природний газ (метан);
- біогаз;
- синтез-газ;
- шахтний газ.

Основні вимоги до палива:

- стабільний склад газу;
- достатня теплота згоряння;
- низький вміст домішок (сірководень, волога, пил).

Особливо важливою є система очищення газу, оскільки домішки можуть викликати корозію та знос деталей двигуна.

2.1.3 Екологічні вимоги

Газові двигуни мають значні переваги з точки зору екології:

- нижчі викиди CO_2 ;
- практично відсутні тверді частинки;
- знижений рівень NO_x (при правильному налаштуванні).

Однак для відповідності сучасним стандартам необхідно:

- застосовувати каталізатори;
- оптимізувати процес згоряння;
- використовувати системи контролю складу суміші (λ -регулювання).

Особливо актуальним є використання біогазу, що дозволяє зменшити вуглецевий слід.

2.1.4 Конструктивні вимоги

Газові двигуни мають ряд конструктивних особливостей:

- наявність систем подачі та дозування газу;
- використання іскрового запалювання (для більшості типів);
- зміцнені клапани та сідла через вищу температуру згоряння;
- спеціальні матеріали для роботи в агресивному середовищі (біогаз).

Також необхідно забезпечити:

- герметичність газових магістралей;
- вибухобезпечність конструкції;
- ефективне охолодження.

2.1.5. Експлуатаційні вимоги

Газовий двигун повинен забезпечувати:

- стабільний запуск (особливо при низьких температурах);
- роботу при змінному складі газу (актуально для біогазу);
- високий рівень автоматизації;
- безпечність експлуатації.

Важливим аспектом є наявність систем:

- контролю витоку газу;
- аварійного відключення;
- діагностики технічного стану.

2.1.6 Економічні вимоги

Економічна ефективність газових двигунів визначається:

- нижчою вартістю газу порівняно з рідкими паливами;
- можливістю використання відходів (біогаз);
- зниженням витрат на очищення викидів.

Однак необхідно враховувати:

- витрати на підготовку газу;
- складність інфраструктури;
- вищу вартість обладнання.

2.1.7 Перспективні вимоги та розвиток газових двигунів

Основні напрями розвитку газових двигунів:

- використання водневих сумішей;
- підвищення ККД за рахунок нових технологій згорання;
- інтеграція з відновлюваними джерелами енергії;
- розвиток когенераційних і тригенераційних установок;

- цифровізація керування (Smart Grid інтеграція).

Газові двигуни внутрішнього згоряння відповідають сучасним вимогам енергоефективності та екологічної безпеки. Вони є перспективною альтернативою традиційним двигунам, особливо в умовах переходу до сталого розвитку та використання відновлюваних джерел енергії. Основними напрямками вдосконалення є підвищення ефективності, адаптація до різних видів газу та забезпечення високого рівня автоматизації й безпеки.

2.2 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу газового двигуна

Правильний вибір початкових параметрів газового двигуна внутрішнього згоряння є важливим етапом виконання теплового розрахунку його робочого процесу. Від обґрунтованості цих параметрів залежить точність визначення основних показників двигуна — потужності, економічності, температурних і навантажувальних характеристик.

Газові двигуни мають специфічні особливості, пов'язані з використанням газоподібного палива (природного газу або біогазу), що необхідно враховувати при виборі вихідних даних.

2.2.1 Вихідні дані для розрахунку

До основних початкових параметрів належать:

- ефективна потужність двигуна P_e , кВт;
- частота обертання колінчастого валу n , об/хв;
- тип двигуна (іскровий газовий або газодизель);
- кількість циліндрів i ;
- коефіцієнт надлишку повітря λ ;
- нижча теплота згоряння палива Q_n , кДж/кг;
- початкові умови навколишнього середовища (тиск і температура).

Ці параметри задаються на основі аналізу аналогічних двигунів або технічного завдання.

2.2.2 Вибір ефективної потужності

Ефективна потужність визначається залежно від призначення двигуна:

- для когенераційних установок: 50–1000 кВт;
- для транспортних двигунів: 50–300 кВт;
- для стаціонарних установок: до кількох МВт.

При виборі P_e необхідно враховувати умови роботи та необхідний запас потужності (10–20 %).

2.2.3 Вибір частоти обертання

Частота обертання колінчастого валу n впливає на габарити, масу та довговічність двигуна:

- низькообертові: 500–1000 об/хв;
- середньообертові: 1000–2000 об/хв;
- високообертові: понад 2000 об/хв.

Для газових двигунів, що використовуються в генераторах, часто застосовують [1]:

- 600 об/хв (для мережі 50 Гц);
- 750 об/хв (для мережі 50 Гц);
- 1000 об/хв (для мережі 50 Гц);
- 1500 об/хв (для мережі 50 Гц);
- 3000 об/хв (для малих установок).

2.2.4. Вибір коефіцієнта надлишку повітря

Коефіцієнт надлишку повітря є одним із ключових параметрів для газового двигуна:

$$\lambda = L_{\text{дійсн}}/L_{\text{теор}}$$

Для газових двигунів характерні значення [2]:

- $\lambda = 1,0 - 1,1$ — для максимального ККД;
- $\lambda = 1,2 - 1,6$ — для зниження шкідливих викидів NOx;
- $\lambda > 1,6$ — збіднені газоповітряні суміші (lean-burn).

Збільшення λ покращує екологічні показники роботи газового двигуна, але може погіршувати стабільність згоряння.

2.2.5 Вибір ступеня стиску

Ступінь стиску ϵ є важливим параметром, що визначає ефективність двигуна [1]:

- для газових двигунів: $\epsilon = 10\text{--}14$;
- для біогазу: зазвичай нижчий через меншу теплоту згоряння.

Підвищення ступеня стиску дозволяє збільшити ККД, але обмежується детонаційною стійкістю палива.

2.2.6 Вибір теплоти згоряння палива

Для розрахунків використовуються типові значення [11]:

- природний газ: $Q_H \approx 48\text{--}50$ МДж/кг;
- біогаз: $Q_H \approx 18\text{--}25$ МДж/кг.

При використанні біогазу необхідно враховувати змінний склад палива.

2.2.7 Початкові умови навколишнього середовища

Для стандартних розрахунків приймають:

- температура повітря: $T_0 = 293\text{K}$ (20°C);
- тиск: $p_0 = 0,1013$ МПа.

При відхиленні умов (висота, клімат) вводяться поправочні коефіцієнти.

2.2.8 Вибір індикаторних та ефективних параметрів

Для попередніх розрахунків приймають [1]:

- індикаторний ККД: $\eta_i = 0,35\text{--}0,45$;
- механічний ККД: $\eta_m = 0,80\text{--}0,90$;
- ефективний ККД: $\eta_e = 0,30\text{--}0,40$.

Ці значення уточнюються після виконання теплового розрахунку.

2.2.9 Вибір коефіцієнтів робочого процесу

Для спрощеного розрахунку робочого процесу використовуються емпіричні коефіцієнти [1]:

- коефіцієнт наповнення: $\eta_v = 0,8 - 0,95$;
- коефіцієнт залишкових газів $\gamma_r = 0,03 - 0,05$;
- коефіцієнт використання теплоти для газового двигуна $\chi_z = 0,80 - 0,85$.

Вони залежать від конструкції двигуна та режиму роботи.

Вибір початкових параметрів газового двигуна є відповідальним етапом, що визначає достовірність подальшого розрахунку робочого процесу. Особливістю газових двигунів є залежність характеристик від складу палива та коефіцієнта надлишку повітря. Правильне обґрунтування вихідних даних дозволяє отримати реалістичні результати та оптимізувати параметри двигуна.

2.3 Розрахунок робочого процесу газового двигуна

1.1 Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e = 700 \text{ кВт}$
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	$Q_n = 34500 \text{ кДж/м}^3$
Природний газ	

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	$C_3H_8=$	2	$R_{C_3H_8} = 0,02$
Бутан	$C_4H_{10}=$	1	$R_{C_4H_{10}} = 0,01$
Пентан	$C_5H_{12}=$	0	$R_{C_5H_{12}} = 0$
Вуглекислота	$CO_2=$	0	$R_{CO_2} = 0$
Оксид вуглецю	$CO=$	0	$R_{CO} = 0$
Азот	$N_2=$	0	$R_{N_2} = 0$
Кисень	$O_2=$	0	$R_{O_2} = 0$
Водень	$H_2=$	0	$R_{H_2} = 0$

1.3 Параметри робочого тіла

1.3.1 Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кмоля газу

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \cdot [0,5(CO + H_2) + \sum (n + 0.25m)C_nH_m - O_2] \text{ кмоль / кмоль}$$

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \cdot [0,5(0 + 0) + (1 + 0,25 \cdot 4) \cdot 0,944 + (2 + 0,25 \cdot 6) \cdot 0,013 + (3 + 0,25 \cdot 8) \cdot 0 + (0,25 + 0,25 \cdot 10) \cdot 0,007 + (5 + 0,25 \cdot 12) \cdot 0,01 - 0] = 10,19 \text{ кмоль / кмоль}$$

1.3.2 Загальна кількість продуктів свіжого заряду

$$M_1 = 1 + \alpha \cdot L_0 = 1 + 1,7 \cdot 10,18 = 18,30 \text{ кмоль / кмоль}$$

1.3.3 Кількість окремих компонентів продуктів згоряння

Кількість CO_2 :

$$M_{CO_2} = CO + \sum (n C_n H_m + CO_2) = 0 + (1 \cdot 0,944 + 0,002) + (2 \cdot 0,13 + 0,005 + 0,002) + (4 \cdot 0,007 + 0,002) + (5 \cdot 0,01 + 0,002) = 1,11 \text{ кмоль}$$

1.3.4 Кількість H_2O :

$$M_{H_2O} = H_2 + \sum (0,5mC_n H_m + CO_2) = 0 + (0,5 \cdot 4 \cdot 0,944) + (0,5 \cdot 6 \cdot 0,013) + (0,5 \cdot 8 \cdot 0,005 + 0,007) + (0,5 \cdot 12 \cdot 0) = 2,11 \text{ кмоль}$$

1.3.5 Кількість O_2 :

$$M_{O_2} = 0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0,21 \cdot (1,7 - 1) \cdot 10,19 = 1,495 \text{ кмоль}$$

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

$$\Delta M = M_2 - M_1 = 18,33 - 18,29 = 0,040 \text{ кмоль}$$

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

$$T_6 = T_a \times \left(\frac{P_6}{P_a} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}} = 293 \cdot \left(\frac{210}{100} \right)^{0,375} = 388,0 \text{ K}$$

1.4.2 Температура повітря після охолоджувача

$$T_{\text{int}} = T_B - (30 - 70^0) = 388,0 - 60 = 328,0 \text{ K}$$

1.4.3 Температура газоповітряної суміші

$$T_{cm} = \frac{T_{\text{int}} + \alpha \times L_0 \times T_r}{1 + \alpha \times L_0} = \frac{327,0 + 1,7 \cdot 10,18 \cdot 310}{1 + 1,7 \cdot 10,18} = 320,5 \text{ K}$$

де $T_e = 310 \text{ K}$ – температура паливного газу на вході в змішувальну камеру

1.4.4 Коефіцієнт залишкових газів

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

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

$$P_d = 0,95 \times P_6 = 0,95 \cdot 210 = 199,5 \text{ кПа}$$

1.4.5 Коефіцієнт наповнення

$$\phi_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_6} \times \frac{T_{cm}}{T_{cm} + \Delta T + \gamma_r T_r} = \frac{10,5}{10,5 - 1} \cdot \frac{199,5}{210} \cdot \frac{320,5}{320,5 + 10 + 0,045 \cdot 750} = 0,93$$

ϕ_n для газових двигунів (0,8 - 0,95)

1.4.6 Температура газоповітряної суміші на початку стиску

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

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

$$T_c = T_d \times \varepsilon^{n_1-1} = 348,5 \cdot 10,5^{1,37-1} = 832 \text{ К}$$

T_c для газових двигунів (650 – 850К)

1.6 Параметри процесу згоряння

1.6.1 Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,0025 + 0,04}{1 + 0,04} = 1,0025$$

β для газових двигунів (0,92 – 1,003)

1.6.2 Максимальна температура циклу знаходиться з рівняння балансу:

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

1.6.3 Склад продуктів згоряння в об'ємних долях:

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

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

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

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

1.6.4 Мольна теплоємність продуктів згоряння

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

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

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

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

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

$$mCv_{me} = 0,0815 \cdot (19,818 + 418,6 \cdot 10^{-5} T_z) + 0,7450 \cdot (9,818 + 418,6 \cdot T_z) + \\ + 0,1140 \cdot (22,416 + 1004,6 \cdot 10^{-5} T_z) + 0,0595 \cdot (30,05 + 1255,8 \cdot 10^{-5} T_z)$$

Після підстановки отримаємо рівняння

$$mCv_{me} = a + b10^{-5}T_z = 22,36 + 603,7310^{-5}T_z$$

1.6.5 Теплоємність газового палива

$$mCv_{zn} = R_{CH_4} \cdot mCv_{CH_4} + R_{C_2H_6} \cdot mCv_{C_2H_6} + R_{C_3H_8} \cdot mCv_{C_3H_8} + R_{C_4H_{10}} \cdot \\ \cdot mCv_{C_4H_{10}} + R_{C_5H_{12}} \cdot mCv_{C_5H_{12}} + R_{CO_2} \cdot mCv_{CO_2} + R_{N_2} \cdot mCv_{N_2}$$

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 отримуємо рівняння

$$mCv_m = a + b10^{-5}T_z = 12,99 + 5501,7910^{-5}T_c = 60,532 \text{ кДж/(кг К)}$$

1.6.7 Мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному об'ємі

$$mCv_{cm} = \frac{mCv_{zn} + mCv_{пов} \cdot \alpha \cdot L_0 + mCv_{мз} \cdot \gamma_r (1 + \alpha \cdot L_0)}{(1 + \alpha \cdot L_0) \cdot (1 + \gamma_r)}$$

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

Після підстановки одержим рівняння

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

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

Середня мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному тиску

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

Після підстановки одержимо рівняння

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

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

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

Після підстановки одержимо рівняння

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

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

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

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

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

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 (1800 - 2200)K

1.6.10 Максимальний тиск згоряння

$$P_{\max} = \beta \times P_c \times T_z / T_c = 1,0024 \cdot 5000 \cdot 1886,0 / 831,9 = 11362 \text{ кПа}$$

$P_{\max}$ для газових двигунів (200 - 12000)кПа

1.6.11 Ступінь підвищення тиску

$$\lambda = \frac{P_{\max}}{P_c} = \frac{11362}{5000} = 2,27$$

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

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

1.7.3 Температура в кінці розширення

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

1.7.4 Середня температура випускних газів

$$T_{\text{ср.г.}} = \frac{T_{\varepsilon}}{K'} \left[1 + (K'' - 1) \frac{P_r}{P_{\varepsilon}} \right] = \frac{1047,7}{1,4} \left[1 + (1,35 - 1) \frac{195}{600,1} \right] = 833 \text{ K}$$

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

1.7.5 Температура залишкових газів

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

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

$$P'_{mi} = \frac{\xi \cdot P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] =$$
$$= \frac{0,96 \cdot 5000}{10,5 - 1} \cdot \left[2,15 \cdot (1 - 1) + \frac{2,15 \cdot 1}{1,25 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{10,5^{1,25 - 1}} \right) - \frac{1}{1,37 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{10,5^{1,37 - 1}} \right) \right] = 1247,8 \text{ кПа}$$

Індикаторний ККД

1.8.2 Індикаторний ККД

$$\eta_i = 1,985 \frac{(1 + \alpha \cdot L_0) \Gamma_{cm} \cdot P_{mi}}{Q_H \cdot P_d \cdot \Phi_c \cdot 22,4} 4,186 = 1,985 \frac{(1 + 1,7 \cdot 10,17) 320,4 \cdot 1247,8}{34500 \cdot 199,5 \cdot 0,92 \cdot 22,4} 4,186 = 0,43$$

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

$$P_M = 0,088 + 0,0118 \cdot V_{П.СР} = 0,088 + 0,0118 \cdot 8,5 = 131,8 \text{ кПа}$$

1.9.2 Середня швидкість поршня

$$V_{П.СР} = \frac{S_{ПР} \cdot n}{30} = \frac{0,34 \times 750}{30} = 8,5 \text{ м / с}$$

де 0,088; 0,0118 – постійні коефіцієнти

1.9.3 Середній ефективний тиск

$$P_{me} = P_{mi} - P_m = 1247,79 - 131,8 = 1116 \text{ кПа}$$

P_{me} для газових двигунів (500 - 1500)

1.9.4 Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{1116}{1247,8} = 0,89$$

η_M для газових двигунів (0,75 – 0,90)

1.9.5 Ефективний ККД

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

η_e для газових двигунів (0,23 – 0,38)

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

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

1.10.2 Діаметр циліндра

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

1.10.4 Коефіцієнт пропорційності

$$m = \frac{S_{пп}}{D_{пп}} = \frac{340,3}{0,25} = 1,36$$

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

$$V_{st} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot S \cdot i}{4} = \frac{3,14 \cdot 250^2 \cdot 340 \cdot 6}{4} = 100,09 \text{ л}$$
$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{100,09}{6} = 16,68 \text{ л}$$

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:

$$\Delta P_e = \frac{P_{ep} - P_e}{P_{esp}} \cdot 100\% = \frac{698,1 - 700}{699,0} \cdot 100\% = 0,27\%$$

$$P_{esp} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{698,1 + 700}{2} = 699 \text{ кВт}$$

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

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

Таблиця 2.3 Координати точок для побудови кривих стиску і розширення

V/V_c	$p_{ст}, \text{МПа}$	$p_{ст}, \text{мм}$	$p_{роз}, \text{МПа}$	$p_{роз}, \text{мм}$
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 будуємо із врахуванням її характерних точок:

c' – точка початку подачі іскри, яка визначається випередженням запалювання

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 впускного клапана.

r' - точка початку відкриття впускного клапану.

r'' - точка закриття впускного клапана.

d - точка закриття впускного клапану.

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

z_d - точка максимального тиску газів.

Розрахунок координат характерних точок індикаторної діаграми приведений в таблиці 2.4

$\varphi, \text{ПКВ}$	Положення точки відносно ВМТ, φ ПКВ	Постійна $X = (1 - \cos\varphi) + 0,25\lambda(1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $X(AB)/2, \text{мм}$
c, 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

Таблиця 2.4 Координати характерних точок індикаторної діаграми

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 $AB = 237,5 \text{ мм}$;

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

г) тиск залишкових газів $p_r = 0,195 \text{ МПа}$;

д) масштаб тиску $m_p = 0,05 \text{ МПа/мм}$;

є) хід поршня $S = 0,34 \text{ м}$;

ж) тиск в кінці стиску $p_c = 5,0 \text{ МПа}$;

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

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

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

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

$p_{zd}/m_p = 9,86/0,05 = 197,2 \text{ мм}$.

Поправка Брікса $OO_1 = R\lambda/2 = 170 \cdot 0,246/2 = 20,91 \text{ мм}$

Масштаб переміщення $m_s = S/AB = 340/237,5 = 1,43 \text{ мм/мм}$

Поправка Брікса в масштабі переміщення

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

2.4 Розрахунок теплового балансу двигуна

Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e = 698,1$
кВт	
Частота обертання колінчастого 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	$Q_H = 34500 \text{ кДж/м}^3$
Годинна витрата газу	$B_r = 191,4 \text{ м}^3/\text{год}$
Індикаторний ККД.	$\eta_i = 0,43$
Ефективний ККД.	$\eta_e = 0,38$
Кількість свіжого заряду	$M_1 = 18,283$
кмоль/кг	
Загальна кількість продуктів згорання	$M_r = 18,328$
кмоль/кг	
Температура випускних газів	$T_{\text{ср.г.}} = 833,3 \text{ К}$
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	$P_{mi} = 1247,79$
кПа	
Рівняння теплового балансу.	

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

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

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі;

Q_B - теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною;

Q_{Γ} - теплота, яка виноситься випускними газами;

Q_M - теплота, яка відводиться маслом;

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

Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом

$$Q_{\Pi} = B^2 \cdot Q_H^2 / 3.6 = 70,7 \cdot 34500 / 3,6 = 1834,7 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні q_{Π} 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

$$q = Q_e / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 698,1 / 1834,7 \cdot 100 \% = 38 \%$$

Перевірка:

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

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:

$$Q_B = Q_w + Q_{T.\Pi} + Q_{в.н.}$$

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

$Q_{T.\Pi}$ - теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по втулці циліндра;

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

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

$$Q_w = (-W_{нап} + W_{СТ} + W_{Г.Р.} + W_{вип}) \cdot Q_{\Pi} = (0,12 + 0,03) \cdot 1834,7 = 275,2 \text{ кВт}$$

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

З експериментальних даних:

$$W_{\text{нап.}}=0 \quad W_{\text{г.р.}}=0,12$$

$$W_{\text{ст.}}=0 \quad W_{\text{вип.}}=0,03$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

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

де $a = 0,088$ в $b = 0,0118$ - 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:

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

$K=1,5$ коефіцієнт запасу.

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

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

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

Потужність, яка витрачається на привід водяного насосу.

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

$\Delta P_{\epsilon} = 98$ кПа - гідравлічний опір системи охолодження.

$\eta_{\epsilon.н.} = 0,7$ - ККД водяного насосу.

Тоді $Q_{в.н.} = 10001,87 = 1,87$ кВт

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

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

що складає у відсотковому відношенні:

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

Теплота, яка виноситься випускними газами:

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

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:

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

Теплота, яка відводиться маслом і затрачується на

привід масляного насосу:

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

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

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

Теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна.

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

доля втрат в механізмах двигуна.

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

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

$K=1,5$ - Коефіцієнт запасу

$\rho_m = 900$ кг/м³ - густина масла;

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

$\Delta T_m=10$ К Температурний перепад масла в охолоджувачі.

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 ККД 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

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

Невраховані теплові втрати

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

що складає у відсотковому відношенні:

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

Всі отримані дані зведені в таблицю 2.5

Таблиця 2.5 Зведена таблиця даних теплового балансу.

Складові теплового балансу	кВ т	%
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

2.5 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

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

де p_c – 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

$$F_d = F_r + F_{и}, \text{ Н}$$

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

$$F_N = F_d \cdot \tan \beta, \text{ Н}$$

де β - кут відхилення шатуна від вертикального положення, град

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 $p_{\max}$

$$h_{\max} = 228 \text{ мм}$$

г) максимальний тиск згоряння

$$p_{\max} = 11,4 \text{ МПа}$$

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 $\omega = \pi n/30 = 3,14 \cdot 750/30 = 78,5 \text{ рад/с}$.

Динамічний розрахунок двигуна виконаний в табличній формі.

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

3. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ 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 [3]:

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

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

Тут M_x – маса охолоджуючого пучка, кг;

G_s – витрата повітря через ОНП, кг/с,;

V_x – об'єм охолоджуючого пучка, м^3 ;

L_n – довжина охолоджуючого пучка, м ;

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

$\Delta P = (2 - 6) \text{ кПа}$ - опір ОНП.

3.2 Компоновка ОНП на двигуні

ОНП сучасних газових двигунів мають такі об'єми та маси, що їх установка 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.

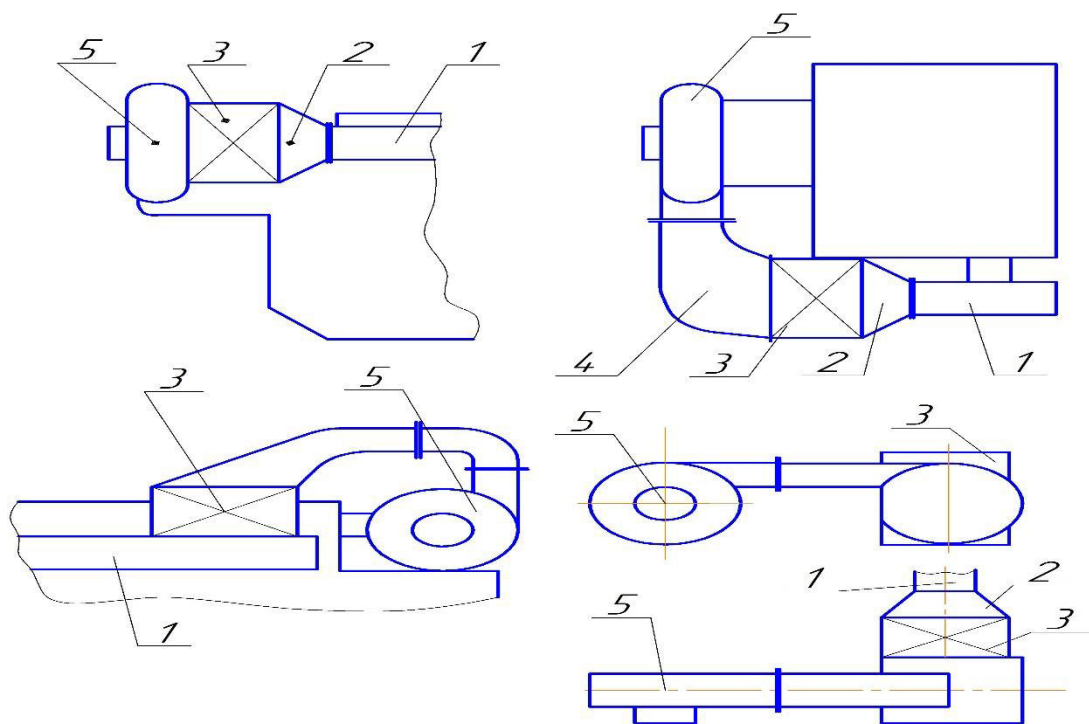


Рисунок 3.1 Компановка ОНП на двигунах з одноступеневими системами постачання повітря

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 осевих ліній дифузора ведуть до підвищення втрат в них, що не бажано.

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 двигуні 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 шкоди 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 елементу 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 повітряю ОНП виконують одноходовими.

Коефіцієнт тепловіддачі від повітря до тепло передаючої стінки 25-315 Вт/(м²·К) – в поміжтрубному просторі, 60-230 Вт/(м²·К) – при русі під тиском в трубках. Коефіцієнти теплопередачі при русі води в трубках досягають значень 3500-8150 Вт/(м²·К) [2] . 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 оребренням 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 оребрення, 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 оребрення важко, так як дані приведені для ОНП із різною тепловою потужністю.

Таблиця 3.1 Характеристики трубчастих охолоджувачів наддувочного повітря [1]

Теплопередаюча поверхня	Марка дизеля	Перепад температур наддувочного	Втрата тиску наддувочного повітря, кПа	Поверхня теплопередачі m^2	Коефіцієнт використання об'єму, $k_v 10^{-4}$? $Вт/(m^2K)$	Коефіцієнт компактності, m^2/m^3
Круглі мідні труби, оребрєні гвинтовою накаткою	16ДН23/30	51	3,53	26,5	4,67	291
Круглі мідні труби, оребрєні гвинтовою накаткою	16ЧН26/26	112	3,43	48,2	6,12	282
Круглі біметалеві труби, оребрєні гвинтовою накаткою; внутрішня труба – із мельхіору, оребрєна сорочка – із алюмінійового сплаву	6ЧРН36/40 6ГЧН25/34, 6ЧН26/34	113	1,68	73,7	6,87	466
Круглі латуні труби, оребрєні мідними петлями із дроту (спіраль)	6ЧН36/45	40	0,98	35,6	4,65	282
Круглі латуні труби, оребрєні 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, оребрєні колективними пластинами	10ДН 20,7/2x25,4	60	1,47	109	4,14	496

Плоскі латуні труби, оребрні колективними пластинами	6ЧН31,8/33	49	1,47	40	4,5	580
Еліптичні мідні труби, оребрні 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).

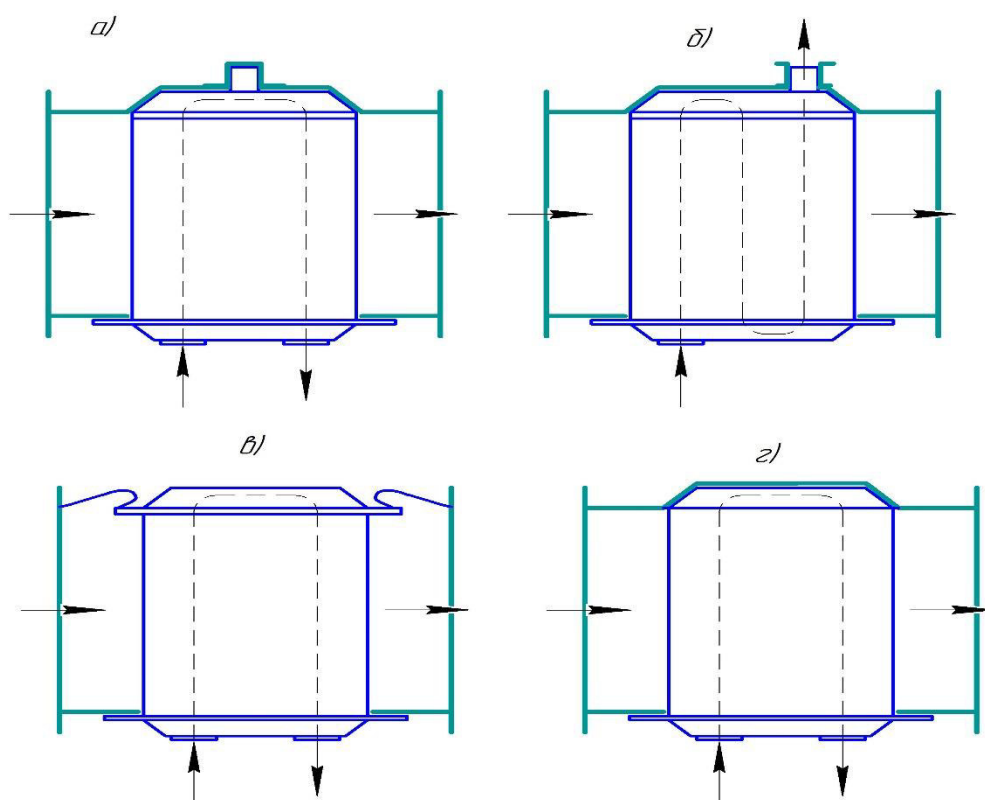
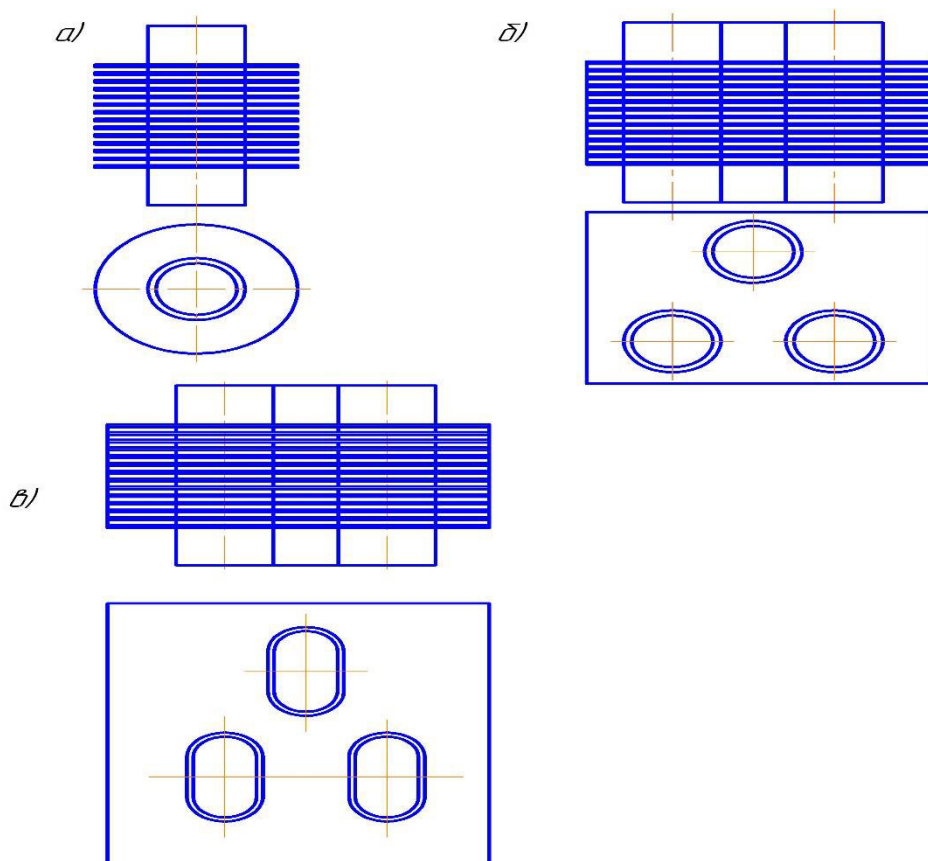


Рисунок 3.2 Схеми кріплення теплообмінного елемента в корпусі ОНП

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
оредренням; б) – ребриста – трубчасті із груповим поперечним
оредренням; в) – трубчаста – пластинчасті із плоска – 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.

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

Високоефективні 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 дріт'яних петель концентрується бруд та масляні відкладення.

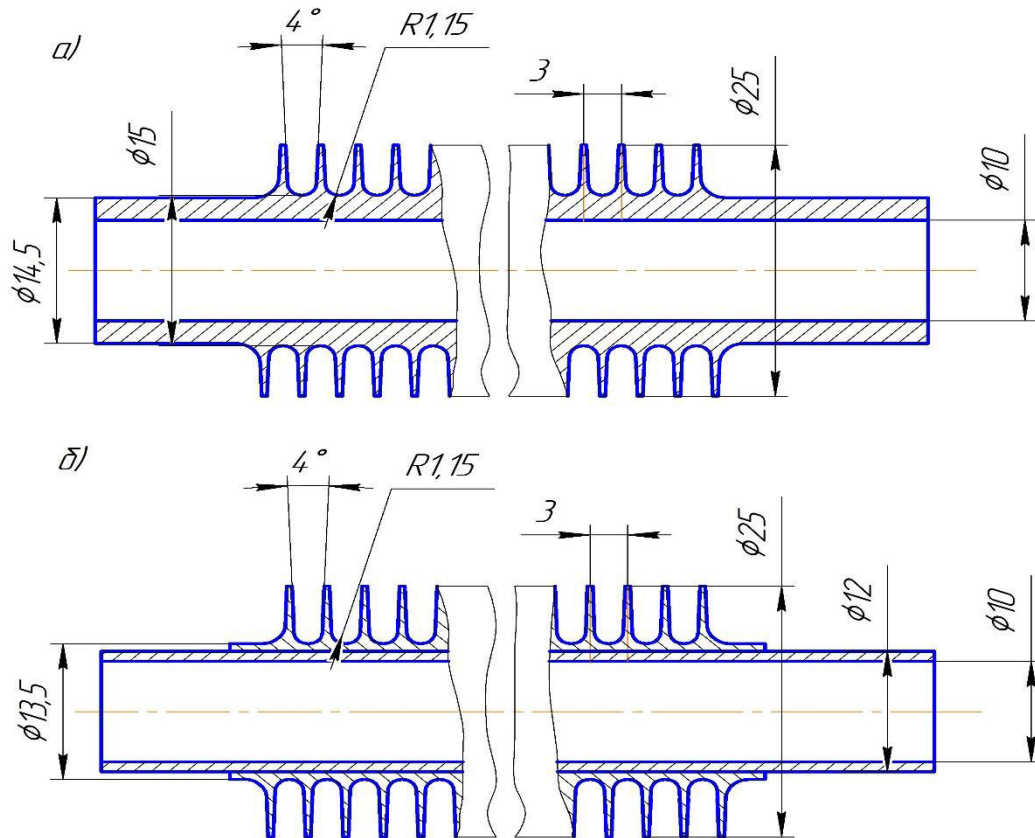


Рисунок 3.4 Конструкція теплообмінної трубки охолоджувача наддувочного повітря
а – монометалевої; б – біметалевої

Слід відмітити, що тепловіддача при поздовжньому обтіканні таких труб більше вище, ніж при поперечному.

В окремих випадках використовують мідні або латунні 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 найвищий 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 оребрення), з поздовжніми ребрами різної конфігурації, оребрення 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 труднощів 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 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 будь-які розрахункові методики по теплообмінникам.

Головною при вирішенні прямої та зворотної задачі є система із рівнянь теплопередачі, рівнянь балансу теплоти по теплоносіям, рівняння, що визначають падіння повного тиску при русі повітря через ОНП. Порівняльний розрахунок ОГПС двигуна-прототипу та проектного двигуна приведений в таблиці 3.2.

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

Найменування параметрів	Позначення ОГПС	
	ЗОНП	Запроектований
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. Об'ємна витрата природного газу на двигун $V_{\Gamma} = b_e \cdot P, \text{м}^3/\text{ч}$	201	191,1
7. Об'ємна 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

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

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

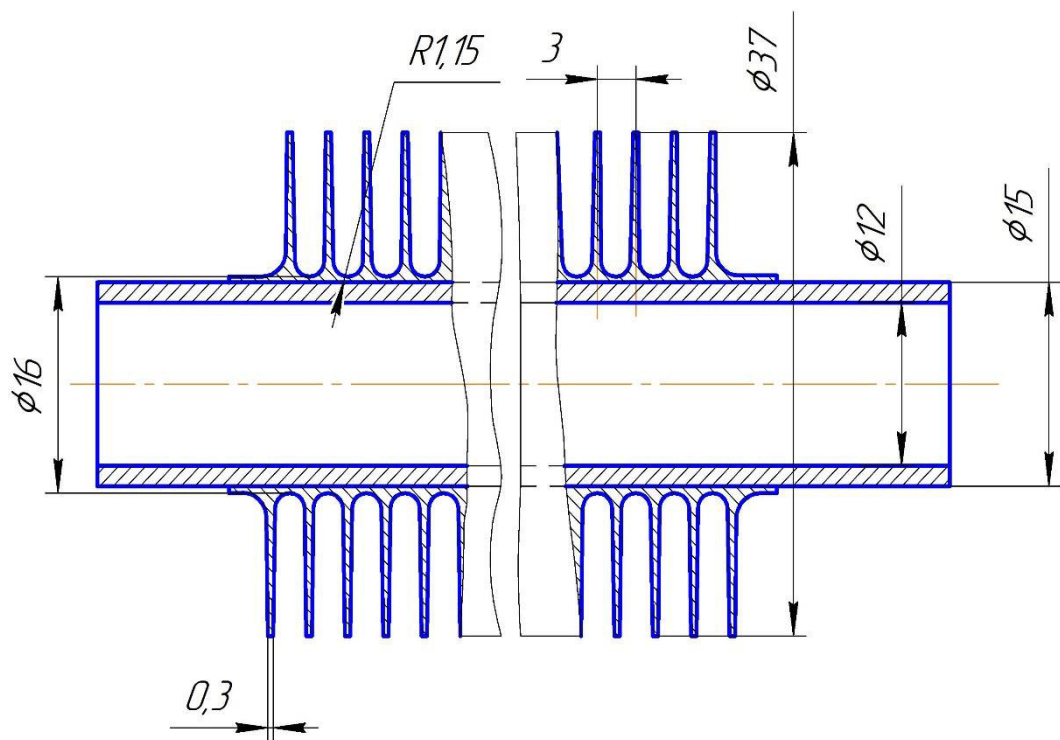
Продовження таблиці 3.2

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

3.5 Обґрунтування та опис конструкції запроектованого 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 матеріалами 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 недоцільним. 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 біметалевих трубок проектного двигуна показана на рис.3.5.



*Рисунок 3.5 Конструкція трубки теплопередаючої
проектowanego ОГПС*

Секція охолодження (рис.3.6) запроектованого 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.

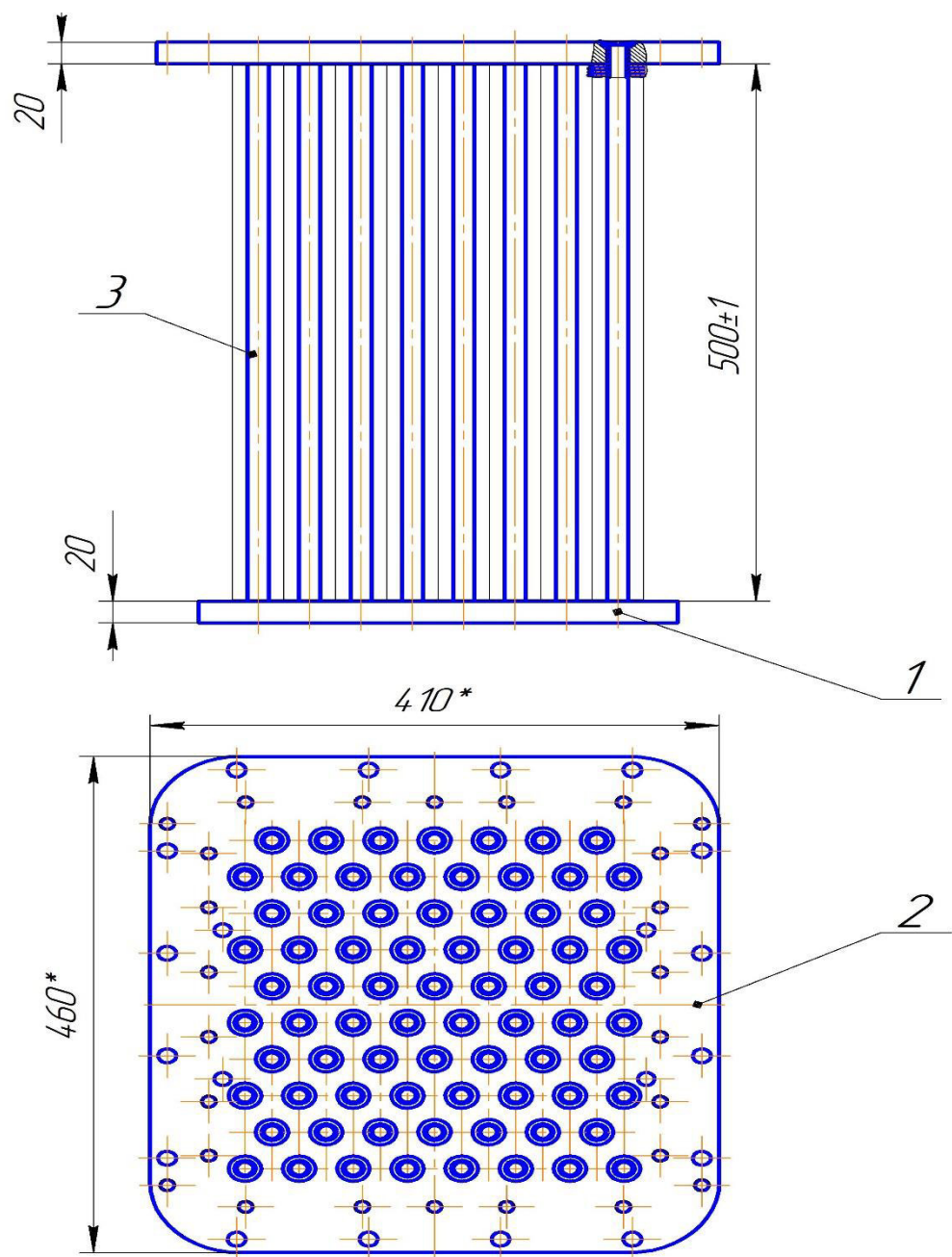


Рисунок 3.6 Секція охолодження запроєктована
 1 – дошка трубна рухома; 2– дошка трубна нерухома;
 3–трубка теплопередаюча

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 станеться вибух газоповітряної суміші. Як відомо, при вибуху робочої газоповітряної суміші тиск в закритому об'єму збільшується. В нашому випадку розрахунковий тиск у впускному трубопроводі складе $p_p = 0,93$ МПа.

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

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

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

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

$\varphi = 0,9$ – 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 товщину стінки корпусу $s = 4$ 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

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

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

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

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

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

$D_b = 380$ мм – внутрішній діаметр корпусу,

Коефіцієнт міцності трубної дошки при $0,75 > d/a > 0,4$ і $D_b/s \geq 40$

знаходиться при розташуванні отворів по рівносторонньому трикутнику згідно формули

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

де $d = 15,5$ мм – діаметр отворів в трубній дошці;

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

Враховуючи значні габарити ОГПС приймаємо товщину трубної дошки $s = 20$ мм.

4.ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.

4.1 Охорона праці

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 .

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

Загальна характеристика умов праці

Обслуговування газових двигунів пов'язане з експлуатацією складних технічних систем, що працюють під високими температурами, тиском та з використанням горючих газів (природний газ, біогаз тощо). Такі умови формують сукупність небезпечних і шкідливих виробничих факторів, які можуть негативно впливати на здоров'я та безпеку персоналу.

Згідно з класифікацією охорони праці, всі шкідливі виробничі фактори поділяються на: фізичні; хімічні; психофізіологічні; пожежо- та вибухонебезпечні.

4.1.2 Фізичні небезпечні та шкідливі фактори

- Підвищена температура поверхонь

Газові двигуни працюють при високих температурах (до 400–600 °С у зоні випуску). Контакт з нагрітими поверхнями може спричинити опіки.

Джерела: випускний колектор; турбокомпресор; система охолодження (при аваріях).

- Шум і вібрація

Робота двигуна супроводжується значним шумом (до 90–110 дБ) та вібрацією.

Наслідки: зниження слуху; підвищена втома; порушення нервової системи.

- Рухомі частини механізмів

До небезпечних зон належать:

- ремінні передачі;

- вали;

- вентилятори.

Можливі травми при випадковому контакті (затягування, удари).

- Підвищений тиск

Системи газопостачання працюють під тиском (до кількох МПа).

Ризики: розгерметизація; вибухи; механічні травми.

- Електричний струм

Газові двигуни оснащені: системами запалювання; електронними блоками керування.

Небезпека: ураження електричним струмом; короткі замикання.

4.1.3 Хімічні фактори

- Вплив природного газу

Основний компонент — метан.

Небезпека: витіснення кисню (ризик задухи); утворення вибухонебезпечних сумішей.

- Вихлопні гази

Містять: оксид вуглецю (CO); оксиди азоту (NO_x); вуглеводні.

Вплив: отруєння; захворювання органів дихання.

- Мастильні матеріали

Контакт із маслами може викликати: подразнення шкіри; алергічні реакції.

4.1.4 Пожежо- та вибухонебезпечні фактори

Газоповітряні суміші є вибухонебезпечними в певних концентраціях.

Основні причини аварій: витік газу; іскроутворення; порушення герметичності.

Особливо небезпечні зони: газопроводи; з'єднання та клапани; приміщення без вентиляції.

4.1.5 Психофізіологічні фактори: фізичне навантаження; ремонтні роботи;

переміщення важких деталей; нервово-емоційне напруження; відповідальність за безпечну експлуатацію; робота в аварійних ситуаціях; монотонність роботи.

Тривале спостереження за параметрами двигуна може призводити до зниження уваги.

4.1.6 Біологічні фактори (актуально для біогазових установок).

При використанні біогазу можливий вплив: бактерій; грибків; - продуктів розкладу органічних речовин.

4.1.7 Узагальнення впливу факторів

Небезпечні та шкідливі фактори можуть діяти: одночасно (комбінований вплив); тривало (хронічний вплив); раптово (аварійні ситуації).

Найбільш критичними є: вибухонебезпечність газу; токсичність вихлопних газів;

високий рівень шуму.

4.1.8 Висновки

Обслуговування газових двигунів супроводжується значною кількістю небезпечних і шкідливих факторів різної природи. Найбільшу загрозу становлять

вибухо- та пожежонебезпечні фактори, а також токсичні гази та фізичні впливи (шум, температура).

Для забезпечення безпеки персоналу необхідно: впроваджувати ефективні системи вентиляції; контролювати герметичність газових систем; використовувати засоби індивідуального захисту; автоматизувати контроль параметрів; проводити регулярне навчання персоналу.

4.2 Захист навколишнього середовища від наслідків роботи газового двигуна

4.2.1 Загальна характеристика впливу газових двигунів на довкілля

Газові двигуни внутрішнього згоряння широко застосовуються в енергетиці, транспорті та промисловості завдяки їхній економічності та можливості використання альтернативних палив, зокрема природного газу та біогазу. Водночас їх експлуатація супроводжується негативним впливом на навколишнє середовище.

Основними чинниками впливу є викиди шкідливих речовин, теплове забруднення, шум і вібрації. У процесі згоряння газоподібного палива утворюються оксиди азоту, оксид вуглецю, вуглеводні та діоксид вуглецю, що впливають на якість атмосферного повітря та клімат.

Попри те, що газові двигуни мають нижчий рівень викидів твердих частинок порівняно з дизельними, їх екологічний вплив залишається значним, особливо при недосконалому регулюванні процесу згоряння.

4.2.2 Основні види негативного впливу

- Викиди забруднюючих речовин

Найбільший вплив газових двигунів пов'язаний із викидами: оксидів азоту (NO_x); оксиду вуглецю (CO); незгорілих вуглеводнів (CH_4); діоксиду вуглецю (CO_2).

Рівень токсичності залежить від складу газової суміші, режиму роботи двигуна та системи керування. Дослідження показують, що оптимізація складу паливної суміші дозволяє суттєво зменшити токсичність вихлопу.

- Теплове забруднення. Газові двигуни характеризуються значними втратами теплової енергії, яка передається у навколишнє середовище через систему охолодження та вихлопні гази. Це може призводити до локального перегріву навколишнього середовища.

- Шум та вібрації

Робота двигуна супроводжується шумом і вібраціями, які негативно впливають на здоров'я людини. Тривалий вплив шуму може викликати професійні захворювання та зниження працездатності.

- Витоки метану

Метан є одним із основних компонентів газового палива і має високий парниковий потенціал. Витоки газу можуть виникати через негерметичність системи та призводять до погіршення екологічної ситуації.

4.2.3 Основні заходи захисту навколишнього середовища

- Зниження токсичності викидів

Основні методи: застосування каталітичних нейтралізаторів; використання систем рециркуляції відпрацьованих газів; оптимізація процесу згоряння; використання сучасних систем керування двигуном.

Сучасні дослідження підтверджують ефективність комбінованих енергетичних систем із газовими двигунами для зменшення викидів.

- Використання когенераційних технологій

Когенерація дозволяє ефективно використовувати теплоту відпрацьованих газів, що підвищує загальний ККД установки та зменшує теплове забруднення.

Зниження шуму та вібрацій за рахунок: використання шумоглушників; звукоізоляція обладнання; застосування віброізолюючих опор; правильне проєктування фундаментів.

Запобігання витокам газу завдяки: забезпечення герметичності систем; встановлювання датчиків витоку газу; регулярному проведенню технічного обслуговування.

- Організаційні заходи: контроль технічного стану обладнання; дотримання норм експлуатації; підготовка персоналу; екологічний моніторинг.

Перспективні напрямки екологізації газових двигунів: використання біогазу та альтернативних палив; вдосконалення систем електронного керування двигуном; підвищення енергоефективності двигунів; інтеграцію з енергетичними системами нового типу.

Зокрема, використання біогазу як палива розглядається як перспективний напрям зменшення викидів і залежності від викопних ресурсів.

Газові двигуни є важливим елементом сучасної енергетики, проте їх експлуатація супроводжується негативним впливом на довкілля. Основними факторами є викиди шкідливих речовин, теплове забруднення, шум і витoki газу.

Застосування сучасних технічних рішень, таких як когенерація, системи очищення газів та автоматизоване керування, дозволяє значно зменшити цей вплив. Подальший розвиток газових двигунів має бути спрямований на підвищення їх екологічності та енергоефективності.

ВИСНОВКИ

Розроблена згідно із завданням кваліфікаційна робота на тему "Вдосконалення конструкції охолоджувача газоповітряної суміші газового двигуна потужністю 700 кВт. Прототип – 6ГЧН 25/34" містить в собі необхідні креслення, розрахункові і пояснювальні матеріали по газовому двигуну 6ГЧН25/34 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 6ГЧН25/34 потужністю 700 кВт застосовується для приводу електрогенератора змінного струму і встановлюється на промислових виробництвах, або об'єктах теплоенергетики, 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 ($P_e = 700$ 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 якій 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 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.

,

ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ

Основна література

1. Суднові двигуни внутрішнього згоряння: Підручник/ В.С. Наливайко, Б.Г. Тимошевський, С.Г. Ткаченко, - Миколаїв, 2015. – 662с.
- 2.Дяченко С.С. Конструкція і розрахунок ДВЗ. – Харків: ХНАДУ, 2019. – 360 с.
- 3.Баженов В. А., Кравченко О. М. Двигуни внутрішнього згоряння: теорія та розрахунок поршневих двигунів. — Київ: Арістей, 2012. — 464 с.
- 4.Канило П. М., Кудрявцев Л. М. Теорія поршневих двигунів. — Київ: Наукова думка, 2006. — 368 с.
- 5.Гуськов А.В. Двигуни внутрішнього згоряння: теорія і розрахунок. – Київ: Либідь, 2018. – 512 с.
- 6.Крисін М. П., Грицай О. В. Двигуни внутрішнього згоряння: конструкція, робочі процеси. — Київ: КНУБА, 2014. — 420 с.
- 7.Левченко О. В. Теплові процеси в двигунах внутрішнього згоряння. — Київ: Ліра, 2013. — 280 с.
- 8.Поляков, А. В. Охорона праці та навколишнього середовища при експлуатації теплових двигунів. Київ: Кондор, 2015.
- 9.Маляренко А.М., Шевченко С.І. Екологізація транспортних двигунів. – Київ: Кондор, 2013. – 340 с.
- 10.Кузнецов Л.В., Марченко В.М. Токсичність та нейтралізація відпрацьованих газів ДВЗ. – Київ: Арістей, 2011. – 292 с.
11. Горбов В.М. Енергетичні палива: Навчальний посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2003. - 328 с.
- 12.Taylor C. F. The Internal Combustion Engine in Theory and Practice. Vol. 2: Combustion, Fuels, Materials, Design. — Cambridge: MIT Press, 1994. — 856 p.
- 13.Caterpillar Inc. Piston and Connecting Rod Assemblies: Service Manual. — Peoria, IL: CAT Publications, 2014. — 220 p.
- 14.Cummins Engine Company. High-Performance Diesel Pistons: Cooling Concepts and Material Solutions. — Technical Bulletin No. 4928746, 2019. — 36 p.

Допоміжна

1. Артемов Г.А., Горбов В.М. Суднові енергетичні установки: Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2002.-356с.